

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS Y SERVICIO PARA EL
CILINDRO DE FRENO PERTENECIENTE AL SISTEMA DE
FRENOS DE DISCO DE LOS BOGIES REMOLQUE DE LOS
TRENES DE SEGUNDA GENERACIÓN TECNOLÓGICA DE LA
C.A. METRO DE CARACAS.**

**Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres: Alvarez Lesslie y Armada José
Para Optar al Título de Ingeniero Mecánico**

Caracas 2005.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS Y SERVICIO PARA EL
CILINDRO DE FRENO PERTENECIENTE AL SISTEMA DE
FRENOS DE DISCO DE LOS BOGIES REMOLQUE DE LOS
TRENES DE SEGUNDA GENERACIÓN TECNOLÓGICA DE LA
C.A. METRO DE CARACAS.**

**Tutores Académicos: Prof. María Gudiel y Prof. Fausto Carpentiero.
Tutor Industrial: Ing. José Cioffi**

**Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres: Alvarez Lesslie y Armada José
Para Optar al Título de Ingeniero Mecánico**

Caracas 2005.

Caracas, Junio de 2005

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres Alvarez Lesslie y Armada José Gregorio, titulado:

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS Y SERVICIO PARA EL CILINDRO DE FRENO PERTENECIENTE AL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO DE LOS BOGIES REMOLQUE DE SEGUNDA GENERACIÓN TECNOLÓGICA DE LA C.A. METRO DE CARACAS.


Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico


Prof. José G. La Riva

Jurado


Prof. Jorge Barillas

Jurado


Prof. Fausto Carpentiero
Tutor



RESUMEN

Alvarez, Lesslie y Armada, José

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS Y SERVICIO PARA EL CILINDRO DE FRENO PERTENECIENTE AL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO DE LOS BOGIES REMOLQUE DE SEGUNDA GENERACIÓN TECNOLÓGICA DE LA C.A. METRO DE CARACAS.

Tutores: Prof. Maria Elena Gudiel y Prof. Fausto Carpentiero. Tesis. Caracas. U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2005. 215 Pág.

Cilindro, freno, banco, pruebas, servicio, neumática.

En el presente trabajo se diseñó un banco de pruebas para la empresa C.A. Metro de Caracas que permitiese evaluar el cilindro de freno del sistema de frenos de disco que operan en los bogies remolque de segunda generación y un equipo que facilite el desarmado y el armado del cilindro para realizarle el mantenimiento correspondiente.

Se investigó en la empresa el procedimiento de servicio y prueba del cilindro, para establecer los requisitos de uso y especificaciones de funcionamiento. Utilizando técnicas creativas, se propusieron y evaluaron diferentes diseños que pudieran satisfacer estos requerimientos.

Cada uno de los conceptos solución seleccionado fue desarrollado y calculado para garantizar su nivel óptimo de funcionamiento. La solución elegida para el mecanismo que para facilitar el servicio del cilindro de freno, fue una prensa neumática con un cilindro de doble efecto, y como solución del diseño de banco de pruebas, se estableció un circuito de válvulas y equipos neumáticos para cumplir con las pruebas del cilindro.

Adicionalmente se redactaron los manuales de operación, instalación y mantenimiento del banco y la prensa de servicio. Finalmente se realizó un estudio económico que reflejase el costo actual de construcción del diseño planteado.

DEDICATORIA

Por necesidad, apenas pudiste asistir a algunas de las lecciones que con mucho respeto y amor impartía el maestro Doña Amparo en la única escuela de tu pequeño y extranjero pueblo natal, sin embargo, la vida te ha enseñado una y otra vez la importancia de aprender, no has descansado nunca para conseguir que tus tres hijos se formen con éxito en algún oficio, por eso madre, te dedico el presente trabajo especial, y más aún, todo lo que éste significa...

José G. Armada C.

Has luchado siempre por darnos lo necesario y afrontar este difícil y complejo mundo, desde pequeña el destino ha sido un poco duro contigo, pero aún cuando los años han pasado abuelita, sigues despertando en todos ese espíritu luchador e inquieto que solo tú puedes transmitir a quienes te rodeamos, es gracias a ese impulso que he podido llevar a feliz termino este gran proyecto en el que sin lugar a dudas tienes todo tu amor empeñado.

Mamá, con esmero me has ayudado a conseguir lo que muy pronto se convertirá en un bello sueño hecho realidad, el camino para esto ha sido difícil, pero tu ayuda ha suavizado los embates de las decepciones que una y otra vez se atravesaron.

He sabido a través de mis sueños que estas hay, acompañándome cuando te necesito, sin dudar ni un instante que compartirías la alegría del momento que ahora me embarga, el tiempo que compartimos no fue mucho pero a un así estás donde estás papá, puedes tener la seguridad que nunca te olvidaré.

Pronto se inicia una nueva etapa de mi vida y he querido dedicar a ustedes tres el presente trabajo, les doy gracias por la persona que han formado en mí y les debo mis logros más importantes.

Lesslie M. Alvarez C.

AGRADECIMIENTOS.

Queremos agradecer en primer lugar a Dios, por darnos la fuerza y la constancia para no decaer en este arduo camino.

Por su gran apoyo y colaboración queremos dar gracias a las siguientes personas:

Prof. Maria Elena Gudiel, Prof. Enrique Limongi, Prof. José Gregorio La Riva, Prof. Jorge Barillas, Prof. Fausto Carpentiero, Ing. José Cioffi, Lic. Victor Moya, Sr. Héctor Oviedo, Msc. Lissette Alvarez, Sr. Nelio Silva, Sra. Mélida Colmenares, a todo el personal de la C.A. Metro de Caracas que siempre nos brindó su valiosa colaboración, a nuestros familiares y todos los compañeros de la Escuela de Ingeniería Mecánica que de una forma u otra colaboraron con la realización de este trabajo.

ÍNDICE GENERAL

	<i>Página</i>
Resumen	<i>i</i>
Dedicatoria	<i>ii</i>
Agradecimientos	<i>iii</i>
Índice General	<i>iv</i>
Índice de Tablas	<i>v</i>
Índice de Figuras	<i>vi</i>
Índice de planos	<i>xiv</i>
Introducción	<i>xx</i>
<i>CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA, ALCANCES Y OBJETIVOS</i>	<i>1</i>
1.1 Antecedentes	<i>1</i>
1.2 Planteamiento del Problema	<i>2</i>
1.3 Objetivos	<i>3</i>
1.3.1 Objetivo General	<i>3</i>
1.3.2 Objetivos Específicos	<i>3</i>
1.4 Alcances	<i>4</i>
1.5 Descripción de La Empresa.	<i>5</i>
Misión, visión y metas de la empresa	<i>5</i>
Constitución y proyecto del Sistema Metro	<i>6</i>
Mapas de Líneas	<i>7</i>

Estructura Organizativa de la Empresa	8
División de Material Rodante	9
<i>CAPITULO II: SISTEMAS DE FRENADO DEL TREN Y EL CILINDRO DE FRENO DE DISCO</i>	<i>11</i>
2.1 Tipos de Trenes que prestan servicio en el Metro de Caracas	12
2.2 Descripción de los tipos de frenos	16
2.2 Trabajo en conjunto de los sistemas de freno	20
2.4 Operación del Cilindro de Freno	22
2.5 Descripción del cilindro de freno de disco	23
2.6 Mantenimiento del cilindro de freno de disco	27
<i>CAPITULO III: INVESTIGACIÓN TECNOLÓGICA</i>	<i>30</i>
3.1 Investigación Tecnológica	31
3.2 Requerimientos Técnicos Específicos para el Equipo de Servicio	37
<i>CAPITULO IV: ESTUDIO DE USUARIOS E INVESTIGACIÓN ERGONÓMICA</i>	<i>41</i>
4.1 Identificación de Usuarios	42
4.2 Requisitos de Uso	42
4.2.1 Desempeño Funcional:	43
4.2.2 Factores Humanos	44
4.2.3 Requerimientos Físicos	46
4.2.4 Confiabilidad	46
4.2.5 Ciclo de Vida	47
4.2.6 Recursos Disponibles	48
4.2.7 Requisitos de Manufactura	49
4.3 Investigación Ergonómica	51

<i>CAPITULO V: DESARROLLO DE ESPECIFICACIONES</i>	52
5.1 Desarrollo de especificaciones de funcionamiento	52
<i>CAPITULO VI: GENERACIÓN Y SELECCIÓN DE CONCEPTOS SOLUCIÓN</i>	56
6.1 Generación de los conceptos solución	56
6.1.1 Diseño del equipo para realizar el servicio del cilindro de freno	58
6.1.2 Selección y evaluación del Bastidor	61
6.1.3 Selección de la ubicación del Tablero de Control	64
6.1.4 Selección y Evaluación del Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno.	65
6.1.5 Selección del Mecanismo de Prueba de los resortes internos del Cilindro de Freno.	69
6.1.6 Selección y Evaluación del Mecanismo de Retorno del Cilindro de Freno.	70
6.2 Selección de Conceptos Solución	72
<i>CAPITULO VII: DESARROLLO DE COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS Y DEL SISTEMA DE CONTROL</i>	72
7.1. Área de Pruebas del Cilindro de Freno.	75
7.1.1 Válvulas y conexiones neumáticas.	75
7.1.2 Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno.	80
7.2. Prensa de Servicio para el Cilindro de Freno:	113
7.2.1 Cálculo del cilindro neumático de la prensa.	112
7.2.2. Cálculo de las Placas Soporte del cilindro neumático de la prensa	115
7.2.3 Cálculo de la columna de la prensa	129
7.2.4. Cálculo de las bridas de agarre de las placas soporte del cilindro neumático.	143
7.3. Sistema de Prueba de los Resortes Internos del Cilindro de Freno.	171

7.4. Sistema de Instrumentación y Control del Banco de Pruebas y Servicio	176
7.5. Bastidor del Banco de Pruebas y Servicio.	178
7.6. Mecanismo de Retorno del Cilindro de Freno de Disco.	186
7.7. Integración de los Sistemas Neumáticos del Banco de Pruebas y Servicio.	190
7.8. Lista de Partes.	192

CAPITULO VIII: ESTUDIO ECONÓMICO **198**

Cálculo del costo de fabricación de piezas	200
Costo de la soldadura de las piezas del banco	231
Cálculo del costo del material de los cajetines de instrumentos y válvulas de control del banco de pruebas y servicio.	234
Cálculo del costo de los materiales a ser empleados en la fabricación del bastidor.	237
Fabricación del tornillo sin fin del mecanismo de retorno	238
Costo total de los elementos fabricados para el banco de pruebas y servicio.	239

CAPITULO IX: MANUAL DE MANTENIMIENTO, OPERACIÓN E INSTALACIÓN. **230**

Manual de mantenimiento	241
Manual de operación	247
Manual de instalación	253

CONCLUSIONES **263**

RECOMENDACIONES **267**

BIBLIOGRAFÍA **268**

REFERENCIAS ***270***

ANEXOS ***271***

Anexo 1: Planos de los componentes del banco de pruebas y servicio

Anexo 2: Hojas de Proceso de las piezas a ser fabricadas

Anexo 3: Cotizaciones y especificaciones de los equipos a ser adquiridos por la empresa

ÍNDICE DE TABLAS

Capítulo III:

Tabla 3. 1. Ficha Tecnológica del Banco de pruebas del cilindro del freno de inmovilización.....	32
Tabla 3. 2. Ficha Tecnológica del Banco de pruebas del Cilindro del Freno de Servicio.....	34
Tabla 3. 3. Resultados obtenidos durante las mediciones de fuerza en la Prensa Hidráulica.....	39

Capítulo VI:

Tabla 6. 1. Tabla De Ponderación De Criterios De Evaluación de los diseños propuestos para la Prensa de Servicio.....	59
Tabla 6. 2. Matriz de evaluación de los diseños propuestos para la Prensa de Servicio.....	60
Tabla 6. 3. Tabla de ponderación de condiciones para evaluar el bastidor del Banco de Pruebas y Servicio.....	61
Tabla 6. 4. Matriz de Evaluación de las propuestas hechas para el diseño del bastidor.....	61
Tabla 6. 5. Tabla De Ponderación De Los Criterios De Evaluación Del Mecanismo De Sujeción.....	65
Tabla 6. 6. Matriz de evaluación de los criterios para el mecanismo de sujeción.....	67
Tabla 6. 7. Tabla de ponderación de los criterios para el mecanismo de retorno.....	70
Tabla 6. 8. Matriz de evaluación para la selección del mecanismo de retorno.....	70

Capítulo VII:

Tabla 7. 1. Descripción de los elementos que conforman el sistema neumático del área de pruebas del banco de pruebas y servicio.....	76
Tabla 7. 2. Propiedades del acero 4340. (Fuente Tabla A-21 Shigley).....	86
Tabla 7. 3. Factor de seguridad en función de h	92
Tabla 7. 4. Comparación de los factores de seguridad para diferentes geometrías.....	94
Tabla 7. 5. Descripción de los elementos pertenecientes al circuito neumático del mecanismo de sujeción.....	110
Tabla 7. 6. Selección de la sección transversal de los soportes.....	116
Tabla 7. 7. Cálculo de la inercia en la sección más crítica de las placas soporte.....	121
Tabla 7. 8. Elementos soportados por la columna de la Prensa de Servicio.....	133

Tabla 7. 9. Deflexión para diferentes tubos existentes en el mercado nacional.....	141
Tabla 7. 10. Propiedades geométricas del refuerzo de la columna.	151
Tabla 7. 11. Propiedades para la soldadura seleccionada.	152
Tabla 7. 12. Factores en el cálculo de la soldadura.....	153
Tabla 7. 13. Propiedades y resultados de la soldadura en la brida de sujeción.....	154
Tabla 7. 14. Fuerzas que actúan sobre las guías de posicionamiento.	162
Tabla 7. 15. Reacciones y momentos resultantes de la aplicación de la carga.	164
Tabla 7. 16. Descripción de los elementos que conforman el sistema neumático de la prensa de servicio.....	169
Tabla 7. 17. Ficha guía de evaluación de los resortes internos del cilindro de freno (Nuevos).....	176
Tabla 7. 18. Resumen de resultados en la sección de servicio.....	182
Tabla 7. 19. Propiedades para el perfil en ángulo.	184
Tabla 7. 20. Propiedades geométricas del conjunto en el área de pruebas.	185
Tabla 7. 21. Resumen de resultados para el área de pruebas.	186

Capítulo VIII:

Tabla 8. 1. Listado de equipos neumáticos e instrumentos de medición a ser instalados en el banco de pruebas.	199
Tabla 8. 2. Dimensiones de las láminas del cajetín de manómetros del banco de pruebas.	236
Tabla 8. 3. Dimensiones de las láminas del cajetín de válvulas del banco de pruebas.	237
Tabla 8. 4. Dimensiones de las láminas del cajetín de válvulas de la prensa de servicio.....	238
Tabla 8. 5. Dimensiones de las láminas del cajetín de manómetros de la prensa de servicio.....	238

Capítulo IX:

Tabla 9. 1. Listado de labores de mantenimiento de los equipos del banco de pruebas y servicio.	246
Tabla 9. 2. Actividades previas sobre el bastidor.....	254

ÍNDICE DE FIGURAS.

Capítulo I:

Figura 1. 1. Banco de Prueba del Freno de Servicio y del Freno de Inmovilización. Fuente: Los Autores.	1
--	---

Capítulo II:

Figura 2. 1. Ubicación de los bogies motrices en un vagón líder ^[1]	12
Figura 2. 2. Vista lateral del Bogie Motriz de Primera Generación Tecnológica. ^[1] ..	13
Figura 2. 3. Vista superior del Bogie Motriz ^[1]	13
Figura 2. 4. Vagón tipo Remolque. ^[1]	15
Figura 2. 5. Vista Superior del Bogie Remolque ^[1]	15
Figura 2. 6. Cilindro de Freno de Inmovilización. Fuente: Los Autores.	17
Figura 2. 7. Motor de Tracción de los Bogies Motrices. Fuente: Los Autores.	18
Figura 2. 8. Cilindro de freno de servicio. Fuente: Los Autores.	19
Figura 2. 9. Freno de Disco [2]	21
Figura 2. 10. Subconjuntos del Cilindro de Freno de disco. ^[3]	24
Figura 2. 11. Elementos de cuerpo del cilindro de freno de disco. ^[3]	25
Figura 2. 12. Elementos principales del Cilindro. ^[3]	26
Figura 2. 13. Mecanismo de regulación del Conjunto Tubular del cilindro de freno. ^[3]	26
Figura 2. 14. Conjunto Tubular del cilindro de freno. ^[3]	27
Figura 2. 15. Sistema de rieles para el traslado del Bogie. Fuente: Los autores.	28
Figura 2. 16. Realización del servicio del Bogie. Fuente: Los Autores.	28

Capítulo III:

Figura 3. 1. Banco de pruebas del cilindro del Freno de Inmovilización. Fuente: Los Autores.	33
Figura 3. 2. Banco de Pruebas del Cilindro de Freno de Servicio. Fuente: Los autores.	35
Figura 3. 3. Equipo empleado para el desarmado del Freno de Servicio. Fuente: Los Autores.	36
Figura 3. 4. Prensa Hidráulica existente en el Servicio de Bogies. Fuente: Los autores.	37
Figura 3. 5. Realización de pruebas para determinar la fuerza a ser ejercida sobre el cilindro de freno por el equipo de servicio.	40

Capítulo IV:

Figura 4. 1. Mapa Mental que refleja los requerimientos de los usuarios del Banco de Pruebas y Servicio. Fuente: Los Autores. 43
Figura 4. 2. Puesto de Trabajo para el Servicio del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores. 45

Capítulo V:

Figura 5. 1. Mapa Mental que muestra el Desarrollo de Especificaciones de Funcionamiento para el Banco de Pruebas y Servicio. Fuente: Los Autores. 55

Capítulo VI:

Figura 6. 1. Descomposición Funcional del Banco de Pruebas representado en un Mapa Mental. Fuente: Los Autores. 57
Figura 6. 2. Diferentes tipos de prensa propuestos como diseño solución bajo el esquema de un Mapa Mental. Fuente: Los Autores. 58
Figura 6. 3. Diseños propuestos como conceptos solución para el desarrollo del bastidor. Fuente: Los Autores. 62
Figura 6. 4. Modelo de bastidor seleccionado como diseño solución. Fuente: Los Autores. 63
Figura 6. 5. Ubicación seleccionada para el Tablero de Control. Fuente: Los Autores. 64
Figura 6. 6. Tormenta de ideas que propone diseños para el mecanismo de sujeción. Fuente: Los Autores. 66
Figura 6. 7. Mecanismo de sujeción seleccionado como diseño solución. Fuente: Los Autores. 67
Figura 6. 8. Mapa Mental que refleja la generación de soluciones para el sistema de pruebas de los resortes internos del cilindro de freno. Fuente: Los Autores. 68
Figura 6. 9. Mapa Mental que refleja la generación de soluciones para el mecanismo de retorno del cilindro de freno. Fuente: Los Autores. 69
Figura 6. 10. Mecanismo de retorno seleccionado como diseño solución. Fuente: Los Autores. 71
Figura 6. 11. Mapa mental que muestra los conceptos solución para el banco de prueba y servicio de cilindro de freno. Fuente: Los Autores. 71

Capítulo VII:

Figura 7. 1. Bosquejo del Banco de Pruebas y Servicio. Fuente: Los Autores. 74
Figura 7. 2. Esquema neumático del área de pruebas del cilindro de freno. Fuente: Los Autores. 79

Figura 7. 3. Ubicación de los bujes laterales en el cilindro de freno. Fuente: Los Autores.	80
Figura 7. 4. Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.	81
Figura 7. 5. DCL del pasador. Fuente: Los Autores.	83
Figura 7. 6. Elemento Infinitesimal donde se muestran los esfuerzos en el Pasador. Fuente: Los Autores.	84
Figura 7. 7. Esfuerzos Principales representados en el Círculo de Mohr. Fuente: Los Autores.	85
Figura 7. 8. Ménsula del mecanismo de sujeción soporta el cilindro de freno durante las pruebas. Fuente Los Autores.	89
Figura 7. 9. Diagrama de cuerpo libre de la ménsula. Fuente: Los Autores.	90
Figura 7. 10. Modelado de forma de carga sobre la ménsula. Fuente: Los Autores.	91
Figura 7. 11. Diagrama de corte y momento flector. Fuente: Los Autores.	91
Figura 7. 12. Inercia alrededor del eje z de la ménsula. Fuente: Los Autores.	92
Figura 7. 13. Geometría mínima del soporte, dimensiones en mm. Fuente: Los Autores.	93
Figura 7. 14. Dimensiones finales de la Ménsula. Fuente: Los Autores.	98
Figura 7. 15. Distribución de los pernos en la placa de fijación. Fuente: Los Autores.	99
Figura 7. 16. Cálculo de la fuerza separadora. Fuente Los Autores.	100
Figura 7. 17. Distribución de los pernos para la fijación de la ménsula. Fuente: Los Autores.	101
Figura 7. 18. Detalle de la ubicación de la base del actuador neumático. Fuente: Los Autores.	106
Figura 7. 19. Base del actuador neumático. Fuente: Los Autores.	108
Figura 7. 20. Disposición de los tornillos fijadores del soporte del actuador. Fuente los Autores.	109
Figura 7. 21. Esquema Neumático del Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.	112
Figura 7. 22. Carga Máxima aplicada por el Cilindro Neumático de la Prensa. Fuente: Los Autores.	116
Figura 7. 23. Diseño final de las Placas Soporte del Cilindro Neumático de la Prensa. Fuente: Los Autores.	118
Figura 7. 24. Sección transversal de la placa soporte en la zona más crítica. Fuente: Los Autores.	119
Figura 7. 25. Dimensiones finales en la sección más crítica de las placas soporte. Fuente: Los Autores.	120
Figura 7. 26. Modo de fijación del soporte a la columna de la prensa. Fuente: Los Autores.	124
Figura 7. 27. Disposición de los pernos de fijación de las placas soporte. Fuente: Los Autores.	125
Figura 7. 28. Reacciones sobre los pernos frontales y posteriores a la columna. Fuente: Los Autores.	126

Figura 7. 29. Diagrama de fatiga para los pernos del soporte. Fuente: Los Autores.	
.....	128
Figura 7. 30. Esquema Básico del diseño de la Prensa de Servicio del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.	130
Figura 7. 31. Momentos Aplicados sobre la Columna de la Prensa. Fuente: Los Autores.	131
Figura 7. 32. Diagrama de cuerpo libre de la Columna de la Prensa colocada en posición horizontal para su estudio. Fuente: Los Autores.	131
Figura 7. 33. Esfuerzos sobre un elemento infinitesimal cercano al punto A. Fuente: Los Autores.	132
Figura 7. 34. Representación del estado de esfuerzos en el círculo de Mohr. Fuente: Los Autores.	132
Figura 7. 35. Diagrama que muestra el Método Empleado en el Cálculo de la Deflexión. Fuente: Los Autores.	136
Figura 7. 36. Momento "Ma" ejercido sobre la columna por la placa inferior. Fuente: Los Autores.	138
Figura 7. 37. Ángulo de la Deflexión. Fuente Los Autores.	139
Figura 7. 38. Momento "Mb" aplicado sobre la columna. Fuente: Los Autores.	139
Figura 7. 39. Sección transversal del tubo mecánico existente en la empresa. Fuente: Los Autores.	141
Figura 7. 40. Deflexión en el extremo superior de la columna de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.	143
Figura 7. 41. Ubicación de las Bridas de Fijación en la Prensa de Servicio. Fuente: Los Autores	144
Figura 7. 42. Vista en detalle del montaje de las Placas de Fijación del Cilindro Neumático sobre las Bridas de Agarre. Fuente: Los Autores.	145
Figura 7. 43. Soldadura de la brida superior. Fuente: Los Autores.	145
Figura 7. 44. Parámetro h de la soldadura. Fuente: Los Autores.	147
Figura 7. 45. Vista Superior de la Brida. Fuente: Los Autores.	148
Figura 7. 46. Soldadura del refuerzo y la columna principal. Fuente los autores.	151
Figura 7. 47. Diagrama de cuerpo libre de la brida de sujeción. Fuente los Autores.	154
.....	154
Figura 7. 48. Ubicación de la Brida de Fijación de la columna de la prensa al banco de pruebas. Fuente: Los Autores.	155
Figura 7. 49. Detalle de la distribución de los pernos. Fuente los Autores.	156
Figura 7. 50. Ubicación del Pistón. Fuente: Los Autores.	159
Figura 7. 51. Pistón en detalle. Fuente: Los Autores.	159
Figura 7. 52. Herramienta especial, el pistón debe insertarse en el alojamiento de este dispositivo. Fuente los Autores.	160
Figura 7. 53. Fuerza que actúa sobre el pistón. Fuente: Los Autores.	160
Figura 7. 54. Detalle de las guías de ingreso y posicionamiento. Fuente: Los Autores.	162
.....	162
Figura 7. 55. Detalle donde se observa el soporte especial para inmovilizar el Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.	163

Figura 7. 56. D.C.L. (idealización) de una guía de posicionamiento. Fuente: Los Autores.....	164
Figura 7. 57. Sección transversal del perfil usado. Fuente: Los Autores.....	165
Figura 7. 58. Diagrama de Corte de las guías. Fuente: Los Autores.....	165
Figura 7. 59. Diagrama momento flector para la guías. Fuente: Los Autores.	166
Figura 7. 60. Plano neumático de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.	171
Figura 7. 61. Resortes principales de Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.	172
Figura 7. 62. Dispositivo para evaluar los resortes internos del cilindro de freno. Fuente: Los Autores	173
Figura 7. 63. Cajetín de manómetros del área de prueba. Fuente: Los Autores.	177
Figura 7. 64. Cajetín de manómetros de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.	177
Figura 7. 65. Cajetín de controles y válvulas del área de prueba. Fuente: Los Autores.	178
Figura 7. 66. Cajetín de controles y válvulas de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.....	178
Figura 7. 67. Banco de servicio para el reductor. Fuente: Los autores	179
Figura 7. 68. Vista superior del bastidor donde se indica la distribución según el tipo de actividad. Fuente: Los Autores.....	180
Figura 7. 69. Geometría del área de servicio, la zona rayada representa el área mínima de resistencia. Fuente: Los Autores.	180
Figura 7. 70. Idealización del estado de cargas en el área de servicio. Fuente: Los Autores.....	181
Figura 7. 71. Diagrama de corte y momento flector en la zona de servicio. Fuente. Los Autores.....	181
Figura 7. 72. Modo de carga del área de pruebas. Fuente: Los Autores.....	183
Figura 7. 73. D.C.L. del bastidor en el área de pruebas. Fuente: Los Autores.	183
Figura 7. 74. Sección transversal del área de pruebas. Fuente. Los Autores.....	184
Figura 7. 75. Diagrama de momento flector para el área de pruebas del bastidor. Fuente: Los Autores.	185
Figura 7. 76. Vista lateral del eje del mecanismo de retorno. Fuente: Los Autores.	188
Figura 7. 77. Bosquejo del mecanismo de retorno del cilindro de freno sugerido. Fuente: Los Autores.....	190
Figura 7. 78. Plano neumático del banco de pruebas y servicio del cilindro de freno. Fuente: Los Autores.....	191
Figura 7. 79. Válvula de pedal con enclavamiento para comandar los actuadores neumáticos del mecanismo de sujeción Fuente: Festo.....	195
Figura 7. 80. Válvula reguladora de Presión. Fuente: SMC Neumática de Venezuela	195
Figura 7. 81. Válvula de accionamiento del cilindro neumático de la prensa. Fuente: Camozzi	196
Figura 7. 82. Válvula reguladora de caudal. Fuente: SMC Neumática de Venezuela.	195

Figura 7. 83. Válvula de accionamiento por palanca. (AP-005). Fuente: SMC Neumática de Venezuela.....	196
Figura 7. 84. Silenciador. (AP-006). Fuente: SMC Neumática de Venezuela.....	196
Figura 7. 85. Válvula de accionamiento por botón para controlar la alimentación al manómetro de baja presión durante la regulación. Fuente: SMC Neumática de Venezuela.....	197
Figura 7. 86. Válvula de accionamiento por switch para controlar el paso de aire al manómetro de baja presión. Fuente: SMC Neumática de Venezuela.....	197

Capítulo VIII:

Figura 8. 1. Dimensiones del Pistón de la Prensa Neumática. Fuente: Los Autores.....	202
Figura 8. 2. Dimensiones del tocho para fabricar el pistón de la prensa neumática. Fuente: Los Autores.....	203
Figura 8. 3. Dimensiones del Pasador del Mecanismo de Sujeción. Fuente: Los Autores.....	207
Figura 8. 4. Dimensiones del tocho utilizado para fabricar el pasador del mecanismo de sujeción. Fuente: Los Autores.....	208
Figura 8. 5. Dimensiones de la guía del sistema de prueba de los resortes internos del cilindro de freno. Fuente: Los Autores.....	213
Figura 8. 6. Dimensiones del tocho usado para fabricar la guía del sistema de prueba de los resortes. Fuente: Los Autores.....	214
Figura 8. 7. Dimensiones de las bridas de las placas soporte a la columna de la prensa. Fuente: Los Autores.....	216
Figura 8. 8. Detalle que muestra las dimensiones de la brida de fijación de las placas. Fuente: Los Autores.....	220
Figura 8. 9. Dimensiones de la brida de fijación al bastidor. Fuente: Los Autores.....	221
Figura 8. 10. Dimensiones del tubo mecánico para fabricar el refuerzo de la prensa. Fuente: Los Autores.....	222
Figura 8. 11. Dimensiones de la ménsula del mecanismo de sujeción. Fuente: Los Autores.....	224
Figura 8. 12. Forma alternativa de la ménsula del mecanismo de sujeción. Fuente: Los Autores.....	224
Figura 8. 13. Dimensiones del soporte del sistema de prueba de los resortes. Fuente: Los Autores.....	228
Figura 8. 14. Dimensiones del soporte del sistema de prueba de los resortes del cilindro de freno. Fuente: Los Autores.....	229
Figura 8. 15. Dimensiones de la placa superior de la prensa. Fuente: Los Autores.....	230
Figura 8. 16. Detalle que muestra las dimensiones de la aleta refuerzo la placa. Fuente: Los Autores.....	231
Figura 8. 17. Dimensiones del tornillo sin fin del mecanismo de retorno. Fuente: Los Autores.....	233

Capítulo IX:

Figura 9. 1. Ubicación del agujero de la prensa. Fuente: Los Autores. 254
Figura 9. 2. Ubicación de las placas de fijación de las ménsulas del mecanismo de
sujeción. Fuente: Los Autores..... 256
Figura 9. 3. Ubicación posible de los cajetines de manómetros y válvulas de control
de la prensa y el área de pruebas. Fuente: Los Autores. 258

ÍNDICE DE PLANOS:

	<i>Nº Plano</i>
Bastidor del Banco de Pruebas y Servicio	1
<i>Mecanismo de Sujeción</i>	
Pasador	2
Soporte	3
Base del Actuador	4
Ménsula	5
<i>Prensa de Servicio</i>	
Placa soporte superior	6
Placa soporte inferior	7
Columna	8
Brida de los soportes	9
Brida de unión al bastidor	10
Guías de ingreso	11
<i>Mecanismo de retorno</i>	
Horquilla del tornillo de potencia	12
Tornillo de potencia	13
<i>Sistema de Prueba de Resortes</i>	
Soporte inferior	14
Guía	15
<i>Cajetines (Paneles de Control)</i>	
Cajetín de comando de la prensa	16
Tapa lateral del comando de la prensa	17
Tapa trasera posterior del comando de la prensa	18
Manómetro de la prensa	19
Tapa lateral del manómetro de la prensa	20
Tapa trasera del manómetro de la prensa	21
Cajetín de válvulas de control del área de pruebas	22
Tapa lateral del área de pruebas	23
Tapa trasera del cajetín del área de pruebas	24
Cajetín de manómetros del área de pruebas	25

Tapa lateral de la torre de manómetros	26
Tapa trasera de la torre de manómetros	27

INTRODUCCIÓN

La C.A. Metro de Caracas, como empresa de transporte, tiene como misión garantizar el perfecto estado de las unidades que prestan servicio y velar por la seguridad de los usuarios de este sistema ferroviario. Por otra parte, la empresa se ha planteado como meta la puesta en servicio de los trenes que conforman su flota con un nivel óptimo de condiciones de funcionamiento y así disminuir la presencia de fallas durante la operación comercial, ya que estas fallas acarrearán un costo adicional a la empresa, disminuye la calidad del servicio y afecta considerablemente su imagen. Adicionalmente, la empresa promueve una política de incentivo hacia el diseño y fabricación de equipos por parte de la industria nacional y sus propios empleados y trabajadores para así disminuir el número de importaciones que debe realizar para mantener activa su flota de trenes

Un elemento primordial relacionado directamente con la seguridad de los usuarios y el funcionamiento de los distintos tipos de trenes con que cuenta la empresa, es el sistema de frenos que estos poseen. Es por ello que se hace indispensable verificar las condiciones en que se encuentran estos equipos antes de su puesta en funcionamiento.

El presente trabajo se encuentra enmarcado en el estudio del sistema de frenos de un tipo de vagón perteneciente a los trenes de CAMETRO, el cual es denominado vagón remolque -el cual será descrito y explicado en los capítulos subsiguientes- cuyo sistema de freno impulsa la realización de esta investigación.

El objetivo fundamental de este trabajo es plantear un diseño que satisfaga las necesidades de la empresa de evaluar el funcionamiento del cilindro de freno, -el cual es uno de los elementos principales del sistema de freno de disco-, para evitar posibles fallas durante su operación en los trenes una vez que este equipo ha salido de la etapa de mantenimiento.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA, ALCANCES Y OBJETIVOS

1.1 Antecedentes

El Patio de Talleres del Metro de Caracas en Propatria, dispone de bancos de pruebas para los sistemas de frenos de servicio y frenos de inmovilización (figura 1.1) pertenecientes a los bogies –equipo dinámico que guía a través de rieles y soporta los vagones de un tren (figura 2.2)- motrices de los trenes de primera generación, pero carece de un banco donde puedan realizarse las pruebas para el cilindro de freno correspondiente los frenos de disco, de los trenes de segunda generación (ver capítulo 2).



Figura 1. 1. Banco de Prueba del Freno de Servicio y del Freno de Inmovilización. Fuente: Los Autores.

Los bancos de prueba existentes pudieran servir de guía para el diseño del banco de pruebas de los frenos de disco, pero debido a las grandes diferencias entre los sistemas de freno de los bogie motrices y los bogie remolque, los mismos no pueden ser utilizados ni adaptados para la evaluación de los cilindros de freno de los bogies remolque. Razón por la cual, la empresa requiere el diseño de un banco de pruebas que compruebe el accionamiento del cilindro de freno bajo las diferentes presiones de trabajo, verifique su estanqueidad, el estado de sus resortes principales y realice los reglajes de las cotas establecidas por el fabricante para sus componentes internos.

1.2 Planteamiento del Problema

CAMETRO necesita evaluar el cilindro de freno del sistema de frenos de disco de los bogie remolque y sus sub-componentes una vez finalizada la etapa de mantenimiento, para evitar que sean acoplados al tren presentando fallas. Aunado a esto, la empresa considera muy importante contar con un equipo independiente que facilite el desarmado del cilindro de freno que pueda ser ubicado en el puesto de trabajo donde se realizan las labores de mantenimiento a estos equipos.

Se desea diseñar un banco de pruebas que simule las condiciones de operación en el bogie, evalúe el funcionamiento del cilindro de freno y el nivel de desgaste de sus resortes internos. Adicionalmente, este banco permitirá la ejecución de pruebas de estanqueidad para verificar la ausencia de fugas en el equipo bajo diferentes niveles de presión.

Asimismo, interesa que el banco cuente con un equipo que facilite el proceso de desarmado del cilindro de freno en la fase de mantenimiento. Se diseñarán también los útiles o herramientas que facilitarán éste proceso.

1.3 Objetivos.

1.3.1 Objetivo General.

Diseñar un Banco de Pruebas para la empresa C.A. Metro de Caracas que evalúe el cilindro de freno del sistema de frenos de disco que opera en los bogies remolque de segunda generación y que contenga un equipo que facilite el desarmado y armado del cilindro para realizarle el mantenimiento correspondiente.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Comprender el proceso de pruebas y servicio del cilindro de freno.
- Analizar los usuarios y los parámetros ergonómicos involucrados en el problema.
- Investigar diferentes tecnologías de bancos de pruebas para aplicaciones similares.
- Establecer las especificaciones de diseño.
- Proponer conceptos solución utilizando técnicas creativas para la estructura del banco de pruebas y de los componentes que realizaran las diversas funciones del mismo.
- Seleccionar un concepto solución en base a los criterios ponderados de diseño establecidos.
- Determinar la geometría del soporte y la posición de los diferentes elementos estructurales.
- Escoger el sistema de instrumentación del banco de pruebas.
- Calcular las solicitaciones a las cuales estará sometida la estructura del banco de prueba y los elementos sometidos a esfuerzos.
- Elaborar los planos del equipo.

- Redactar los manuales de instalación, operación y mantenimiento.
- Realizar un estudio económico, donde se indicará el costo de la construcción del banco de pruebas y del equipo de servicio.

1.4 Alcances.

Los alcances propuestos son los siguientes:

- Estudiar los procesos de prueba y servicio de los cilindros de frenos establecidos por el fabricante.
- Definir los parámetros a medir por el banco de pruebas en base a los requerimientos de los usuarios.
- Investigar los diferentes mecanismos existentes en el mercado para realizar las mediciones de los parámetros a ser evaluados por el banco. Seleccionar los más apropiados.
- Analizar los aspectos ergonómicos, tecnológicos y de usuarios con el fin de establecer las especificaciones del banco de pruebas para los cilindros de freno.
- Proponer conceptos solución utilizando técnicas creativas, evaluarlos y seleccionar el más apropiado, en base a los criterios previamente establecidos.
- Determinar las cargas necesarias para desarmar y armar el equipo, con el fin de diseñar el equipo más adecuado para este procedimiento.
- Diseñar el dispositivo que facilitará el servicio de mantenimiento del cilindro que se incluirá en el banco, indicando sus componentes internos y materiales para su fabricación.
- Realizar diseños preliminares para éste dispositivo y seleccionar el más adecuado.
- Definir la estructura final del banco de pruebas y realizar el análisis de cargas a las cuales estará sometido el banco.

- Determinar los materiales para la fabricación del soporte y otros elementos estructurales.
- Selección del sistema de instrumentación.
- Elaboración de los planos del equipo.
- Redacción de manuales de Operación, Instalación y Mantenimiento.

1.5 Descripción de la empresa

MISIÓN, VISIÓN Y METAS DE LA EMPRESA

La Misión de la C.A. Metro de Caracas es la de contribuir al desarrollo del transporte colectivo en el Área Metropolitana de Caracas, mediante la planificación, construcción y explotación comercial de un sistema integrado de transporte, conformado por una red ferroviaria metropolitana (Metro) y una red alimentadora de transporte superficial (Metrobús), que preste el servicio público de transporte en forma segura, efectiva, eficiente y confiable, manteniendo su autosuficiencia financiera. La C. A. Metro de Caracas, está adscrita al Ministerio de Infraestructura.

La visión de C.A. METRO DE CARACAS es la de abarcar todo el área metropolitana; a través de un sistema ferroviario subterráneo masivo.

La C. A. Metro de Caracas es la empresa líder de transporte público del país. Este objetivo lo logra mediante la ampliación de su red y la prestación del servicio de transporte masivo de pasajeros en el Área Metropolitana de Caracas con excelente calidad, en condiciones de eficiencia y productividad; contribuyendo así al bienestar de su población y al desarrollo urbano.

CONSTITUCIÓN Y PROYECTO DEL SISTEMA METRO

Actualmente el sistema Metro de Caracas cuenta con una red básica constituida por tres líneas:

Línea 1: Propatria – Palo Verde

Línea 2: Silencio – Zoológico – Las Adjuntas

Línea 3: Plaza Venezuela – El Valle

Se llevan a cabo actualmente las obras con el fin de darle culminación a distintos proyectos que permitirán la extensión del sistema metro de la ciudad, a continuación se describen:

Línea 3: Se deberá construir el segundo tramo de esta línea, que abarca 5 estaciones extendiéndose hasta la Estación Terminal La Rinconada y teniendo como estación intermedia “ Mercado” donde se podrá hacer el trasbordo a la línea Metro viniendo del Ferrocarril Caracas – Tuy.






Línea 4: La cual se extenderá como prolongación de la línea 2, desde la estación de Capuchinos hasta el Parque del Este, con una longitud total de 12.3 Km. Y con 10 estaciones. El trazado todo subterráneo, seguiría inicialmente por la Avenida Lecuna hasta la estación Parque Central, con las estaciones intermedias “Teatros” en la vecindad de los teatros Nacional y Municipal, y la estación “Nuevo Circo” en las inmediaciones de esta plaza de toros. Luego bordeando la margen izquierda del Río Guaire seguiría hasta la Plaza Venezuela. Allí se constituirá la tercera estación que llevaría este mismo nombre, paralela al Sur de la Línea 1 y perpendicular a la Línea 3. A partir de esta estación el trazado sigue el Sur cruzando el río Guaire en las inmediaciones del distribuidor el “Pulpo” y siguiendo por su margen derecha hasta las Mercedes. Tendría estaciones en la Avenida Principal de Bello Monte, en la Plaza Ibarra para ser más precisos, luego seguiría por la Avenida Ppal. De las Mercedes con estaciones cerca de CADA y del Hotel Tamanaco,

continuaría doblando al Norte hacia Chuao donde tendría una estación, cerca del Cubo Negro; de allí al Norte cruzando de nuevo al Río Guaire para llegar a la estación final paralela a la actual en Parque del Este.

Se estima que esta línea hacia el año 2.010 transportaría diariamente cerca de 525 mil pasajeros, uno 160 millones al año.

Línea Interurbana: El proyecto realizado por la C.A. Metro de Caracas para esta línea que servirá a una población estimada de 390 mil habitantes de la ciudad de los Teques y zonas circunvecinas como San Antonio de los Altos, Carrizales, San Diego y el Tambor entre otros, contempla un trayecto de unos 9,5 Kms. En un recorrido enteramente superficial dictado por las condiciones topográficas, que se efectuaría en un tiempo estimado de 10 minutos, a una velocidad limitada de 55 Km/h. La frecuencia entre trenes será de 5 minutos durante las horas pico. El material rodante será similar al de la línea 2, con convoyes conformados inicialmente por 4 vagones, extensibles a seis. El trazado de la vía mayormente correrá paralelo al río San Pedro por su margen derecha y además de las Estaciones Terminales Las Adjuntas y el Tambor, se incluiría a futuro una en el centro de la ciudad de Los Teques.

MAPAS DE LÍNEAS

- Línea 1 (Propatria – Palo Verde) 
- Línea 2 (El Silencio – Zoológico – Las Adjuntas) 
- Línea 3 (Plaza Venezuela – El Valle) 
- (El Valle – La Rinconada), Por finalizar) 
- Línea 4 (Capuchinos – Plaza Venezuela) (Por finalizar) 



ESTRUCTURA ORGANIZATIVA DE LA EMPRESA

La estructura administrativa de la empresa permite la descentralización de las cargas, delegando las responsabilidades en la toma de decisiones a las gerencias respectivas, por ello la empresa C.A. Metro de Caracas está conformada por cinco sectores básicos: Dirección Superior, Asesoramiento, Control, Apoyo y Operaciones.

El Sector de Dirección Superior está integrado por una Asamblea de Accionistas que de ella van a depender una Junta Directiva, la cual escoge al Presidente de la Empresa. La Presidencia está integrada por una Secretaría Ejecutiva y una Gerencia de Planificación Corporativa.

El Sector de Asesoría y el de Control dependen directamente del Sector de Dirección Superior y se encuentran en el mismo nivel gerencial.

El Sector de Asesoría está compuesto por una Consultoría Jurídica, una Gerencia de Relaciones Públicas y una Gerencia de Planificación de Transporte.

El Sector de Control está integrado por la Contraloría Interna.

El Sector de Apoyo depende de forma directa de los sectores anteriormente nombrados y está formado por dos (2) gerencias: primeramente la Gerencia Ejecutiva de Servicios, que a su vez va a estar dividida en una Gerencia de Informática y Organización, una Gerencia de Relaciones Industriales, una Gerencia de Protección y Seguridad y por último una Gerencia de Seguridad e Higiene Industrial. La segunda es la Gerencia Ejecutiva de administración la cual está dividida en una Gerencia de Finanzas y una Gerencia de Administración.

El último nivel está conformado por el Sector Operacional que cuenta con una Gerencia Ejecutiva de Construcción, la cual está dividida en una Gerencia de Control de Proyectos, una Gerencia de Expropiación, una Gerencia de Obras Civiles y una Gerencia de Equipos. Este Sector también cuenta con una Gerencia de Proyectos; la cual va a estar subdividida en un Centro de Investigaciones Tecnológicas, una Gerencia de Entrenamiento, una Gerencia de Materiales, una Gerencia de Operaciones Metro, una Gerencia de Mantenimiento y una Gerencia de Recaudación y Mercadeo.

También es dependiente de éste Sector, la Gerencia Ejecutiva de Transporte Superficial, la cual está dividida en la Gerencia de Operación de Transporte Superficial y la Gerencia de Mantenimiento de Transporte Superficial.

DIVISIÓN DE MATERIAL RODANTE

La División de Material Rodante (DMR), va a depender directamente de la Gerencia de Mantenimiento Metro y va a contar con un Departamento de Apoyo Técnico y una Unidad de Ingeniería y Estadística (UIE), un Departamento de Taller

de Servicio e Inspección tanto en Línea 1 como en Línea 2. Estos Departamentos a su vez van a estar divididos en Servicios, a saber: Servicio de Mantenimiento Preventivo Ligero, Servicio de Mantenimiento Profundo, Servicio de Mantenimiento Correctivo y Servicio de Inspección de Pilotaje automático (Este Servicio se encuentra solo en línea 1).

El Departamento de Taller de Mantenimiento Mayor está compuesto a su vez por la Coordinación de Taller Electrónico, el Servicio de Carrocería y la Coordinación de Taller en Línea 2.

La Coordinación de Taller Electrónico está subdividida en el Servicio y Mantenimiento de Telecomunicaciones, el Servicio de Mantenimiento de Electrónica, el Servicio de Mantenimiento de Electrónica General y el de Almacén Sectorial 95.

El Servicio de Carrocería está compuesto por el Servicio de Bogie, el Servicio de Equipos Eléctricos, el Servicio de Motores y el Servicio de Equipos de Soporte.

La coordinación de taller de Línea 2 está formada por tres Servicios, a saber: el Servicio de Equipos Diversos, el Servicio de Bogie y el Servicio de Equipos Neumáticos.

CAPITULO II

SISTEMAS DE FRENADO DEL TREN Y EL CILINDRO DE FRENO DE DISCO

La complejidad de un tren es muy elevada debido al gran número de diversos sistemas que interactúan para cumplir funciones de distintos tipos. Uno de los sistemas más importantes es el sistema de freno, pues de él depende la seguridad de los usuarios y la buena operación de un sistema ferroviario.

El sistema de frenado de un tren no es único, por el contrario, es un conjunto de sistemas totalmente independientes que actúan de forma aislada con el fin de garantizar un frenado efectivo. No son sustitutivos, es decir, cada uno tiene una aplicación y un tiempo de acción diferente, sin embargo, son complementarios como se verá más adelante.

En este capítulo se presenta una descripción detallada de los sistemas de freno que actúan en los trenes del Metro de Caracas, también se incluye información acerca del funcionamiento y características de los trenes, diferencias funcionales entre un sistema y otro, como actúan en conjunto para lograr la detención total del tren, etc. Finalmente la investigación se enfoca de forma exclusiva al Cilindro de Freno.

2.1 Tipos de Trenes que prestan servicio en el Metro de Caracas.

CAMETRO cuenta actualmente con dos tipos de trenes que prestan el servicio en las diferentes líneas comerciales. Las diferencias, que no son notorias a simple vista, tienen su origen en la tecnología que emplean. Para diferenciar los trenes del Metro de Caracas estos han sido denominados:

Trenes de 1ª Generación Tecnológica: Prestan su servicio en la Línea 1 (Propatria – Palo Verde), y la mayor parte de la Línea 2 (Capitolio – Las Adjuntas). Se caracterizan por disponer de siete vagones, dos de tipo “A” -también conocidos como líderes- y el resto de tipo “B”. Todos los vagones que integran este tipo de tren tienen capacidad motriz individual, es decir, cada uno de ellos proporciona tracción y potencia al momento de prestar el servicio comercial. El impulso y frenado que dan movilidad a los vagones viene dado por elementos denominados bogies motrices que soportan la carrocería y guían el vagón a través de la vía de rieles, transmitiendo los esfuerzos de tracción-frenado de los motores de tracción para así impulsar el tren. Cada vagón tiene en su parte inferior dos bogies motrices, uno en cada extremo (figura 2.1).

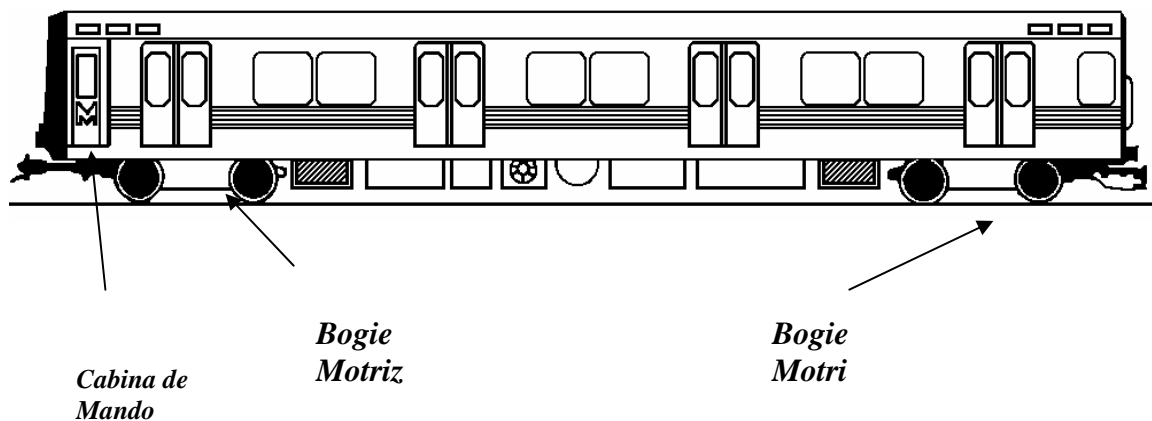


Figura 2. 1. Ubicación de los bogies motrices en un vagón líder ^[1].

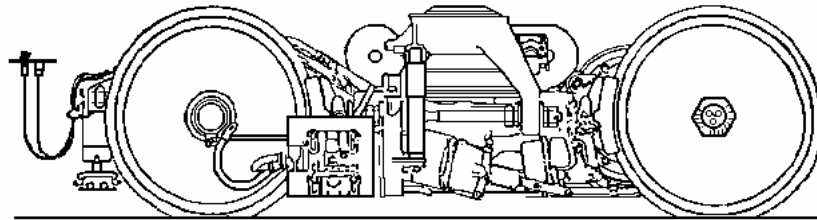


Figura 2. 2. Vista lateral del Bogie Motriz de Primera Generación Tecnológica. [1]

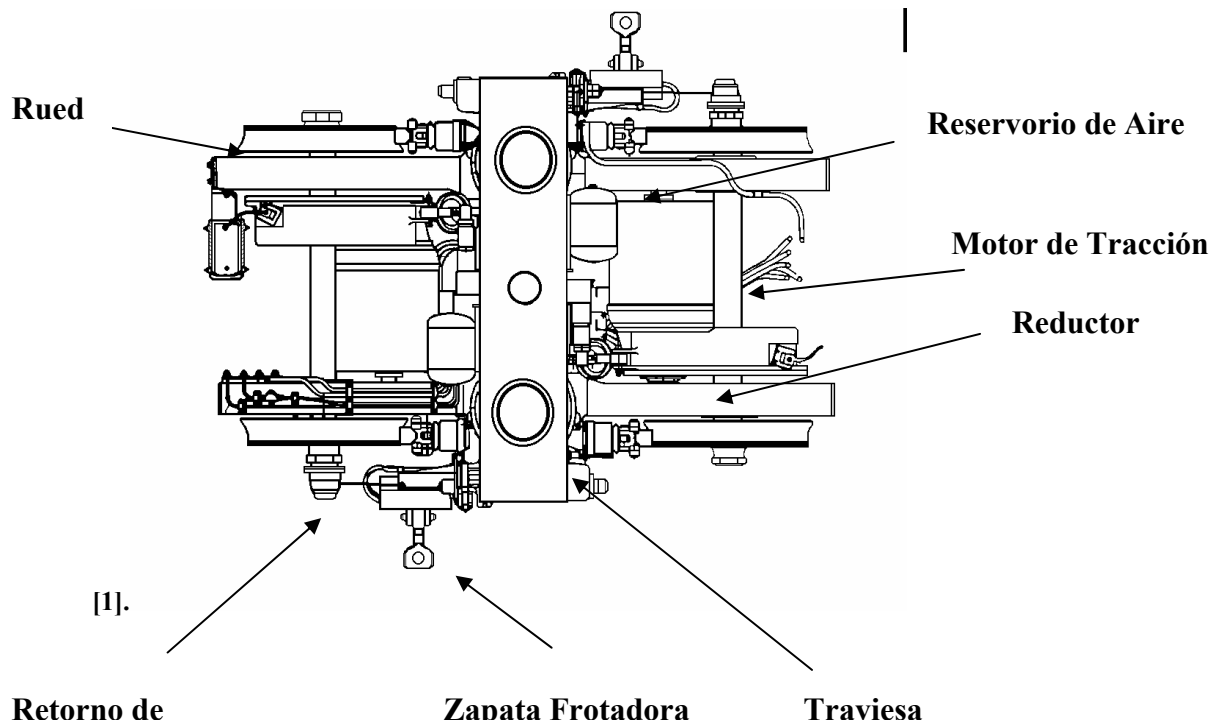


Figura 2. 3. Vista superior del Bogie Motriz [1]

Los bogies motrices se caracterizan por poseer los siguientes elementos (figuras 2.2 y 2.3).

- Chasis.

- Ejes equipados con ruedas.
- Reductores.
- Motores de tracción.
- Traviesa.
- Suspensión primaria y secundaria
- Suspensión primaria y secundaria.
- Frenos de servicio y de inmovilización.
- Dos frotadores de corriente (conocida también como zapata frotadora).
- Equipos diversos.

Trenes de 2ª Generación Tecnológica: Prestan servicio en la Línea 3 (Plaza Venezuela – El Valle), en parte de la Línea 2 y en la futura Línea 4 (Capuchinos – Plaza Venezuela). Tienen seis vagones, de los cuales, dos son líderes y se identifican en la compañía como tipo “C”, en cuyos extremos se encuentran ubicadas las cabinas de mando de los operadores del tren. Estos vagones están soportados por dos bogies motrices y son similares a los de primera generación. También poseen dos vagones intermedios, tipo “D”, que son guiados y sostenidos por bogies motrices iguales a los de primera generación tecnológica. Por último, poseen dos vagones remolques (figura 2.4), que son también vagones intermedios pero cada uno de los cuales está soportado por dos bogies remolque que carecen de motores de tracción. Los bogies remolque, al igual que los motrices, soportan y permiten el guiado a través de las vías, de cada uno de los vagones que componen al tren.

Entre las funciones de los bogies remolque están:

- Soportar cada una de las cargas, y guiarlas por los rieles de rodaje.
- Absorber los esfuerzos provenientes de la vía, por medio de los sistemas de suspensión, que dan el confort al usuario.

- Detener los vagones, por medio de los sistemas de frenado por zapatas y de disco, al arribo de cada estación.

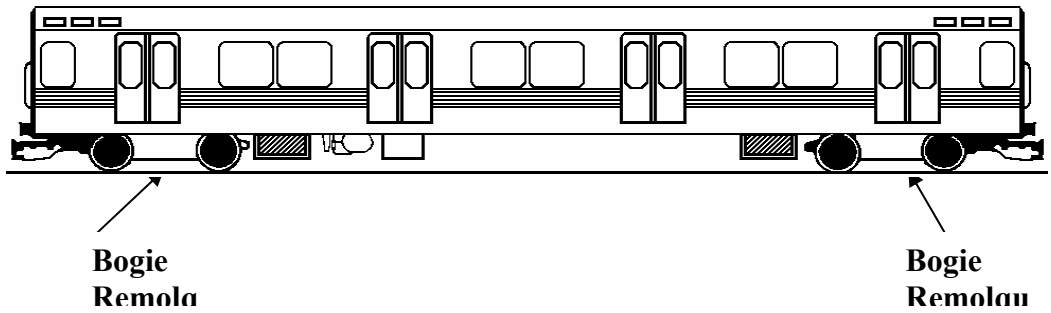


Figura 2. 4. Vagón tipo Remolque. ^[1]

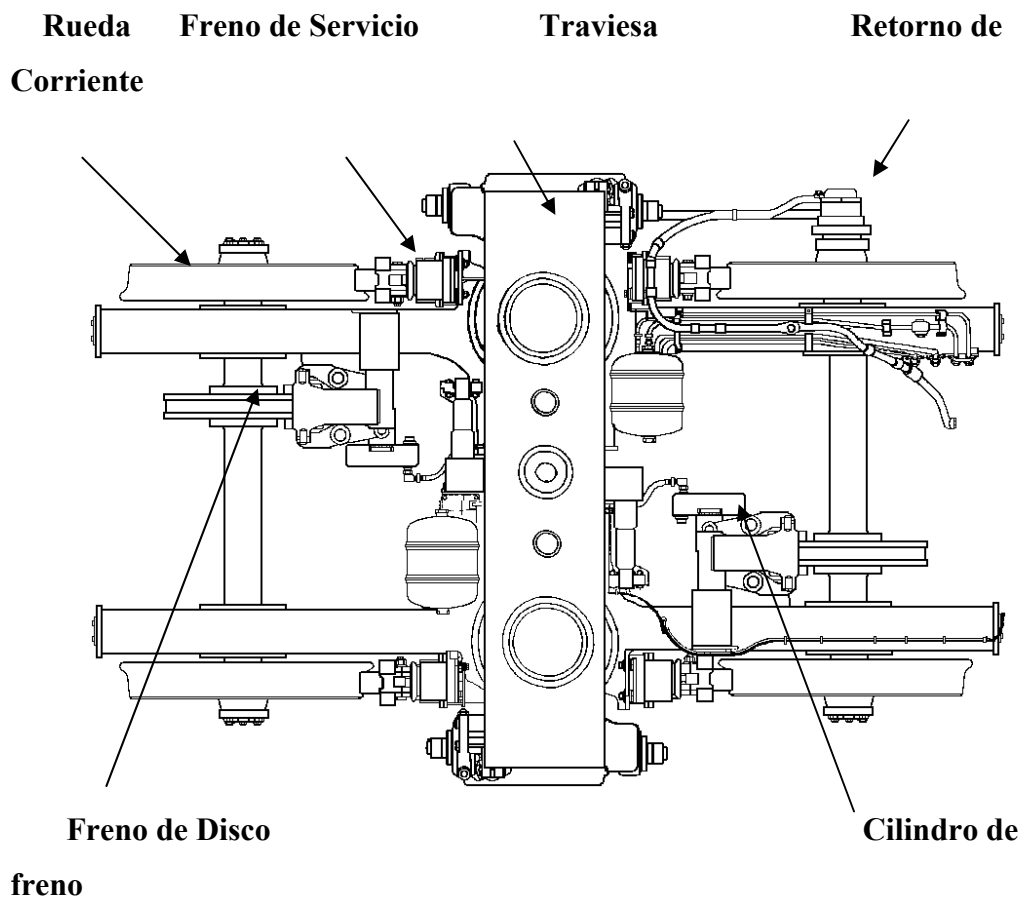


Figura 2. 5. Vista Superior del Bogie Remolque ^[1]

El bogie remolque está conformado por los siguientes elementos (figura 2.5):

- Chasis.
- Ejes equipados con ruedas y con el disco de freno.
- Suspensión primaria y secundaria.
- Freno de servicio.
- Freno de estacionamiento.
- Freno de disco.
- Equipo diversos.

Las condiciones de diseño para el bogie remolque son las mismas aplicadas para cada uno de los sub-equipos del bogie motriz, con las respectivas modificaciones en el chasis y ejes motivado a la inclusión del sistema de freno de disco, compuesto por la timonera, cilindro de freno, pastillas y disco.

2.2 Descripción de los tipos de frenos.

Freno de inmovilización (FI):

El freno de inmovilización o de estacionamiento se activa automáticamente cuando el tren esta fuera de servicio. En general, al encontrarse el tren en las áreas de estacionamiento o de taller, su accionamiento tiene lugar, cuando el flujo de aire proveniente del compresor de cada vagón tiene muy poca presión o ninguna, es decir, está normalmente aplicado, al energizar cada vagón y al haber presión suficiente en el suministro de aire, se procede a llenar su cilindro neumático por lo cual la acción de este dispositivo cesa y el vagón queda liberado para rodar. En las ocasiones que sobreviene una falla en el sistema de compresión prestando servicio comercial, es necesario que el operador del tren aisle el vagón en falla y accione un mecanismo manual para retraer el brazo de este mecanismo que

mantiene aplicada la fuerza sobre una zapata de freno. Cada bogie está compuesto por dos cilindros de este tipo de freno (figura 2.6).

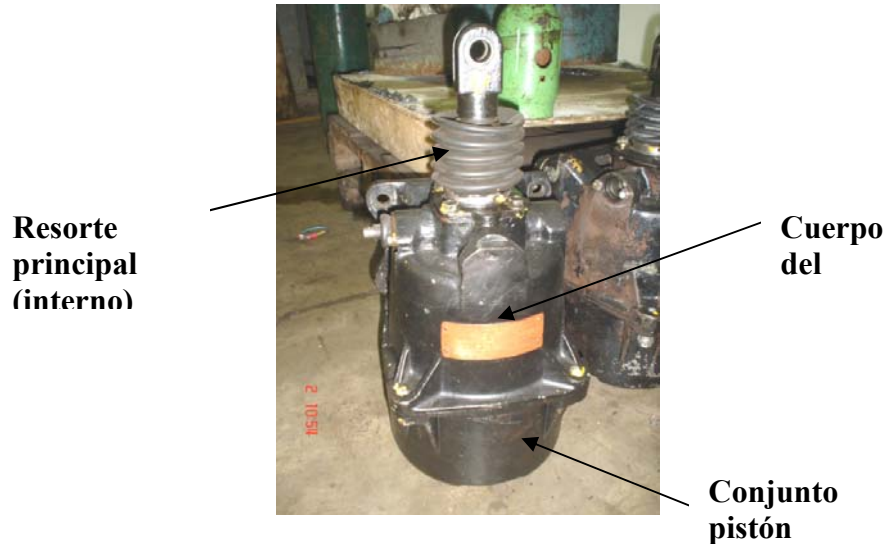


Figura 2. 6. Cilindro de Freno de Inmovilización. Fuente: Los Autores.

Componentes del sistema de FI:

- Cuerpo del cilindro.
- Conjunto pistón.
- Zapata.
- Resorte principal.

Freno reostático:

Este tipo de frenado es el más importante de todos. En este sistema recae la responsabilidad de disminuir o disipar la mayor cantidad de energía potencial dada por el desplazamiento del tren una vez que ha cesado la acción de acelerar mediante los motores de tracción.

El principio de funcionamiento de este sistema de freno se basa en la transformación de la energía potencial en energía eléctrica. Cuando el tren arriba a una estación, el operador o el sistema integrado de control coloca los motores de tracción en la posición de frenado en la cual éstos se comportan como generadores de corriente eléctrica, disipando la energía original. La energía eléctrica transformada se envía a un banco de resistencias en el cual se disipa en forma de calor al ambiente con la ayuda de un ventilador. El excedente retorna a las vías, mediante un dispositivo diseñado para este fin (banco de resistencias).

Los componentes que integran el sistema de Frenado Reostático (figura 2.7) son:

- Resistencias.
- Retorno de corriente.
- Motor de tracción.



Figura 2. 7. Motor de Tracción de los Bogies Motrices. Fuente: Los Autores.

Freno de Servicio:

Este tipo de freno está diseñado para lograr la detención oportuna del tren en el espacio destinado como andén para el desembarque y abordaje de los pasajeros. Su acción tiene lugar una vez que el sistema de freno reostático ha logrado disminuir la velocidad del tren hasta unos 10 km/h. Consta internamente de un cilindro neumático (figura 2.8) que es accionado por el flujo de aire comprimido proveniente del reservorio de aire o directamente del compresor de cada vagón; una vez llenado dicho cilindro este actúa indirectamente sobre una zapata de freno que hace presión directamente sobre la rueda del bogie más cercana. Cada bogie está provisto de cuatro dispositivos de freno de servicio, uno para cada rueda.

Los componentes del sistema de Freno de Servicio se enumeran a continuación:

- Cilindro de Freno de Servicio.
- Porta Zapata.
- Zapata.

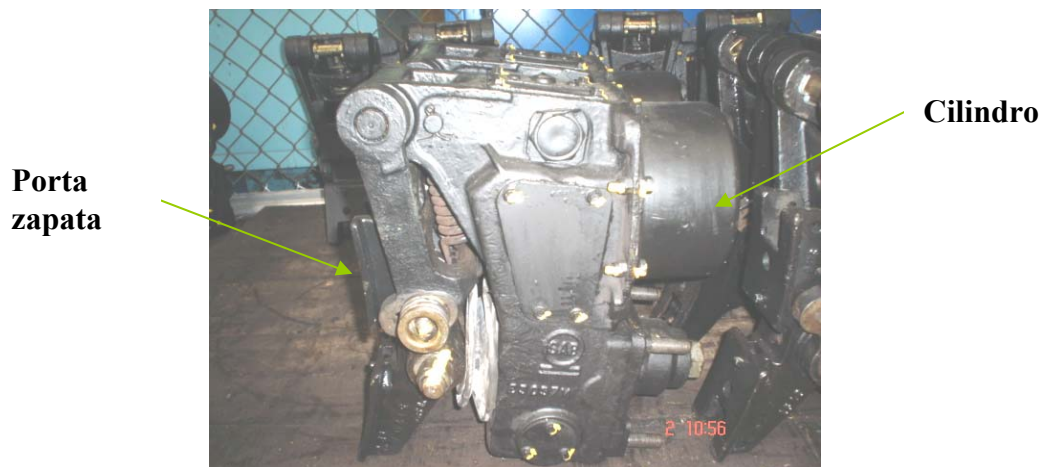


Figura 2. 8. Cilindro de freno de servicio. Fuente: Los Autores.

Sistema de Freno de Disco:

Este sistema de freno se encuentra sólo en los bogies remolque, motivado a la carencia del frenado reostático ya que no poseen motores de tracción. En este caso, la capacidad de frenado de los vagones remolques está compensada por la presencia de grandes discos de freno que van alojados directamente en el eje de ruedas. Su detención se logra a través de la aplicación de pastillas de freno directamente sobre el disco. Cada bogie remolque tiene dos sistemas de Freno de disco.

El sistema de freno de disco está constituido por los siguientes componentes (figura 2.9):

- Timonera.
- Cilindro de freno.
- Disco de freno.
- Pastillas y porta pastillas.

2.2 Trabajo en conjunto de los sistemas de freno

Todos los vagones motrices de todas las Líneas Comerciales de CAMETRO, poseen motores de tracción que se encargan de impulsar el tren a través de los rieles en ambos sentidos (hacia adelante y hacia atrás). Estos elementos y el resto de los equipos, reciben la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento mediante la zapata frotadora que hace contacto en todo momento con un tercer riel alimentado a 760 V DC. Un transformador eléctrico denominado motor alternador o Chopper convierte parte de esta energía en corriente alterna con un voltaje de 220 para el funcionamiento del aire acondicionado, iluminación interna,

compresor y otros equipos. El resto de la energía es consumida directamente por los motores de tracción.

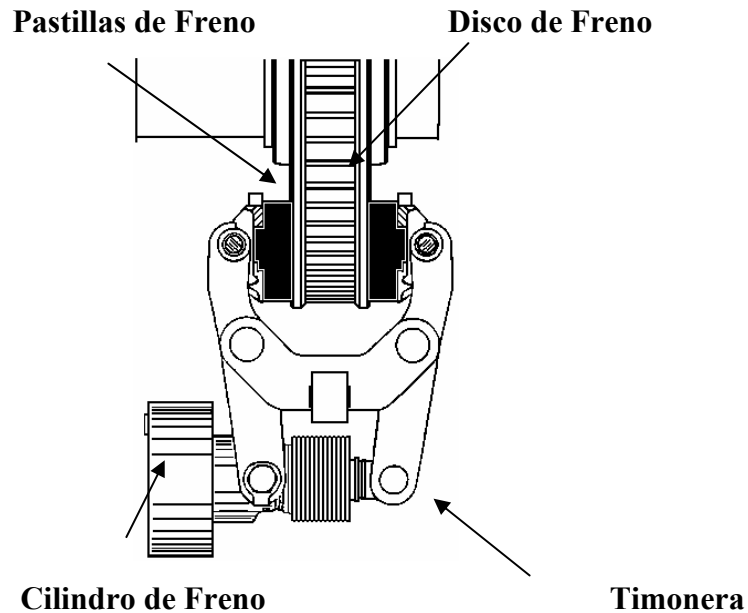


Figura 2. 9. Freno de Disco [2]

Cuando el tren está próximo a la estación, el sistema automático de pilotaje o el operador acciona el frenado denominado reostático, el cual consiste en invertir la función de los motores de tracción, convirtiéndolos en transformadores de energía eléctrica; es decir, toman la energía mecánica proveniente de la acción de rodaje de las ruedas absorbiéndola y transformándola en energía eléctrica. El excedente es devuelto al tercer riel mediante un dispositivo denominado Retorno de Corriente.

En el momento en el que el tren alcanza una velocidad de aproximada de 10 km/h, se activa el freno de servicio, quien finalmente lo detiene para la posterior apertura de las puertas. Los vagones compuestos por bogies remolques no tienen obviamente frenado reostático; en su lugar, se encuentran los sistemas de freno de

disco, los cuales, tienen la función de reducir la velocidad del tren absorbiendo la energía mecánica producida por su desplazamiento, disipando la misma en forma de calor a través de las pastillas de freno al momento que se produce el frenado reostático en el resto de los vagones; es decir, compensa la falta de este tipo de frenado en los vagones remolque. Cuando el tren finalmente alcanza aproximadamente la velocidad de 10 km/h también se aplica el freno de servicio para detenerlo.

2.4 Operación del Cilindro de Freno

La operación del cilindro de freno tiene lugar cuando el operador o el sistema automático de pilotaje accionan el frenado del tren. En los bogies remolques se suministra aire comprimido al cilindro de freno el cual proviene de un compresor ubicado debajo de cada vagón. La presión de trabajo varía automáticamente según la carga de personas y la velocidad del tren en determinado momento. Esta presión de trabajo oscila entre los 0,5 y los 6 bar aproximadamente.

El cilindro de freno está colocado en el bogie remolque mediante un dispositivo mecánico denominado timonera, el cual además de darle soporte, transmite la energía mecánica hasta las pastillas de freno, motivo por el cual el cilindro de freno no está sujeto de forma sólida al chasis, lo que le permite una ligera libertad de movimiento. Su accionamiento sobre la timonera es similar al de una tijera, al extenderse el vástago (conjunto tubular) se acorta la distancia entre las pastillas de freno aplicando una fuerza que dependerá de la presión de suministro. Las pastillas producen un efecto de fricción sobre el disco de freno produciendo calor y el desprendimiento de partículas componentes de las mismas, a la vez que se reduce la velocidad angular del disco, ocasionando una disminución progresiva de la velocidad del bogie y a su vez del tren. Al ingresar el aire comprimido al cilindro de freno, empuja un émbolo provisto de una guarnición de goma (sello) con un diámetro que permite transformar la presión dentro del mismo en fuerza, que es transmitida a través

de este émbolo hacia un vástago roscado contenido dentro del conjunto tubular. Finalmente éste sale del cilindro de freno y se aplica sobre la timonera.

La composición interna del cilindro de freno es relativamente compleja, debido a que una vez accionado, no debe devolverse a su posición inicial. Es decir, la longitud que hayan recorrido las pastillas de freno no debe retroceder. Al igual que el sistema de freno de disco de un vehículo, las pastillas de freno deben quedar lo más cerca posible del disco cada vez que cesa la acción de frenado, lo cual se consigue – en el caso de un vehículo- gracias a la propiedad del fluido hidráulico que se utiliza (no compresible).

El cilindro de freno que se estudiará en este caso, trabaja con un fluido compresible, aire tomado de la atmósfera, que permite el retroceso del mecanismo. Para ello, este dispositivo cuenta con un conjunto de reguladores de posición que se auto-ajustan constantemente a medida que las pastillas pierden material y el disco se va desgastando.

2.5 Descripción del cilindro de freno de disco

El cilindro de freno que opera en los bogies remolques de CAMETRO fueron fabricados por la empresa francesa SAB-WACO y corresponden al modelo PB 254. Está compuesto al menos de setenta (70) piezas de diferentes grados de importancia, las cuales han sido divididas en subconjuntos (figura 2.10):

Subconjuntos:

- Cuerpo del cilindro.
- Cilindro.
- Elementos de regulación del conjunto tubular.
- Conjunto tubular.

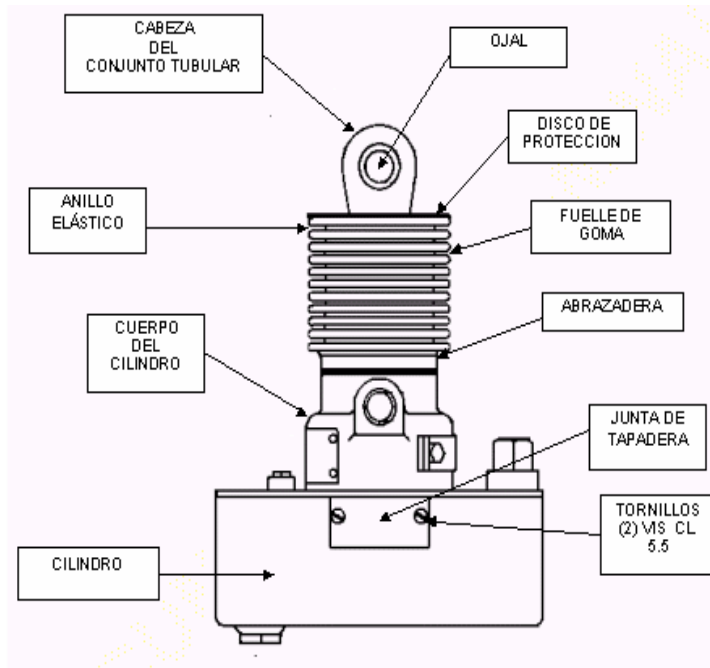


Figura 2. 10. Subconjuntos del Cilindro de Freno de disco.^[3]

Elementos principales del cuerpo del cilindro (figura 2.11):

- Bujes del cuerpo.
- Respiradero y tornillo de fijación.
- Placa de presilla y tornillos de fijación.
- Junta, tapa y chapa de freno del obturador.
- Tapón hexagonal y anillo tórico.

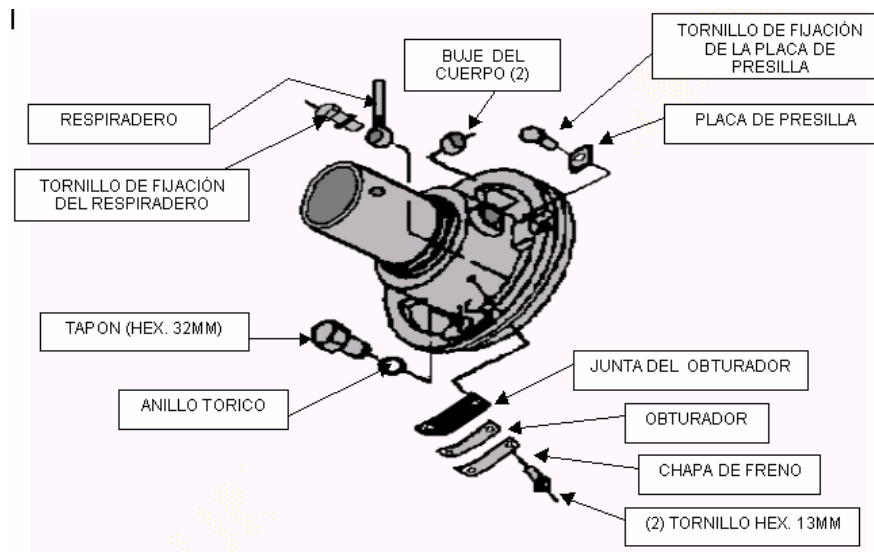


Figura 2. 11. Elementos de cuerpo del cilindro de freno de disco. ^[3]

Elementos principales del Cilindro (figura 2.12):

- Cilindro.
- Pistón, guarnición del émbolo y arandela de sujeción.
- Cubierta de goma y tapa de identificación.
- Anillo elástico.

Elementos principales que conforman la regulación del conjunto tubular (figura 2.13)

- Manguito de regulación.
- Platillo y arandela de apoyo.
- Rodamientos de bolas.
- Resortes.
- Tuerca de regulación.

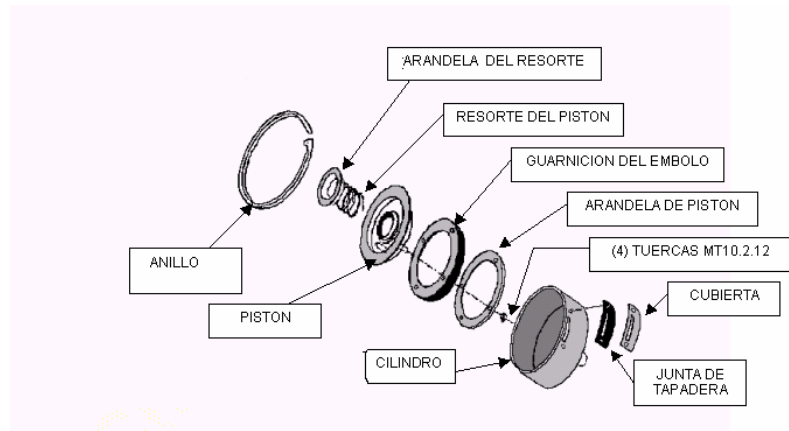


Figura 2. 12. Elementos principales del Cilindro. ^[3]

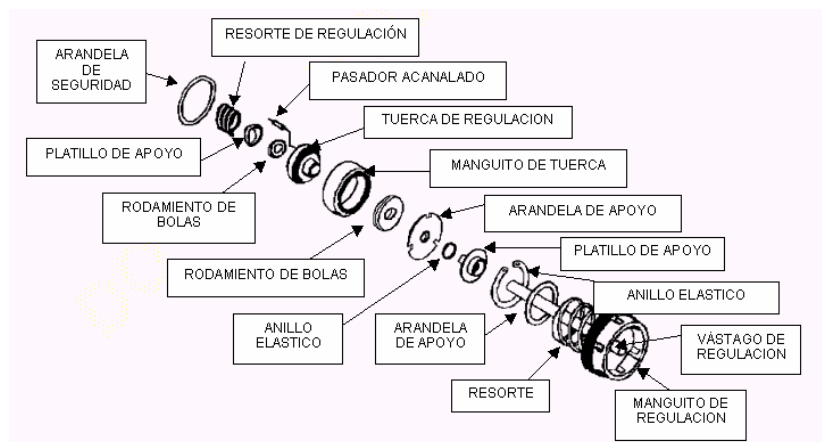


Figura 2. 13. Mecanismo de regulación del Conjunto Tubular del cilindro de freno. ^[3]

Elementos del Conjunto Tubular (figura 2.14):

- Resortes.
- Ojal.
- Rosca interna de Conjunto Tubular.

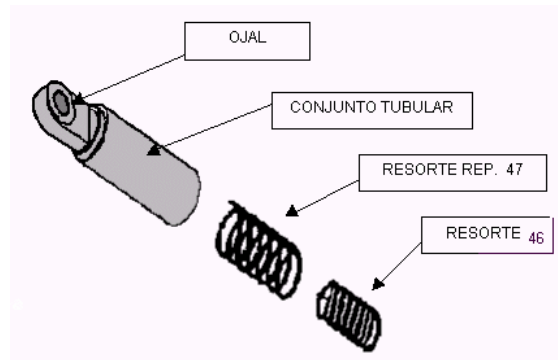


Figura 2. 14. Conjunto Tubular del cilindro de freno. ^[3]

2.6 *Mantenimiento del cilindro de freno de disco*

El Servicio de Bogies del Patio de Talleres de Propatria cuenta con una de las áreas más extensas, en él, los bogies llegan desacoplados de los vagones, son empujados a través de una serie de rieles que cruzan de lado a lado el taller e incluso pueden ser cambiados de dirección mediante una serie de mecanismos que permite girarlos y elevarlos mediante un puente grúa (figura 2.15). A cada bogie se le realiza la tarea encomendada: elaboración un diagnóstico y reparación si este fuera el caso (figura 2.16). Generalmente, los bogies son ingresados en esta área con la intención de aplicarles mantenimiento mayor, que implica el desarmado total del mismo y el reemplazo y puesta a punto de los componentes y sistemas que los integran (figura 2.16). Cuando se trata de un bogie remolque además de retirar los sistemas del freno de servicio y del freno de inmovilización, también son retirados los cilindros de freno de disco y demás componentes del sistema. Si estos componentes no poseen el kilometraje estipulado -700.000 km.- y además no presentan daños visibles, son devueltos al bogie e instalados nuevamente. No obstante, si el kilometraje acumulado es relativamente alto comparado con el estipulado, el cilindro de freno es reemplazado en su totalidad por uno nuevo. De igual forma será reemplazado si presentase alguna anomalía visible o si se comprueba una ejecución defectuosa de su función, para el resto de componentes se sigue la misma tendencia.



Figura 2. 15. Sistema de rieles para el traslado del Bogie. Fuente: Los autores.



Figura 2. 16. Realización del servicio del Bogie. Fuente: Los Autores.

El problema que presenta actualmente éste servicio se fundamenta en la escasez de cilindros de freno nuevos, lo que indica que pronto se debe comenzar a intervenir los que se encuentran en uso y los que han salido de servicio por presentar fallas.

Por este motivo surge la imperiosa necesidad de dar mantenimiento mayor a los cilindros de freno que están actualmente en uso y dar el mantenimiento correctivo a aquellos que han salido del tren por presentar condiciones defectuosas.

El mantenimiento de un cilindro de freno involucra a las siguientes actividades:

- Lavado de los equipos a intervenir.
- Traslado de los equipos al puesto de trabajo.
- Desarmado del cilindro de freno.
- Verificación y reemplazo de repuestos consumibles.
- Verificación del estado de los componentes internos (resortes).
- Armado de equipo.

Finalizado el armado del equipo, éste debe ser montado en un banco de pruebas para la evaluación de accionamiento, estanqueidad y reglaje de cotas.

CAPITULO III

INVESTIGACIÓN TECNOLÓGICA

Esta investigación tecnológica se ha desarrollado en dos etapas de trabajo diferentes que convergen en un solo objetivo: obtener un resultado óptimo del diseño de un banco de pruebas para la evaluación del cilindro de freno de disco y el diseño de un dispositivo para realizar el servicio del cilindro. Para ello, se ha realizado en la primera etapa una investigación que abarca dispositivos y equipos existentes en la empresa, que cumplen una tarea similar a la del equipo que se quiere diseñar, los cuales se compararán directamente con las especificaciones básicas que se deben obtener, y así conseguir una referencia al momento de iniciar el desarrollo de éste diseño. La segunda etapa permitirá mejorar los aspectos del diseño funcional e incluso constructivo, observando directamente los equipos existentes en el mercado tanto nacional como internacional valiéndonos de catálogos suministrados por fabricantes vía Internet y de forma directa con los proveedores de la industria nacional.

3.1 Investigación Tecnológica

Dentro de las instalaciones de CAMETRO se encuentran dos bancos de prueba que cumplen funciones similares al que se desea diseñar. Estos bancos son:

Banco de Prueba del Cilindro de Freno de Inmovilización (FI):

El FI tiene la tarea de mantener detenido el tren cuando está fuera de servicio, ya sea en los patios principales o por alguna causa en las vías. Su accionamiento se realiza mediante el suministro de aire comprimido en su cilindro interior y es importante resaltar que su posición es normalmente aplicado; es decir, al suministrarle presión éste se retrae y cesa su aplicación sobre las ruedas, liberando el tren.

El banco de pruebas descrito en la ficha tecnológica (tabla 3.1) tiene un protocolo de pruebas similar al propuesto para el cilindro de freno de disco. En primer lugar, se fija el equipo en el banco de pruebas (figura 3.1), luego se conecta el suministro de aire comprimido en la toma correspondiente a una presión de 5,8 bar, ocasionando que el vástago del FI se aplique y avance una longitud establecida por el fabricante, debe escucharse en forma nítida el rearmado interno del equipo. Se verifica mediante manómetros, que no exista una caída de presión en un lapso de un minuto.

Por último, el banco de pruebas contiene un mecanismo de retorno accionado por un tornillo sin fin y una manivela, que permite retraer el cilindro a su posición original una vez culminada la prueba.

Tabla 3. 1. Ficha Tecnológica del Banco de pruebas del cilindro del freno de inmovilización.

<p>Autor/Productor SEDEME</p>	<p>Confiabilidad No disponible.</p>	<p>Dimensiones Ancho: 0,58 m. Largo: 1,58 Alto: 1,10 m.</p>
<p>Embalaje Caja de Madera, relleno de anime.</p>	<p>Material Acero estructural, Aceros especiales.</p>	<p>Costo No disponible.</p>
<p>Peso No disponible.</p>	<p>Ergonomía Altura adecuada, buena ubicación de los controles, bajo esfuerzo del operador.</p>	<p>Manufactura Soldadura, Maquinado, Laminado, doblado, pintura, remachado.</p>
<p>Patentes No disponible.</p>	<p>Funcionamiento Se alimenta el cilindro con aire comprimido a 5,8 bar. Se verifica el rearmado del mismo y se comprueba estanqueidad.</p>	<p>Ruido Bajo nivel de ruido, se produce en la descarga del aire.</p>
<p>Vida No disponible, el equipo ha prestado servicio desde el inicio de las actividades del Metro de Caracas.</p>	<p>Estética Acorde con su función. Robusto. Poco agradable a la vista.</p>	<p>Acabados. Industrial.</p>
<p>Historia Construido en Francia. Adquirido en 1982. Ha prestado servicio ininterrumpidamente bajo condiciones inapropiadas.</p>	<p>Mantenimiento Actualmente, no se aplica una política de mantenimiento.</p>	<p>Moda (Styling) No aplica.</p>



Figura 3. 1. Banco de pruebas del cilindro del Freno de Inmovilización. Fuente: Los Autores.

Banco de pruebas del Freno de Servicio:

El protocolo de pruebas para este dispositivo, descrito en la ficha tecnológica (tabla 3.2), permite evaluar la estanqueidad, capacidad de retroceso y accionamiento del mismo, suministrando aire comprimido mediante la conexión adecuada. Este banco (figura 3.2) está provisto de un elemento de goma que simula el acople con una zapata de freno real que cuenta con un grado de libertad el cual le permite cierta posición relativa al mismo, haciendo que la prueba se pueda realizar para diferentes medidas de desgaste de las zapatas. Una vez alimentado el cilindro con una presión de trabajo éste accionará su porta zapata de forma inmediata. En el momento que se está accionando el cilindro, el técnico verifica la ocurrencia de eventos extraños como ruidos, roturas y en forma especial se cuidará que no existan fugas mediante la observación directa en el manómetro de control. Después de evaluar estos puntos, se libera la presión de aire y se observa que el cilindro vuelva a su posición inicial.

Tabla 3. 2. Ficha Tecnológica del Banco de pruebas del Cilindro del Freno de Servicio.

<p>Autor/Productor Instituto De Ingeniería.</p>	<p>Confiabilidad No disponible.</p>	<p>Dimensiones Alto: 1,38 m. Largo 1,50 m. Ancho 0,40 m.</p>
<p>Embalaje No disponible.</p>	<p>Material Aceros estructurales. Recubrimientos de goma. Laminas de acero.</p>	<p>Costo No disponible.</p>
<p>Peso No disponible.</p>	<p>Ergonomía Altura adecuada. Ubicación apropiada del tablero de control.</p>	<p>Manufactura Soldadura, Maquinado, Laminado, doblado, pintura, remachado.</p>
<p>Patentes No disponible.</p>	<p>Funcionamiento Se alimenta el equipo a la presión de trabajo, se verifica el accionamiento, la estanqueidad y el retorno.</p>	<p>Ruido Bajo nivel de ruido.</p>
<p>Vida No disponible</p>	<p>Estética Robusto, agradable a la vista.</p>	<p>Acabados Industriales.</p>
<p>Historia Construido en Venezuela, bajo los requerimientos de la empresa en 1982. Ha prestado servicio interrumpidamente, en los últimos años bajo condiciones inapropiadas.</p>	<p>Mantenimiento Actualmente, no se aplican rutinas de mantenimiento a este equipo.</p>	<p>Moda (Styling) No aplica.</p>



Figura 3. 2. Banco de Pruebas del Cilindro de Freno de Servicio. Fuente: Los autores.

Equipos existentes para la realización de servicio a equipos similares.

En el taller del Servicio de Bogies existe un mecanismo destinado para facilitar el desarmado del freno de servicio, el cual a sido fabricado dentro de la empresa partiendo de la morfología propia de éste dispositivo. Este mecanismo cuenta con una estructura sencilla creada con perfiles metálicos que se asemeja a una prensa manual, cuyo elemento de potencia es un tornillo sin fin accionada por una manivela. En la figura 3.3 se muestra este dispositivo. La geometría de este mecanismo, no permite la sujeción adecuada del cilindro de freno de disco ya que la posición horizontal no es apropiada para la realización del procedimiento.



Figura 3. 3. Equipo empleado para el desarmado del Freno de Servicio. Fuente: Los Autores.

En el puesto de trabajo de amortiguadores, se encuentra una prensa hidráulica que ha sido utilizada para el desarmado del cilindro con la finalidad de estudiar los pasos a seguir durante la elaboración y redacción del procedimiento. Posteriormente en dos oportunidades fue utilizada para evaluar su factibilidad de uso durante el procedimiento de servicio del cilindro de freno de disco. El uso de esta prensa está destinado para las actividades que realizan los puestos de trabajo de amortiguadores y bases de motor. En la figura 3.4, se puede observar esta prensa durante la ejecución del procedimiento de servicio del cilindro de freno de disco.



Figura 3. 4. Prensa Hidráulica existente en el Servicio de Bogies. Fuente: Los autores.

3.2 *Requerimientos Técnicos Específicos para el Equipo de Servicio*

La morfología del cilindro de freno obliga a que, en varias etapas de la realización del servicio, entre ellas, la de armado y desarmado, se utilice de forma obligante un mecanismo que permita comprimir el conjunto de resortes internos del cilindro de freno para la extracción de diversos componentes. Por otra parte, es necesario liberar la presión aplicada de una manera controlada para así evitar daños al equipo y las personas que lo manipulan.

Al momento de diseñar éste mecanismo de servicio, y establecer sus especificaciones de funcionamiento, surge la necesidad de conocer el valor de la fuerza que debe ejercer éste mecanismo durante la ejecución del servicio al cilindro de freno. Para conocer la fuerza necesaria para comprimir los resortes internos del cilindro, se realizó una prueba con la ayuda del Departamento de Mediciones Especiales de CAMETRO en los talleres del Patio de Propatria. Durante la prueba, se colocó el Cilindro de freno en una prensa hidráulica de uso común del taller, adaptándole un manómetro digital, marca Extech, modelo Pressure 407495, se registraron los diferentes valores de presión necesarios para comprimir los resortes las longitudes requeridas durante el proceso de servicio del equipo (figura 3.5). Esta prueba fue realizada a los tres únicos cilindros de freno existentes en el taller del servicio de bogies, los cuales estaban completamente nuevos. Los resultados obtenidos en éstas pruebas se promediaron y se reflejan en la tabla 3.3.

Para calcular la fuerza ejercida por la prensa hidráulica, se realizó una equivalencia entre la presión obtenida y la fuerza correspondiente, conociendo el diámetro del pistón interno de la prensa hidráulica, mediante la siguiente ecuación:

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

Diámetro del émbolo de la prensa = 160 mm = 0,16 m.

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,16m)^2}{4} = 0,0201m^2$$

Como puede observarse en la tabla 3.3, la presión arrojada por el manómetro en el punto mas crítico (donde la compresión del resorte alcanza los 28 cm.), es de 40 psi. Es importante destacar, que a este valor final de presión, debe restársele, un valor de presión o fuerza, correspondiente a aquella fuerza necesaria para vencer el resorte interno de retorno de la prensa hidráulica en la posición indicada. El valor de ésta presión es de 19 psi, el cual fue determinado con la ayuda del manómetro digital, una

vez retirado el cilindro de freno y los resortes ensayados, se bajo el pistón de la prensa una distancia de 28 cm, y se tomó la lectura de la presión en esa posición.

Conversión de Unidades:

$$40 \text{ psi} = 275790,2917 \text{ Pa}$$

$$19 \text{ psi} = 131000,3885 \text{ Pa}$$

$$F = (275790,291727 - 131000) \text{ Pa} \cdot 0,0201 \text{ m}^2 = 2910,2770 \text{ N}$$

$$F = 2,910 \text{ KN} \approx 300 \text{ Kgf}$$

Tabla 3. 3. Resultados obtenidos durante las mediciones de fuerza en la Prensa Hidráulica.

Medición	Distancia comprimida del resorte (cm.)	Presión (psi)	Fuerza (kN)
1	5	7	0,970
3	15,4	23	3,187
4	19,8	31	4,296
5	28	40	5,543

En conclusión, para realizar el servicio del cilindro de freno del sistema de frenos de disco, se requiere comprimir los resortes una distancia aproximada de 28 cm. Con la ejecución de estas pruebas; se determinó que la fuerza necesaria para lograr esa compresión es de 300 kgf; por lo que debe tomarse en cuenta, al momento de diseñar el equipo de servicio del cilindro de freno, que éste debe alcanzar una fuerza igual o mayor a la obtenida durante estas mediciones para cumplir con éste requerimiento.



Figura 3. 5. Realización de pruebas para determinar la fuerza a ser ejercida sobre el cilindro de freno por el equipo de servicio.

CAPITULO IV

ESTUDIO DE USUARIOS E INVESTIGACIÓN ERGONÓMICA

Uno de los aspectos preliminares en el diseño del banco de pruebas es la identificación de los usuarios o aquellas personas que tendrán contacto o relación directa con el dispositivo, con la finalidad de investigar sus requerimientos y expectativas respecto al funcionamiento y las características que debe tener el banco de pruebas y servicio.

Adicionalmente, el diseño debe contemplar un estudio ergonómico adecuado que considere aquellos parámetros que puedan afectar el desempeño de los usuarios al momento de operar el banco de pruebas y servicio. Por ende, es imprescindible estudiar aspectos tales como las relaciones antropométricas, grado de repetitividad de las actividades, cargas a ser elevadas y otros elementos que garanticen que los operadores del banco no sufran ningún tipo de lesión o enfermedad ocupacional.

4.1 Identificación de Usuarios

Se pueden identificar diversos “usuarios” del banco de pruebas; entendiendo como usuarios a todas aquellas personas vinculadas o relacionadas con el uso del banco. Los usuarios para este caso serán:

- Operador que realizará el procedimiento de servicio y las pruebas pertinentes al cilindro de freno en el banco de pruebas.
- Jefe del servicio o del puesto de trabajo.
- Técnicos que efectuarán el mantenimiento al banco de prueba y servicio.
- Técnicos del departamento de Mediciones Especiales, que realizarán mantenimiento y calibración a los instrumentos de medición.
- Personal técnico del Departamento de Electromecánica que colaborará en la fabricación de algunos componentes del banco.
- Técnicos de los Talleres de Propatria que participarán en el ensamblaje y realizarán el traslado del banco de pruebas al puesto de trabajo.

4.2 Requisitos de Uso

Una vez identificados los usuarios del banco de pruebas, se procedió a realizar un viaje de usuarios, el cual consistió en realizar personalmente el procedimiento de servicio del cilindro de freno para determinar las características o requisitos de uso que debe cumplir el banco de pruebas a diseñar. Posteriormente se investigó en los manuales del fabricante, el protocolo de prueba a seguir para verificar el funcionamiento del cilindro de freno. Por último, se realizó un Mapa Mental utilizando la versión de prueba del programa MindManager X5 Trial Version ^[4] donde se establecieron los requisitos de usuarios a investigar, los cuales se dividen en siete renglones (figura 4.1), a saber:

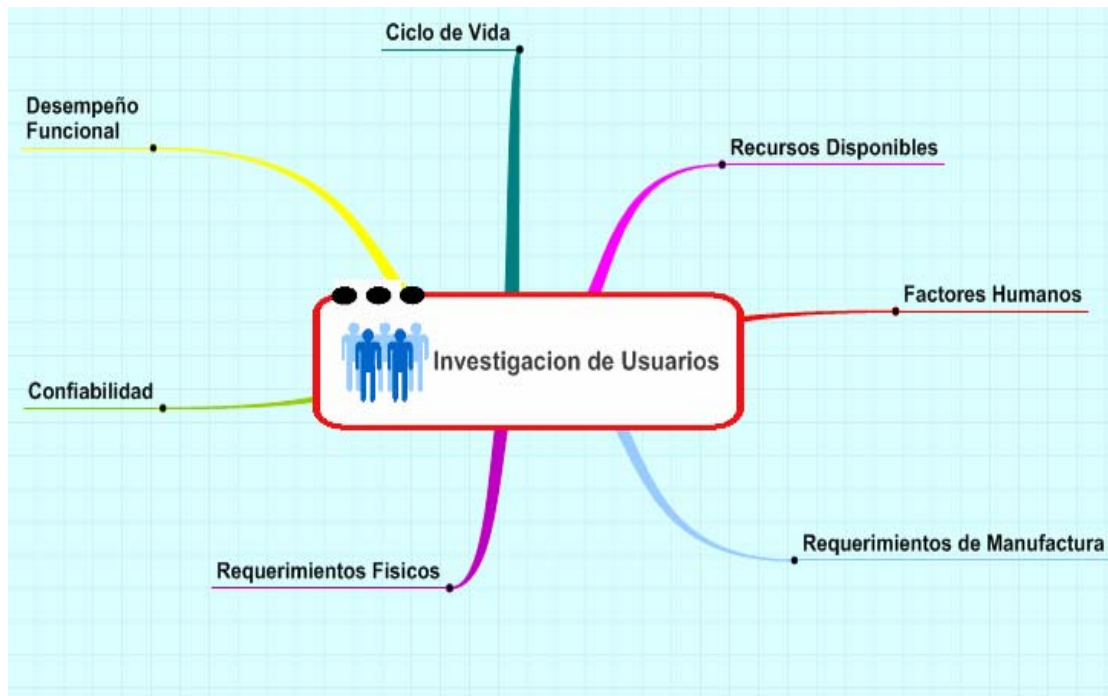


Figura 4. 1. Mapa Mental que refleja los requerimientos de los usuarios del Banco de Pruebas y Servicio. Fuente: Los Autores.

4.2.1 Desempeño Funcional:

En el análisis del desempeño funcional del banco de pruebas, se pretende conocer en detalle el procedimiento a seguir durante el servicio del cilindro, el orden de las operaciones, la energía necesaria para realizarlas y la información requerida durante este proceso.

- Flujo de Energía: eléctrica, neumática, mecánica o combinaciones de éstas.
- Flujo de Información: electroválvulas, circuitos, sistemas de control neumático.
- Pasos Operacionales: desarmado del equipo, prueba de sus resortes internos, armado del equipo, pruebas de accionamiento y estanqueidad,

reglaje de cotas, traslado a almacén interno para posterior montaje en el tren.

- Secuencia de Pasos: luego del lavado del cilindro, es llevado al puesto de trabajo, donde se procede a desarmarlo con ayuda del equipo diseñado para facilitar el servicio del cilindro de freno, se lavan las piezas internas, se inspeccionan y reemplazan los componentes internos que requieran cambios, se evalúan los resortes internos, se procede al armado del equipo y por último se ejecutan las pruebas accionamiento, estanqueidad y reglaje de cotas. Finalmente el equipo probado se traslada al almacén donde, en el momento requerido, se instalará en el tren.

Una vez evaluados todos estos aspectos, se diseña un banco de pruebas y equipo de servicio para el cilindro de freno, cuyo accionamiento sea a través de una combinación de mecanismos, neumáticos mecánicos y eléctricos; que permitan realizar el desarmado del cilindro de freno, evaluación del estado de los resortes internos, armado, reglaje de cotas y verificación del correcto funcionamiento del equipo.

4.2.2 Factores Humanos

Los factores humanos que se desean establecer durante el proceso de diseño, son todos aquellos factores tanto ergonómicos como físicos que permiten un manejo seguro, fácil y adecuado del banco por parte de los usuarios del banco de pruebas y servicio. Entre estos factores están:

- Apariencia: robusta y sólida; distribución ordenada de los mandos de control e instrumentos; colores agradables a la vista pero acordes al ambiente de trabajo; señalización de las zonas de peligro con los colores apropiados.

- Fuerza y control de movimiento: fácil manipulación; los elementos de mayor esfuerzo serán lo más automatizado posible; resistente a las cargas y evitando que el operador levante cargas pesadas.
- Captación y control de señales a través de los sentidos: luces rojas que indican que la función no esta disponible o que operar el equipo bajo esta indicación es peligroso; señales de alarma visuales, instrumentos de medición de fácil lectura. luces verdes que indiquen función disponible o que operar el equipo es seguro, sonidos que indiquen el fin de la operación.

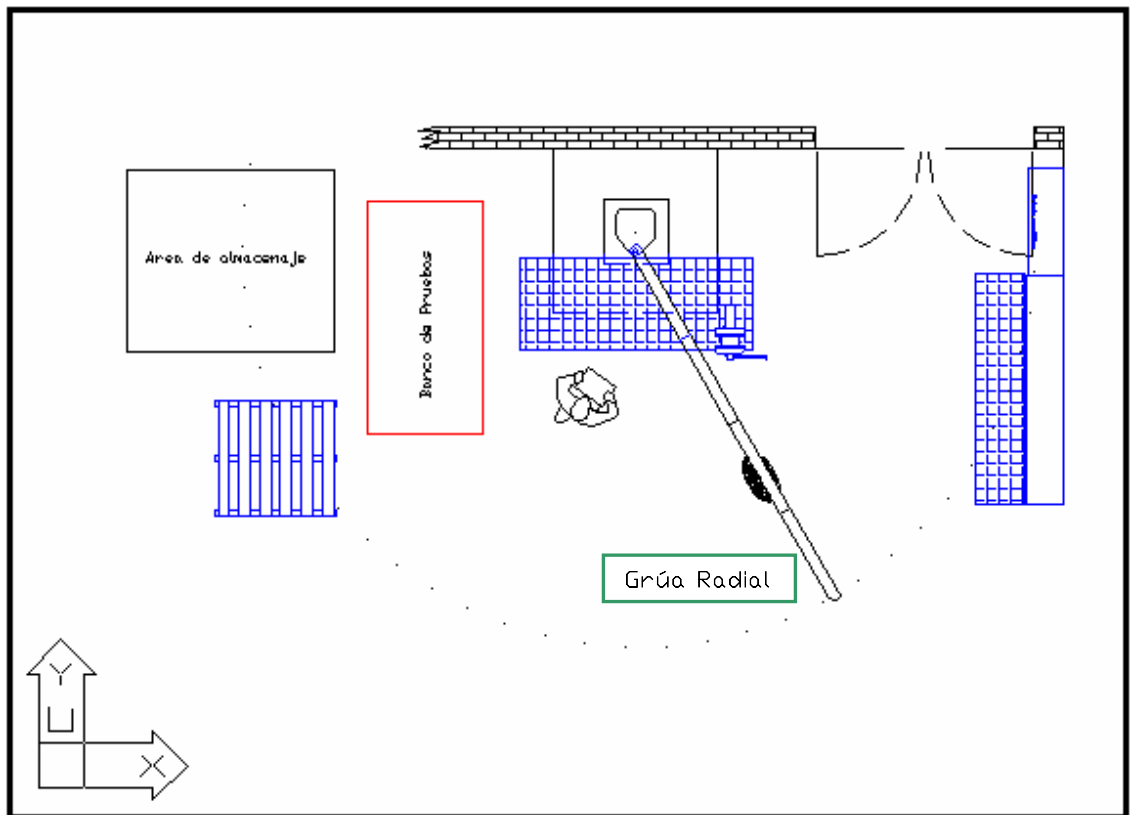


Figura 4. 2. Puesto de Trabajo para el Servicio del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.

4.2.3 Requerimientos Físicos

Como datos fundamentales al momento de definir y concretar el diseño del banco, están el área o espacio disponible para su instalación en el puesto de trabajo, y todas aquellas propiedades y características físicas que nos permitan delimitar nuestro diseño.

- Espacio disponible para su ubicación: como se muestra en la figura 4.2, que el área disponible para la ubicación del banco de prueba y el equipo de servicio dentro del puesto de trabajo es de aproximadamente 2,0 m²; distribuidos en 1,5 m de ancho y 1,3 m de largo.
- Propiedades físicas: resistencia a impactos, bastidor y estructura diseñados según las teorías de fallas correspondientes de manera que soporten cabalmente los esfuerzos a los que serán sometidos, peso y tamaño acordes a su función y al material requerido para su fabricación.

4.2.4 Confiabilidad

Es importante al momento de diseñar, tomar en cuenta los aspectos de seguridad relacionados con el funcionamiento del banco para garantizar que su operación no conlleva ningún tipo de riesgo o lesión. Por otra parte debe diseñarse el banco de manera tal que tenga un tiempo de vida útil largo y que pueda repotenciarse progresivamente, dado a que la empresa no plantea la desincorporación del banco de sus talleres.

- Tiempo entre fallas: debe ser el menor posible, para lo cual se evaluarán los elementos que integren el banco de pruebas y el equipo de servicio, adquiriendo en la medida de lo posible dispositivos de calidad con la menor tasa de fallas. Considerando el tiempo de adquisición de repuestos

por parte de la empresa, el diseño del equipo se realizará considerando elementos de fácil adquisición para ellos y tomando en cuenta el inventario de repuestos existentes. Debe tomarse en cuenta, el tiempo que le tomaría a la empresa la reposición de piezas del banco (instrumentos de medición, unidades de mantenimiento u otros) para determinar el tiempo de parada del equipo por esta causa.

- Seguridad y peligros involucrados: se emplearán los factores de seguridad adecuados al diseño del bastidor y la estructura. Se requiere que el banco contenga un mecanismo de sujeción para la fijación del cilindro de freno durante las pruebas y disminuir los factores de riesgo para los operarios del banco y para el equipo. Debe disponer de señales de advertencia y peligro para alertar a los operadores sobre cualquier anomalía o falla del equipo. Debe establecerse el procedimiento de desarmado y armado del cilindro de freno, con el fin de evitar daños a los componentes internos de este equipo durante la realización del servicio. La disposición del banco de prueba y el equipo de servicio debe ser tal que durante la realización del servicio de mantenimiento, el operador cuente con la grúa radial para trasladar el cilindro a cualquier área del puesto de trabajo. Deben indicarse los implementos de seguridad que necesitará el operador al realizar el servicio y las pruebas al cilindro. Debe elaborarse un instructivo, donde se especificará la manera de ejecutar las pruebas en el cilindro y los resortes, para evitar que ni el operador ni el equipo sufran daños.

4.2.5 Ciclo de Vida

El análisis del ciclo de vida del equipo, permite establecer el tipo de mantenimiento que requiere el banco de pruebas, la estimación del cambio sistemático de piezas o elementos internos así como también los procesos evaluativos para determinar si éste presenta algún tipo de falla y su correspondiente reparación.

- Mantenimiento y Limpieza: calibración anual de los instrumentos de medición que contenga el banco, revisión y cambio de las unidades de mantenimiento de aire correspondientes a la línea neumática del taller. Revisión y mantenimiento de los elementos neumáticos presentes, tales como válvulas, cilindros u otros. Revisión de los componentes internos del banco y cambio sistemático de elementos como sellos, anillos tóricos, juntas.
- Diagnostico de Fallas: se realiza a través de inspecciones visuales donde se observa y reporta cualquier anomalía.
- Pruebas: se evalúa el accionamiento de los controles de mando y el funcionamiento del banco, cualquier anomalía se reporta para su corrección.
- Reparación de fallas: la corrección de fallas la realiza el personal técnico de la empresa con la ayuda de los manuales de operación y mantenimiento del banco así como los planos del equipo.
- Retiro: el equipo se repotenciará progresivamente a medida que surja su deterioro, la empresa no plantea el retiro total del equipo.

4.2.6 Recursos Disponibles

Como condición importante durante la fase de diseño, deben identificarse todos aquellos recursos disponibles para llevar a cabo tanto el proceso de diseño desde el la culminación del mismo evitando que la solución final se encuentre fuera de las posibilidades de la empresa. Entre los recursos con que se cuentan están:

- Tiempo: el tiempo estimado para la realización de este diseño es de dos meses.

- Capital: la empresa se encargará de sufragar los gastos acarreados por la adquisición de equipos e instrumentos necesarios para la fabricación del banco de prueba y del equipo de servicio.
- Unidades: la empresa cuenta con unidades de neumática y electromecánica, que pueden suministrar materia prima y equipos para la construcción del banco y el equipo de servicio, así como brindar asesoría técnica que pudiese facilitar el diseño. La unidad de Ingeniería y Estadística cuenta con ingenieros de diferentes áreas que están dispuestos a brindar su ayuda en la óptima realización de este diseño.
- Equipos: maquinarias y herramientas como tornos, fresadoras, máquinas de soldar y otras, con las cuales se puede construir el banco de prueba y el equipo de servicio. También se cuenta en el puesto de trabajo donde se instalará el banco, con una línea neumática. La empresa suministrará el mobiliario de oficina que se empleará durante el diseño.
- Normas y Estándares relacionados: Normas de Higiene y Seguridad Industrial, relaciones antropométricas a considerar en el aspecto ergonómico, normas relacionadas con el dibujo y la elaboración de planos y las especificaciones técnicas dadas por el fabricante.
- Medio Ambiente: aire a ser comprimido y transportado a través de la línea neumática que poseen los talleres.

4.2.7 Requisitos de Manufactura

Durante la elaboración del diseño final que se propondrá, se establecieron una lista tentativa de los materiales y equipos requeridos para su construcción. Parte de estos se encuentran en los talleres de la empresa, otros deberán adquirirse, mediante compras a terceros.

- Materiales:
 - Para el soporte o bastidor del banco y del equipo de servicio.
 - ✓ Láminas
 - ✓ Perfiles
 - ✓ Madera
 - ✓ Pintura
 - ✓ Electrodo
 - ✓ Brochas
 - ✓ Pintura
 - ✓ Recubrimientos de Goma
 - Para el equipo de servicio:
 - ✓ Cilindro
 - ✓ Tubos
 - ✓ Sellos
 - ✓ Válvulas
 - ✓ Mangueras
 - ✓ Conexiones
 - ✓ Manómetro
 - ✓ Recubrimientos anticorrosivos
 - Para el mecanismo de retorno del cilindro
 - ✓ Resorte
 - ✓ Manivela
 - ✓ Cilindro metal
 - ✓ Tope para el resorte
 - ✓ Pasador para el ojal del conjunto tubular del cilindro de freno
 - Para el área de pruebas del banco
 - ✓ Válvulas neumáticas
 - ✓ Mangueras
 - ✓ Conectores
 - ✓ Sistema de sujeción del cilindro de freno

- Para el sistema de control e instrumentación y de el equipo de servicio
 - ✓ Manómetros
 - ✓ Botones
 - ✓ Palancas de accionamiento o cierre de paso
 - ✓ Cronómetro
- Capacidad de la compañía: El taller de electromecánica ubicado dentro de la empresa, se encuentra dotado de tornos, fresadoras, máquinas de soldar, taladros y otras máquinas-herramientas que serán durante el proceso de manufactura. También poseen materia prima como láminas, perfiles, tochos, que pueden ser utilizadas para éste diseño.

4.3 Investigación Ergonómica

Al analizar los aspectos ergonómicos a ser tomados en cuenta al momento de diseñar el banco de pruebas y el equipo de servicio, sobresalen los siguientes:

1. Altura de la mesa de trabajo.
2. Condiciones de visión o visibilidad de los paneles de control o instrumentos de medición.
3. Altura de los instrumentos de medición.
4. Distancias y ángulos visuales para realizar las labores de servicio.
5. Distancias y alcances disposiciones para operar en mesas de trabajo.
6. Distribución de los botones en el tablero de control.
7. Repetitividad de los movimientos al momento de realizar el servicio del cilindro o al probarlo.
8. Elevación de cargas.
9. Transporte de cargas y de elementos.
10. Manipulación de los sistemas de control.

CAPITULO V

DESARROLLO DE ESPECIFICACIONES

Una vez determinadas las características generales del banco de pruebas y sus requisitos de uso; deben definirse, en base a esta información, una serie de especificaciones técnicas que son el resultado de la investigación tecnológica, la investigación ergonómica y la investigación de usuarios y que resumen de manera completa los lineamientos del diseño a realizar.

A continuación se presentan de manera esquemática las especificaciones de funcionamiento que el banco de pruebas y servicio debe contemplar. Estas especificaciones son posteriormente llevadas a términos ingenieriles y listadas en éste capítulo.

5.1 Desarrollo de especificaciones de funcionamiento.

Utilizando la técnica creativa de mapas mentales, se desglosaron todas aquellas características, de importancia fundamental durante el diseño, que debía poseer el banco de pruebas y servicio del cilindro de freno. La figura 5.1 muestra todas estas especificaciones obtenidas a través de la investigación de usuarios y la investigación ergonómica.

Seguidamente se presenta un listado de cada una de estas especificaciones, llevadas en su mayoría a parámetros ingenieriles.

Especificaciones de Funcionamiento del banco de pruebas y servicio del cilindro de freno.

- Cantidad de equipos a diseñar: 1
- Área máxima que debe ocupar el banco: 2 m².
- Altura de la mesa de trabajo: Debe estar comprendida entre 94 y 114 cm.
- El diámetro de los bujes laterales del cilindro de freno es de 20 mm, por lo que el diámetro de los pasadores del mecanismo de sujeción debe ser de la misma medida.
- Ubicación de los instrumentos de medición: Deben estar ubicados en un área poco propensa a impactos con otros equipos y herramientas.
- La posición de trabajo del operador será siempre de pie.
- La presión neumática con que trabajarán los dispositivos instalados en el banco debe ser de 5 a 6 bar.
- El banco debe ser fabricado en su mayoría con materiales y equipos que posea la empresa y dentro de sus talleres.
- Debe tener una apariencia robusta, sólida, con colores acordes al ambiente de trabajo.
- La fuerza mínima a ser ejercida por el equipo para el servicio del cilindro de freno debe ser de 3 kN.
- Los instrumentos de medición deben calibrarse anualmente.
- La operación del banco de pruebas y servicio debe ser segura y no debe presentar ningún riesgo de lesión o de enfermedades ocupacionales.
- El banco debe ser ubicado dentro del radio de acción de la grúa radial que se encuentra en el puesto de trabajo de frenos de disco.

- La operación del equipo debe ser sencilla.
- El banco debe permitir evaluar la estanqueidad y el accionamiento del cilindro de freno, así como también el reglaje de sus cotas internas.
- Los materiales empleados en la fabricación del equipo que no se encuentren en los talleres de la empresa, debes ser fácilmente conseguidos en el mercado nacional.

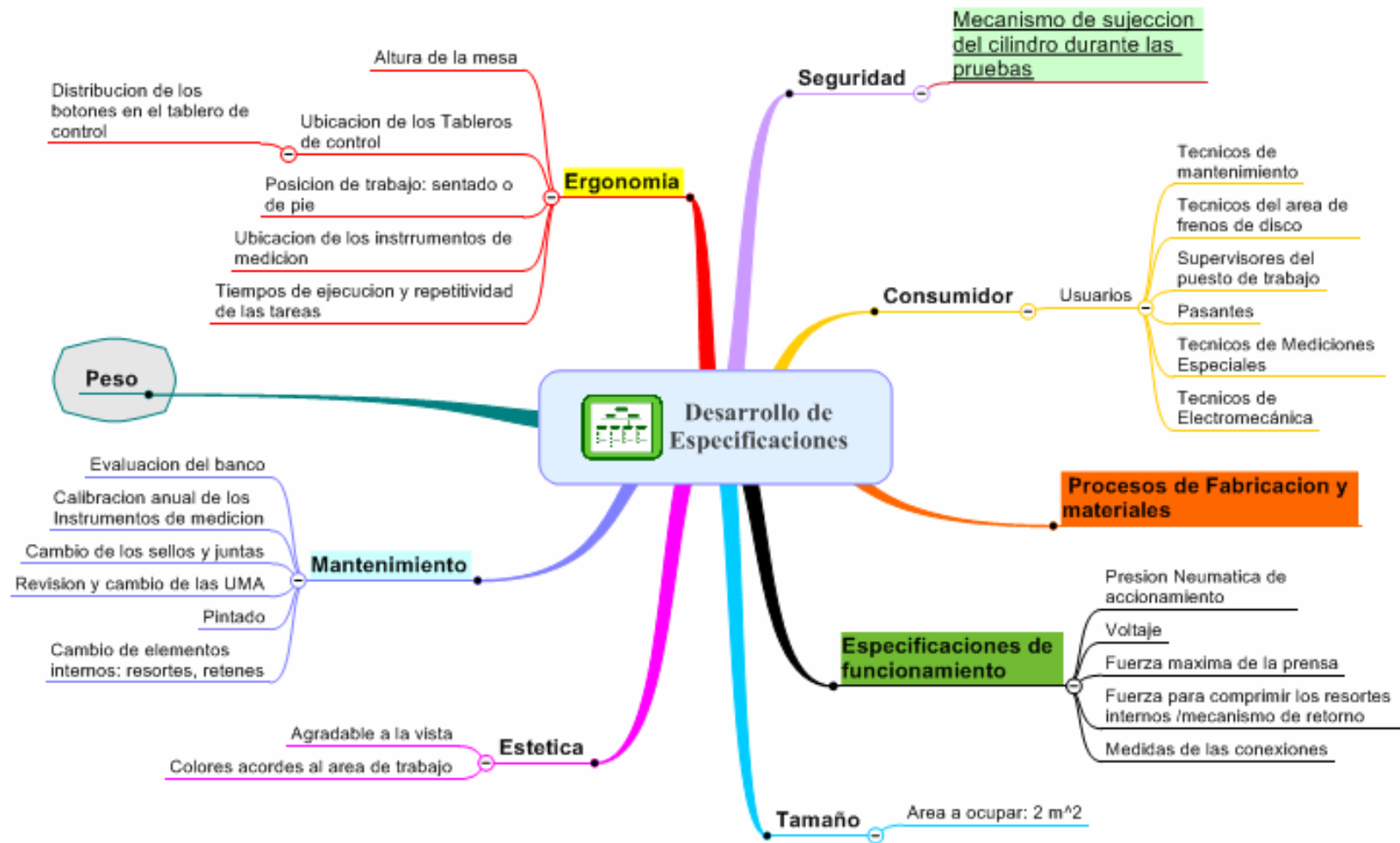


Figura 5. 1. Mapa Mental que muestra el Desarrollo de Especificaciones de Funcionamiento para el Banco de Pruebas y Servicio. Fuente: Los Autores.

CAPITULO VI

GENERACIÓN Y SELECCIÓN DE CONCEPTOS SOLUCIÓN

Para realizar el diseño del banco de pruebas y servicio del cilindro de freno se desglosaron y enumeraron las diferentes funciones que este debía cumplir. Seguidamente y de manera individual, utilizando técnicas creativas para generar ideas -tales como brainstorming y mapas mentales- se plantearon diversos diseños que pudiesen cumplir con esas funciones.

Una vez presentadas las diferentes opciones o conceptos solución para cada una de las funciones que cumplirá el banco de pruebas, se procedió a evaluar cada uno de estos diseños utilizando distintos criterios de evaluación, según los lineamientos que cada diseño debe cumplir.

6.1 Generación de los conceptos solución

Aplicando el Método de Descomposición Funcional, -aprendido en la asignatura Diseño Conceptual el cual consiste en desglosar el conjunto en sub-equipos, de acuerdo a las funciones o tareas que deba cumplir cada uno; y con el uso de Mapas Mentales -, a nuestro diseño, (figura 6.1), se determinó sobre cuales

elementos debe generarse una solución que satisfaga los requerimientos especificados en los capítulos anteriores referentes al estudio ergonómico y al estudio de usuarios.

6.1.1 Diseño del equipo para realizar el servicio del cilindro de freno.

Debido a que la empresa solicitó que el dispositivo para realizar el servicio y mantenimiento del cilindro de freno fuese una prensa; es necesario, seleccionar el tipo de prensa, las características de funcionamiento y otros aspectos. Para ello, se listaron los tipos de prensas factibles y acordes a esta aplicación enumerando sus características principales.

Utilizando la técnica de mapas mentales se plantearon varias alternativas o varios tipos de prensa aplicables a este caso, las diferentes opciones se muestran en la figura 6.2.

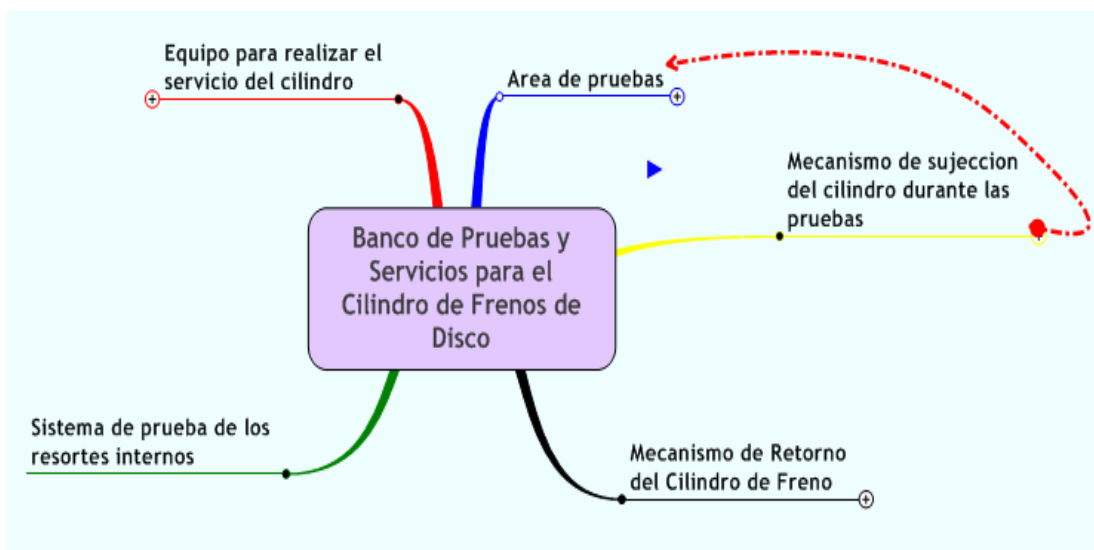


Figura 6. 1. Descomposición Funcional del Banco de Pruebas representado en un Mapa Mental.
Fuente: Los Autores.

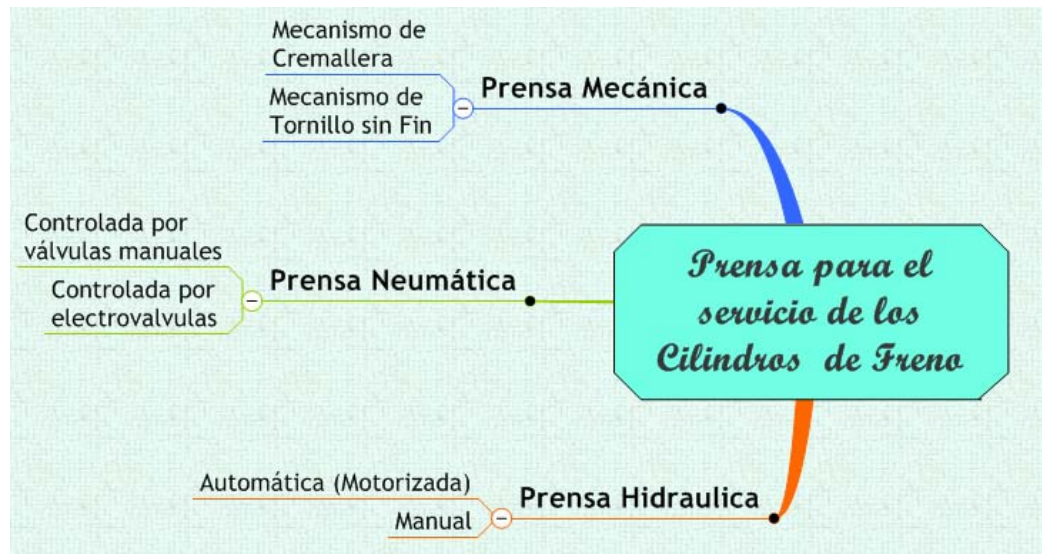


Figura 6. 2. Diferentes tipos de prensa propuestos como diseño solución bajo el esquema de un Mapa Mental. Fuente: Los Autores.

Con la finalidad de evaluar estos diseños y para seleccionar el más adecuado, se establecieron los parámetros de mayor importancia que debe satisfacer el diseño final: bajo costo, facilidad de construcción, disponibilidad de materiales en el mercado, alto grado de automatización, facilidad de instalación en el taller, poca cantidad de material requerido para su construcción, alta precisión y control de movimientos y bajo grado de mantenimiento.

Se ponderó cada parámetro de acuerdo a su grado de importancia en el proyecto, donde 1 indica "poco importante" y 10 "de gran importancia" (tabla 6.1). Posteriormente se sometieron a evaluación todas las opciones propuestas en base a los criterios o parámetros antes mencionados, asignando una puntuación de 1 si "el diseño no cumple con el criterio" y de 5 si "el diseño cumple cabalmente con el criterio". A partir de esta información se elaboró una Matriz de Evaluación (tabla 6.2) para los diseños precitados, seleccionando al final el diseño con mayor puntuación.

Tabla 6. 1. Tabla De Ponderación De Criterios De Evaluación de los diseños propuestos para la Prensa de Servicio.

- C1: Bajo Costo
- C2: Facilidad de Construcción
- C3: Disponibilidad de materiales en el mercado nacional
- C4: Grado de automatización
- C5: Facilidad de Instalación en el taller
- C6: Poca cantidad de material requerido para su fabricación
- C7: Alta precisión y control de movimientos
- C8: Bajo grado de Mantenimiento

<i>Criterio</i>	<i>Ponderación</i>
C1	9
C2	7
C3	9
C4	6
C5	8
C6	7
C7	6
C8	6

Tabla 6. 2. Matriz de evaluación de los diseños propuestos para la Prensa de Servicio.

	D1			D2			D3			D4			D5			D6		
C1	9	3	27	9	1	9	9	4	36	9	3	27	9	3	27	9	3	27
C2	7	4	28	7	3	21	7	3	21	7	3	21	7	2	14	7	2	14
C3	9	2	18	9	2	18	9	5	45	9	5	45	9	5	45	9	5	45
C4	6	4	24	6	5	30	6	4	24	6	5	30	6	1	6	6	1	6
C5	8	5	40	8	4	32	8	5	40	8	4	32	8	5	40	8	5	40
C6	7	2	14	7	1	7	7	3	21	7	2	14	7	3	21	7	3	21
C7	6	5	30	6	5	30	6	4	24	6	5	30	6	2	12	6	2	12
C8	6	4	24	6	4	24	6	3	18	6	2	12	6	5	30	6	5	30
			205			171			229			211			195			195

D1: Prensa Hidráulica Manual
 D2: Prensa Hidráulica Automática
 D3: Prensa Neumática controlada por válvulas de accionamiento manual
 D4: Prensa Neumática controlada por electroválvulas
 D5: Prensa mecánica con mecanismo de cremallera
 D6: Prensa mecánica con mecanismo de tornillo sin fin

Como resultado de la evaluación de los diseños propuestos, optamos por el diseño de una prensa neumática comandada por válvulas de accionamiento mecánico (manual) como solución a la necesidad de crear un equipo independiente que facilite el procedimiento de servicio del cilindro de freno.

6.1.2 Selección y evaluación del Bastidor

Para diseñar el bastidor del bando de pruebas y de la prensa, se vaciaron –en una Tormenta de Ideas- todas aquellas posibilidades sugeridas para realizar éste diseño. Posteriormente se listaron algunas condiciones que debía cumplir este bastidor: fácil construcción, mínima cantidad de materiales, robustez, apariencia agradable; y de

acuerdo a la importancia de estas condiciones, se le asignó una ponderación (tabla 6.3). En base a este listado, se evaluaron las ideas propuestas y se seleccionó el bastidor a diseñar, a partir de la Matriz de Evaluación (tabla 6.4). En la figura 6.2, se presentan los doce diseños propuestos como concepto solución para el bastidor del banco.

Tabla 6. 3. Tabla de ponderación de condiciones para evaluar el bastidor del Banco de Pruebas y Servicio.

<i>Característica/Condición</i>	<i>Ponderación</i>
C1: Resistencia	10
C2: Apariencia Agradable	6
C3: Bajo Costo o Poca cantidad de Materiales	8
C4: Fácil Construcción	8

Tabla 6. 4. Matriz de Evaluación de las propuestas hechas para el diseño del bastidor.

	D1			D2			D3			D4			D5			D6		
C1	10	5.5	55	10	9	90	10	8.5	85	10	8	80	10	9	90	10	4.5	45
C2	6	5.5	33	6	6.5	39	6	5	30	6	9	54	6	6	36	6	7	42
C3	8	8.5	68	8	7	56	8	5.5	44	8	6.5	52	8	7	56	8	7	56
C4	8	9.5	76	8	9	72	8	9	72	8	7.5	60	8	8	48	8	8	64
			232			257			231			246			230			207
	D7			D8			D9			D10			D11			D12		
C1	10	7	70	10	9.5	95	10	8	80	10	8.5	85	10	9	90	10	9	90
C2	6	8	48	6	6	36	6	7	42	6	7	42	6	9	54	6	8	48
C3	8	9	72	8	5.5	44	8	7	56	8	7	56	8	6.5	52	8	6	48
C4	8	8.5	68	8	7.5	60	8	7.5	60	8	7	56	8	8	64	8	7	56
			258			235			238			239			260			242

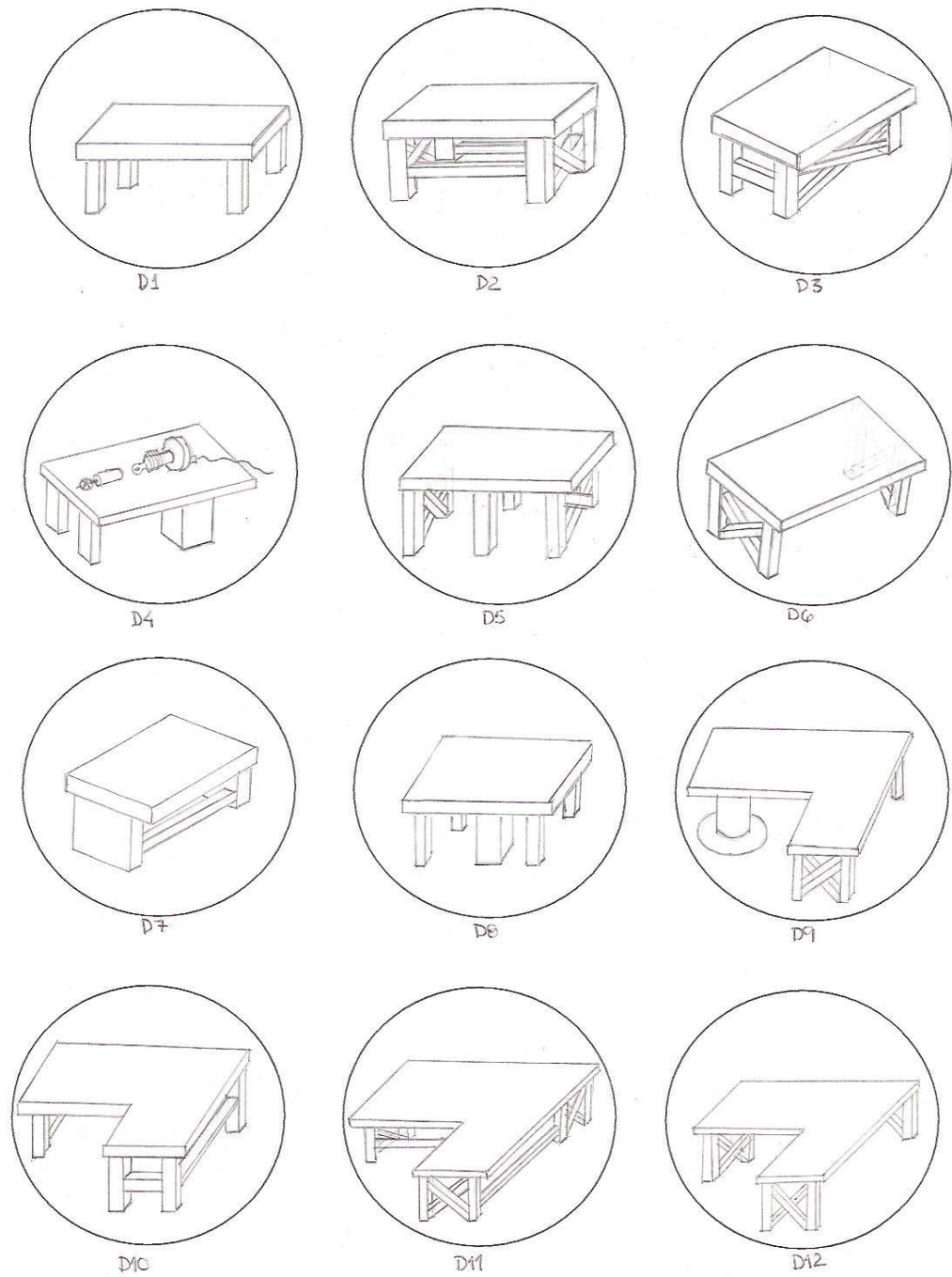


Figura 6. 3. Diseños propuestos como conceptos solución para el desarrollo del bastidor. Fuente: Los Autores.

Finalmente el modelo del bastidor a construir corresponde al diseño número 11 (figura 6.4)

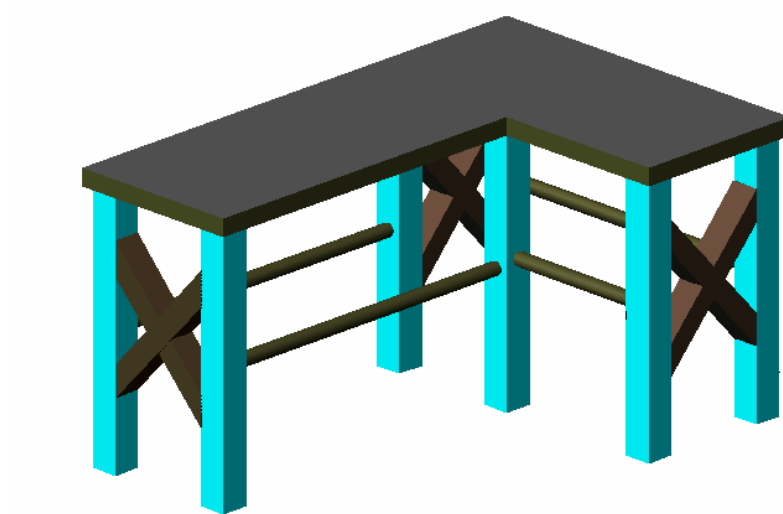


Figura 6. 4. Modelo de bastidor seleccionado como diseño solución. Fuente: Los Autores.

6.1.3 Selección de la ubicación del Tablero de Control

Para definir la ubicación del tablero de control e instrumentos de medición en el banco de prueba se realizó una Tormenta de Ideas, donde se plasmaron todas las posibles soluciones. Para evaluar estas ideas, se determinó, en base a la experiencia de los usuarios, que la ubicación de los controles y los instrumentos de medición, debe cumplir con los siguientes lineamientos:

- ✓ No deben interferir con los movimientos ni las labores del operario
- ✓ No deben presentar ningún riesgo de lesiones, para el operario ni para el equipo
- ✓ Los instrumentos de medición deben colocarse en el área del campo visual del operador
- ✓ Deben colocarse en una zona, donde no reciban impactos.

Se asignó a cada uno de estos parámetros una ponderación de 10 puntos y se determinó que dada la importancia de cada uno de ellos, el concepto solución debe cumplir cabalmente con estos cuatro criterios.

Es importante destacar que sólo un diseño cumplió con estas características. De haberse planteado múltiples soluciones, se habría utilizado una matriz de evaluación para seleccionar el diseño mas apropiado. El concepto solución para este diseño se muestra en la figura 6.4.

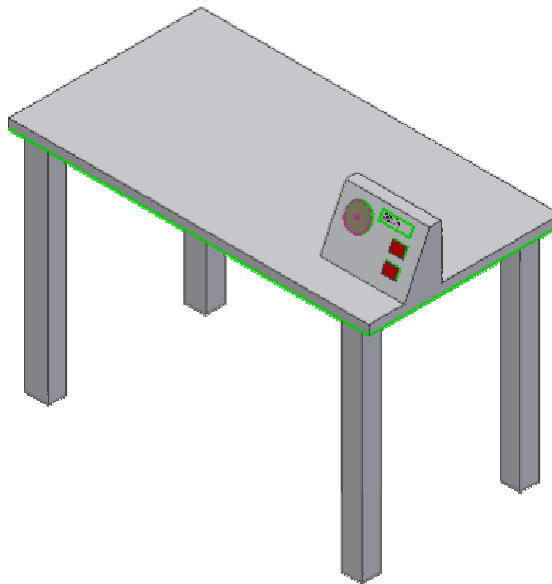


Figura 6. 5. Ubicación seleccionada para el Tablero de Control. Fuente: Los Autores.

6.1.4 Selección y Evaluación del Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno.

Para cumplir con las condiciones de seguridad del banco de prueba, se requiere del diseño de un mecanismo de sujeción para el cilindro de freno durante la ejecución de las pruebas de accionamiento y estanqueidad. Este mecanismo de

sujeción debe ser lo suficientemente robusto, como para soportar la fuerza ejercida por el cilindro durante la alimentación con aire comprimido a una presión de 5 ó 6 bar y evitar que el equipo salga disparado o lesione al operador.

Se desea también, que este mecanismo de sujeción permita al operario tener ambas manos libres para manejar los controles durante la ejecución de las pruebas y le facilite también las labores de desarmado y servicio del cilindro, así como también el reglaje de las cotas internas del cilindro.

Para el diseño de este mecanismo, se planteó una tormenta de ideas (figura 6.6) y se seleccionó mediante una matriz de evaluación (tablas 6.5 y 6.6), el diseño que más se ajustara a las necesidades y requerimientos de la empresa. El diseño escogido (D3) se muestra en la figura 6.7, el cual consiste en un cilindro neumático que actúa sobre un pasador, el cual será insertado mediante esta acción en el orificio correspondiente a los bujes laterales del cilindro de freno.

Tabla 6. 5. Tabla De Ponderación De Los Criterios De Evaluación Del Mecanismo De Sujeción.

<i>Característica/Condición</i>	<i>Ponderación</i>
C1: Seguridad	10
C2: Resistencia	10
C3: Confiabilidad	10
C4: Nivel de Automatización	9
C5: Durabilidad	8
C6: Poca Complejidad	6
C7: Bajo Costo	7

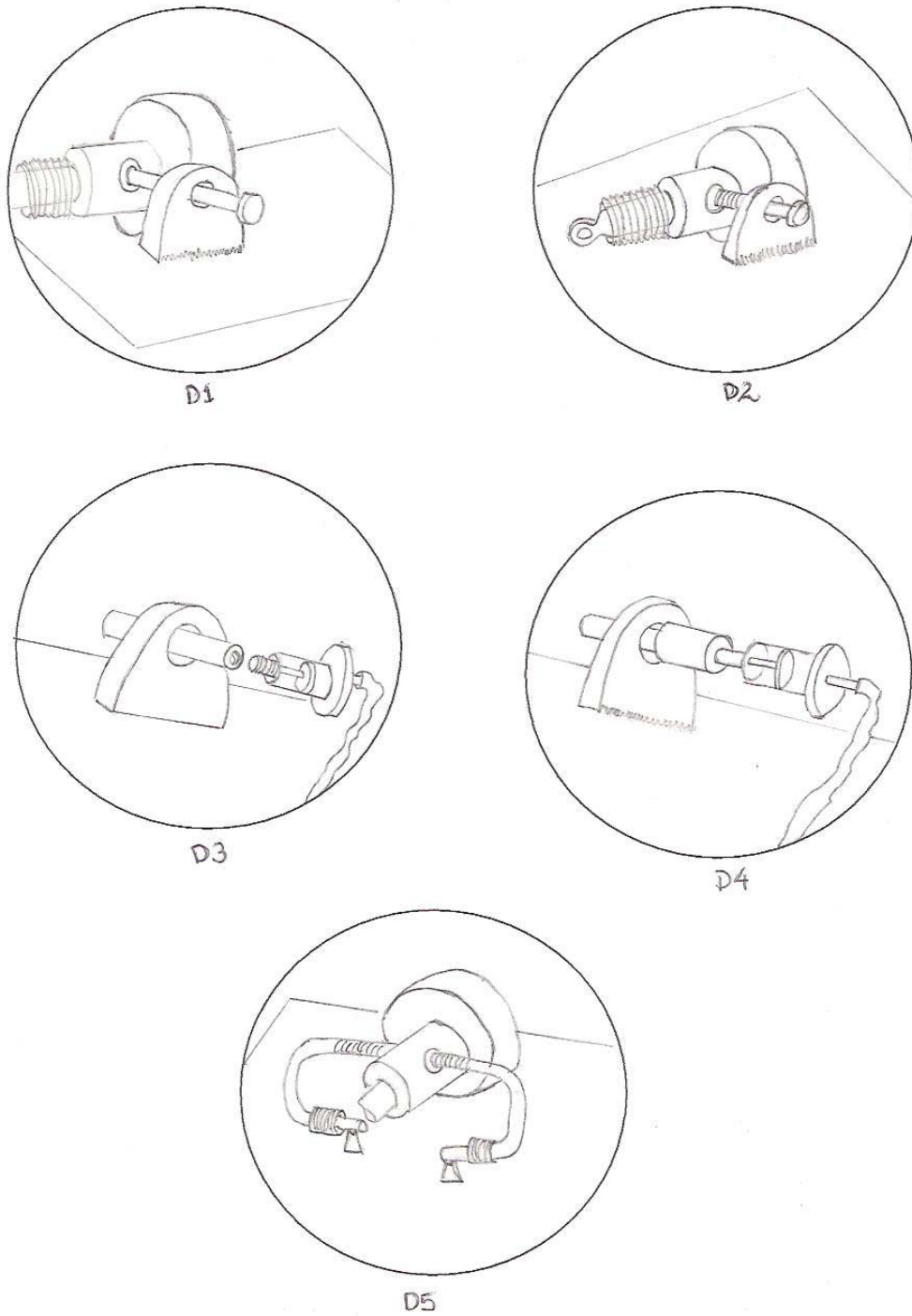


Figura 6. 6. Tormenta de ideas que propone diseños para el mecanismo de sujeción. Fuente: Los Autores.

Tabla 6. 6. Matriz de evaluación de los criterios para el mecanismo de sujeción.

	D1			D2			D3			D4			D5		
C1	10	9	90	10	9	90	10	9	90	10	9	90	10	9	90
C2	10	9	90	10	10	100	10	9	90	10	7	70	10	9	90
C3	10	10	100	10	9	90	10	8	80	10	7	70	10	9	90
C4	9	3	27	9	3	27	9	8	72	9	7	63	9	5	45
C5	8	7	56	8	7	56	8	8	64	8	7	56	8	7	56
C6	6	9	54	6	6	36	6	8	48	6	8	48	6	8	48
C7	7	8	56	7	8	56	7	6	42	7	6	42	7	8	56
	473			453			486			439			475		

D1: Pasador roscado similar al mecanismo de sujeción de la timonera

D2: Pasador simple sin rosca.

D3: Pasador roscado retraible accionado mediante un mecanismo neumático.

D4: Pasador roscado no retraible accionado por un mecanismo neumático.

D5: Mecanismo mecánico, similar a un “sargento”

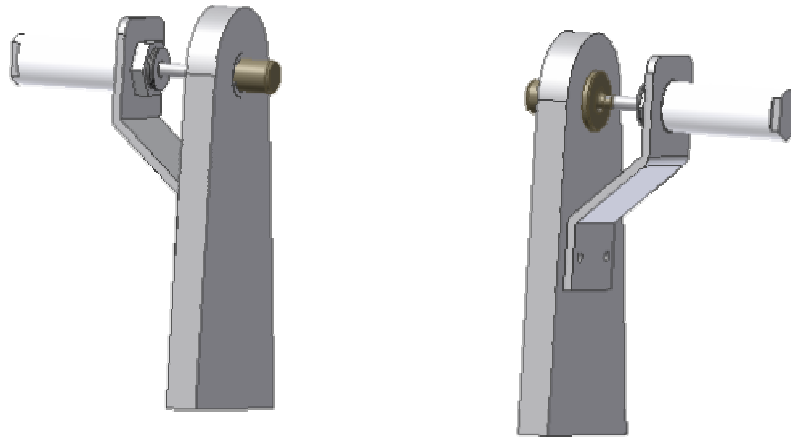


Figura 6. 7. Mecanismo de sujeción seleccionado como diseño solución. Fuente: Los Autores

El mecanismo de sujeción seleccionado consiste en un sistema neumático de dos pasadores que encajan en los bujes laterales del cilindro de freno. Estos pasadores son impulsados por dos cilindros neumáticos de simple efecto que transmiten el movimiento a través de un mecanismo de eslabones. El accionamiento de estos pasadores, se efectuará con la apertura de una válvula conectada a la línea de aire comprimido del taller; esta válvula permitirá también la descarga o purga del aire con el fin de liberar presión y retirar cilindro de freno del banco. Dado que el cilindro debe posicionarse adecuadamente para que los pasadores encajen en los bujes laterales, se recomienda que el accionamiento de esta válvula se realice a través de un pedal, para permitir que el operador realice las tareas de posicionamiento del cilindro y apertura de la válvula de manera simultánea.

6.1.5 Selección del Mecanismo de Prueba de los resortes internos del Cilindro de Freno.

Al momento de diseñar un mecanismo o dispositivo, que nos permitiese realizar las pruebas de los resortes internos del cilindro de freno, surgieron varias posibilidades (figura 6.8):

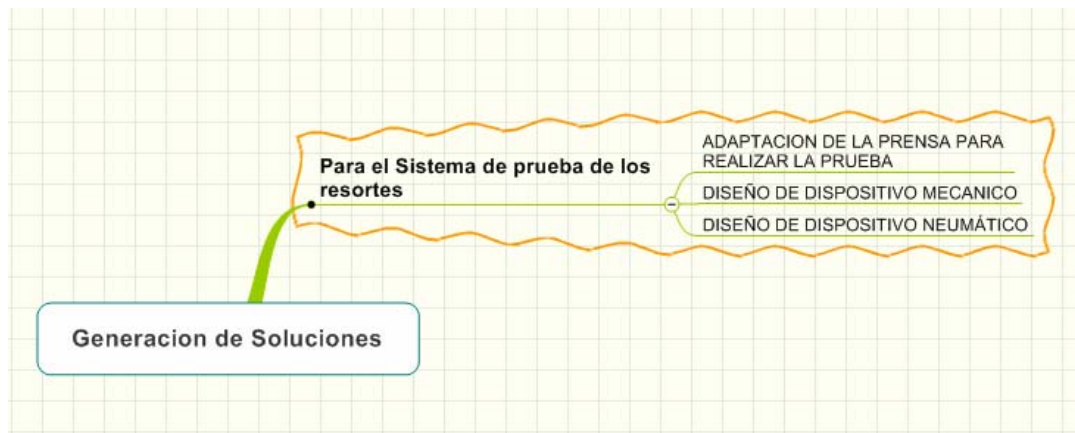


Figura 6. 8. Mapa Mental que refleja la generación de soluciones para el sistema de pruebas de los resortes internos del cilindro de freno. Fuente: Los Autores.

Posteriormente, analizando las cualidades de la prensa neumática, se decidió, que ésta fuese adaptada para realizar las pruebas de los resortes internos del cilindro, ya que para su evaluación, estos resortes deben ser comprimidos y diseñar un dispositivo independiente para realizar estas pruebas generaría un gasto adicional.

6.1.6 Selección y Evaluación del Mecanismo de Retorno del Cilindro de Freno.

Al momento de realizar las pruebas de accionamiento y estanqueidad del cilindro, es necesario retornar el cilindro a sus condiciones iniciales, lo cual implica comprimir sus resortes internos y roscar el conjunto tubular hasta llevarlo a las medidas originales.

Utilizando el método de Mapas Mentales para la generación de ideas, se plantearon varias opciones que pudiesen cumplir esa función (figura 6.9).

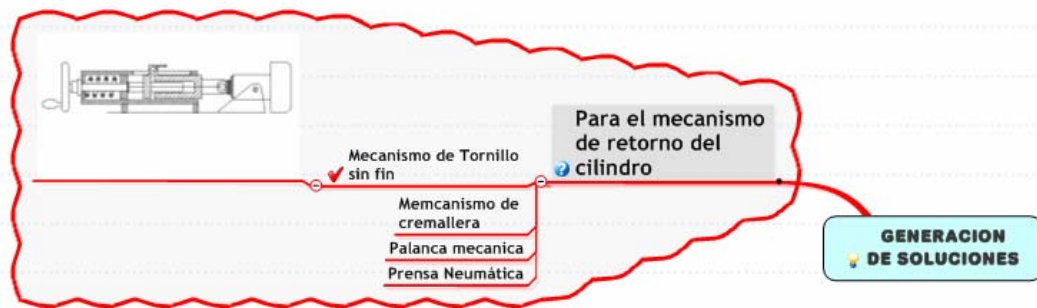


Figura 6. 9. Mapa Mental que refleja la generación de soluciones para el mecanismo de retorno del cilindro de freno. Fuente: Los Autores.

Se establecieron como criterios de evaluación de este mecanismo:

- ✓ Factibilidad de Construcción. (C1)

- ✓ Bajo costo (en comparación con otras opciones). C(2)
- ✓ Sistema robusto y resistente. (C3)

Tabla 6. 7. Tabla de ponderación de los criterios para el mecanismo de retorno.

<i>Criterio</i>	<i>Ponderación</i>
C1	8
C2	9
C3	7

En base a estos criterios, se realizó una matriz de evaluación para establecer el diseño solución para este mecanismo. La matriz de evaluación se muestra en la tabla 6.8:

Tabla 6. 8. Matriz de evaluación para la selección del mecanismo de retorno.

	D1		D2		D3		D4					
C1	8	8	64	8	8	64	8	9	72	8	8	64
C2	9	8	72	9	6	54	9	8	72	9	5	45
C3	7	10	70	7	10	70	7	6	42	7	7	49
	206		188		186		158					

D1: Mecanismo de Tornillo sin fin
 D2: Mecanismo de Cremallera
 D3: Palanca Mecánica
 D4: Prensa Neumática

Finalizada la evaluación de cada uno de estos diseños, se escogió el diseño que obtuvo mayor puntaje seleccionando en este caso el diseño uno, el cual se muestra en la figura 6.10.

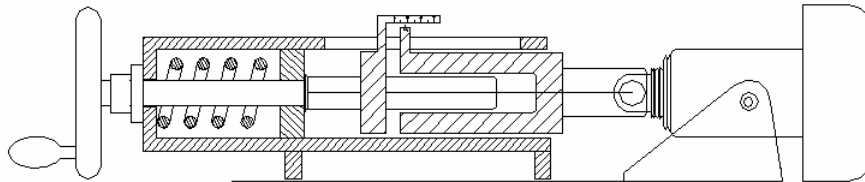


Figura 6. 10. Mecanismo de retorno seleccionado como diseño solución. Fuente: Los Autores.

6.2 Selección de Conceptos Solución

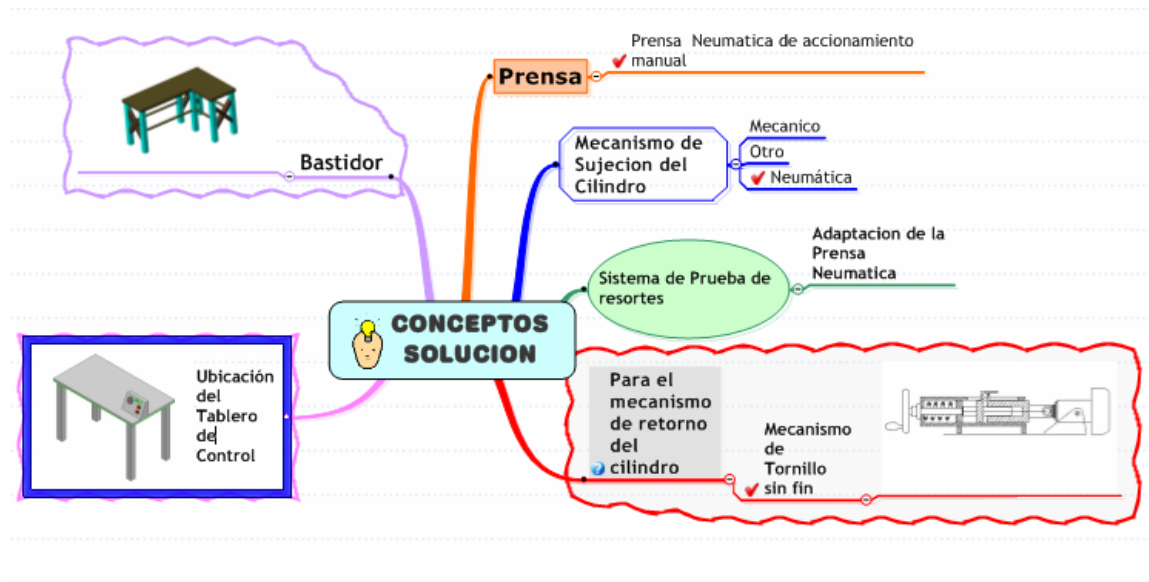


Figura 6. 11. Mapa mental que muestra los conceptos solución para el banco de prueba y servicio de cilindro de freno. Fuente: Los Autores.

CAPITULO VII

DESARROLLO DE COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS Y DEL SISTEMA DE CONTROL

Dada la importancia que revierte el banco de pruebas para el servicio del cilindro de freno de los frenos de disco, y la relevancia que presenta este cilindro de freno durante la operación del tren, se debe diseñar el banco de pruebas de manera minuciosa para así garantizar que los equipos que allí se procesen, operan correctamente.

Para garantizar que los conceptos solución que se han escogido anteriormente cumplirán cabalmente con su función, se debe confirmar que ningún elemento del banco de pruebas fallará. Para ello se ha realizado una fase de cálculo, en la que se ha dimensionado correctamente cada elemento sometido a esfuerzo o a deformación, se han analizado los casos de fatiga y cada uno de los diferentes elementos de unión presentes en nuestro diseño.

Para iniciar este proceso de cálculo, se ha dividido el banco de pruebas en subconjuntos, para luego proceder a analizar y diseñar por separado, cada uno de los

elementos y componentes de estos subconjuntos que se encuentran sometidos a esfuerzos y dimensionarlos adecuadamente.

Finalmente las dimensiones y selección de materiales de cada uno de los elementos diseñados, se ha acogido a los materiales existentes en la empresa y en el mercado nacional.

Desarrollo de los componentes del Banco de Pruebas

El banco de pruebas y servicios que se desea diseñar, se encuentra dividido en dos áreas fundamentales: el área de pruebas, donde se verificará el funcionamiento del cilindro de freno; y el área de la prensa de servicio, donde se realizarán las labores de mantenimiento al cilindro. Con la finalidad de diseñar minuciosamente el banco de pruebas sin que se escape ningún detalle, se ha realizado su descomposición funcional, listando los elementos que lo componen y clasificándolos de acuerdo el área a que pertenecen. En la figura 7.1 se pueden observar cada uno de los elementos que componen el banco de pruebas y servicio. Cada uno de estos elementos será estudiado en el presente capítulo, como elemento individual.

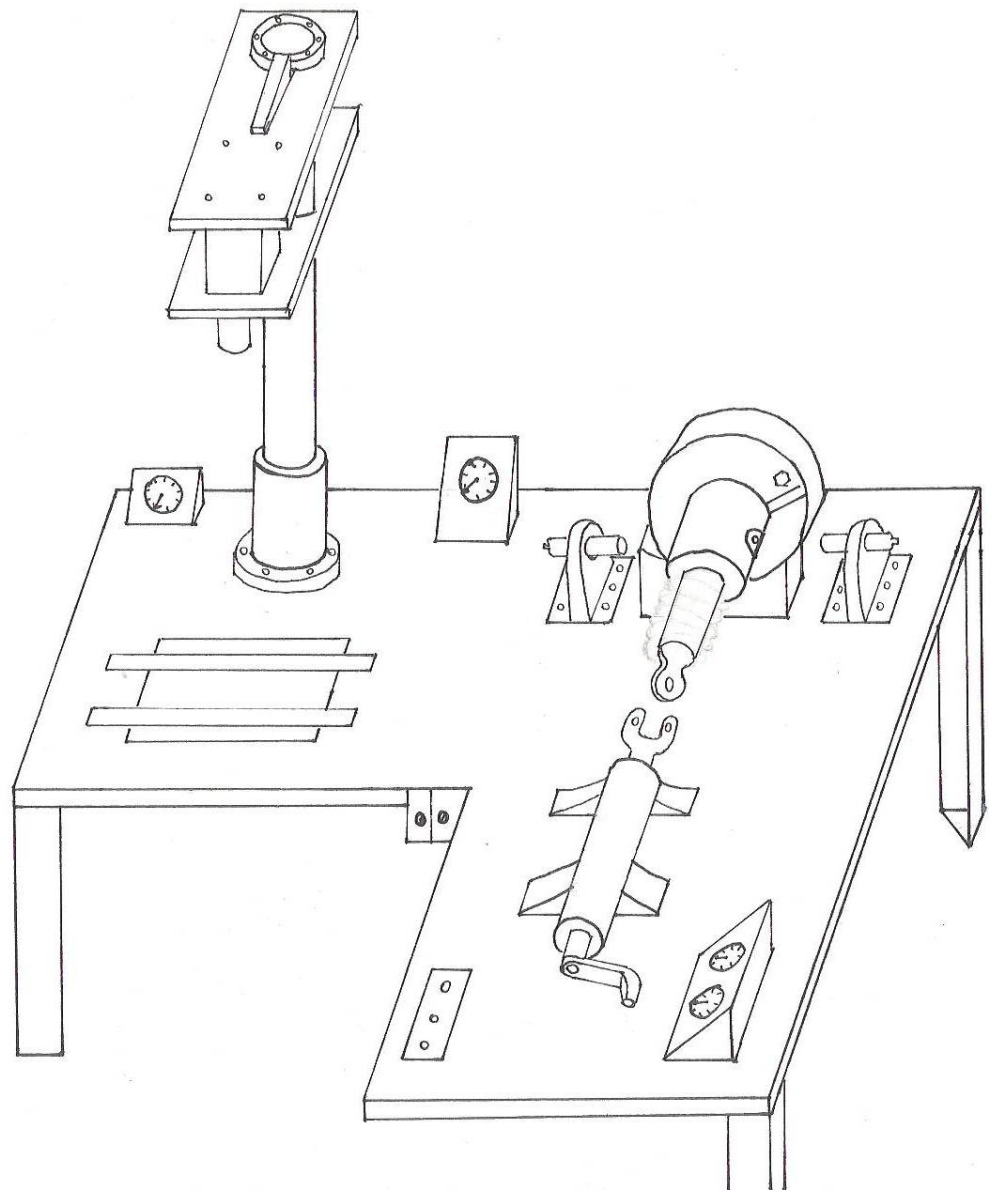


Figura 7. 1. Bosquejo del Banco de Pruebas y Servicio. Fuente: Los Autores.

7.1. Área de Pruebas del Cilindro de Freno.

El área de pruebas contenida en el banco, es el área destinada a realizar el reglaje de las cotas internas del cilindro y aplicar al cilindro de freno las pruebas de accionamiento y estanqueidad.

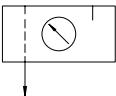
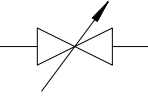
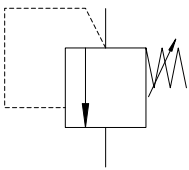

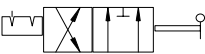

7.1.1.- Válvulas y conexiones neumáticas.

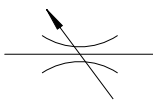
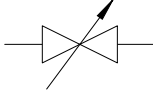

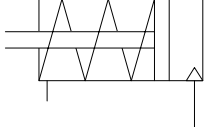
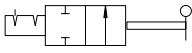


El protocolo de la prueba de accionamiento del cilindro de freno, establecido por el fabricante, indica que luego de realizar el desarmado del cilindro de freno, y el cambio de los componentes internos que así lo requieran, debe procederse a su evaluación. La evaluación del cilindro de freno abarca tres aspectos:

- i. Prueba de accionamiento del cilindro: la cual consiste en alimentar al cilindro con aire comprimido a una presión de trabajo de 5 bar y verificar que éste se acciona. Debe medirse el recorrido del pistón para garantizar que el accionamiento se realice de forma apropiada.
- ii. Pruebas de estanqueidad del cilindro: Para asegurar que el servicio del cilindro de freno se ejecutó correctamente, deben realizarse dos pruebas de estanqueidad, durante la primera debe alimentarse el cilindro de freno a una presión de 0,6 bar, cerrar la alimentación al cilindro y verificar con la ayuda de un manómetro que exista una caída de presión durante un lapso de un minuto. Esta misma prueba debe repetirse a una presión de trabajo de 5 bar.
- iii. Reglaje de cotas: El cilindro de freno, posee un sistema de autorregulación, el cual una vez accionado lo hace permanecer lo más cercano posible al disco de freno para su siguiente frenada; por ello, luego de realizar el servicio al cilindro de freno, deben regularse las cotas internas de este mecanismo de autorregulación

Para la realización de estas pruebas, utilizando la línea neumática del taller, se establecieron como requisito, las válvulas y equipos neumáticos mostrados en el esquema neumático 7.2. En la tabla 7.1, se describen cada uno de los equipos mostrados en el esquema neumático.

Tabla 7. 1. Descripción de los elementos que conforman el sistema neumático del área de pruebas del banco de pruebas y servicio.

N° de Elemento	Nombre	Símbolo	Función
1	Unidad de mantenimiento de aire		Filtra las impurezas o partículas que pueda traer el aire de la línea, retira el exceso de humedad al aire y lo lubrica antes de entrar en contacto con los equipos neumáticos, para evitar su deterioro y mal funcionamiento.
2	Válvula de cierre		Válvula principal de apertura y cierre del paso de aire de la línea al circuito del área de pruebas del banco.
3	Válvula reguladora de presión		Regula la presión del aire proveniente de la línea. Permitirá ejecutar las pruebas de estanqueidad del cilindro, dado a que estas pruebas se realizan a dos valores de presión diferente.
4	Manómetro		Este manómetro facilitará la regulación de presión, indicando la presión a la salida del regulador.
5	Válvula de alimentación y purga del cilindro de freno		Mediante esta válvula se controlará el paso de aire de alimentación al cilindro de freno para la ejecución de las pruebas, y el purgado del cilindro una vez finalizadas.
6	Silenciador		Durante el proceso de purga del cilindro de freno, este dispositivo permitirá silenciar la salida del aire.

7	Válvula reguladora de caudal		Controlará la cantidad de fluido que circula a través de ella para regular la velocidad de llenado del cilindro de freno.
8	Válvula de cierre		Su función es abrir o cerrar el paso de aire al cilindro de freno durante la ejecución de las pruebas de estanqueidad.
9	Manómetro		Este manómetro de control permitirá observar si existe alguna caída de presión durante la prueba de estanqueidad a 5 bar.
10	Cilindro de freno de disco		Elemento a evaluar
11	Válvula de 2 vías dos posiciones, accionamiento por palanca, con enclavamiento		Esta válvula permite alimentar al manómetro de control (12) para la prueba de estanquidad a 0,6 bar.
12	Manómetro		Este manómetro de control permitirá observar si existe alguna caída de presión durante la prueba de estanqueidad a 0,6 bar.
13	Válvula de dos posiciones y dos vías, accionamiento por pulsador y retorno por muelle		Permite activar el manómetro de control (12) para controlar la regulación de la presión de la línea a 0,6 bar.

El conector que debe insertarse en el racor de alimentación del cilindro es de 24 mm, rosca NPT de acople rápido, el diámetro de las mangueras a usar en todas estas aplicaciones es de 10 mm. De igual manera el diámetro de la conexión de las válvulas, los reguladores y los manómetros serán de 1/4 ó 3/8 de pulgada dependiendo de la disponibilidad en el mercado, con conexión rápida para

mangueras de poliuretano de 10 mm para así estandarizar las medidas de ésta sección de trabajo del banco de pruebas.

La selección del tipo de válvulas y la escogencia del los elementos neumáticos del área de pruebas del banco, se hizo utilizando bibliografía especializada en el tema de neumática y con la asesoría de los ingenieros que laboran en el departamento de neumática de CAMETRO.

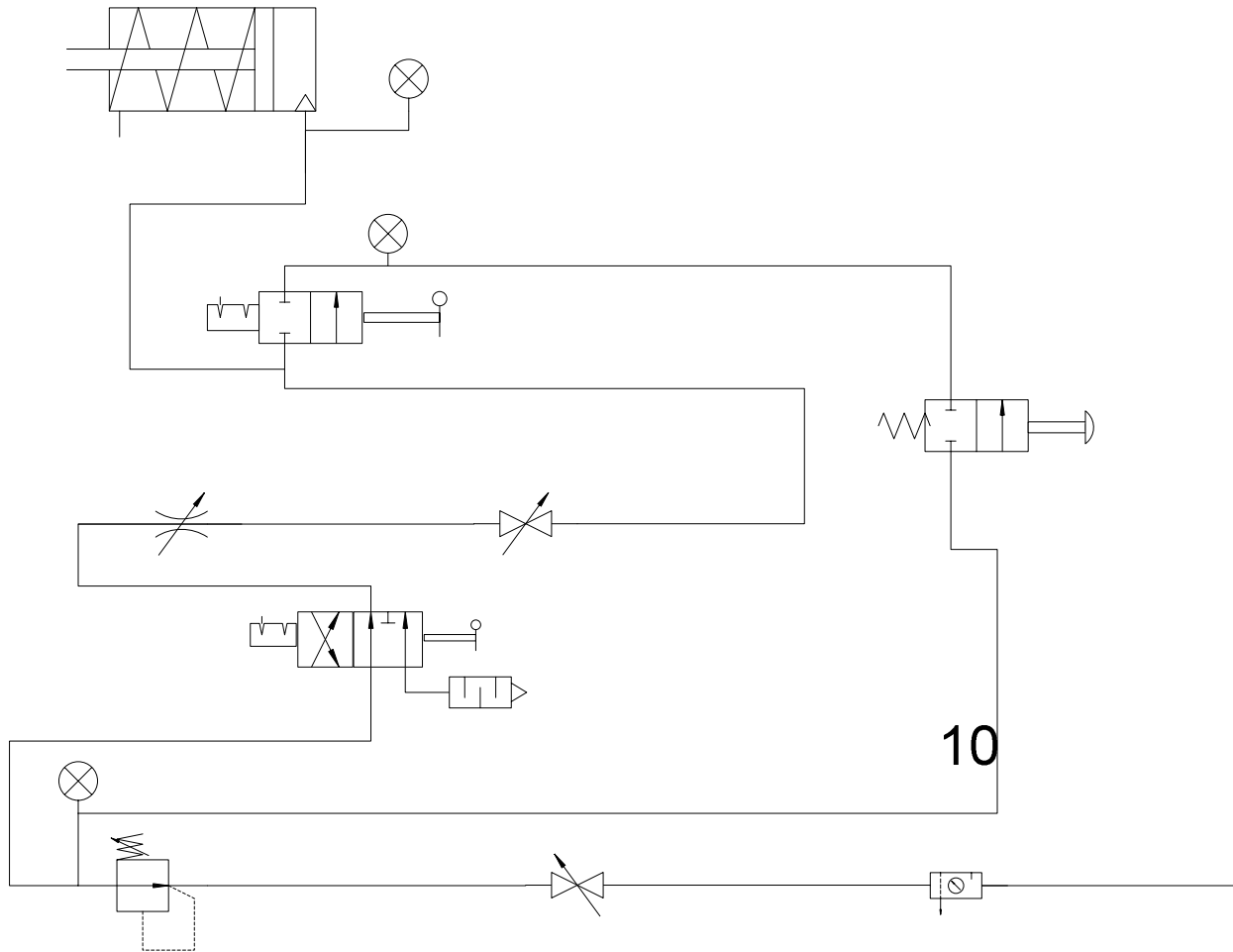


Figura 7. 2. Esquema neumático del área de pruebas del cilindro de freno. Fuente: Los Autores.

7.1.2.- Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno.

Durante la realización de las pruebas mencionadas anteriormente, es necesario que el cilindro de freno esté sujeto de la misma forma en la que está instalado en el bogie, para recrear de manera precisa las condiciones de trabajo. Por tal motivo, se ha diseñado un mecanismo de sujeción del cilindro de freno, el cual consta de dos pasadores que se insertan en los dos bujes laterales ubicados, uno en cada lado del cuerpo del cilindro. (Figura 7.3)



Figura 7. 3. Ubicación de los bujes laterales en el cilindro de freno. Fuente: Los Autores.

Estos pasadores son impulsados de manera directa por dos pequeños cilindros neumáticos de simple efecto denominados actuadores. Los actuadores se accionan por la alimentación de aire comprimido a una presión de trabajo de 6 bar. Una válvula de pedal con sistema de enclave permitirá mantener la presión aplicada sobre los cilindros mientras que una válvula check impedirá el retorno del fluido en caso de una caída de presión en la línea del taller. Los cilindros de freno de disco estarán soportados en dos ménsulas (una a cada lado) con un orificio interno a través del cual

se introducirá el pasador hacia el buje. Parte del pasador quedará soportado por ésta ménsula, tal y como se muestra en la figura 7.4.

Cálculo de los pasadores del Mecanismo de Sujeción.

El pasador que se observa en la figura 7.4 tendrá como tarea mantener en una posición estable al cilindro de freno durante la realización de las pruebas de accionamiento y estanqueidad. Su accionamiento tiene origen en el desplazamiento del vástago del actuador. Debido a la simetría del cilindro de freno y a la manera en que se encuentra originalmente instalado en el bogie remolque, se estableció el uso de dos conjuntos de pasadores y actuadores que trabajarán de manera simultánea en la sujeción del cilindro de freno. Es importante garantizar la correcta alineación de los dos conjuntos durante el proceso para distribuir equitativamente la fuerza ejercida sobre ellos.

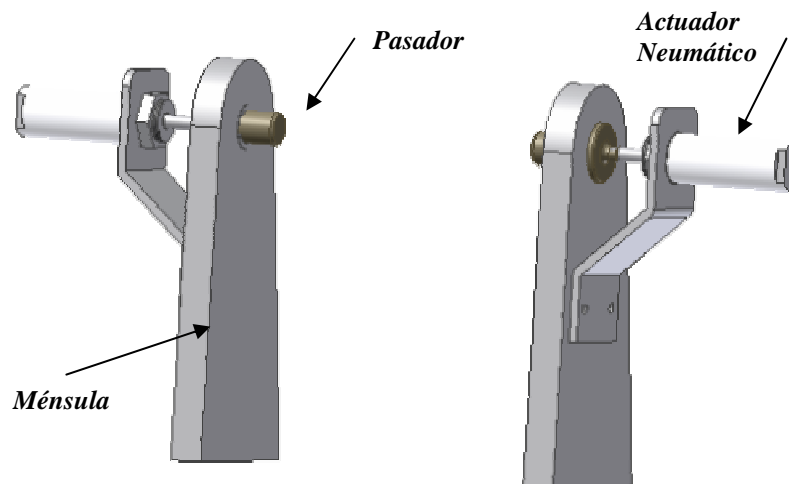


Figura 7. 4. Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.

Las medidas diametrales de estos pasadores ya están dadas (20 mm de diámetro), ellos deben simular la tarea de los tornillos especiales que sujetan al cilindro de freno de disco en el mecanismo de timonera instalado en los trenes, por tanto la tarea de los cálculos de esta sección están destinados a la búsqueda del material con que se realizarán los pasadores, se usará la Teoría de Corte Máximo para la evaluación estática y la Teoría de Goodman Modificada para los efectos de fatiga aplicando un factor de seguridad superior a 3 ya que la operación que está involucrada acarrea riesgos de lesión física para el operador y posibles daños al equipo.

Las fuerzas que actúan sobre cada pasador son:

- Una fuerza cortante proveniente del llenado y accionamiento del cilindro de freno.
- Una fuerza axial que tiene su origen en el contacto ejercido por el actuador para su posicionamiento.

De ésta manera, cada pasador se encuentra sometido a un estado de esfuerzo combinado. Aunque la carga axial es despreciable en comparación con el esfuerzo cortante, se considerará durante la realización de los cálculos.

Para determinar la magnitud de la fuerza de corte ejercida por el cilindro de freno durante las pruebas, se consideraron los datos de la presión máxima aplicada por la línea dentro del equipo, ya que esto sería la condición más desfavorable para el cálculo en ambos casos. También se tomó en cuenta el diámetro interno del pistón del cilindro de freno.

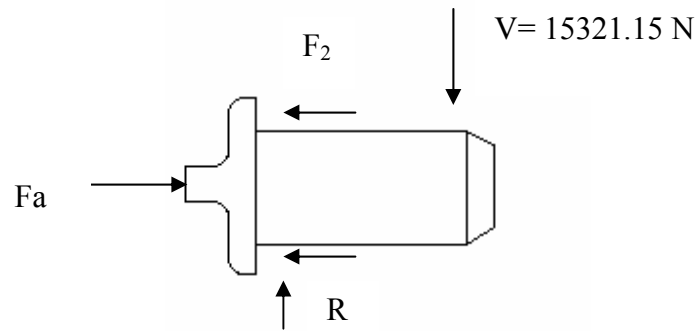


Figura 7. 5. DCL del pasador. Fuente: Los Autores.

Como se aprecia en la figura 7.5, el pasador está sometido principalmente a una carga cortante.

- Cálculo de la fuerza de corte “V” ejercida por el cilindro de freno:

$$V = P \cdot A$$

$$P = 6\text{bar} = 600000\text{Pa}$$

Diametro del pistón del cilindro de freno = 255 mm

$$\text{Área} = \frac{(0,255\text{m})^2 \cdot \pi}{4} = 0,0510\text{m}^2$$

Por lo tanto

$$V = 600000\text{Pa} \times 0,0510\text{m}^2 = 30641,41\text{N}$$

Como la fuerza de corte está soportada por dos pasadores a la vez, debidamente alineados, será dividida entre dos para obtener la fuerza de corte aplicada sobre cada pasador.

Fuerza de corte aplicada sobre cada pasador = 15321,15 N

- Cálculo de la fuerza axial “F” debida al actuador neumático:

Diámetro del pistón del actuador = 25 mm. = 0,025 m

$$P = 600000 Pa$$

$$A = \frac{(0,025)^2 \cdot \pi}{4} = 4,9 \times 10^{-4} m^2$$

$$F = (600000 Pa) \cdot (4,9 \times 10^{-4} m^2) = 294,51 N$$

- Cálculo de los esfuerzos principales sobre cada pasador:

El estado de esfuerzos está representado por la siguiente matriz:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_y & \tau_{yz} \\ 0 & \tau_{zy} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 294,51 & 15321,15 \\ 0 & 15321,15 & 0 \end{bmatrix} N$$

En la figura 7.6 se observa un elemento infinitesimal, en el cual se reflejan cada uno de los esfuerzos a los que está sometido el pasador y sus correspondientes direcciones.

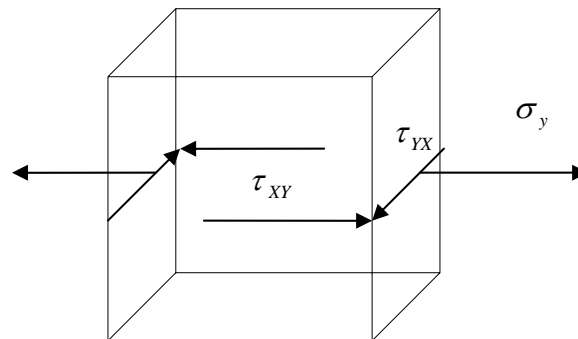


Figura 7. 6. Elemento Infinitesimal donde se muestran los esfuerzos en el Pasador. Fuente: Los Autores.

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,02m)^2}{4} = 3,1415 \times 10^{-4} m^2$$

Los esfuerzos axial σ_y y de cortante τ_{yz} se obtienen según:

$$\sigma_Y = \frac{F}{A} = \frac{294,51 \text{ N}}{3,1415 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 0,937 \text{ MPa}$$

$$\tau_{YZ} = \frac{V}{A} = \frac{15321,15}{3,1415 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 48,77 \text{ MPa}$$

Luego los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 están dados por:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_Y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_Y}{2}\right)^2 + \tau_{YZ}^2}$$

Sustituyendo se obtienen:

$$\sigma_1 = \frac{0,937 \text{ MPa}}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,937 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (48,77 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 49,240 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{0,937 \text{ MPa}}{2} - \sqrt{\left(\frac{0,937 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (48,77 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_2 = -48,303 \text{ MPa}$$

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{49,240 \text{ MPa} - (-48,303 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_{MAX} = 48,7715 \text{ MPa} \approx 49 \text{ MPa}$$

La figura 7.7 muestra la representación gráfica de estos esfuerzos principales utilizando el Círculo de Mohr.

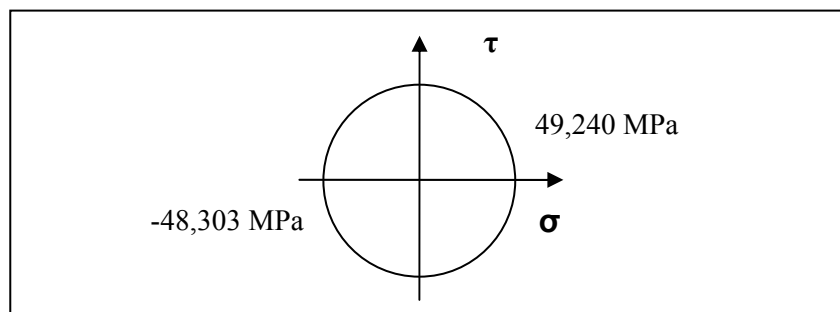


Figura 7. 7. Esfuerzos Principales representados en el Círculo de Mohr. Fuente: Los Autores.

Por lo general las consideraciones de esfuerzos de fatiga en un elemento que se desea diseñar son más estrictas que las necesarias para cargas puramente estáticas por lo cual se evalúa primero en este caso las condiciones de fatiga para luego verificar el factor de seguridad estático. Se usarán las propiedades mecánicas de un acero 4340 que resulta de fácil localización en el mercado nacional además de poseer buen comportamiento ante la eventual necesidad de someterlos a tratamientos térmicos de templado, sin embargo en vista de la incertidumbre en cuanto a las propiedades mecánicas que posee el material adquirido, se enlistan en la tabla 7.2 varios tratamientos térmicos comunes para este acero, a los efectos de cálculo se ha escogido el que menos resistencia presenta. El modo de carga para los pasadores es combinado, sin embargo el esfuerzo cortante es aproximadamente 50 veces el esfuerzo axial por lo que se efectuarán los cálculos como si se tratase de esfuerzo puramente cortante.

Tabla 7. 2. Propiedades del acero 4340. (Fuente Tabla A-21 Shigley)

Temperatura de templado. (°C)	Resistencia a la tracción. S_{ut} (MPa)	Resistencia a la fluencia. S_y (MPa)
315	1720	1590
425	1470	1360
540	1170	1080
650	965	855

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad \text{Esfuerzo alternante}$$

$$\tau_a = \frac{49 \text{ MPa}}{2} = 24,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad \text{Esfuerzo medio}$$

$$\tau_m = \frac{49, \text{ MPa}}{2} = 24,5 \text{ MPa}$$

Límite a la fatiga S_e para los pasadores:

$$S'_e = 0,504S_{ut}$$

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

Los factores concentradores de esfuerzos se obtienen según el procedimiento descrito en la sección 7-8 (Shigley).

K_a = Factor de Superficie $K_a = a \cdot S_{ut}^b$ para una superficie maquinada se tiene:

$$a = 4,51 \quad b = -0,265 \quad K_a = 4,51 \cdot (965\text{MPa})^{-0,265} = 0,729\text{MPa}$$

$$K_b = \text{Factor de tamaño} \quad K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad K_b = \left(\frac{20}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad K_b = 0,896$$

K_c = Factor de carga. $K_c = 0,577$ (Carga cortante).

K_d = Factor de temperatura $K_d = 1$ (no habrá cambios significativos).

$$K_e = \text{Factores diversos} \quad K_e = \frac{1}{K_f} \quad K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

K_t = Concentrador de esfuerzos teórico por entalle. Se estima $K_t = 2$
(Figura A-15-8 Shigley)

K_f = Concentrador de esfuerzo reducido según material. $K_f = 1 + 0,8 \cdot (2 - 1)$

Sensibilidad a la muesca $q = 0,80$ (Figura 15-16 Shigley)

$$K_f = 1,8 \quad K_e = \frac{1}{1,8} \quad K_e = 0,55$$

$$S_{se} = (0,729) \cdot (0,896) \cdot (0,577) \cdot (1) \cdot (0,55) \cdot (0,504) \cdot (965\text{MPa}) = 100,816\text{MPa}$$

S_{se} = Límite de resistencia a la fatiga para esfuerzos cortantes.

Usando la Relación de Goodman Modificada (Ecuación 5-20, R. Mott):

$$S_{sy} = 0,577S_y = 0,577 \cdot (855Pa) = 493,335MPa$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_a}{S_{se}} + \frac{\sigma_m}{S_{sy}} = \frac{24,5}{100,816} + \frac{24,5}{493,335} \quad \eta_{dinámico} = 3,42$$

$$\tau_{MAX} \leq \frac{S_{sy}}{\eta}$$

$$49 = \frac{493,335MPa}{\eta}$$

$$\eta_{estático} \approx 10$$

El factor de seguridad dinámico para el material seleccionado es apropiado para esta aplicación, lógicamente el factor de seguridad estático se incrementa a un valor excesivo.

Diseño de las Ménsulas del Mecanismo de Sujeción.

El mecanismo de sujeción tiene como objeto soportar el cilindro de freno de disco al momento de hacerle las pruebas de funcionamiento y estanqueidad, mediante el uso de un par de pasadores que se ajustan directamente en los bujes laterales del equipo, dicho elemento estará fijado directamente en la zona del banco de pruebas del bastidor por medio de pernos los cuales permitirán darle mantenimiento. Las dimensiones de la altura total y el espesor del material ya están definidos debido a la geometría del cilindro de freno y al ancho de un buje que será insertado con la intención de proteger el material base de la acción del desgaste. Este buje será removido en forma muy eventual. En la figura 7.8 se observa la disposición de estos elementos.

El cilindro de freno es soportado mediante dos conjuntos de elementos como el mostrado en la figura 7.8, la fuerza que debe soportar cada uno es proveniente del

llenado del cilindro de freno con una presión máxima de 6 bar, lo que es equivalente a 30642,3 N y que a su vez se divide entre ambos elementos, siempre y cuando estos estén debidamente alineados.

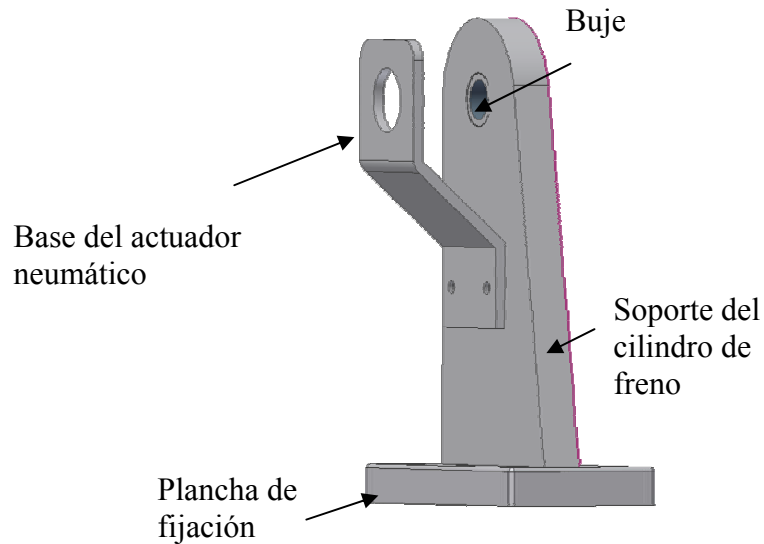


Figura 7. 8. Ménsula del mecanismo de sujeción soporta el cilindro de freno durante las pruebas. Fuente Los Autores.

Para diseñar este dispositivo se ha separado en sus componentes principales, los cuales se enumeran a continuación.

- Soporte del cilindro, (pieza principal)
- Soldadura de la pieza principal a la plancha de fijación
- Pernos de fijación a la mesa
- Base del actuador neumático.

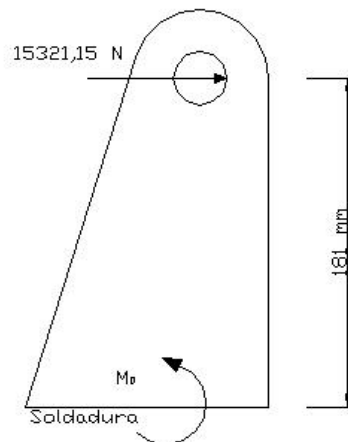


Figura 7. 9. Diagrama de cuerpo libre de la ménsula. Fuente: Los Autores.

En el diagrama de cuerpo libre de la ménsula (figura 7.9), se pueden observar las cargas ejercidas sobre esta pieza. La configuración mostrada por la ménsula puede ser modelada como se indica en la figura 7.10, con lo cual se logra una mejor visualización de la carga aplicada.

Es necesario mencionar que los efectos de carga debidos al peso del cilindro de freno (26 kg, aproximadamente 255 N), no se consideran para este caso, el motivo se debe a que cada uno de los pasadores soporta 127,5 N, estos transmiten a la ménsula un pequeño momento flector (debido a la corta distancia del pasador) y carga de compresión, la cual termina favoreciendo ligeramente al material ante los esfuerzos de tracción producidos por la flexión que produce la carga de 15321,15 N. La poca longitud del soporte también es un motivo para no tomar en cuenta este efecto de flexión.

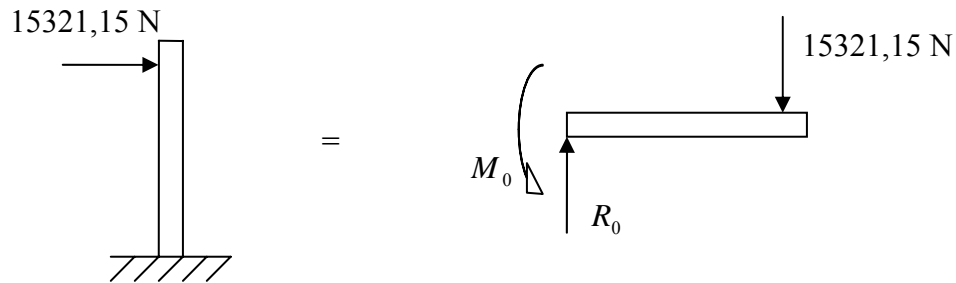


Figura 7. 10. Modelado de forma de carga sobre la ménsula. Fuente: Los Autores.

Reacciones:

$$R_0 = 15321,15N$$

$$M_0 = (0,181m) \cdot (15321,15N) = 2773,12N \cdot m$$

Tal y como lo refleja el diagrama de corte y momento flector mostrado en la figura 7.11, la base de la pieza es la más vulnerable a fallar ya que el mayor momento flector se encuentra en esta zona, disminuyéndose en forma lineal hasta alcanzar el centro del alojamiento del buje donde solo existirá corte puro. El punto de mayor sollicitación es el punto A cuyas fibras se encuentran a tracción.

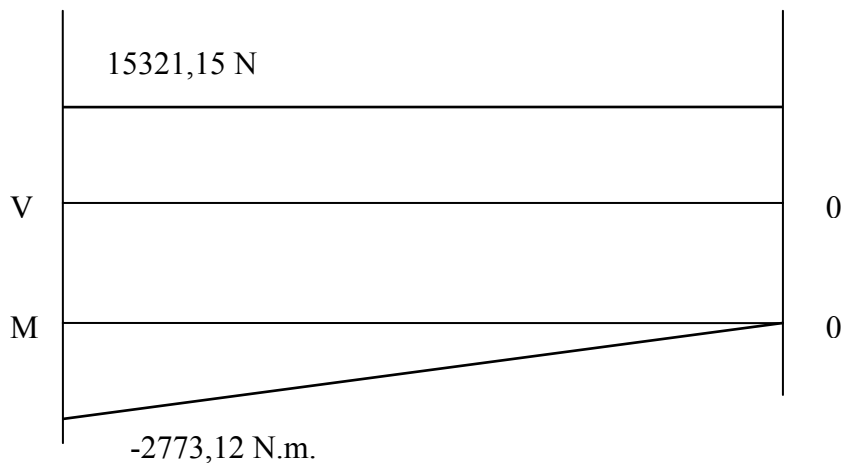


Figura 7. 11. Diagrama de corte y momento flector. Fuente: Los Autores.

Una de las dimensiones de la pieza ya está dada por el espesor del buje, que es aproximadamente 19 mm, la otra dimensión h (ver figura 7.12), se supondrá y se

verificará que no falle. Se escoge un factor de seguridad igual a 3 motivado a que éste elemento soporta la carga en el momento más crítico de las pruebas e involucra directamente la seguridad del operador.

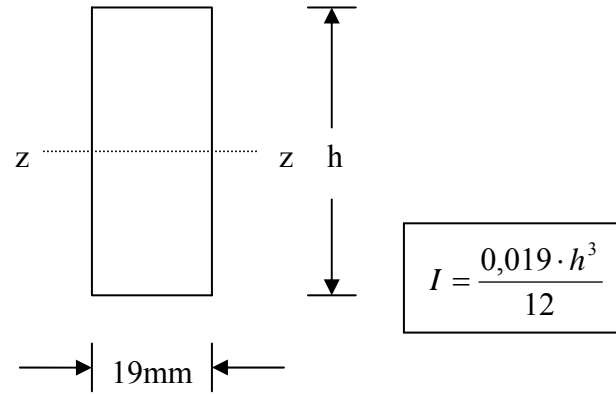


Figura 7. 12. Inercia alrededor del eje z de la ménsula. Fuente: Los Autores.

Usando la Teoría de Falla del Esfuerzo de Corte Máximo (H-Tresca) y el hecho de tener un esfuerzo de corte puro y uno axial que tiene su origen en la flexión producida sobre las piezas, se ha elaborado la tabla 7.3 en forma iterativa con la finalidad de encontrar la dimensión h mínima que cumpla con el factor de seguridad establecido, para prevenir la falla estática.

Tabla 7. 3. Factor de seguridad en función de h

h mínimo (mm.)	τ_{MAX} (MPa)	Factor de seguridad
30	487,254	0,18
50	175,885	0,51
65	104,376	0,86
85	61,342	1,47
95	49,253	1,83
100	44,522	2,02
124	29,210	3,08

En la tabla se observa que para un valor de $h = 124 \text{ mm}$ se cumple con el parámetro de seguridad establecido, por lo cual éste será el mínimo valor propuesto para iniciar este diseño.

En vista de que los esfuerzos de tracción debidos a la fuerza horizontal $F = 15321,15 \text{ N}$ disminuyen en forma lineal a medida que nos alejamos de la base, se puede manejar una sección variable. En la zona de aplicación de la fuerza se tiene esfuerzo de corte puro, por lo tanto el espesor mínimo que éste debe tener será de:

$$\tau_{MIN} = \frac{F}{A} = \frac{15321,15 \text{ N}}{(0,019 \text{ m}) \cdot h_{\min}} \leq \frac{180 \text{ MPa}}{2 \times 3}$$

$$h_{\min} = 26,88 \text{ mm} \approx 27 \text{ mm}$$

La geometría que garantiza la ausencia de falla estática se aprecia en la figura 7.13. El factor crítico de esta pieza se encuentra en la soldadura que se practicará en la base, lo que obliga a incrementar sus dimensiones con el objeto de darle mayor área de garganta y así aumentar su resistencia a la fatiga, por lo tanto la geometría final de las ménsulas es dependiente del área soldada.

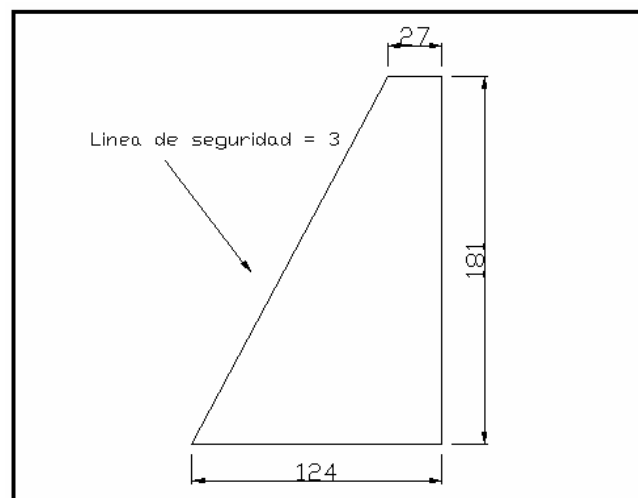


Figura 7. 13. Geometría mínima del soporte, dimensiones en mm. Fuente: Los Autores.

Una vez establecidos estos parámetros se procede a calcular los factores de seguridad estáticos y dinámicos tanto para la soldadura como para el material base.

Soldadura del soporte a la placa de fijación:

Se aplicará soldadura de filete entre los cuatro lados del soporte y la placa de fijación para que ésta sea lo menos gruesa posible. El material de aporte se depositará mediante el uso de soldadura eléctrica al arco tipo SMAW usando un electrodo revestido E7013 fácilmente localizable en el mercado nacional. Los cálculos en detalle son similares a los presentados en los cálculos de las bridas de la columna (sección 7.2.4 de este capítulo).

$$M = (15321,15N) \cdot (0,181) = 2773,12N \cdot m$$

$$F = 15321,15N$$

Se han ensayado mediante cálculos a fatiga varias combinaciones de geometrías posibles para especificar la altura de la soldadura y el área de la garganta. El resultado obliga a aumentar el área de soldadura, por lo cual se ha visto afectada el área de la base de la ménsula. En la tabla 7.4 se observan algunas de estas combinaciones con el correspondiente factor de seguridad dinámico.

Tabla 7. 4. Comparación de los factores de seguridad para diferentes geometrías.

Altura de soldadura	Dimensiones de la base (longitud x ancho)	F.S. dinámico	Comentario
6 mm.	(140x19) mm.	0,70	No aceptable
8 mm.	(150x19) mm.	1,05	No aceptable
9 mm.	(150x19) mm.	1,20	No aceptable
9 mm.	(180x19) mm.	1,58	Aceptable
9 mm.	(200x19) mm.	1,85	Solución

Como resultado final se ha seleccionado una base con un área de 200 mm de longitud y 19 mm de ancho para una altura de soldadura de 9 mm. Se presentan a continuación los cálculos.

Mediante el uso de la Tabla 9-3 (Shigley) se tiene que:

$$A_g = 1,41 \cdot h \cdot (b + d)$$

$$A_g = (1,41) \cdot (0,009m) \cdot (0,019m + 0,2m) = 0,002786m^2$$

$$I_u = \frac{d^2}{6} \cdot (3b + d) = \frac{(0,2m)^2}{6} \cdot (0,057m + 0,2m) = 1,713 \times 10^{-3} m^3$$

$$I = 0,707 \cdot h \cdot I_u = 0,707 \cdot (0,009m) \cdot (1,713 \times 10^{-3} m^3) = 1,0902 \times 10^{-5} m^4$$

El punto más desfavorable es el A donde se suman los efectos de la fuerza cortante y los axiales producidos por el momento flector.

$$\tau_1 = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{(2773,12N \cdot m) \cdot (0,1m)}{1,0902 \times 10^{-5} m^4} = 25,437MPa$$

$$\tau_2 = \frac{F}{A_g} = \frac{15321,15N}{0,002786m^2} = 5,499MPa$$

$$\tau_{MAX} = \sqrt{(\tau_1)^2 + (\tau_2)^2} = \sqrt{(25,437)^2 + (5,499)^2} = 26,024MPa$$

$$\tau_a = \frac{26,024MPa}{2} = 13,012MPa \quad \text{esfuerzo alternante}$$

$$\tau_m = \frac{26,024MPa}{2} = 13,012MPa \quad \text{esfuerzo medio}$$

El límite a la fatiga S_e , se obtiene según:

$$S'_e = 0,504S_{ut}$$

$$S_e = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Ke \cdot S'_e$$

Los factores de concentración de esfuerzos se obtienen mediante el siguiente procedimiento:

$$K_a = 0,582 \text{ Acabado basto}$$

$$K_b = 0,860 \text{ Factor de tamaño}$$

$$K_c = 0,577 \text{ Existe carga cortante}$$

$$K_e = 0,370 \text{ } K_f = 2,7 \text{ (tabla 9-6, Shigley)}$$

$$S_e = 0,582 \times 0,86 \times 0,577 \times 0,370 \times (0,504 \times 482 \text{ MPa}) = 25,958 \text{ MPa}$$

Usando la relación de Goodman modificada:

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} = 0,67 \cdot (482 \text{ MPa}) = 322,94 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{su}} = \frac{13,012}{25,958} + \frac{13,012}{322,94} \quad \eta = 1,846$$

Por lo general el factor de seguridad estático es superior al factor de seguridad dinámico, sin embargo se comprobará a continuación que la soldadura no falla por fluencia empleando la Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo.

$$\eta = \frac{0,5 \cdot (S_y)}{\tau_{MAX}}$$

$$\eta_{estático} = \frac{0,5 \cdot (393 \text{ MPa})}{26,03 \text{ MPa}} = 7,55$$

Los índices de seguridad para el material base se calculan de la siguiente forma:

$$A = (0,019m) \cdot (0,2m) = 0,0038$$

$$I = \frac{(0,019m) \cdot (0,2m)^4}{12} = 1,266 \times 10^{-5} m^4$$

$$\sigma_y = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{(2773,12N \cdot m) \times (0,1m)}{1,266 \times 10^{-5} m^4} = 21,89MPa$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} = \frac{15321,15N}{0,0038m^2} = 4,031MPa$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_y^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{21,89MPa}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(21,89MPa)^2 + 4 \times (4,031MPa)^2}$$

$$\sigma_1 = 22,608MPa \quad \sigma_2 = -0,718$$

$$\tau_{MAX} = 11,663MPa$$

El factor de seguridad estático para el material base de la ménsula resulta:

$$\eta_{estático} = \frac{0,5 \cdot (180MPa)}{11,663MPa} = 7,71$$

El factor de seguridad dinámico se calcula según:

$$S_{ut} = 320MPa$$

$$S'_e = 0,504 \cdot (320MPa) = 161,28MPa$$

$$K_a = 0,977 \quad K_b = 0,808 \quad K_c = 0,577 \quad K_e = 0,37$$

$$S_e = (0,977) \cdot (0,808) \cdot (0,577) \cdot (0,37) \cdot (161,28MPa) = 27,18MPa$$

$$\tau_a = \frac{11,663MPa}{2} = \tau_m = 5,832MPa$$

$$S_{su} = 0,67 \cdot S_{ut} \quad S_{ut} = 0,67 \cdot (320MPa) = 214,4MPa$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{5,832}{27,18} + \frac{5,832}{214,4} = 4,14$$

Las dimensiones finales para mantener los factores de seguridad calculados se pueden observar en la figura 7.14.

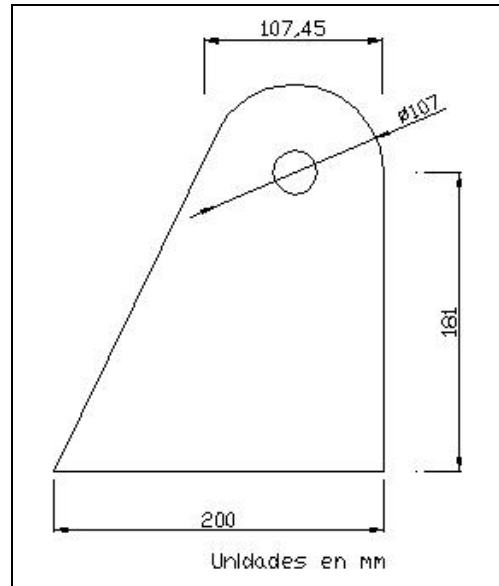


Figura 7. 14. Dimensiones finales de la Ménsula. Fuente: Los Autores.

Pernos de fijación de la ménsula al bastidor del banco:

La fijación de la ménsula a la mesa mediante el uso de pernos permitirá que el buje de ingreso del pasador sea reemplazado en caso de presentar desgaste, también permite que se fije en esta área diferentes soportes diseñados para sujetar otros equipos. Se puede apreciar la forma de apernar la ménsula al bastidor en la figura 7.15. Está previsto el uso de tornillos UNC M10x1,5 con una longitud de 40 mm.

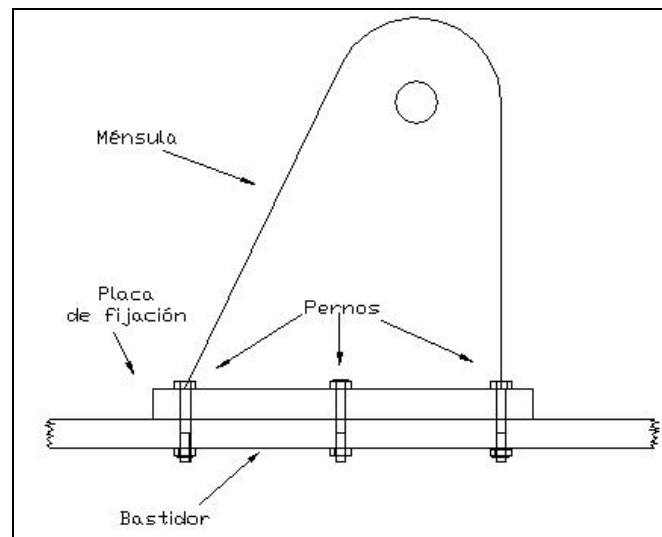


Figura 7. 15. Distribución de los pernos en la placa de fijación. Fuente: Los Autores.

Existen para este caso dos formas básicas y muy diferentes de analizar la resistencia de los pernos, en el primero y el que se ha aplicado aquí tiene su fundamento en el uso de una precarga concebida según las propiedades físicas de un tipo de perno seleccionado con anterioridad, en tal caso esta precarga hace que el perno solo absorba parte de la carga axial impuesta, la componente de corte prácticamente se anula ya que es absorbida por los materiales que forman la unión. En una segunda hipótesis podría suponerse que no existe precarga salvo la otorgada por el concepto de ajuste firme que consiste en girar la tuerca de aprieto unos 180 grados después de hacer contacto completo todos los elementos sin causar deformación alguna, en este caso el perno en diseño debe soportar toda la carga axial y cortante que actúa sobre la pieza y el método de análisis es idéntico al usado en la mecánica de sólidos, se combinan los esfuerzos mediante el círculo de Mohr para luego obtener el esfuerzo cortante máximo en caso de tratarse de material dúctil para luego aplicar una de las teorías de falla.

Para calcular la fuerza axial que soportará el perno con la condición más crítica, se realiza una sumatoria de momentos en el punto de volcadura designado

con la letra A, figura 7.16, es obvio que el perno más alejado de este punto no resiste la totalidad de la fuerza ya que ella se distribuye entre los tres pernos que sujetan a la ménsula, para encontrar el valor exacto que cada uno soporta es necesario crear un sistema de tres ecuaciones donde las dos primeras están dadas por es análisis estático de las reacciones y la tercera es producto de suponer un ángulo muy pequeño lo que producirá una deformación individual en cada perno para así hacer uso de las relaciones deformación esfuerzo y obtener la tercera ecuación, no obstante para simplificar los cálculos se ha supuesto que toda la carga es soportada por el perno más alejado, lo que aumentara la seguridad de la junta al estar sobredimensionado.

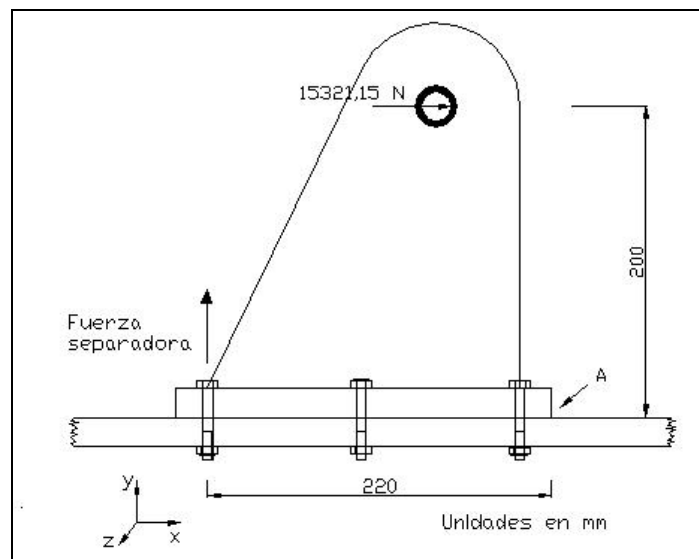


Figura 7. 16. Cálculo de la fuerza separadora. Fuente Los Autores

Cálculo de la fuerza separadora F_S .

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -(15.321,15N) \cdot (0,2m) + (F_S) \cdot (0,22m) = 0$$

$$F_S = 13.928,318N$$

Como se disponen de dos pernos en cada línea de acción (figura 7.17), la fuerza separadora que debe soportar el perno a calcular se dividirá entre dos.

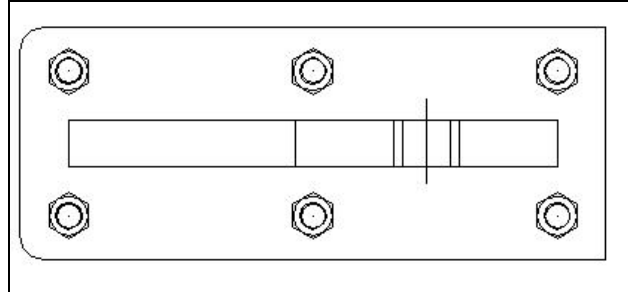


Figura 7. 17. Distribución de los pernos para la fijación de la ménsula. Fuente: Los Autores.

Se definen las siguientes variables:

S_p : Límite mínimo de resistencia al la tensión.

A_t : Área reducida de esfuerzo a tracción.

k_b : Elasticidad del perno.

k_m : Elasticidad de la unión apernada.

C : Constante de la unión.

F_i : Precarga del perno.

l : Longitud de la unión apernada.

Para un tornillo UNC M10x1,5 Grado SAE número 5 se tienen las siguientes propiedades (Tabla 8-4, 8-2, Shigley).

$Carga\ en\ cada\ perno = 6964,159N$

$l = 38mm \quad D = 10mm \quad E = 207GPa$

$A_t = 58mm^2 \quad S_p = 586MPa$ (Tabla 8 – 12 y 8 – 14 Shigley)

$$k_p = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot E}{4l} = \frac{\pi \cdot (0,01m)^2 \cdot 207GPa}{4 \cdot (0,038m)} = 427,822 \times 10^6 N / m$$

$$k_m = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E \cdot D}{2Ln\left(5 \times \frac{0,577 \cdot l + 0,5 \cdot D}{0,577 \cdot l + 2,5 \cdot D}\right)} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot (207GPa) \cdot 0,01}{2Ln\left(5 \frac{0,577 \cdot (0,038m) + 0,5 \cdot (0,01m)}{0,577 \cdot (0,038m) + 2,5 \cdot (0,01m)}\right)}$$

$$k_m = 1780,04 \times 10^6 N / m$$

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_m} = \frac{427,822 \times 10^6}{427,822 \times 10^6 + 1780,04 \times 10^6} = 0,198$$

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t \quad F_i = 0,75 \cdot 586MPa \cdot (0,000058m^2) = 25491N$$

$$\eta = \frac{S_p \times A_t - F_i}{C \times F} \quad \eta = \frac{(33988 - 25491)N}{0,198 \times 6964,159N} = 6,16$$

Para verificar la ausencia de falla a fatiga en los pernos se usa la relación de Goodman modificada como sigue a continuación:

σ_i : esfuerzo de precarga en el perno.

S_{ut} : resistencia última a la tracción (Tabla 8-4, Shigley).

S_a : resistencia alterna permisible.

S_m : resistencia media permisible.

S_e : límite de resistencia a la fatiga (Tabla 8-12, Shigley).

$$\sigma_a = \frac{C \cdot F}{2A_t} = \frac{(0,198) \cdot (6964,159N)}{2 \cdot (0,000058m^2)} = 11,887MPa$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = 11,887MPa + \frac{25491N}{0,000058} = 451,387MPa$$

$$S_{ut} = 827MPa \quad S_e = 128MPa$$

$$S_a = \frac{S_{ut} - \left(\frac{F_i}{A_t}\right)}{1 + \left(\frac{S_{ut}}{S_e}\right)} = \frac{827MPa - 451,387MPa}{1 + \frac{827MPa}{128MPa}} = 50,291MPa$$

$$S_m = Sut \left(1 - \frac{S_a}{S_e}\right) = 827MPa \cdot \left(1 - \frac{50,291MPa}{128MPa}\right) = 502,073MPa$$

Se puede aproximar el factor dinámico de seguridad según la expresión:

$$\eta = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \eta = \frac{50,291}{11,887} = 4,231$$

Los factores de seguridad estático y dinámico según la hipótesis de la aplicación de precarga garantiza la ausencia de falla en los pernos más alejados del punto de volcamiento. Se usarán pernos del mismo tipo para el resto de la unión.

El momento de torsión de apriete que garantiza la precarga de los pernos se obtiene según la ecuación (8-20, Shigley):

$$T = K \cdot F_i \cdot d$$

Donde

T = Torque de apriete.

K = Factor del momento de apriete. Tabla 8-10 (Shigley)

d = Diámetro nominal del perno.

$$T = (0,3) \cdot (25491N) \cdot (0,01m) = 76,3N.m \quad (\text{No ocurrirá deformación permanente}).$$

El caso más desfavorable ocurre si existe descuido en la instalación de las ménsulas y no se le aplica la condición de precarga, para este caso los pernos estarán sometidos a esfuerzos combinados, es decir carga axial y cortante por lo cual es

necesario obtener los esfuerzos principales y compararlos con la Teoría de Falla de Esfuerzo de Corte Máximo, para evitar daños al operador y al equipo.

Se considera para el cálculo, que la fuerza de corte es absorbida en teoría por los 6 pernos en forma simultánea, y que la carga axial total aplicada sobre los dos pernos más alejados del punto de volcadura se distribuye uniformemente entre ellos.

$$\sigma_{axial} = \frac{F_S}{A_t} \quad \tau_{xy} = \frac{F}{A_t}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{6964,159N}{54 \times 10^{-6} m^2} \quad \tau_{xy} = \frac{15321,15N/6}{54 \times 10^{-6} m^2}$$

$$\sigma_{axial} = 128,96MPa \quad \tau_{xc} = 47,288MPa$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y}{2} \pm \frac{\sqrt{\sigma_y^2 + 4 \cdot \tau_{xy}^2}}{2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{128,96MPa}{2} \pm \frac{\sqrt{(128,96MPa)^2 + 4(47,288MPa)^2}}{2}$$

$$\sigma_1 = 144,442MPa \quad \sigma_2 = -15,482MPa$$

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$\tau_{MAX} = 79,962MPa$$

Por la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (H. Tresca), y teniendo en cuenta que $S_y = 641,31$ MPa para un perno SAE grado 5, se tiene que:

$$79,962MPa \leq \frac{643,31MPa}{2 \cdot \eta} \quad \eta = 3,96$$

Para determinar su resistencia a la fatiga bajo esta suposición, se emplea el método descrito en la bibliografía por (Robert Mott), sección 5-9, ya que los pernos se encuentran sometidos a esfuerzos combinados.

Las propiedades del perno escogido se obtienen de las tablas del (Shigley), Límite a la fluencia (Tabla 8-4) y límite a la fatiga de un perno (Tabla 8-12), en la cual se incluye los factores de concentración de esfuerzos producidos por la entalladura de la raíz.

La ecuación que modela de forma aproximada este modo de carga es:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma'_m}{S_y} + \frac{K_t \sigma'_a}{S_e}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 + \sigma_{2m}^2 - \sigma_{1m} \cdot \sigma_{2m}}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 + \sigma_{2a}^2 - \sigma_{1a} \cdot \sigma_{2a}}$$

De los esfuerzos axial y cortante ya calculados se tiene:

$$\sigma_{axial} = 128,96MPa \quad \tau_{xc} = 47,288MPa$$

$$\sigma_a = \sigma_m \frac{128,96MPa}{2} = 64,48MPa \quad \tau_a = \tau_m = \frac{47,288MPa}{2} = 23,644MPa$$

$$\sigma_{1,2a} = \frac{64,48MPa}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(64,48MPa)^2 + 4 \cdot (23,644MPa)^2}$$

$$\sigma_{1a} = \sigma_{1m} = 72,22MPa \quad \sigma_{2a} = \sigma_{2m} = -7,74MPa$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 + \sigma_{2a}^2 - \sigma_{1a} \cdot \sigma_{2a}}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(72,22MPa)^2 + (-7,74MPa)^2 - (72,22MPa)(-7,74MPa)}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = 76,243MPa$$

Luego el factor de seguridad dinámico resulta:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{76,243MPa}{634,31MPa} + \frac{76,243MPa}{128,242MPa} \quad \eta = 1,4$$

$K_t = 1$. Ya que todo factor de concentración en el perno se ha incluido en su límite de resistencia a la fatiga empleando la tabla antes mencionada.

Se ha demostrado que bajo ninguna de las hipótesis de carga ocurrirá ruptura de los pernos, y más cuando se tiene en cuenta que se ha realizado el análisis suponiendo que toda la carga axial es soportada por los pernos más alejados del punto de volcadura, lo cual no es totalmente cierto por lo que los factores de seguridad son mejorados.

Base del actuador neumático del mecanismo de sujeción:

Esta pequeña pero importante pieza tiene la tarea de sujetar un cilindro neumático de simple acción, (retorno por muelle) facilitado por la C.A. Metro de Caracas, su disposición se observa en la figura 7.18, es importante señalar que el pasador que recibe la acción es introducido dentro de los bujes del cilindro de freno de disco, si la base en cuestión no es lo suficientemente resistente pudiera ocurrir una deformación permanente, lo que impedirá el desplazamiento libre del pasador para el retorno de este o para una nueva aplicación.

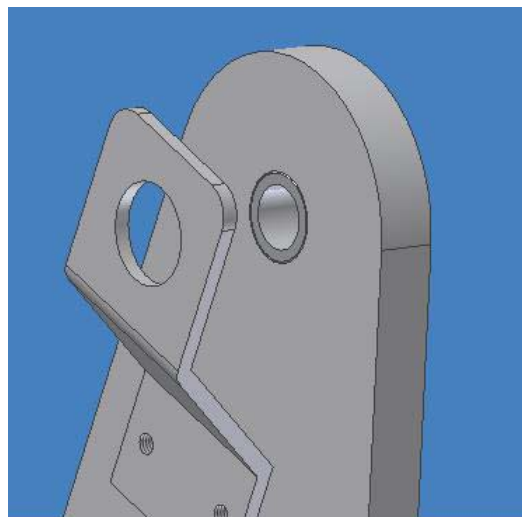


Figura 7. 18. Detalle de la ubicación de la base del actuador neumático. Fuente: Los Autores.

La fuerza de acción del actuador se calcula en base a la presión máxima en la línea de aire del taller de Bogies, aproximadamente 6 bar.

$$F = P \cdot A_{\text{pistón}}$$

$$F = (6\text{bar.}) \cdot \left(\frac{1 \times 10^5 \text{ Pa}}{\text{bar.}} \right) \cdot \frac{\pi \times (0,025\text{m})^2}{4} = 294,51\text{N}$$

El tipo de cilindro neumático que se usará en este dispositivo posee cierta holgura en su vástago, admitiendo una pequeña deflexión, ya que de ser perfectamente rígido sus elementos internos tales como sellos, pistón etc., trabajarían en forma forzada originando una disminución considerable de su vida útil. La deflexión que ocurrirá en la base del actuador debe ser la mínima posible para garantizar que está dentro del rango permisible que aporta el pistón. Para iniciar el cálculo se probará con un diseño basado en la proporcionalidad con respecto a la ménsula y al actuador. Figura 7.19.

La deflexión en el punto donde actúa la fuerza se calcula con la expresión tomada del Apéndice G (Timoshenko).

$$y = \frac{P \cdot x^2}{6E \cdot I} (3L - x)$$

El elemento se fabricará con una plancha de acero 1010, de espesor 6 mm, el ancho total será de 60 mm. La inercia de la sección rectangular es:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{(0,06\text{m}) \cdot (0,006\text{m})^3}{12} = 1,08 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$y = \frac{(294,51\text{N}) \cdot (0,0755\text{m})^2}{6 \cdot (207 \times 10^9 \text{ Pa}) \cdot (1,08 \times 10^{-9} \text{ m}^4)} \cdot (2 \times 0,0755\text{m}) = 1,889 \times 10^{-4} \text{ m} = 0,1889\text{mm}$$

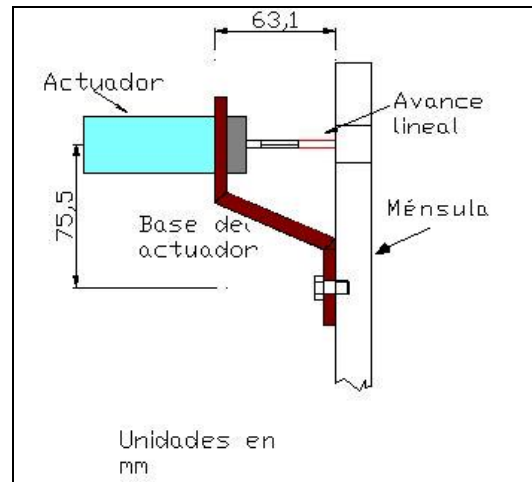


Figura 7. 19. Base del actuador neumático. Fuente: Los Autores.

De un simple análisis teniendo como referencia la figura 7.19, se determina que la ruptura puede ocurrir en la zona más cercana al tornillo. Se ha calculado el esfuerzo axial, debido al momento flector obteniendo como resultado 61,765 MPa, el esfuerzo cortante es 0,82 MPa. Mediante el empleo de las ecuaciones usadas con anterioridad, el factor de seguridad estático es aproximadamente igual a 2,91 y el factor de seguridad dinámico resultó cercano a 1,5 para el cual se ha tomado en cuenta el respectivo factor de concentración de esfuerzos.

Los tornillos de sujeción de la base serán 2 en cada ménsula, y del tipo UNC grado 1 M8x1,25 de longitud entre 12 y 16 mm como máximo, la razón por la cual tienen este diámetro tiene su basamento en la necesidad de crear una ranura en la base del actuador con el propósito de poder posicionar correctamente el actuador neumático con respecto al pasador que este empuja. Se calculó el factor de seguridad estático siguiendo el método descrito para los tornillos de la ménsula con precarga y el resultado ha sido elevado, de igual forma ocurre con la fatiga, se consideró para tales efectos que la carga de 294,51 N se distribuye uniformemente sobre ambos tornillos, al igual que sobre estos solo actúa carga axial. (Ver figura 7.20.) El torque

de aprieto para estos tornillos será de aproximadamente 15 N.m, según la ecuación usada para los pernos de fijación de las ménsulas.

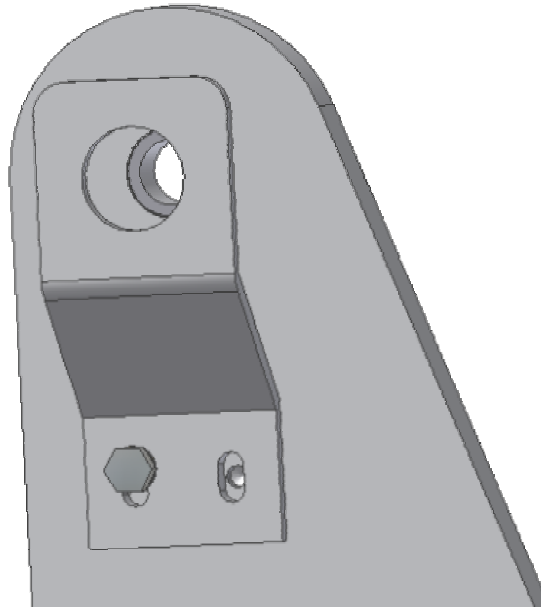
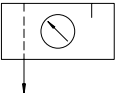
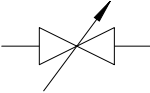
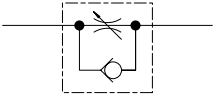


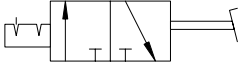

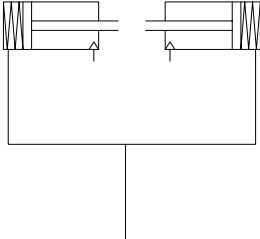
Figura 7. 20. Disposición de los tornillos fijadores del soporte del actuador. Fuente los Autores.

Sistema neumático del mecanismo de sujeción:

La figura 7.21 muestra el circuito neumático correspondiente al mecanismo de sujeción del cilindro de frenos incluyendo. Allí se puede observar la distribución y la ubicación de los distintos componentes del circuito. En la tabla 7.5 se presentan detalladamente las características y funciones que cumplen cada uno de los elementos que componen el circuito neumático.

Tabla 7. 5. Descripción de los elementos pertenecientes al circuito neumático del mecanismo de sujeción.

Número de Elemento	Nombre	Símbolo	Función
1	Unidad de mantenimiento de aire		<p>Filtra las impurezas o partículas que pueda traer el aire de la línea, retira el exceso de humedad al aire y lo lubrica antes de entrar en contacto con los equipos neumáticos, para evitar su deterioro y mal funcionamiento.</p>
2	Válvula de cierre		<p>Válvula principal de apertura y cierre del paso de aire de la línea al circuito del área de pruebas del banco.</p>
14	Válvula reguladora de caudal con antiretorno		<p>La función de esta válvula es regular el flujo de aire q circula a través de ella y al mismo tiempo, impedir el flujo de aire en sentido contrario. Permite garantizar que el mecanismo de sujeción permanecerá aplicado en caso de presentarse una caída de presión en la línea de taller</p>

<p>15</p>	<p>Válvula de 3 vías dos posiciones, accionamiento por pedal con enclavamiento</p>		<p>Esta válvula comandará el mecanismo de sujeción, abriendo o cerrando el paso de aire a los actuadores neumáticos de éste mecanismo. El enclavamiento permite que abrir la válvula (aplicando presión sobre el pedal), luego de retirar el pie, la válvula continúa abierta; para cerrarla, debe pisarse nuevamente la válvula.</p>
<p>16</p>	<p>Indicador Neumático</p>		<p>Su accionamiento se produce al ser alimentado con aire a una presión determinada. Indicará al operador que existe presión suficiente en la línea para efectuar las pruebas y accionar el mecanismo de sujeción</p>
<p>17</p>	<p>Cilindros Neumáticos</p>		<p>Al ser alimentados con aire comprimido, impulsarán al pasador del mecanismo de sujeción para insertarlo en los bujes laterales del cuerpo del cilindro y así sujetarlo por ambos lados durante las pruebas</p>

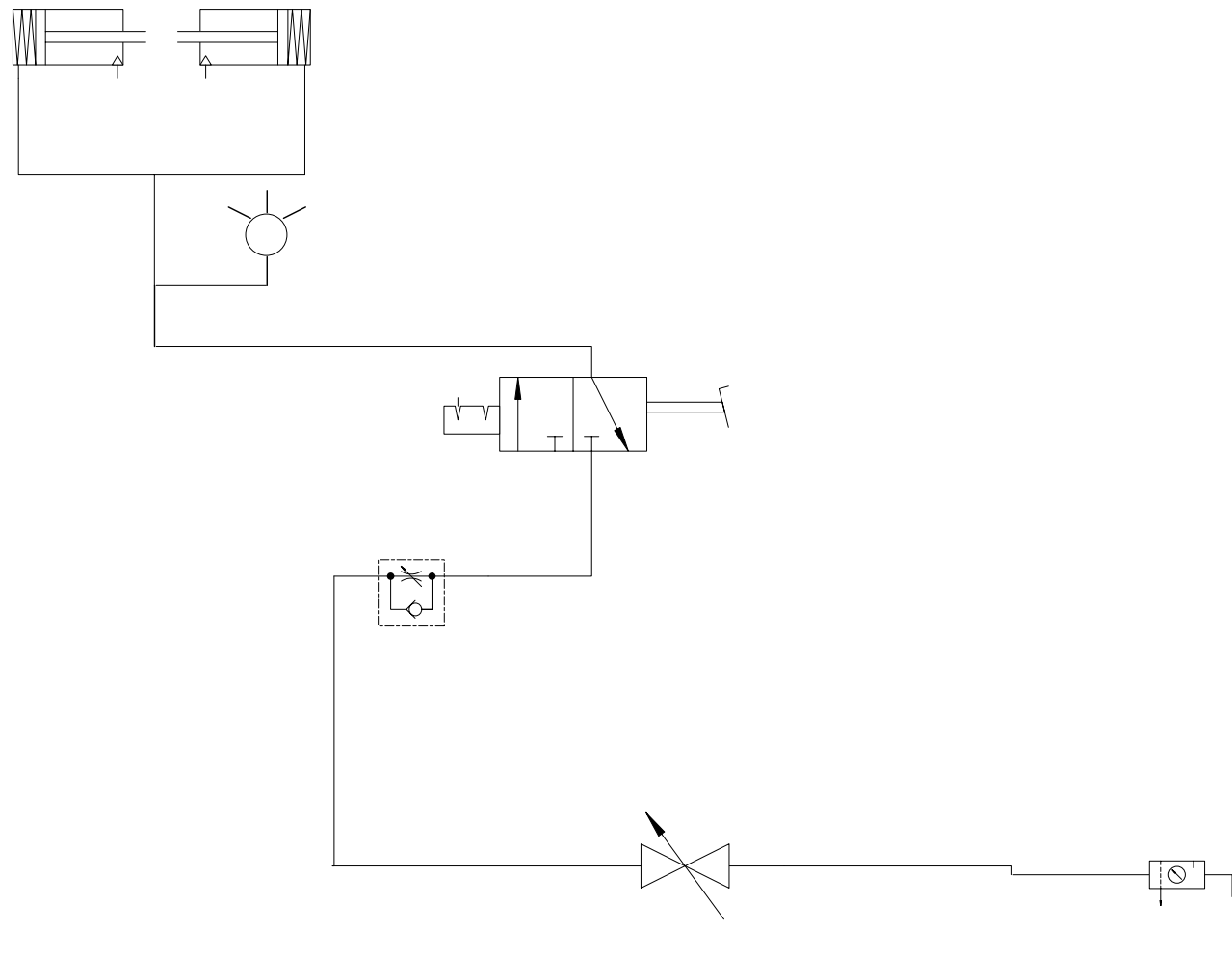


Figura 7. 21. Esquema Neumático del Mecanismo de Sujeción del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.

7.2. Prensa de Servicio para el Cilindro de Freno:

7.2.1 Cálculo del cilindro neumático de la prensa.

La prensa neumática que se desea diseñar para facilitar el servicio del cilindro de freno tiene como elemento principal de acción, un cilindro neumático de doble efecto cuyo émbolo tiene un diámetro de 10 cm, su carrera efectiva es de 50 cm. y la longitud total del cilindro alcanza los 63,8 cm. Este cilindro, al trabajar a una presión de línea de 6 bar, ejerce una fuerza máxima de 490 kgf.

Para la escogencia de éste cilindro, se determinó previamente –con la ayuda del personal que labora en el Departamento de Mediciones Especiales de CAMETRO (ver tabla 3.3 del capítulo 3) –, la fuerza máxima a ser ejercida por la prensa durante la ejecución del servicio al cilindro de freno, la cual es de aproximadamente 300 kgf. Seguidamente, se especificó la longitud máxima del cilindro de freno, alcanzada durante el procedimiento (70 cm.), finalmente, se determinó que la carrera útil de cilindro de la prensa debe ser de 30 cm. (como mínimo).

Obtenidos los datos de fuerza y carrera necesaria a ser ejecutadas por el cilindro y conociendo que la presión de trabajo de la línea neumática del taller es de alrededor de 5 bar, se calculó el diámetro interior del émbolo del cilindro neumático a ser instalado en la prensa:

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

$$P = 5 \text{ bar} = 500000 \text{ Pa}$$

$$F = 300 \text{ kgf} \approx 3000 \text{ N}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

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

Sustituyendo nos queda:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3000 \text{ N}}{500000 \text{ Pa}}$$
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3000 \text{ N}}{\pi \cdot 500000 \text{ Pa}}}$$
$$D = 0,0874 \text{ m} = 87,40 \text{ mm}$$

Debido a que el cilindro a instalar en la prensa debe tener un diámetro igual o mayor a 8,74 cm.; con una carrera útil de 30 cm. bajo una presión de línea de 5 bar, se investigó en el mercado nacional la existencia de un cilindro que cumpliera con esas características, encontrando un cilindro de 10 cm. de diámetro y una carrera efectiva de 50 cm., la cual puede disminuirse acortando la longitud total del cilindro mediante un proceso de torneado hasta una longitud de 30 cm, de ser necesario.

La selección de este cilindro estuvo sesgada por las siguientes limitantes:

- Las dimensiones de los cilindros correspondientes al diámetro y carrera efectiva se encuentran estandarizadas, por lo que en el mercado no se consiguen cilindros de todos los diámetros, si no que se encuentran cilindros de diámetros de: 50 mm, 63 mm, 80 mm, 100 mm. De igual forma ocurre con las dimensiones de las carreras del pistón, por lo que se debió decidir por el cilindro con las dimensiones inmediatas superiores a las obtenidas a través de los cálculos.
- La disponibilidad o existencia en stock de este tipo de cilindros por parte de los proveedores y distribuidores nacionales es limitada y el tiempo requerido para su importación es de aproximadamente 6 semanas.

Es por ello que se escoge éste cilindro que, aunque bien no posee las dimensiones exactas a las obtenidas a través de los cálculos anteriores, sus características lo hacen perfectamente adaptable a ésta aplicación.

7.2.2. Cálculo de las Placas Soporte del cilindro neumático de la prensa

Estos importantes elementos tienen como finalidad sostener el cilindro neumático de la prensa lo más recto posible para garantizar siempre una alineación precisa entre el pistón y el equipo al cual se le realiza el servicio, por lo tanto los cálculos y consideraciones que siguen a continuación están enfocados no solo para evitar la falla de alguno de estos elementos sino que también se desea evitar la deflexión producida por la fuerza de trabajo del pistón aplicado a su máxima capacidad.

En primer lugar se decidirá por un valor de deflexión aceptable comparando varias formas de la sección transversal, una vez decidido este valor, es necesario garantizar que los soportes del cilindro neumático tengan resistencia ante los esfuerzos de tracción producidos por la deflexión y los esfuerzos de corte que actúan sobre ellos. Bajo este enfoque, se determina el factor de seguridad mediante el empleo de la Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo. Para la realización de los cálculos se toma en cuenta el caso más desfavorable, es decir toda la carga aplicada a una sola placa.

La tabla 7.6 muestra una comparación entre varias secciones transversales estudiadas para las placas soportes del cilindro neumático, para este estudio, se han tomado en cuenta factores como, factibilidad de construcción, proporcionalidad, material disponible en la empresa y un modo de carga como referencia el cual se muestra en la figura 7.22 donde se indica la carga máxima aplicada por el cilindro neumático y que es transmitida al soporte superior (consideración más desfavorable). En este análisis no se ha tomado en cuenta la carga existente en el centroide del soporte originada por su propio peso, así como tampoco el peso adicional de elementos de soldadura o refuerzos, los cuales en este caso benefician ligeramente la resistencia del material.

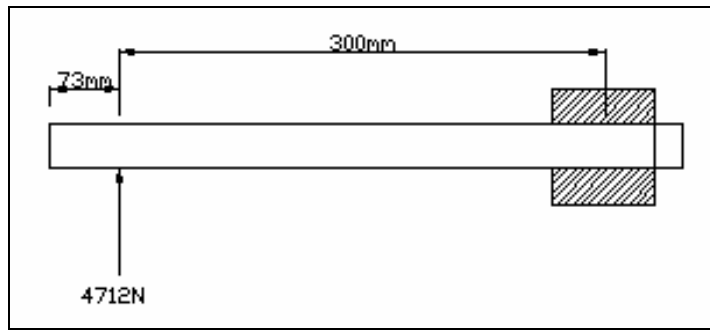
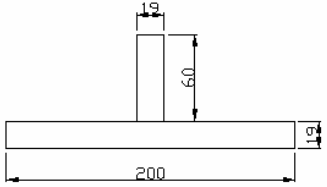
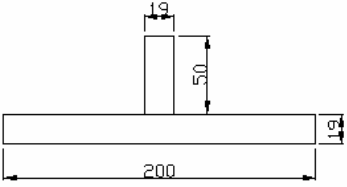


Figura 7. 22. Carga Máxima aplicada por el Cilindro Neumático de la Prensa. Fuente: Los Autores.

Tabla 7. 6. Selección de la sección transversal de los soportes.

Forma (Medidas en mm.)	Inercia (m ⁴)	Deflexión Aproximada (mm.)	Comentario
	$8,631 \times 10^{-8}$	3,24	El costo de material es bajo, sin embargo la deflexión es muy elevada.
	$2,442 \times 10^{-7}$	1,15	El valor de la deflexión a disminuido mediante uso de una aleta sin embargo este sigue siendo inaceptable.
	$7,668 \times 10^{-7}$	0,36	Con esta geometría se consigue disminuir considerablemente el valor de la desviación y entra en el rango aceptable

	$1,824 \times 10^{-6}$	0,15	Esta configuración muestra un valor irrisorio de deflexión por lo cual es apropiado para la aplicación a la cual estará designada
	$1,217 \times 10^{-6}$	0,23	Configuración aceptada como solución, su geometría se adapta de mejor forma a la altura total del sistema.

La deflexión de este elemento se calcula mediante la ecuación del apéndice G (Timoshenko) y está basado en el método de la segunda derivada:

$$y = \frac{P \cdot a^2}{6EI} \cdot (3x - a)$$

Donde a es la distancia de la carga hasta el empotramiento.

$$y = \frac{(4712N) \cdot (0,3m)^2}{6 \cdot (17865,98m^2)} \cdot (3 \cdot (0,373m) - 0,3) = 3,24 \times 10^{-3} m = 3,24mm$$

Una vez seleccionada la geometría transversal de los soportes del cilindro neumático de la prensa, es necesario decidir su forma final con la intención de darle fijación a la columna. En vista de que la aleta no puede atravesar de lado a lado todo el soporte ya que debe permitir el ingreso de la columna, es necesario seccionarla, planteando una nueva interrogante en el diseño: ¿Qué compensará la falta de ésta sección en el área del agujero? La solución planteada es añadir otra sección circular con capacidad para que ingrese la columna principal de la prensa y que además esté soldada a la aleta y al soporte al mismo tiempo, aumentando de forma contundente la inercia del sistema en esta área, haciéndola más resistente al esfuerzo axial producido

por la deflexión. Los detalles de la forma final de las placas soporte se pueden apreciar en la figura 7.23.

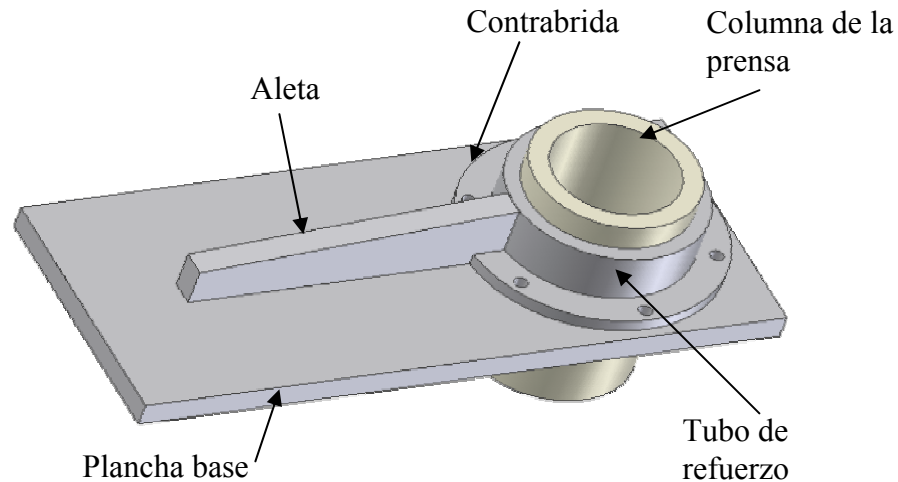


Figura 7. 23. Diseño final de las Placas Soporte del Cilindro Neumático de la Prensa. Fuente: Los Autores.

En la ésta figura se puede observar la aleta de refuerzo, la cual tiene en su base una altura de 50 mm, siendo esta una zona crítica, al alejarse del centro de la columna, el efecto por flexión se ve disminuido permitiendo reducir gradualmente la sección transversal de dicho elemento hasta llegar al lugar exacto de aplicación de la fuerza de 4712 N.

Todos los elementos incluyendo la brida serán fijados a la plancha base empleando soldadura por arco eléctrico y electrodos revestidos E7013.

El mayor riesgo de falla se presenta en la lámina (plancha) base de la placa soporte y en forma específica, en la zona lateral a la columna, esto debido a la falta de material producto del agujero practicado para el ingreso de dicha columna. Las fibras que se encuentran en ésta sección soportan un esfuerzo axial de debido a la flexión y una pequeña carga cortante que serán estudiados a continuación. En la figura 7.24 se puede apreciar la distribución del material base y los refuerzos para la zona estudiada.

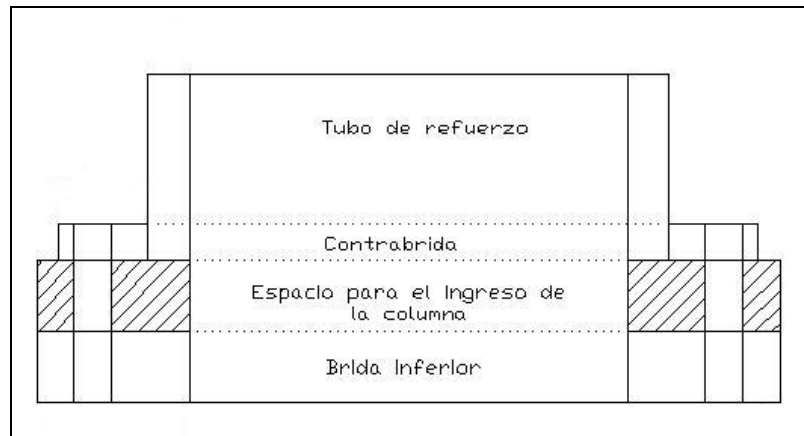


Figura 7. 24. Sección transversal de la placa soporte en la zona más crítica. Fuente: Los Autores.

De la figura 7.25 se obtienen los valores para hallar el área y luego la inercia de la sección más crítica. El diámetro del agujero para insertar los tornillos es de 10,1 mm. Luego de realizar la conversión de unidades de milímetros a metros para el cálculo del área y la inercia se tiene:

Área de la sección transversal:

$$\text{Brida inferior} = 2 \times (0,041m) \cdot (0,019m) = 0,001558m^2$$

$$\text{Plancha base} = 2 \times (0,041m) \cdot (0,019m) = 0,001558m^2$$

$$\text{Contrabrida} = 2 \times (0,024m) \cdot (0,010m) = 0,000480m^2$$

$$\text{Tubo de refuerzo} = (0,022m) \cdot (0,050m) = 0,001100m^2$$

$$\text{Área de los agujeros} = (0,0101m) \cdot (0,048m) \times 2 = 0,0009696m^2$$

$$A_{TOTAL} = \sum A_i$$

$$\sum A_i = (0,001558 + 0,001558 + 0,000480 + 0,001100 - 0,000969,6)m^2$$

$$A_{TOTAL} = 3726,4mm^2$$

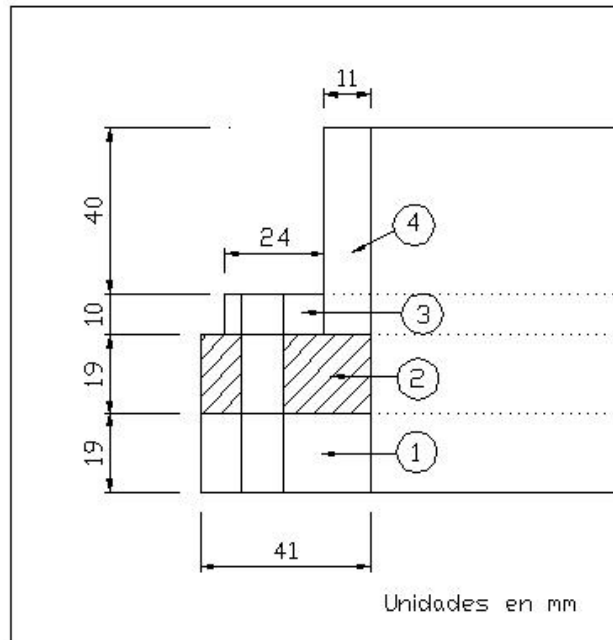


Figura 7. 25. Dimensiones finales en la sección más crítica de las placas soporte. Fuente: Los Autores.

$$\bar{y} = \frac{\sum y_i \cdot A_i}{A_{TOTAL}}$$

$$\bar{y} = \frac{\left(\begin{aligned} &0,0095 \cdot [(0,041) \cdot (0,019) - (0,0101) \cdot (0,019)] + \\ &0,0285 \cdot [(0,041) \cdot (0,019) - (0,0101) \cdot (0,019)] + \\ &0,043 \cdot [(0,024) \cdot (0,01) - (0,0101) \cdot (0,01)] + \\ &0,044 \cdot (0,05) \cdot (0,011) \end{aligned} \right)}{3726,4 \times 10^{-6} / 2}$$

$$\bar{y} = 2,82 \times 10^{-2} m$$

$$I = \sum I_i + (y_i - \bar{y})^2 \cdot A_i$$

A continuación se calculan las inercias de cada una de las piezas de la sección más crítica de las placas soporte. La tabla 7.7 muestra el valor de esas inercias y el valor de la inercia total.

Tabla 7. 7. Cálculo de la inercia en la sección más crítica de las placas soporte.

Pieza	y_i (m)	$A_i - A_{agujero}$ (m ²)	$I_i - I_{agujero}$ (m ⁴)	$(y_i - \bar{y})^2 \cdot A$ (m ⁴)
1	0,0095	$5,871 \times 10^{-4}$	$1,766 \times 10^{-8}$	$2,053 \times 10^{-7}$
2	0,0285	$5,871 \times 10^{-4}$	$1,766 \times 10^{-8}$	$5,284 \times 10^{-11}$
3	0,043	$1,390 \times 10^{-4}$	$1,287 \times 10^{-9}$	$3,044 \times 10^{-8}$
4	0,044	$5,5 \times 10^{-4}$	$1,145 \times 10^{-7}$	$1,373 \times 10^{-7}$
Parciales:			$1,816 \times 10^{-7}$	$3,727 \times 10^{-7}$
Total:			$5,543 \times 10^{-7}$	

Se evalúan los esfuerzos y se obtiene el factor de seguridad con el que trabaja el soporte del cilindro neumático, no se han considerado el peso del cilindro ni el del propio soporte los cuales benefician en este caso a la resistencia del material;

$$\sigma_{axial} = \frac{M_{max} \cdot c}{I} \quad \tau_{xy} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{(4712N) \cdot (0,3m) \cdot (0,0408m)}{2 \cdot 5,543 \times 10^{-7} m^4} \quad \tau_{xy} = \frac{4712N}{(0,0037264m^2)}$$

$$\sigma_{axial} = 52,02MPa \quad \tau_{xc} = 1,26MPa$$

Del apéndice A-15 del Shigley se obtiene el valor de Kt

$$Kt = 2 \text{ (Concentrador de esfuerzo teórico)}$$

De la figura 5-16 (Shigley) se extrae el valor de q

$q = 0,80$ (Sensibilidad a la muesca)

Luego K_f (Concentrador de esfuerzo reducido)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,8 \cdot (2 - 1) = 1,8$$

$$\sigma_x = K_f \cdot \sigma_{axial} = 1,8 \times 52,02 \text{MPa} = 93,636 \text{MPa}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{93,636 \text{MPa}}{2} \pm \frac{\sqrt{(93,636 \text{MPa})^2 + 4 \cdot (1,26 \text{MPa})^2}}{2}$$

$$\sigma_1 = 93,653 \text{MPa}, \quad \sigma_2 = -0,017 \text{MPa}$$

$$\tau_{MAX} = 46,835 \text{MPa}$$

Al comparar con la resistencia del material mediante la Teoría de Falla del Esfuerzo Cortante Máximo se tiene:

$$\tau_{MAX} \leq \frac{S_y}{2 \cdot \eta} \quad \eta = \frac{180 \text{MPa}}{2 \cdot (46,835 \text{MPa})} = 1,92$$

El resultado obtenido es adecuado, sin embargo aunque aparenta ser bajo, se debe recordar que se ha estudiado para un caso hipotético (toda la carga sobre una sola placa soporte), si se toma en cuenta que esta condición es prácticamente imposible y que la condición de distribución de fuerzas tiende a ser la misma en los dos soportes el factor de seguridad se multiplicaría directamente por 2, quedando entonces en 3,84 lo cual es suficientemente aceptable.

A continuación se verifica el factor de seguridad para el efecto de fatiga.

$$\sigma_{axial} \approx 52 \text{MPa}$$

$$\sigma_a = 26 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = 26 \text{MPa}$$

Debido a que para este caso se tienen esfuerzos fluctuantes, se analiza la fatiga aplicando el Criterio de Falla de Goodman:

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

Para el material considerado en este caso (Acero AISI 1010), $S_{ut} = 320MPa$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

$$a = 4,51$$

$b = -0,265$ para un acero maquinado o estirado en frío.

$$K_a = 0,9779$$

$$K_b = \left(\frac{de}{7,62} \right)^{-0,1133}$$

$$de = 0,808\sqrt{h \cdot b} = 0,808\sqrt{3516,4mm^2} = 47,91mm$$

$$K_b = 0,806$$

$K_c = 1$, Ya que se presenta flexión

$K_d = 1$, Asumiendo que se trabaja a temperatura ambiente

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

$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1,8$ Calculado anteriormente

$$K_e = 0,555$$

$$S_e' = 0,504 \cdot S_{ut}$$

$$S_e' = 0,504 \cdot 320MPa = 161,28MPa$$

$$S_e = 0,9779 \times 0,806 \times 0,555 \times 161,28MPa$$

$$S_e = 70,70MPa$$

$$\frac{1}{n} = \frac{26MPa}{70,70MPa} + \frac{26MPa}{320MPa}$$

$$n = 2,23$$

Cálculo de los pernos de sujeción de las placas soporte del cilindro neumático de la prensa de servicio.

En el dimensionado del soporte se ha considerado el área ocupada por los pernos que sujetan los soportes a la columna de la prensa (figura 7.26), por lo tanto se ha decidido usar 6 tornillos de 10 mm de espesor, grado SAE 5 los cuales son de fácil localización en el mercado nacional bajo la designación específica UNC M10X1,5. A continuación se calcula el factor de seguridad estático y dinámico con los cuales se garantiza la ausencia de falla. El método usado se puede ver en el capítulo 8 “Uniones roscadas” (J. Shigley).

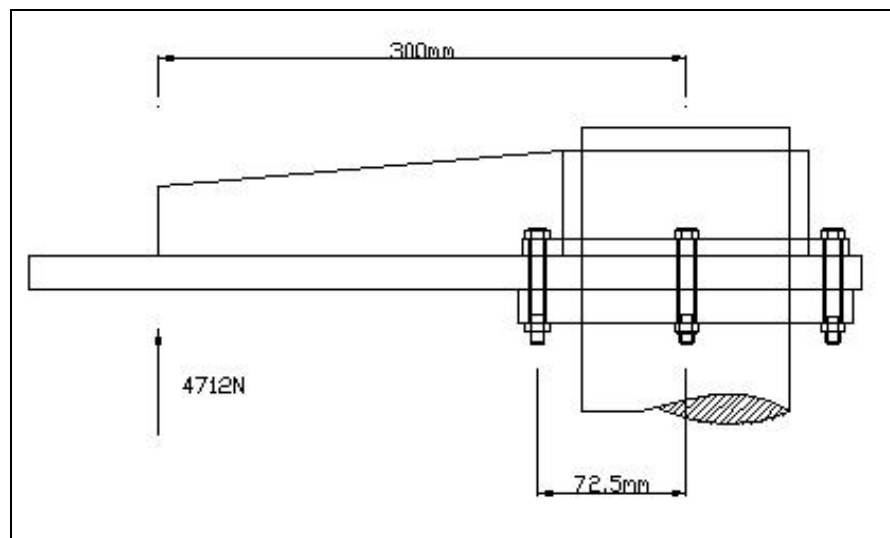


Figura 7. 26. Modo de fijación del soporte a la columna de la prensa. Fuente: Los Autores.

Los pernos estudiados son aquellos que se encuentran en la condición más desfavorable, es decir, los que se encuentran en la parte frontal a la columna, la fuerza

del cilindro neumático transmite un momento flector al centro de columna de la prensa, dicho momento actúa sobre los pernos frontales tratando de separar las partes unidas, por lo tanto la carga que resisten ambos pernos tiene orientación axial, y para calcularla es necesario reproducir el efecto del momento mediante fuerzas equivalentes. Los dos pernos de la zona posterior no revisten importancia debido a que esta zona se encuentra a compresión y los pernos solo cumplen la tarea de ubicación. Los dos pernos restantes se encuentran ubicados exactamente en el eje de rotación del soporte, el momento flector concentrado se ubica exactamente sobre ellos produciendo carga axial solo por flexión, pero están protegidos por la inercia de la geometría que los acompaña. La ubicación de todos los pernos se observa en la figura 7.27.

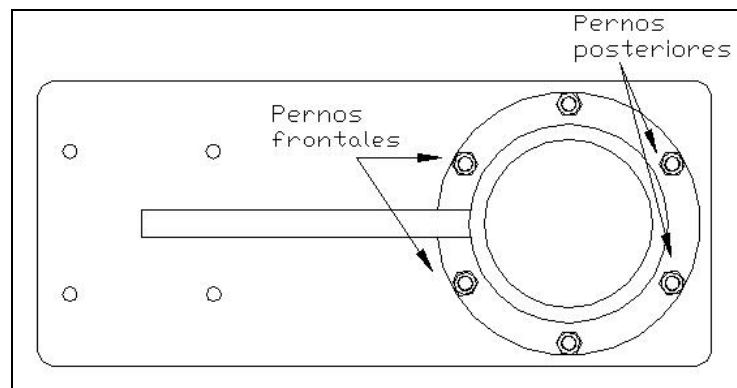


Figura 7. 27. Disposición de los pernos de fijación de las placas soporte. Fuente: Los Autores.

Cálculo del Factor de seguridad estático:

Se definen las siguientes variables (figura 7.28):

R_a = Reacción en el lado anterior de la columna de la prensa.

R_b = Reacción en el lado posterior de la columna de la prensa.

M = Momento aplicado en el centro de la columna.

l = Longitud de la unión apornada.

D = Diámetro nominal del perno.

E = Modulo de elasticidad.

K_p = Rigidez del perno.

K_m = Rigidez de la pieza a fijar.

C = Constante de la unión.

F_i = Precarga del perno.

S_p = Resistencia mínima a la tensión.

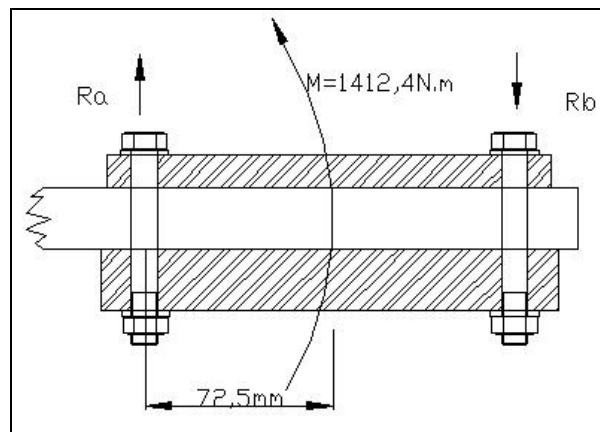


Figura 7. 28. Reacciones sobre los pernos frontales y posteriores a la columna. Fuente: Los Autores.

La carga de separación que soportarán los pernos frontales ha sido calculada de la siguiente forma:

$$Ra = F = \frac{M}{2 \cdot (0,0725m)} = \frac{4712N \cdot (0,3m)}{0,150} = 4874,4N$$

Carga en cada perno = 4874,4N

$l = 48\text{mm}$ $D = 10\text{mm}$ $E = 207\text{GPa}$

$A_t = 58\text{mm}^2$ $S_p = 586\text{MPa}$ (Tabla 8 – 12 y 8 – 14 Shigley)

$$k_p = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot E}{4l} = \frac{\pi \cdot (0,01\text{m})^2 \cdot 207\text{GPa}}{4 \cdot (0,048\text{m})} = 3,387 \times 10^8 \text{ N / m}$$

$$k_m = \frac{0,577 \times \pi \times E \times D}{2Ln \left(5 \times \frac{0,577 \times l + 0,5 \times D}{0,577 \times l + 2,5 \times D} \right)} = \frac{0,577 \times \pi \times (207\text{GPa}) \times 0,01}{2Ln \left(5 \times \frac{0,577 \times (0,048\text{m}) + 0,5 \times (0,01\text{m})}{0,577 \times (0,048\text{m}) + 0,5 \times (0,01\text{m})} \right)}$$

$$k_m = 1,657 \times 10^9 \text{ N / m}$$

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_m} = \frac{3,387 \times 10^8}{3,387 \times 10^8 + 1,657 \times 10^9} = 0,169$$

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t \quad F_i = 0,75 \times 586\text{MPa} \times (0,000058\text{m}^2) = 25491\text{N}$$

$$\eta = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot F} \quad \eta = \frac{(33988 - 25491)\text{N}}{0,169 \times 4874,4\text{N}} = 10,31$$

El resultado es bastante aceptable.

Cálculo del factor de seguridad para los pernos en fatiga:

$$\sigma_a = \frac{C \cdot F}{2A_t} = \frac{(0,169) \cdot (4874,4\text{N})}{2 \cdot (0,000058\text{m}^2)} = 7,1\text{MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = 7,1\text{MPa} + \frac{25491\text{N}}{0,000058} = 446,6\text{MPa}$$

Se definen los siguientes términos:

σ_i : esfuerzo de precarga en el perno.

S_{ut} : resistencia última a la tracción (Tabla 8-4, Shigley).

S_a : resistencia alterna permisible.

S_m : resistencia media permisible.

S_e : límite de resistencia a la fatiga (Tabla 8-12, Shigley).

$$S_{ut} = 827 \text{ MPa} \quad S_e = 128 \text{ MPa}$$

$$S_a = \frac{S_{ut} - \left(\frac{F_i}{A_t}\right)}{1 + \left(\frac{S_{ut}}{S_e}\right)} = \frac{827 \text{ MPa} - 439,5 \text{ MPa}}{1 + \frac{826 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}}} = 52 \text{ MPa}$$

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e}\right) = 827 \text{ MPa} \cdot \left(1 - \frac{52 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}}\right) = 491,03 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad dinámico se utiliza la figura 7.29 para luego establecer las relaciones pertinentes:

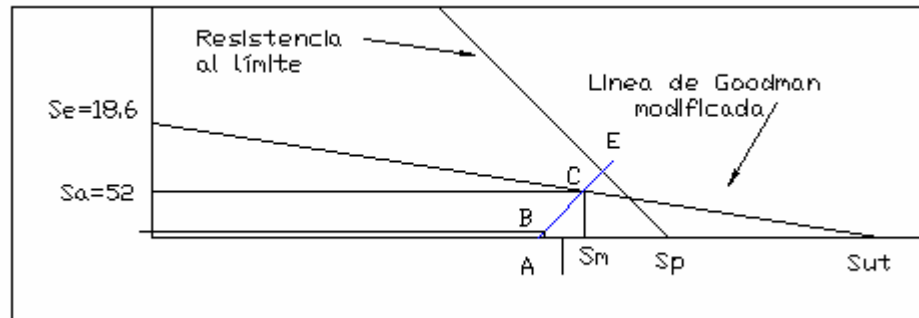


Figura 7. 29. Diagrama de fatiga para los pernos del soporte. Fuente: Los Autores.

La línea de carga está representada en color azul, las condiciones de precarga de los pernos está indicada con la letra A, y la condición final de trabajo con la letra B, el factor de seguridad dinámico es la distancia AC dividida entre AB, donde:

$$AC = \sqrt{(S_m - \sigma_i)^2 + S_a^2} \quad AB = \sqrt{\sigma_a^2 + (\sigma_m - \sigma_i)^2}$$

$$AC = \sqrt{(491,03 - 439,5)^2 + (52)^2} = 73,2$$

$$AB = \sqrt{(7,1)^2 + (446,06 - 439,5)^2} = 10,04$$

$$\eta = \frac{73,2}{10,04} = 7,29$$

7.2.3 Cálculo de la columna de la prensa

Uno de los elementos de mayor grado de importancia en todo el conjunto de prensa es la columna que soportará el cilindro neumático y las placas soportes de éste. Al llenar el cilindro con una presión máxima de 6 bares, se genera una fuerza de avance que debe ser considerada para el diseño; si se considera que dicha fuerza es transmitida por efecto de acción y reacción a las placas que le dan soporte y luego de estas se transmite a la columna, se tendrá una fuerza axial que genera tracción y un momento flector que tiende a deformar la columna con respecto a su eje en la dirección vertical. Los cálculos que se desarrollan a continuación tienen como objetivo otorgarle a este elemento las dimensiones correctas que garanticen la ausencia de una deflexión lo suficientemente grande como para observarla a simple vista, así como también el diámetro mínimo que evite la falla debido a esfuerzos de tracción.

Consideraciones para el diseño:

La actividad de la columna y la posición vertical en que se encuentra (figuras 7.30 y 7.31), hace inferir que los cálculos relacionados con ella tienen que ver con los resultados obtenidos al usar las ecuaciones de Euler para columnas y así obtener el posible pandeo, es importante señalar que dichas ecuaciones rigen un número muy limitado de casos, entre los cuales se tiene que dicha columna debe estar cargada con fuerzas aplicadas en el eje vertical que contienen al centroide, incluso existe un caso para columnas cargadas con una pequeña excentricidad la cual tiene origen a

menudo en las mismas imperfecciones del material. Para este caso estudiado no puede hacerse uso de los resultados obtenidos mediante el uso de las ecuaciones de Euler, ya que no se adecuan a las condiciones de carga de la columna de la prensa.

Este diseño tendrá dos enfoques, uno de ellos será el aplicado para caso de falla propiamente dicho, es decir, haciendo uso de la Teoría de Falla de Esfuerzo de Corte Máximo se obtendrá el diámetro mínimo necesario para una barra del acero de menor resistencia que se encuentra en el mercado nacional (AISI-1010), luego se ensayará con columnas huecas de distintas dimensiones. El otro enfoque estará ajustado a las consideraciones de la deflexión producida por los momentos aplicados y que generan siempre un desplazamiento de la columna con respecto a su eje vertical, se desea que éste desplazamiento sea lo menor posible.

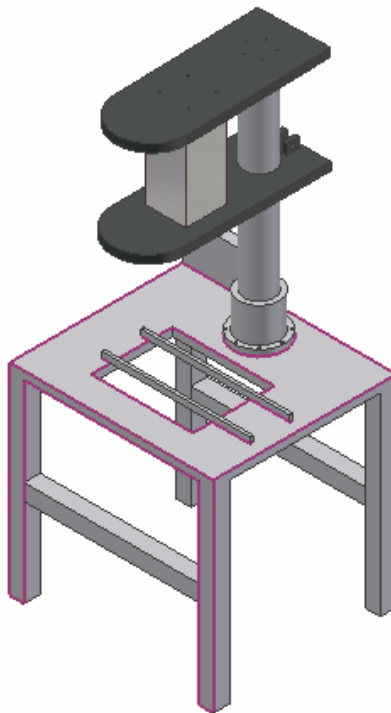


Figura 7. 30. Esquema Básico del diseño de la Prensa de Servicio del Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.

Finalmente se decidirá por los valores de diseño y material ajustados a ambos enfoques.

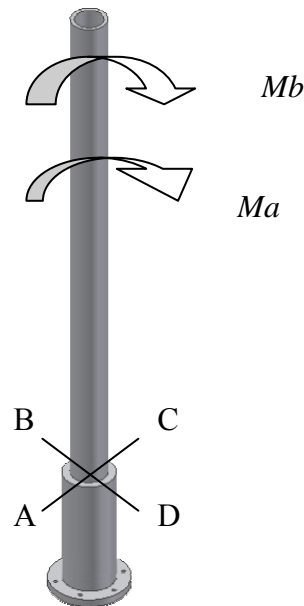


Figura 7. 31. Momentos Aplicados sobre la Columna de la Prensa. Fuente: Los Autores.

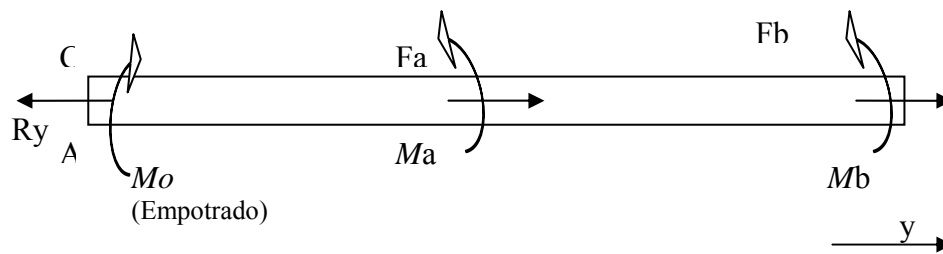


Figura 7. 32. Diagrama de cuerpo libre de la Columna de la Prensa colocada en posición horizontal para su estudio. Fuente: Los Autores.

Los puntos de mayor sollicitación debido a los momentos de flexión son el A y el C que se indican en el diagrama de cuerpo libre (figura 7.32). Las fibras que se encuentran cercanas al punto A (figura 7.31), se encuentran a tracción por lo cual los esfuerzos en éste punto deben sumarse a los esfuerzos debidos a las cargas axiales. Las fibras cercanas al punto C sufren compresión, por lo tanto los esfuerzos actúan en dirección contraria a los esfuerzos de tracción. Se han definido los ejes coordenados

de modo que el eje “y” coincida con la dirección de estos esfuerzos, siendo el punto más desfavorable y el de estudio el punto A.

Un elemento infinitesimal cercano al punto A se representa en figura 7.33. Los esfuerzos principales se muestran en la figura 7.34.

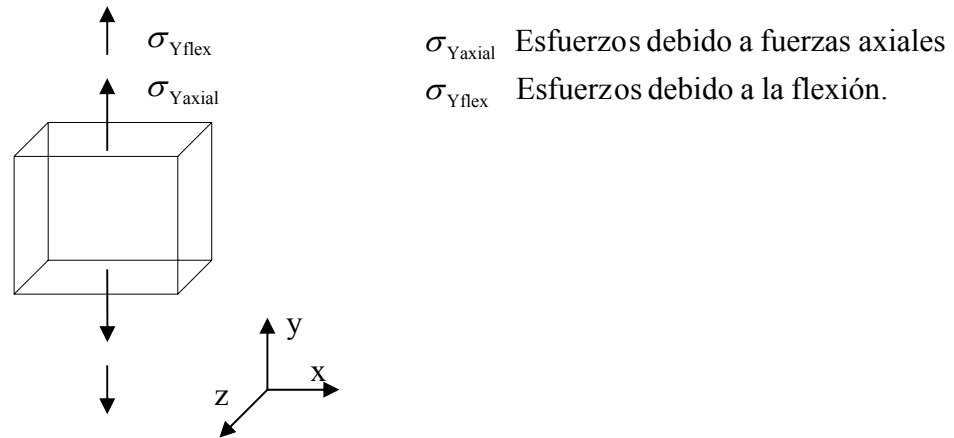


Figura 7. 33. Esfuerzos sobre un elemento infinitesimal cercano al punto A. Fuente: Los Autores.

El estado de esfuerzos queda representado por la matriz:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_Y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

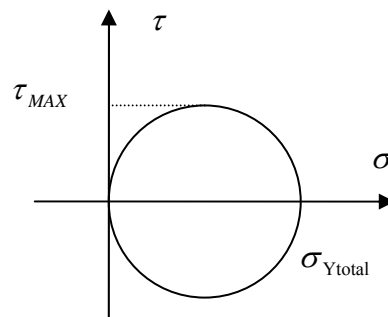


Figura 7. 34. Representación del estado de esfuerzos en el círculo de Mohr. Fuente: Los Autores.

El esfuerzo de tracción debido a la flexión viene dado por:

$$\sigma_Y = \frac{-M.c}{I} \quad \left\{ \begin{array}{l} M = \text{Momento flector máximo} \\ c = \text{Distancia desde el eje neutro a la} \\ \quad \text{fibra mas alejada.} \\ I = \text{Inercia.} \end{array} \right.$$

Para calcular las cargas de flexión y la fuerza resultante que actuará en la misma dirección del eje vertical sobre la columna es necesario observar el conjunto de elementos que se muestra en la Tabla 7.8. Para este caso se supondrá que las fuerzas actuantes se distribuyen equitativamente entre las dos placas que soportan al cilindro, luego a forma de prueba se verificará la condición más desfavorable en un caso no muy factible de que todas las fuerzas actuantes lo hagan sobre la placa superior. En la tabla 7.8 se muestra también el listado de fuerzas consideradas para los respectivos cálculos.

Tabla 7. 8. Elementos soportados por la columna de la Prensa de Servicio.

Elemento	F (N)	Distancia aproximada del centroide (m)	Mo (N.m.)
Peso de la placa superior	159,24	0,131	20,86
Peso de la placa inferior	153,60	0,125	19,2
Fuerza de Trabajo.	4712	0,3	1413,6
2 Bridas.	58,47	0	0
Tornillos	-	0	-
Peso del cilindro neumático de la prensa	102,05	0,3	30,615

En la base de la columna se presentan las siguientes reacciones.

$$F_o = (4712 - 159,24 - 153,60 - 58,47 - 102,05)N = 4238,64N$$

$$M_o = (20,86 + 19,2 + 30,62 - 1413,6)N \cdot m = -1342,92N \cdot m$$

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64} \quad \text{Sabiendo que } S = \frac{I}{c} \quad \text{tenemos que } S = \frac{\pi \times d^3}{32}$$

$$\text{Por lo tanto se tiene que: } \sigma_{Yflex} = -\frac{M_o}{S} = -\frac{M_o \times 32}{\pi \times d^3}$$

Por otro lado, la Teoría del Esfuerzo de Corte Máximo dice que:

$$\tau_{MAX} \leq \frac{S_Y}{2 \cdot \eta} \quad S_Y = \text{Resistencia a al punto de fluencia del material}$$

η = Factor de seguridad de diseño.

Del círculo de Mohr se tiene que:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_{Yflex}}{2} \quad \text{en este caso } \tau_{MAX} = \frac{\sigma_{Ytotal}}{\eta}$$

$$\sigma_{Ytotal} = \sigma_{Yflex} + \sigma_{Yaxial}$$

$$\frac{Faxial}{A} + \frac{M_A}{S} \leq \frac{S_Y}{\eta}$$

Para este caso se escoge un factor de seguridad $\eta = 2$. Así como $S_y = 180 \text{ MPa}$, correspondiente a un Acero AISI 1010.

$$\frac{4 \cdot (4238,64N)}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot (1342,92N \cdot m)}{\pi \cdot d^3} \leq \frac{180 \times 10^6 \text{ Pa}}{2}$$

$$\frac{5396,963N}{d^2} + \frac{13679,274N.m}{d^3} \leq 90 \times 10^6 Pa$$

El valor para d que cumple con la ecuación :

$$d = 0,05374 \times 10^{-2} m = 53,74mm \approx 54mm$$

Para este valor obtenido de diámetro en la barra se calculará la deflexión que producen los momentos aplicados, dicho valor debe estar en un rango comprendido entre 0,013 y 0,65 mm, lo que corresponde a una precisión moderada, ya que aunque la operación a la cual se destinará la prensa no requiere de gran precisión, es recomendable que la desviación de la fuerza aplicada con el centro geométrico de la pieza no sea considerable y además evitar la mala impresión que causa este efecto.

El rango de deflexión aceptable ha sido calculado según recomendación bibliográfica Robert L. Mott “*Límites de deflexión recomendables*” Capítulo 19 el cual cita que para una precisión moderada, la deflexión debe estar entre 0,00001 a 0,0005 pulgadas por cada pulgada de longitud de la viga.

Este cálculo se realizó mediante el principio de superposición combinado con el método de la segunda derivada (figura 7.35) de la siguiente forma:

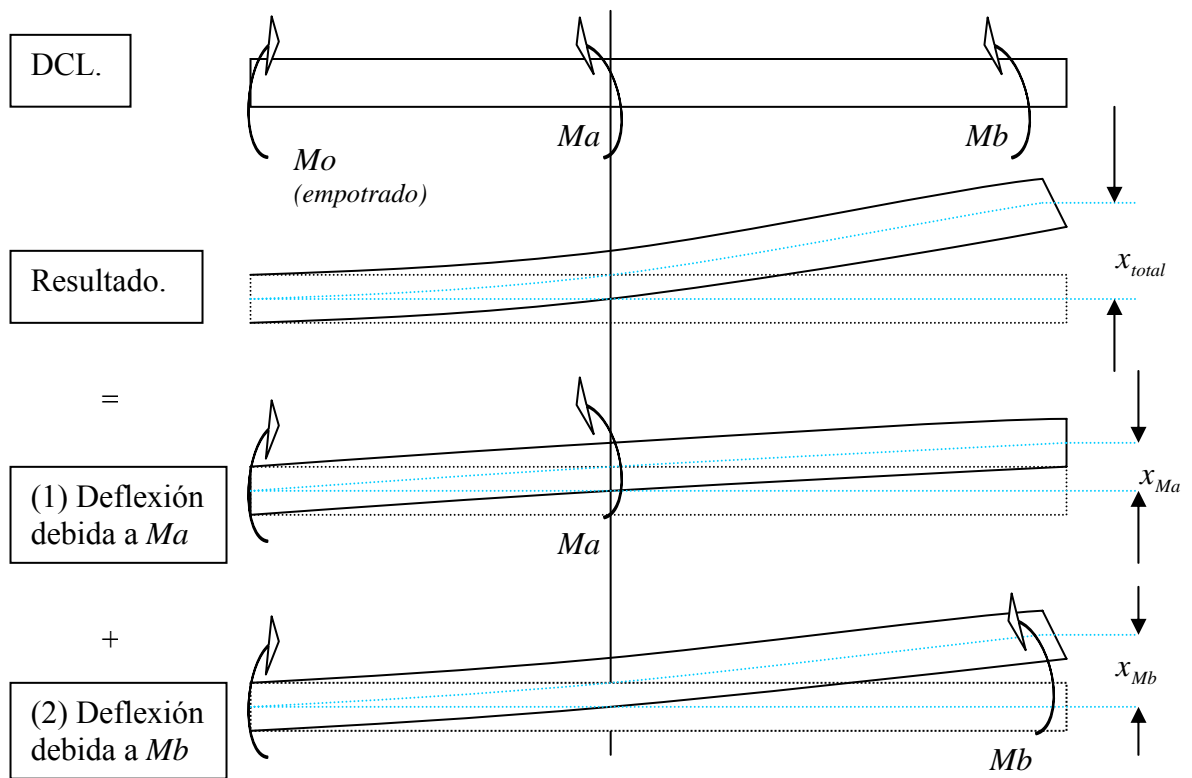


Figura 7. 35. Diagrama que muestra el Método Empleado en el Cálculo de la Deflexión. Fuente: Los Autores.

Aplicando la ecuación de la segunda derivada:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial y^2} = \frac{M}{E \cdot I}$$

Donde:

M = Momento flector máximo aplicado.

E = Módulo de elasticidad.

I = Inercia.

$$(i) \quad \frac{\partial^2 x}{\partial y^2} = -\frac{M}{E \cdot I}$$

$$(ii) \quad \frac{\partial x}{\partial y} = -\frac{M \cdot y}{E \cdot I} + C1$$

$$(iii) \quad x = -\frac{M \cdot y^2}{2E \cdot I} + C1 \cdot y + C2$$

Con las condiciones de borde se determinan C1 y C2.

$$y = 0 \quad x = 0$$

$$Y = 0 \quad x' = 0$$

Sustituyendo en (ii);

$$0 = -\frac{M \cdot (0)}{E \cdot I} + C1 \quad \Rightarrow \quad C1 = 0$$

$$0 = -\frac{M \cdot (0)^2}{2E \cdot I} + 0 + C2 \quad \Rightarrow \quad C2 = 0$$

Las ecuaciones que rigen este tipo de caso quedan definidas según:

$$x' = -\frac{M \cdot y}{E \cdot I} \quad \text{Ec. de la pendiente en rad.}$$

$$x = -\frac{M \cdot y^2}{2E \cdot I} \quad \text{Ec. de la deflexión en m.}$$

Cálculo de la Deflexión en (1).

Para realizar esta etapa del cálculo se toman en cuenta los momentos producidos por la fuerza de trabajo, el peso del cilindro neumático y el peso de la placa, los primeros serán divididos entre dos asumiendo que se distribuyen equitativamente entre las dos placas. (Figuras 7.36 y 7.38)

$$M_a = \left(\frac{1413,6}{2} - \frac{30,615}{2} - 19,2 \right) N \cdot m = 672,292 N \cdot m$$

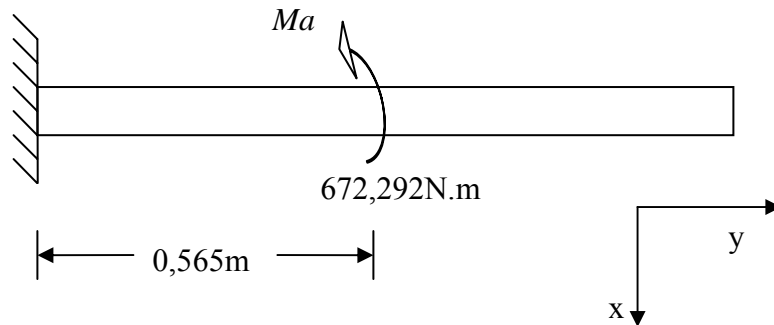


Figura 7. 36. Momento “Ma” ejercido sobre la columna por la placa inferior. Fuente: Los Autores.

$$E = 207 \text{ GPa.}$$

$$E \cdot I = \frac{(207 \times 10^9 \text{ GPa}) \cdot \pi \cdot (0,054)^4}{64} = 86397,75 \text{ N}\cdot\text{m}^2$$

$$x_A = -\frac{M_A \cdot (y_A)^2}{2E \cdot I}$$

$$x_A = -\frac{(672,292 \text{ m}) \cdot (0,565 \text{ m})^2}{2 \cdot (86397,75 \text{ N}\cdot\text{m}^2)} = -1,242 \times 10^{-3} \text{ m} = -1,522 \text{ mm}$$

En este caso, es necesario calcular el ángulo de la pendiente, (figura 7.37.);

$$x'_A = -\frac{M_a \cdot (y_A)}{E \cdot I} \quad x'_A = \frac{-(672,292 \text{ N}\cdot\text{m}) \cdot (0,565 \text{ m})}{86397,75 \text{ N}\cdot\text{m}^2} = 4,396 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

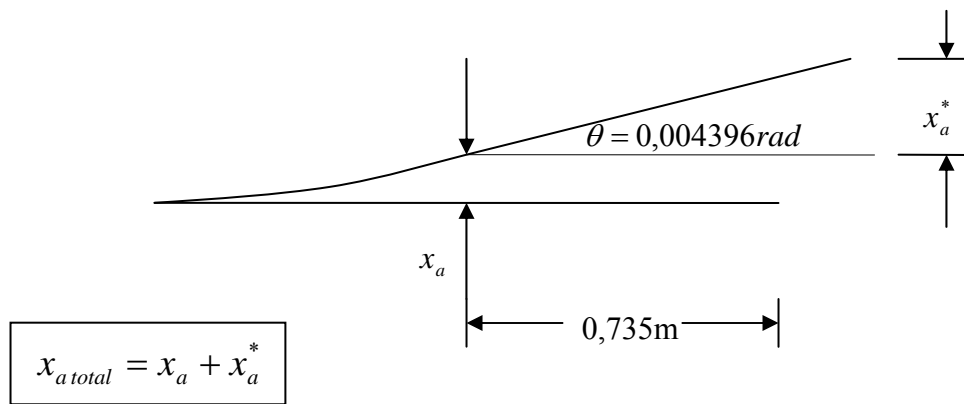


Figura 7. 37. Ángulo de la Deflexión. Fuente Los Autores.

$$x_a^* = \text{tg}(\theta) \cdot \text{cat.op} \quad \Rightarrow \quad x_a^* = (0,004396) \cdot (0,735 \text{ m}) = 3,231 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$x_{a \text{ total}} = (1,242 + 3,231) \text{ mm} = 4,451 \text{ mm}$$

Cálculo de la deflexión en (2). (Figura 7.38.)

$$M_b = \left(\frac{1413,6}{2} - \frac{30,615}{2} - 20,86 \right) \text{ N} \cdot \text{m} = 670,632 \text{ N} \cdot \text{m}$$

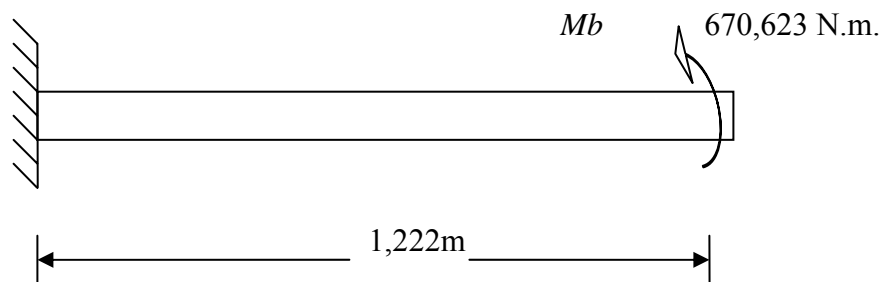


Figura 7. 38. Momento "Mb" aplicado sobre la columna. Fuente: Los Autores.

$$x_b = -\frac{(670,632N \cdot m)(1,222m)^2}{2 \cdot (86397,75N \cdot m^2)} = -5,795 \times 10^{-3} m = -5,795mm$$

$$x'_b = -\frac{(670,632N \cdot m) \cdot (1,222m)}{86397,75} = 9,48 \times 10^{-3} rad$$

$$x_b^* = (0,00948 \times 10^{-2} rad) \cdot (0,078) = 7,39 \times 10^{-4} m$$

$$x_{b \text{ total}} = (-5,795 - 0,739)mm = -6,534mm$$

$$x_{TOTAL} = x_{a \text{ total}} + x_{b \text{ total}} = (4,451 + 6,534)mm = 10,9851mm \approx 11mm$$

Se tiene una deflexión considerablemente alta, por lo cual se repetirán los mismos cálculos para otras geometrías. La deflexión producida en vigas es inversamente proporcional al momento de inercia de la sección transversal y también al módulo de elasticidad del material, este último no varía considerablemente entre los aceros, por lo tanto en la Tabla 7.9 se presentan los resultados de deflexión obtenidos para diferentes diámetros incluyendo tubos calibrados que existen en el mercado nacional.

En esta tabla se pueden comparar dos parámetros de vital importancia para el diseño, en primer lugar se desea que la deflexión máxima esté ubicada entre 0 y 1 mm, garantizando así que la desviación del pistón de la prensa sea prácticamente imperceptible tanto para el equipo como para la vista humana. Como segundo parámetro de importancia se tiene el peso, el cual se traduce directamente en costo, el cual juega un papel importante en el diseño; el último parámetro en consideración es el menor diámetro exterior del tubo, ya que se desea que en el diseño, el tamaño final sea acorde con la actividad a desempeñar. Por estas razones se ha decidido que el tubo mecánico para este diseño sea de 118 mm de diámetro exterior y 90 mm de diámetro interior y fabricado con acero AISI C1024, con un costo por metro de 331.840,00 Bs. y una deflexión de 0,73 mm., el resto de las propiedades se encuentran resaltadas en la tabla 7.9.

Tabla 7. 9. Deflexión para diferentes tubos existentes en el mercado nacional.

Acero AISI.	Diámetro Exterior (mm.)	Interior (mm.)	Deflexión (mm.)	EI	Peso (kg./m)	Precio (Bs./m)
1010	54	0	11,01	86397,76	17,95	152.616
1010	60	0	7,22	131683,823	22,17	188.415
1010	130	0	0,33	2902022,96	104,06	884.502
C 1024	71	36	3,94	241136,51	23,06	196.004
C 1024	95	67	1,53	622851,33	29,74	252.788
C 1024	100	71	1,26	757876,18	32,42	275.570
C 1024	106	71	0,93	1024573,48	40,61	345.185
C 1024	106	56	0,80	1182849,97	52,11	442.935
C 1024	118	90	0,73	1303301,82	39,04	331.840
C 1024	118	64	0,53	1799481,43	63,99	543.915
C 1024	125	100	0,65	1464582,49	38,25	325125
C 1024	125	90	0,52	1814012,02	49,75	422875
C 1024	132	106	0,53	1801996,43	41,87	355895
1010	91	70	2,10	452815,168	20,47	173995

El Modulo de Elasticidad E = 207,00 GPa para todos los tubos mostrados.

En el taller de Electromecánica de la C.A. Metro de Caracas se encuentra un tubo mecánico de acero AISI 1010 que ha sido propuesto para desempeñar esta tarea, tiene dimensiones aparentemente adecuadas y se muestran en la figura 7.39. A continuación se comprueba si éste es adecuado para la función de columna principal.

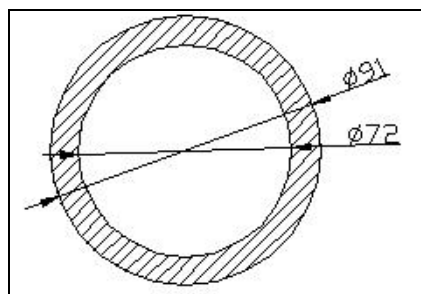


Figura 7. 39. Sección transversal del tubo mecánico existente en la empresa. Fuente: Los Autores.

$$I = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi \cdot ((0,091m)^4 - (0,072m)^4)}{64} = 2,047 \times 10^{-6} m^4$$

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,091m)^2 - (0,072m)^2}{4} = 0,00243m^2$$

$$c = 0,045m$$

$$\sigma_{Ytotal} = \frac{4238,64N}{0,00243m^2} + \frac{(1342,92N.m) \cdot (0,045m)}{2,047 \times 10^{-6} m^4} = 1,744MPa + 29,522MPa$$

$$\sigma_{Ytotal} = 31,266MPa$$

Para un acero 1010 se verifica usando la Teoría de Corte Máximo:

$$\sigma_{Ytotal} < \frac{S_y}{\eta}$$

$$\text{en este caso, } \eta = \frac{S_y}{\sigma_{Ytotal}} = \frac{180}{31,266} = 5,75$$

El factor de seguridad con que trabajará la columna supera en forma aceptable (5,75) las condiciones de diseño para evitar la falla estática de este elemento, sin embargo debe verificarse la deflexión que se producirá.

La deflexión que ocurrirá en este tubo se calcula de forma idéntica a los realizados para la columna maciza, como resultado se obtiene:

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$I = 2,047 \times 10^{-6} m^4$$

Deflexión en el extremo superior de la columna ($x = 2,1mm$). Figura 7.40.

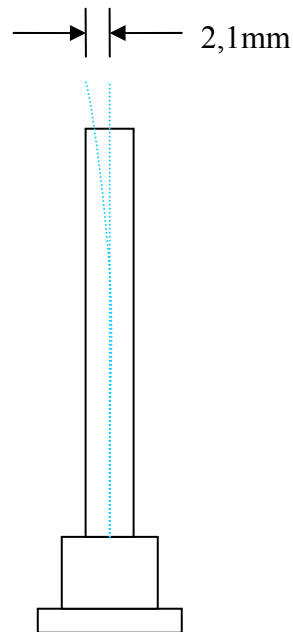


Figura 7. 40. Deflexión en el extremo superior de la columna de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.

El resultado obtenido escapa del rango establecido para una precisión moderada, sin embargo, la bibliografía también menciona que para elementos de una máquina en general puede emplearse en este caso el rango de 0,65 mm a 3,9 mm, lo que corresponde a 0,0005 a 0,003 pulgadas por cada pulgada de longitud de la viga.

El caso más desfavorable para esta columna se presenta cuando todas las fuerzas actúan sobre la placa superior, siendo la deflexión total máxima de 2,53 mm valor de deformación que se mantiene dentro del rango normal. Para los esfuerzos resultantes en el extremo inferior de la columna los valores obtenidos anteriormente se mantienen.

7.2.4. Cálculo de las bridas de agarre de las placas soporte del cilindro neumático.

Las bridas que se muestran en la figura 7.41 y 7.42 tienen como objetivo la fijación de las placas que soportan y ubican al cilindro neumático de la prensa. La

forma de sujeción de las bridas a la columna será mediante el uso de soldadura (figura 7.43). Las bridas estarán provistas de los agujeros justos y necesarios por donde atravesarán los pernos que las unirán a las placas. En la figura 7.42 se puede apreciar con más detalle el montaje de las placas sobre las bridas.

Se considera para el estudio el caso más desfavorable, es decir, cuando la fuerza total que ejerce el cilindro de la prensa (4712 N) esté aplicado en una sola placa; es necesario aclarar que tal situación puede ocurrir solo en caso de “descuido”, el cual se produce si el extremo inferior del cilindro neumático no está debidamente ajustado mediante los tornillos de fijación.

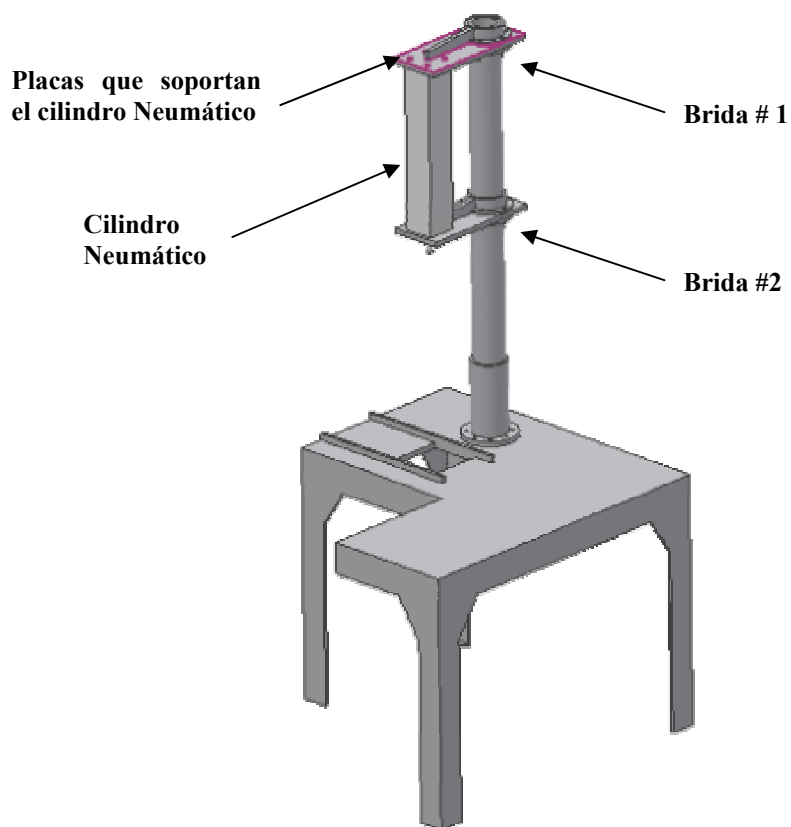


Figura 7. 41. Ubicación de las Bridas de Fijación en la Prensa de Servicio. Fuente: Los Autores

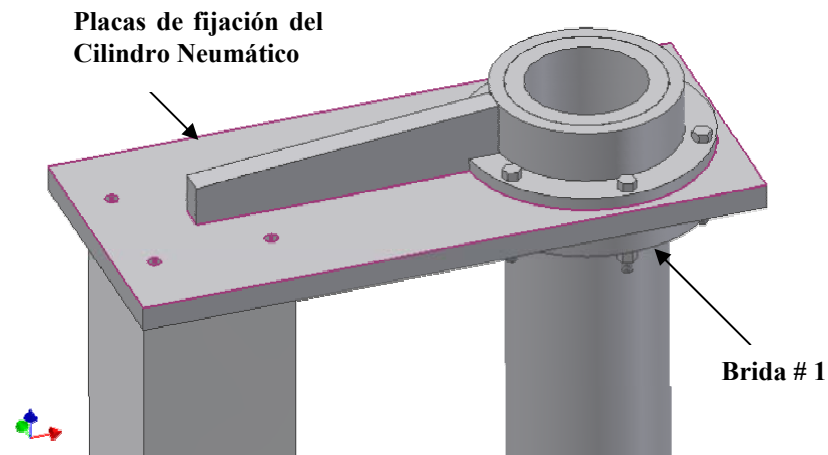


Figura 7. 42. Vista en detalle del montaje de las Placas de Fijación del Cilindro Neumático sobre las Bridas de Agarre. Fuente: Los Autores.

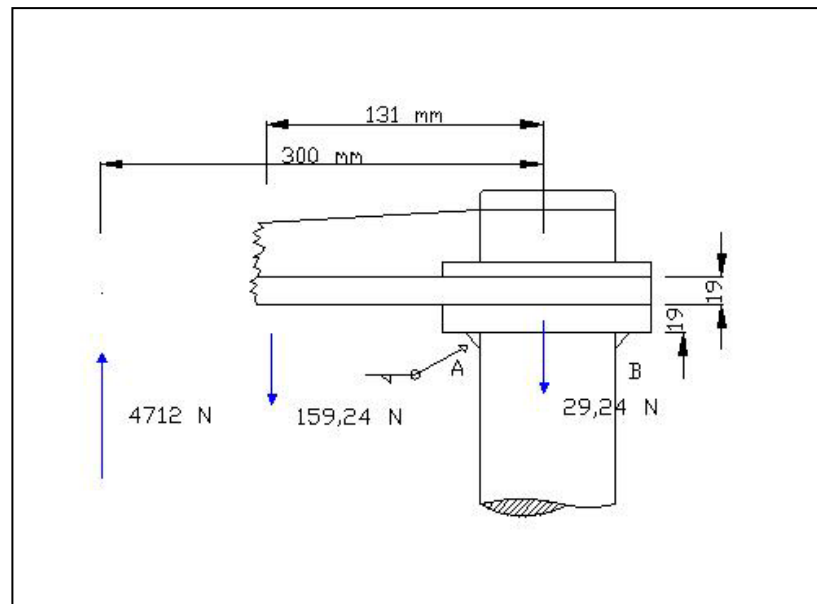


Figura 7. 43. Soldadura de la brida superior. Fuente: Los Autores.

Ambas bridas de sujeción denominadas como superior (#1) e inferior (#2) tienen la misma geometría y material e incluso están sometidas a cargas muy

parecidas y de magnitudes también similares, por lo tanto basta realizar un solo cálculo, en éste caso se muestran los cálculos realizados para la brida superior (#1.).

Primeramente se estudiarán los efectos que producen las cargas en la soldadura, se supondrá un geometría para la misma y se calculará el factor de seguridad estático involucrado, con el cual se tomarán decisiones, luego se comprueba que la brida, es decir el material base también soporta los esfuerzos que le solicitan y por último se obtendrá el factor de seguridad para fatiga.

Utilizando como base de éste análisis el uso de la columna de 118 mm de diámetro exterior y 90 mm de diámetro interno y las placas soportes calculadas anteriormente, se consideran las siguientes cargas:

Peso de la placa superior: $16,238 \text{ kg} = 159,24 \text{ N}$

Peso de la brida: $2,981 \text{ kg} = 29,235 \text{ N}$

Distancia del centro de gravedad de la placa al eje de la columna: 131 mm .

Peso del cilindro neumático de la prensa: $10,4 \text{ kg} = 102,024 \text{ N}$

$$M_{\text{centro de la junta}} = -(0,3\text{m}) \cdot (4712 - 102,024)\text{N} + (0,131\text{m}) \cdot (159,24\text{N}) = -1290,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_y = (4712 - 102,024 - 159,24 - 29,235)\text{N} = 4421,501\text{N}$$

El momento concentrado en el centro de la columna produce flexión sobre la junta soldada causando esfuerzos de tracción en A y de compresión en B. Las fibras del extremo A se consideran como las más desfavorables ya que aparte de la tensión producida por la flexión se le suma la tensión en la misma dirección de la fuerza resultante F_y . Para las fibras en el extremo B las direcciones de las cargas axiales son contrarias lo que favorece a la resistencia de la junta.

Para iniciar los cálculos se ha establecido un $h = 8 \text{ mm}$. (Figura 7.44)

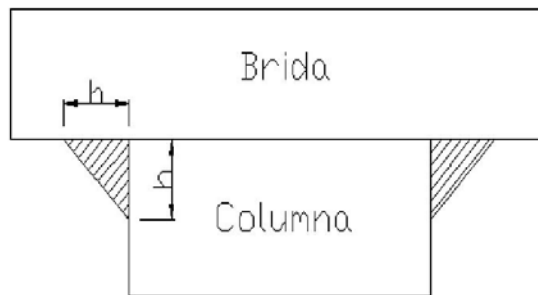


Figura 7. 44. Parámetro h de la soldadura. Fuente: Los Autores.

De la Tabla 9-3 (Shigley)

$$\text{Area de la garganta} = A_g = 1,414 \cdot \pi \cdot h \cdot r$$

$$A_g = (1,414) \cdot (3,1415) \cdot (0,008\text{m}) \cdot (0,0590\text{m}) = 0,0020967 \text{ m}^2$$

$$\text{Segundo momento de área unitaria} = I_u = \pi \cdot r^3$$

$$I_u = (3,1415) \cdot (0,0590\text{m})^3 = 6,452 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Segundo momento de área con respecto a un eje por el centroide de la junta

$$I = 0,707 \cdot h \cdot I_u \quad I = (0,707) \cdot (0,008\text{m}) \cdot (6,452 \times 10^{-4} \text{ m}^3) = 3,649 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Para el extremo A se tienen los esfuerzos :

$$\tau_{MAX} = \frac{F_y}{A_g} + \frac{M \cdot c}{I} \quad \tau_{MAX} = \frac{4421,501\text{N}}{0,0020967\text{m}^2} + \frac{(1290,71\text{N} \cdot \text{m}) \cdot (0,0590\text{m})}{3,649 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{MAX} = 22,978\text{MPa} \approx 23\text{MPa}$$

La resistencia de un electrodo revestido identificado como E7013 tiene un límite de resistencia a la tracción último de 70 kpsi (482 MPa) y una resistencia a la fluencia de 57 kpsi (393 MPa), este electrodo es fácilmente localizable en el mercado nacional por tanto los cálculos son realizados en base a estos datos.

El factor de seguridad estático queda:

$$23MPa = \frac{393MPa}{2 \cdot \eta} \quad \eta = 8,54$$

A continuación se verifica el factor de seguridad para la brida (material base), recordando que ésta posee 6 agujeros de 8.1 mm de diámetro. Primero se calcula la inercia de la brida mostrada en la figura 7.45.

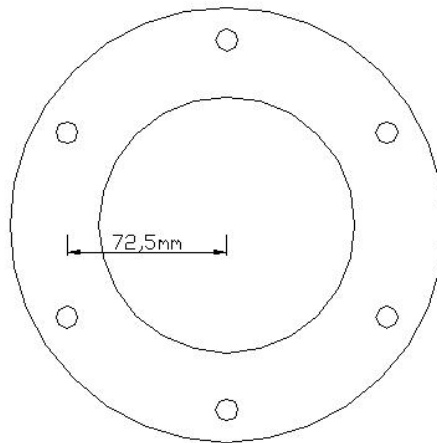


Figura 7. 45. Vista Superior de la Brida. Fuente: Los Autores.

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - \frac{6 \cdot \pi \cdot (\theta_{\text{agujero}})^2}{4} = \frac{\pi \cdot ((0,200m)^2 - (0,118m)^2)}{4} - \frac{6 \cdot \pi \cdot (0,0101m)^2}{4}$$

$$A = 0,01999m^2$$

$$I = \frac{\pi \cdot ((0,200m)^4 - (0,118m)^4)}{64} - 4 \left[\left(\frac{\pi \cdot (0,0101m)^4}{64} \right) + (0,0725m)^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot (0,0101m)^2}{4} \right) \right] -$$

$$2 \cdot \left[\left(\frac{\pi \cdot (0,0101m)^4}{64} \right) + \left(\frac{\pi \cdot (0,0101m)^2}{4} \right) \right] = 5,731 \times 10^{-5} m^4$$

$$\sigma_l = \frac{F}{A} + \frac{M \cdot c}{I} = \frac{4421,71}{0,01999m^2} + \frac{(1290,71N \cdot m) \cdot (0,0590m)}{5,731 \times 10^{-5} m^4} = 1,549MPa$$

Como puede observarse el esfuerzo resultante en el material base es muy pequeño comparado con la resistencia a la fluencia del material por lo tanto este elemento no fallará ante las cargas consideradas.

Se verifica a continuación la factibilidad de falla por fatiga en la soldadura mediante el cálculo del factor de seguridad y la teoría de falla propuesta por Goodman.

$$S_e' = 0,504 S_{ut} \quad \text{Para el material del electrodo E7013 } S_{ut} = 482 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0,504 \cdot (482 \text{ MPa}) = 242,928 \text{ MPa}$$

Factores de concentración de esfuerzos;

$$\text{Factor de acabado superficial } K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad a = 272 \quad b = -0,995 \rightarrow \text{basta}$$

$$K_a = 272 \cdot (482)^{-0,995} = 0,582$$

$$\text{Factor de tamaño } K_b = \left(\frac{d_{eq}}{7,62} \right)^{-0,1133} \quad d_{eq} = 0,370D = 33,67 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{33,67}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,84$$

Factor de carga $K_c = 0,577$. Las cargas en la soldadura se consideran cortantes.

Factor de temperatura $K_d = 1$.

$$\text{Factores diversos } K_e = \frac{1}{K_f} \quad K_f = 2,7 \text{ según tipo de junta, } K_e = 0,37$$

$$S_{se} = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

$$S_{se} = (0,582) \cdot (0,84) \cdot (0,577) \cdot (0,37) \cdot 242,928 \text{ MPa}$$

$$S_{se} = 25,35 \text{ MPa}$$

$$\tau_{MAX} = 23MPa$$

$$\tau_a = \frac{23}{2} = 11,5MPa \quad \tau_m = 11,5MPa$$

Donde; τ_a = Esfuerzo de corte alternante

τ_m = Esfuerzo de corte medio.

$$Ssu = 0,67Sut \quad Ssu = (0,67) \cdot (482MPa) = 322,94MPa$$

$$\eta_{fatiga} = \frac{Sse \cdot Ssu}{\tau_a \cdot Ssu + \tau_m \cdot Sse} \rightarrow \eta_{fatiga} = \frac{(25,35) \cdot (322,94)}{(11,5)(322,94) + (11,5)(25,35)} = 2,04$$

Un factor de seguridad de 2 es aceptable para la fatiga en la soldadura con un longitud $h = 8$ mm por lo tanto se acepta esta medida y se propone éste diseño para unir las dos bridas que le dan fijación a las placas.

Cálculo del refuerzo en la base de la columna de la prensa de servicio:

Como la columna en general debe tener una longitud considerable se decidió desde un principio complementar parte de esta longitud con una sección de refuerzo, garantizando una rigidez elevada, una mínima deformación y además esto permitirá considerar el empotramiento en la columna principal que ha sido calculada en la sección anterior. Nótese en la figura 7.46, que la columna principal ingresa unos 50 mm en el tubo mecánico de refuerzo lo que favorecerá de forma considerable la sujeción de ambos elementos y alivia en cierto grado los esfuerzos de tracción por momento flector en la soldadura.

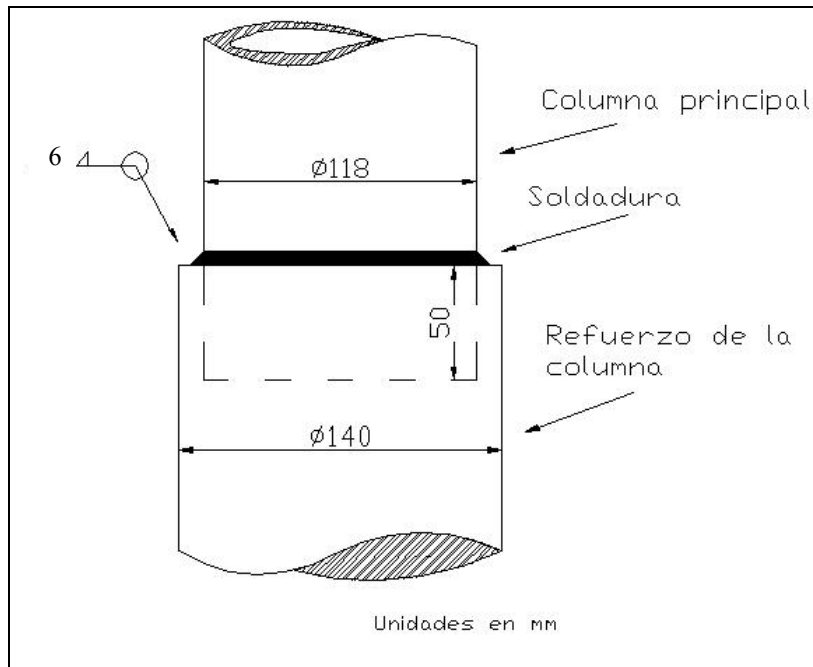


Figura 7. 46. Soldadura del refuerzo y la columna principal. Fuente los autores.

Para garantizar la rigidez de este elemento se ha calculado su inercia y la deformación máxima que presentará en su extremo superior, la ecuación a usar para tal efecto se encuentra en el apéndice G, (Timoshenko).

El tubo mecánico seleccionado para reforzar la columna es de Acero AISI C 1024 con diámetro exterior 140 mm, un diámetro interior de 112 mm y una longitud de 300 mm, el resto de las propiedades geométricas se enlistan en la tabla 7.10.

Tabla 7. 10. Propiedades geométricas del refuerzo de la columna.

Área de sección transversal	$5,541 \times 10^{-3} m^2$
Inercia:	$1,113 \times 10^{-5} m^4$

Luego:

$$x_{def} = \frac{M \cdot y^2}{2E \cdot I} = \frac{(1342,92N \cdot m) \cdot (0,3m)^2}{2 \cdot (207 \times 10^9 Pa) \cdot (1,113 \times 10^{-5})} = 2,622 \times 10^{-5} m = 0,0262mm$$

La deflexión de este elemento es de apenas 26 milésimas de milímetros por lo que no se considera su aporte a la deflexión total de la columna.

Diseño de la soldadura entre el refuerzo y la columna principal.

Decidida una geometría común para la soldadura se verificarán los factores de seguridad estático y a fatiga. (Teorías de Esfuerzo de Corte Máximo y de Goodman respectivamente).

Para una soldadura con altura de la garganta de $h = 6$ mm se tienen las propiedades geométricas mostradas en la tabla 7.11, el electrodo a usar está identificado comercialmente como E7013, con $S_{ut} = 482$ MPa y $S_y = 393$ MPa.

Tabla 7. 11. Propiedades para la soldadura seleccionada.

Área de la garganta	$A_g = 1,414 \cdot \pi \cdot h \cdot r$	$A_g = 0,00155m^2$
Segundo Momento de Inercia unitario	$I_u = \pi \cdot r^3$	$I_u = 6,129 \times 10^{-6} m^3$
Segundo momento de inercia	$I = (0,707) \cdot h \cdot I_u$	$I = 2,6 \times 10^{-6} m^4$

Los esfuerzos cortantes que suceden en los filetes de la soldadura se obtienen según:

$$\tau_{MAX} = \frac{F_{axial}}{A_g} + \frac{M_{MAX} \cdot \left(\frac{d_{exterior}}{2} \right)}{I} = \frac{4328,64N}{0,00155m^2} + \frac{(1342,92N \cdot m) \cdot (0,059m)}{2,6 \times 10^{-6} m^4}$$

$$\tau_{MAX} = 33,266MPa$$

El factor de seguridad estático será:

$$\eta = \frac{S_y}{2 \cdot \tau_{MAX}} = \frac{392MPa}{2 \cdot (33,266MPa)} = 5,89$$

Al evaluar la fatiga sobre la soldadura se obtienen los resultados mostrados en la tabla 7.12, usando cálculos similares a los realizados anteriormente:

Tabla 7. 12. Factores en el cálculo de la soldadura

Ka	0,582
Kb	0,75
Kc	1 (flexión)
Kd	0,37 $Kf = 2,7$ Tabla 9-6 (Shigley)
S_e	39,23 MPa
$S_{su} = 0,69 \cdot S_{ut}$	322,94 MPa

$$\tau_a = \frac{\tau_{MAX}}{2} = \frac{33,266MPa}{2} = 16,633MPa \quad \tau_m = 16,633MPa$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{su}} \quad \frac{1}{\eta} = \frac{16,633MPa}{39,23MPa} + \frac{16,633MPa}{322,94MPa} \Rightarrow \eta = 2,10$$

Se comprueba que no fallará por fatiga ni por carga estática, como puede observarse, sería necesario elevar el esfuerzo casi el doble para entrar en un rango de peligro.

Soldadura del refuerzo con la brida de sujeción:

Al analizar el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 7.47, se observa que el cálculo de la soldadura para fijar la brida de sujeción y el refuerzo es prácticamente idéntico al caso anterior por lo cual se usaron los mismos factores

modificadores del límite de fatiga, además el momento concentrado es el mismo para toda la sección al igual que la carga axial, los resultados se muestran en la tabla 7.13.

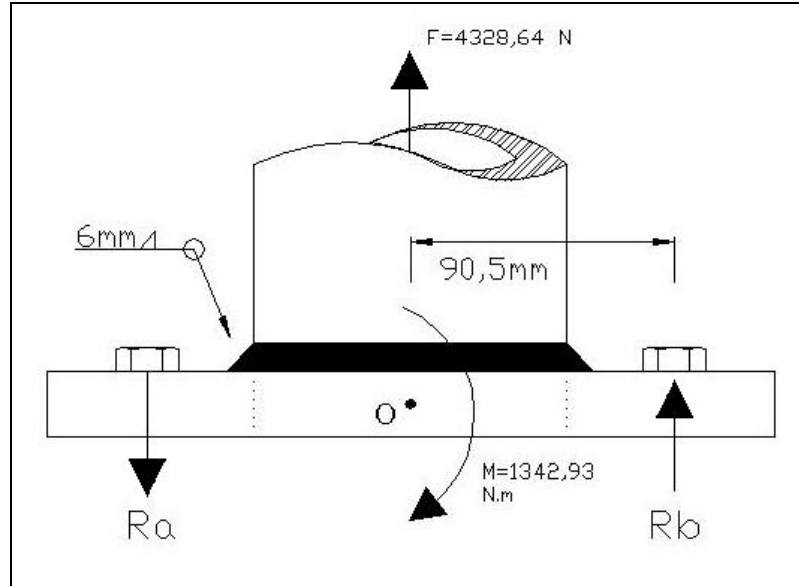


Figura 7. 47. Diagrama de cuerpo libre de la brida de sujeción. Fuente los Autores.

Tabla 7. 13. Propiedades y resultados de la soldadura en la brida de sujeción.

Diámetro de soldadura.	140 mm
Altura de la Garganta (<i>h</i>).	6 mm
Área de la garganta.	$0,00186 \text{ m}^2$
Segundo momento de inercia.	$4,571 \times 10^{-6} \text{ m}^4$
Factor de seguridad η estático.	8,58
Factor de seguridad η fatiga.	≈ 3

Pernos de fijación a la mesa:

Como se muestra en las figura 7.48 y 7.49, los pernos de fijación de toda la columna tienen la tarea de fijar en forma firme el conjunto. La sollicitación a la cual están sometidos es puramente axial, la fuerza de separación generada por el cilindro neumático tiende a levantar la brida de sujeción en su parte frontal y comprimirla en su parte posterior. Para calcular dicha fuerza se recurre a un diagrama de cuerpo libre y se hace sumatoria de momentos en el punto O que vendría siendo aproximadamente el punto de rotación.

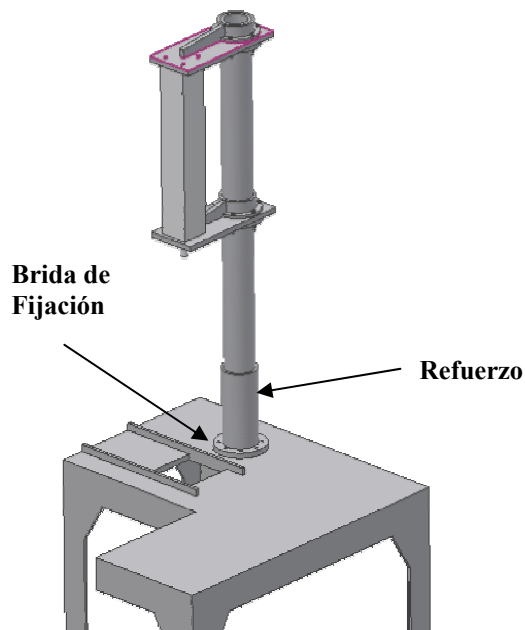


Figura 7. 48. Ubicación de la Brida de Fijación de la columna de la prensa al banco de pruebas.

Fuente: Los Autores.

Cálculo de la fuerza de separación:

$$\sum F_o = 0 \Rightarrow -Ra + Rb = -4328,64N$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow (d_{al\ perono}) \cdot (Ra - Rb) = M \quad Ra - Rb = \frac{1342,92N \cdot m}{0,0905m}$$

$$i-) \quad -Ra + Rb = -4328,64N$$

$$ii-) \quad Ra + Rb = 14838,89N$$

Resolviendo la ecuación queda:

$$Ra = 9583,765N \quad Rb = 5255,125N$$

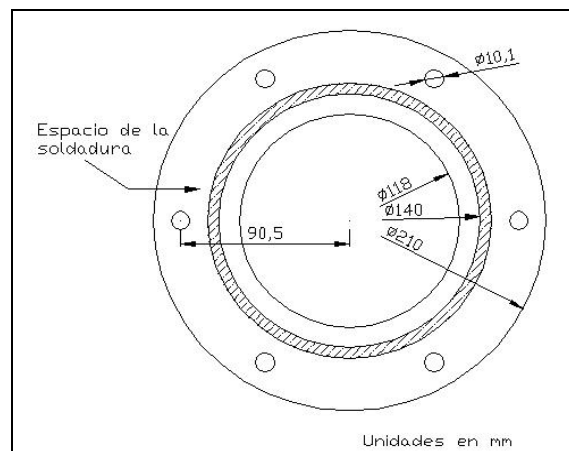


Figura 7. 49. Detalle de la distribución de los pernos. Fuente los Autores.

Se definen las variables como se listan a continuación:

Ra = Reacción en el lado anterior de la columna de la prensa.

Rb = Reacción en el lado posterior de la columna de la prensa.

Mo = Momento aplicado en el centro de la columna.

l = Longitud de la unión apernada.

D = Diámetro nominal del perno.

E = Modulo de elasticidad.

Kp = Rigidez del perno.

Km = Rigidez de la pieza a fijar.

C = Constante de la unión.

F_i = Precarga del perno.

S_p = Resistencia mínima a la tensión.

Carga que soporta el perno frontal = 9588,765N

$$l = 38\text{mm} \quad D = 10\text{mm} \quad E = 207\text{GPa}$$

$$A_t = 58\text{mm}^2 \quad S_p = 586\text{MPa} \quad (\text{Tabla } 8-12 \text{ y } 8-14 \text{ Shigley})$$

$$k_p = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot E}{4l} = \frac{\pi \cdot (0,01\text{m})^2 \cdot 207\text{GPa}}{4 \cdot (0,038\text{m})} = 4,278 \times 10^8 \text{ N/m}$$

$$k_m = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E \cdot D}{2Ln \left(5 \frac{0,577 \cdot l + 0,5 \cdot D}{0,577 \cdot l + 2,5 \cdot D} \right)} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot (207\text{GPa}) \cdot 0,01}{2Ln \left(5 \frac{0,577 \cdot (0,038\text{m}) + 0,5 \cdot (0,01\text{m})}{0,577 \cdot (0,038\text{m}) + 2,5 \cdot (0,01\text{m})} \right)}$$

$$k_m = 1,78 \times 10^9 \text{ N/m}$$

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_m} = \frac{4,278 \times 10^8}{4,278 \times 10^8 + 1,78 \times 10^9} = 0,194$$

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t \quad F_i = 0,75 \cdot 586\text{MPa} \cdot (0,000058\text{m}^2) = 25491\text{N}$$

$$\eta = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot F} \quad \eta = \frac{(33988 - 25491)\text{N}}{(0,194) \cdot 9583,765\text{N}} = 4,57$$

Se verifica ahora para fatiga:

$$\sigma_a = \frac{C \cdot F}{2A_t} = \frac{(0,194) \cdot (9583,765\text{N})}{2 \cdot (0,000058\text{m}^2)} = 16,028\text{MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = 16,028\text{MPa} + \frac{25491\text{N}}{0,000058} = 455,528\text{MPa}$$

$$S_{ut} = 827MPa \quad S_e = 128MPa$$

$$S_a = \frac{S_{ut} - \left(\frac{F_i}{A_t}\right)}{1 + \left(\frac{S_{ut}}{S_e}\right)} = \frac{827MPa - 439,5MPa}{1 + \frac{827MPa}{128MPa}} = 52MPa$$

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e}\right) = 827MPa \cdot \left(1 - \frac{52MPa}{128MPa}\right) = 491,03MPa$$

El factor de seguridad para fatiga se puede determinar de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{52MPa}{16,028MPa} = 4.20$$

Los pernos indicados para este diseño se identifican como UNC M10x1,5 grado SAE 5 con una longitud total de 55 mm.

Diseño del pistón de la prensa neumática.

El dispositivo que se pretende diseñar a continuación es un elemento de vital importancia para el desempeño de la prensa, será el encargado de transmitir la fuerza proveniente del cilindro normalizado escogido en la sección 7.2.1 para la prensa, estará roscado directamente a este y tendrá la función de trabajar como pistón, (figuras 7.50 y 7.51). Por otro lado las dimensiones exteriores están limitadas por las herramientas especiales diseñadas y fabricadas para el cilindro de freno de disco como la mostrada en la figura 7.52.

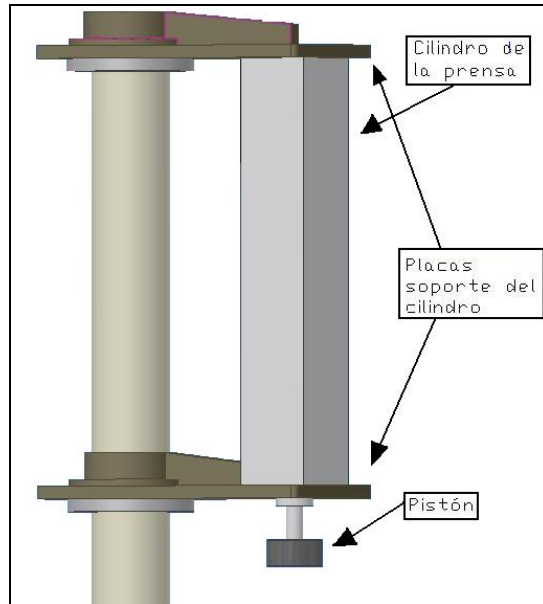


Figura 7. 50. Ubicación del Pistón. Fuente: Los Autores.

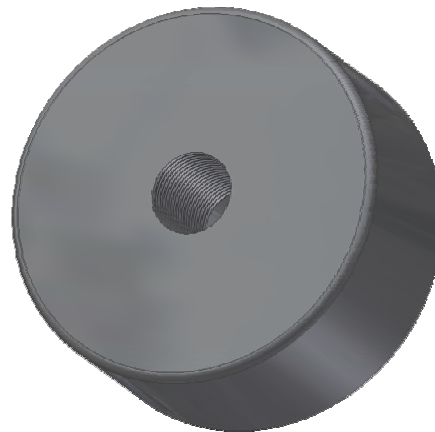


Figura 7. 51. Pistón en detalle. Fuente: Los Autores.



Figura 7. 52. Herramienta especial, el pistón debe insertarse en el alojamiento de este dispositivo. Fuente los Autores.

La configuración que se desea diseñar sufre el efecto de un esfuerzo de corte que tiene su origen en el espacio libre del roscado, el área periférica debe resistir dicho esfuerzo para lo cual se conseguirá el menor espesor que asegura la ausencia de falla, se verificará que utilizando el material 4140, el elemento no falla por esfuerzos estáticos y de igual forma se comentan los resultados para las consideraciones de fatiga. La condición de carga para este pistón se observa en la figura 7.53.

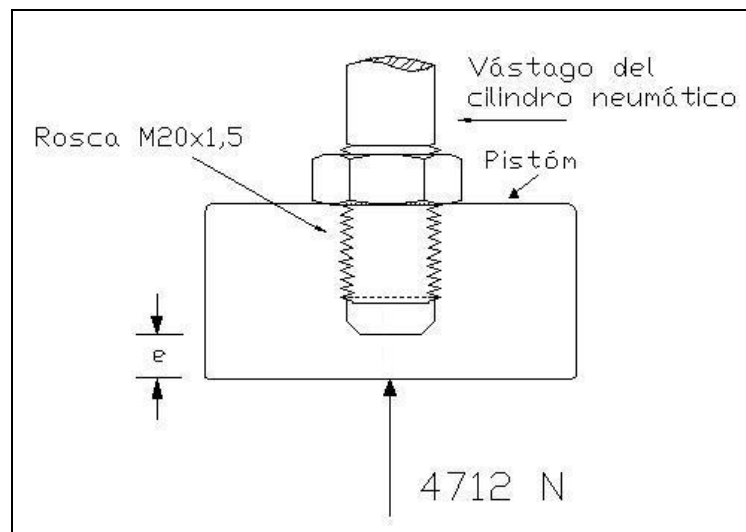


Figura 7. 53. Fuerza que actúa sobre el pistón. Fuente: Los Autores.

Espesor mínimo (e), para un acero AISI 1010, usando la teoría de Corte Máximo:

Para un factor de seguridad = 3

$$\tau_{MAX} = \frac{S_y}{2 \cdot \eta} \quad \tau_{MAX} = \frac{V}{A_{de\ esfuerzo}}$$

$$A_{de\ esfuerzo} = \pi \cdot e \cdot D = \pi \cdot (0,02m) \cdot e$$

$$\tau_{MAX} = \frac{4712N}{(0,0628) \cdot e} = \frac{180MPa}{2 \cdot (3)} \quad e = 2,50mm$$

Este resultado será incrementado por motivos constructivos, para prevenir la falla por impacto (caso accidental) y la fatiga, quedando un valor final estimado de 10 mm, donde el esfuerzo cortante máximo tendrá un valor de 7,5 MPa lo que representa muy poco en comparación con el esfuerzo permisible y además, se ha estimado el factor de seguridad para fatiga dando como resultado 4,5 usando la Teoría de Goodman Modificada en este caso para carga cortante.

Guías de ingreso y posicionamiento.

Para realizar el servicio del cilindro de freno de disco en el área donde funcionará la prensa se ha decidido colocar dos perfiles rectos que estarán fijos al bastidor mediante soldadura, (figura 7.54) La función de estos elementos es propiciar un ingreso fácil del cilindro de freno de disco a través del sistema de grúa radial, cuando este se encuentre suspendido sobre las guías se descenderá hasta un soporte especial ya construido donde se colocará; luego es empujado (soporte y cilindro de freno) a través de las guías hasta colocarlos debajo del pistón de la prensa. Otra de las funciones de estos elementos es reforzar el área que resistirá los esfuerzos provenientes de la acción de trabajo con la prensa neumática, también tienen la tarea de impedir la rotación del conjunto (soporte cilindro de freno) en el momento de su intervención, y por último permitirá el desplazamiento lateral del soporte especial y el conjunto diseñado para las mediciones de resortes cuando estos no estén en uso.

En la figura 7.55 se aprecia el soporte especial construido el cual se deslizará a través de las guías dependiendo de la operación de mantenimiento que se este realizando. Las guías de posicionamiento serán diseñadas para resistir los esfuerzos de corte y flexión que produce la prensa neumática, siendo también de gran importancia el estudio de la deformación que tendrá efecto en dichos elementos. Las fuerzas que actúan sobre las guías se enumeran en la tabla 7.14.

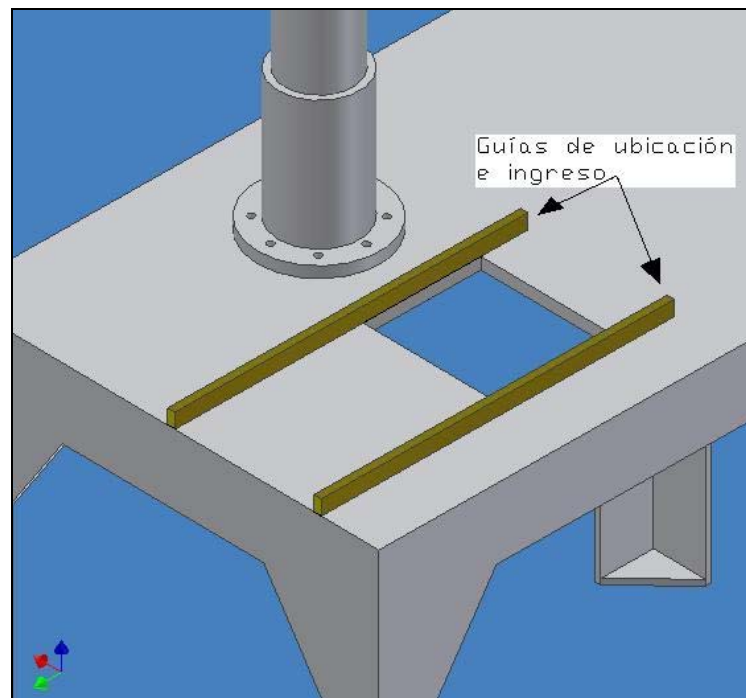


Figura 7. 54. Detalle de las guías de ingreso y posicionamiento. Fuente: Los Autores.

Tabla 7. 14. Fuerzas que actúan sobre las guías de posicionamiento.

Fuerza de trabajo	-	4712 N
Peso del cilindro de freno	26 Kg.	254,973 N
Peso del soporte especial	7 Kg.	68,647 N
	Total:	5035,62 N



Figura 7. 55. Detalle donde se observa el soporte especial para inmovilizar el Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.

La naturaleza del procedimiento de servicio obliga al operador a aplicar un momento de torsión que tiene su origen en el uso de las llaves mecánicas para aflojar o apretar tornillos y una operación especial, en dichas actividades se transmite un esfuerzo de corte por torsión hacia las guías, el cual ha sido despreciado para los cálculos debido a su poca magnitud.

Con la ayuda del diagrama de cuerpo libre que se observa en la figura 7.56 se puede apreciar el efecto de la carga total sobre los perfiles que dan forma a las guías, la fuerza se ha dividido entre dos ya que los elementos son idénticos y soportan la carga al mismo tiempo, de igual forma se ha supuesto que los apoyos son empotrados debido a la condición de soldadura, es claro que la forma de modelar este elemento es en realidad mucho más complicada que el modelo que se muestra en la figura, sin embargo para los efectos de esfuerzo y deformación el modelo propuesto es más severo a la hora de obtener factores de seguridad.

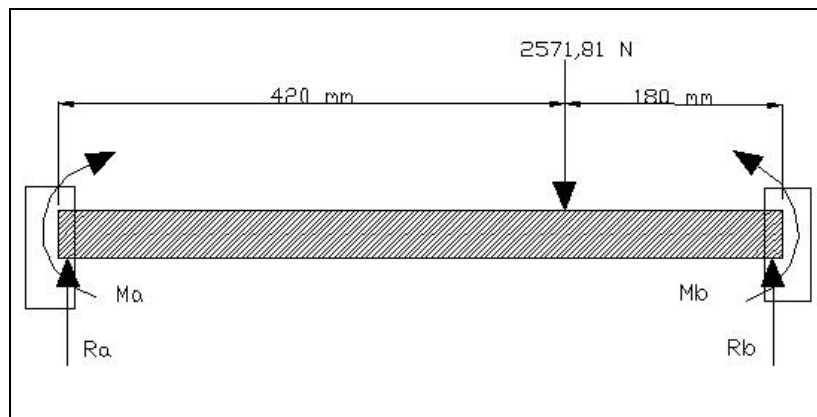


Figura 7. 56. D.C.L. (idealización) de una guía de posicionamiento. Fuente: Los Autores.

Usando el método de superposición se obtienen las reacciones y los momentos debidos a la carga puntual, los resultados se muestran en la tabla 7.15. Los diagramas respectivos de corte y momento flector se muestran en las figuras 7.58 y 7.59

Tabla 7. 15. Reacciones y momentos resultantes de la aplicación de la carga.

Ra	555,511 N
Rb	2016,299 N
Ma	-97,215 N.m
Mb	226,834 N.m

De los diagramas de corte y de momento flector se obtienen el punto de mayor sollicitación en el perfil de la guía, este se encuentra cercano al empotramiento donde los valores son 2016,299 N para la fuerza de corte y 226,834 N.m para el momento flector. Luego se calcula la inercia del perfil, las dimensiones de la sección transversal se reflejan en la figura 7.57.

$$I = \text{Inercia del perfil.} \quad I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad I = \frac{(0,012m) \cdot (0,04m)^3}{12} = 6,4 \times 10^{-8} m^4$$

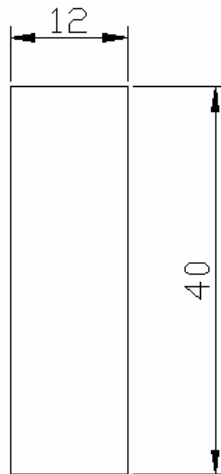


Figura 7. 57. Sección transversal del perfil usado. Fuente: Los Autores.

$A = \text{Área de la sección transversal. } A = b \cdot h = (0,012m) \cdot (0,04m) = 0,00048m^2$

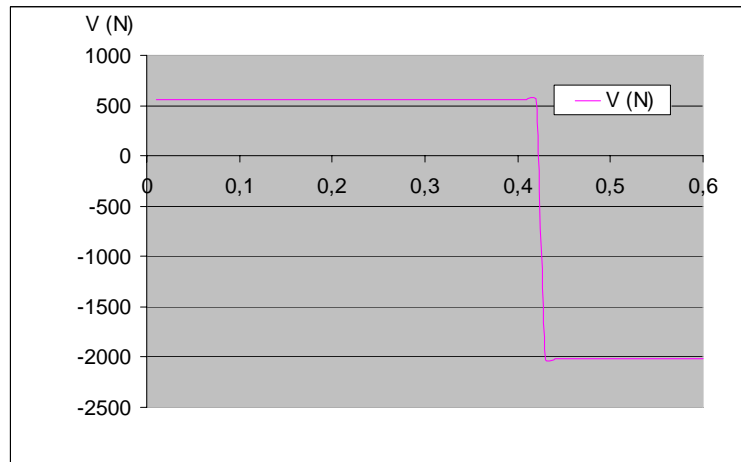


Figura 7. 58. Diagrama de Corte de las guías. Fuente: Los Autores.

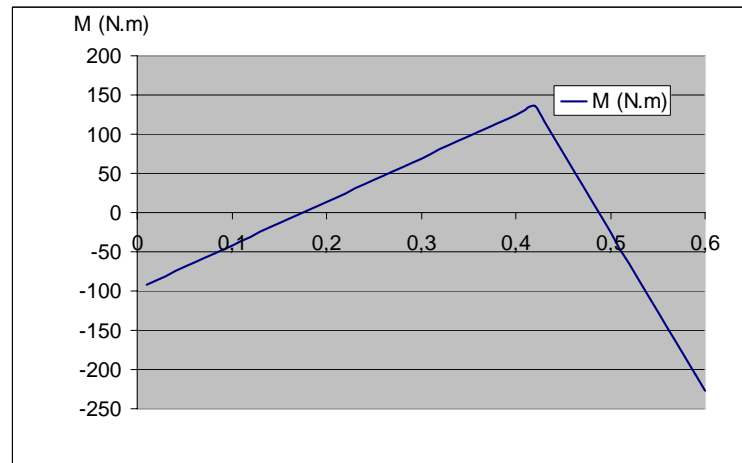


Figura 7. 59. Diagrama momento flector para la guías. Fuente: Los Autores.

$$\sigma_y = \frac{M \cdot c}{I} \quad \tau_{xy} = \frac{V}{A}$$

Donde c = distancia a la fibra más alejada

$$c = 0,02 \text{ m}$$

$$\sigma_y = \frac{(226,834 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot (0,02 \text{ m})}{6,4 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 71,511 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{V}{A} = \frac{2016,299 \text{ N}}{0,00048 \text{ m}^2} = 4,2 \text{ MPa}$$

Combinando los esfuerzos mediante el círculo de Mohr se tiene:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + 4 \cdot (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{71,511 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{71,511 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + 4 \cdot (4,2 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 71,757 \text{ MPa} \quad \sigma_2 = -0,246 \text{ MPa}$$

$$\tau_{MAX} = 36,00 \text{ MPa} \approx 36 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{(S_y)}{2 \cdot \tau_{MAX}} \quad \eta = \frac{180 \text{ MPa}}{2 \cdot (36 \text{ MPa})} \quad \eta_{estático} = 2,5$$

El factor de seguridad estático ha sido calculado para un acero AISI 1010, mediante la Teoría de Esfuerzo de Corte Máximo, sin, embargo al verificar el factor de seguridad para fatiga se ha obtenido un valor muy bajo por lo cual se usará un material con mayor resistencia a la fluencia ya que no es permisible una deformación permanente para las guías de posicionamiento, de presentarse tal situación sería imposible retirar y deslizar el soporte a través de ellas. Se prueba con un acero 1045 localizable con facilidad en el mercado nacional.

$$S_{ut} = 570MPa$$

$$S'_e = 0,504 \cdot (570MPa) = 287,28MPa$$

$$K_a = 0,839 \quad K_b = 0,91 \quad K_c = 0,577 \quad K_e = 0,37$$

$$S_e = (0,839) \cdot (0,91) \cdot (0,577) \cdot (0,37) \cdot (287,28MPa) = 46,826MPa$$

$$\tau_a = \frac{36MPa}{2} = \tau_m = 18MPa$$

$$S_{su} = 0,577 \cdot S_{ut} \quad S_{su} = 0,577 \cdot (570MPa) = 328,89MPa$$

Usando la relación de Goodman modificada:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{18}{46,826} + \frac{18}{328,89} = 2,27$$

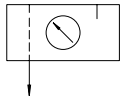
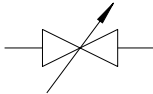
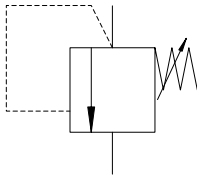

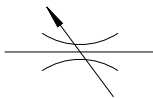
El factor de seguridad para prevenir la falla por fatiga en las guías de posicionamiento tiene un valor adecuado y debe tenerse en cuenta, que se asumió una forma de carga más crítica que la real.

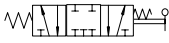
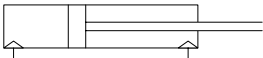
Sistema Neumático de la Prensa de Servicio.

La prensa de servicio del banco diseñado, está conformada por una serie de equipos neumáticos, que permiten que su funcionamiento se efectúe bajo los requerimientos establecidos.

Al momento de darle servicio al cilindro de freno de disco, se necesita que el operador aplique con la prensa cierta carga sobre el quipo de manera gradual para comprimir los resortes internos, retirar los retenes o cualquier otro elemento del cilindro. De igual manera se requiere que la prensa retire esa presión aplicada de manera suave. Es por ello que se han seleccionado un conjunto de válvulas y equipos neumáticos que garanticen que el desempeño de la prensa se adecua a las expectativas planteadas. En la figura 7.60, se puede observar el plano neumático de la prensa de servicio, allí se ubican cada uno de los elementos que conforman el sistema, los cuales se encuentran explicados en detalle en la tabla 7.16.

Tabla 7. 16. Descripción de los elementos que conforman el sistema neumático de la prensa de servicio.

Número de Elemento	Símbolo	Nombre	Función
1		Unidad de Mantenimiento de aire	Filtra las impurezas o partículas que pueda traer el aire de la línea, retira el exceso de humedad al aire y lo lubrica antes de entrar en contacto con los equipos neumáticos, para evitar su deterioro.
18		Válvula de cierre	Válvula principal de apertura y cierre del paso de aire de la línea al circuito de la prensa.
19		Válvula reguladora de presión	Regula la presión del aire proveniente de la línea. Debido a que la fuerza aplicada por la prensa es directamente proporcional a la presión del aire de alimentación, esta válvula permitirá graduar la fuerza de la prensa según la aplicación solicitada.
20		Manómetro	Este manómetro facilitará la regulación, indicando la presión a la salida del regulador.
21		Válvula reguladora de caudal	Controlará la cantidad de fluido que circula a través de ella para regular la velocidad de llenado del cilindro neumático

<p>22</p>		<p>Válvula de 5 vías y 3 posiciones. De accionamiento por palanca y retorno por muelle.</p>	<p>Con esta válvula se comandará a través de una palanca el accionamiento del cilindro neumático de la prensa, subiendo o bajando el embolo. El retorno de la palanca a su posición original (cerrada) se realiza con un resorte interno, esto implica que al operador soltar la palanca cesa la aplicación de presión y el pistón se detiene en una posición estable.</p>
<p>23</p>		<p>Cilindro de doble efecto</p>	<p>Es el elemento de acción principal de la prensa. Cuando es alimentado por uno de sus extremos, desciende el embolo ejerciendo presión, al ser alimentado por el extremo opuesto el embolo se regresa. Este proceso será controlado por el operador utilizando la válvula anteriormente descrita.</p>

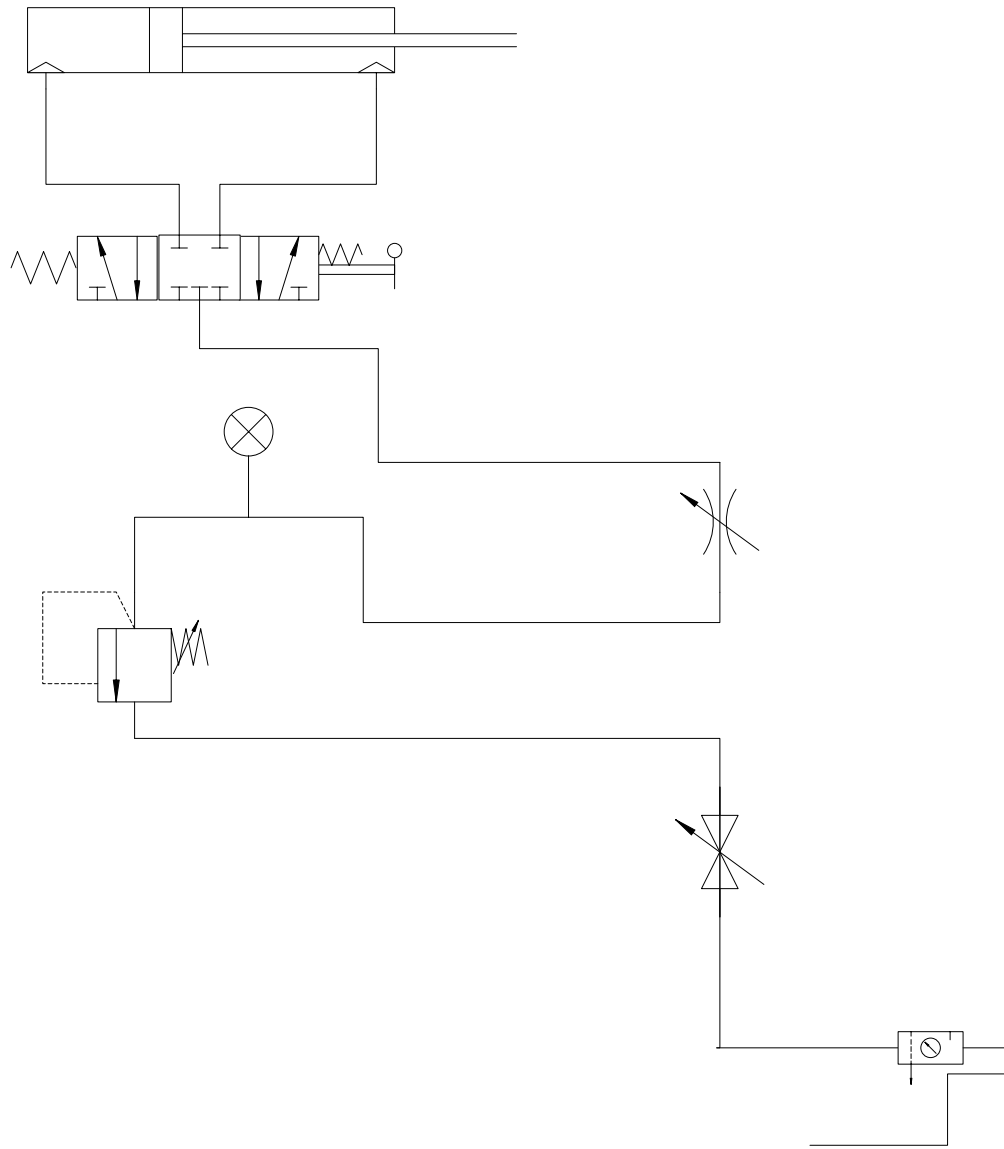


Figura 7. 60. Plano neumático de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.

7.3. Sistema de Prueba de los resortes Internos del Cilindro de Freno

Uno de los aspectos importantes que debe tomarse en cuenta durante las pruebas al cilindro de freno, es el estado en que se encuentran sus resortes internos. Estos resortes cumplen la función de mantener una fuerza prácticamente constante, con la cual el vástago roscado interno se desplazará compensando la pérdida de

material en las pastillas de freno. En la figura 7.61 se pueden apreciar dichos resortes, uno introducido dentro del otro.



Figura 7. 61. Resortes principales de Cilindro de Freno. Fuente: Los Autores.

Los motivos que impulsan a la evaluación de estos resortes antes de realizar su cambio sistemático, tienen su raíz en los asuntos económicos que atañen a la empresa, y al largo tiempo de espera que conlleva la importación de estos elementos que es por lo general de un año. CAMETRO desea evaluar el nivel de desgaste y pérdida de las propiedades mecánicas de estos resortes para asegurar que las piezas descartadas sean realmente inutilizables, ya que en oportunidades anteriores, la empresa ha desechado elementos similares que se presume aún tenían vida útil.

Por otra parte debe tomarse en cuenta que estos resortes se encuentran instalados en un elemento importante dentro del funcionamiento del tren y que cualquier fallo en este equipo atenta contra la seguridad de los pasajeros y el buen servicio. Es por ello que la empresa, ha solicitado el diseño de un dispositivo que permita evaluar el estado de estos resortes internos en del cilindro de freno de disco (partes número, 46 y 47 del catalogo del fabricante).

La solución planteada, consiste en un soporte como el mostrado en la figura 7.62. Este soporte deberá ser montado en las guías de ingreso y posicionado de la prensa neumática. Una vez instalado se insertarán los resortes en el tubo base del soporte (de manera individual). Seguidamente se insertará dentro del resorte, la guía del sistema de pruebas, tratando de alinear el centro de esta guía con la línea de acción de la prensa. Luego el pistón de la prensa debe acercarse hasta que la parte superior de la guía del sistema de pruebas quede insertada en él. Una vez realizado el montaje, se procede a efectuar la evaluación.

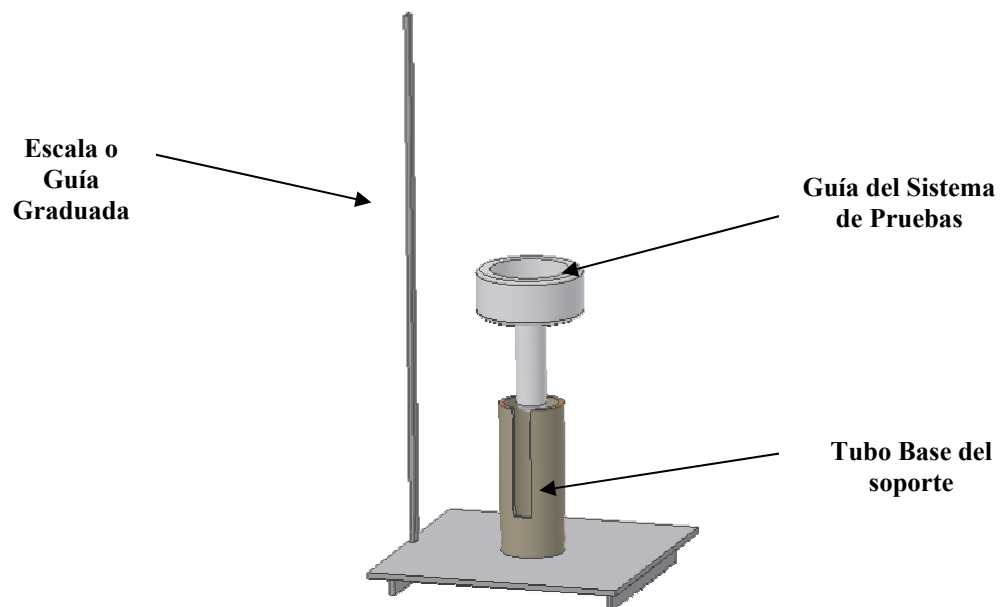


Figura 7. 62. Dispositivo para evaluar los resortes internos del cilindro de freno. Fuente: Los Autores

El procedimiento de prueba de los resortes será elaborado y ejecutado por el departamento de Mediciones Especiales de CAMETRO utilizando el equipo previamente descrito. Sin embargo a continuación se presenta un procedimiento factible para estas pruebas.

Debe hacerse inicialmente una prueba preliminar a los resortes que están ubicados en el almacén del servicio de bogies bajo la condición de repuestos nuevos.

Lo ideal sería tomar de forma aleatoria un número representativo para realizar las pruebas pero debido a que la cantidad de resortes nuevos existentes en el almacén no es muy elevada será necesario tomarlos todos, (aproximadamente diez unidades) verificando con antelación la ausencia de grietas, ralladuras profundas y otros posibles concentradores de esfuerzo. Una vez identificados los elementos a ensayar se sugiere seguir con el siguiente procedimiento.

1. Graduar una presión inicial mediante el regulador de la prensa, ejemplo (1 bar).
2. Cada valor de presión representa una fuerza que puede ser calculada según la siguiente expresión: $F = P \cdot A$. Sabiendo que el diámetro del émbolo del cilindro neumático de la prensa es 100 mm, se obtiene la conversión directa a unidades de fuerza.

$$F = 785,375P \quad \text{Donde } P \text{ se introduce en bar.}$$

F está en N

3. Accionar la válvula de avance de la prensa neumática hasta que el pistón de la prensa encaje de forma correcta con la parte superior de la guía del sistema de pruebas, leer la escala y anotar el valor de la posición inicial (n_1).
4. Aplicar nuevamente presión con el cilindro neumático de la prensa hasta que éste se detenga por si solo, mediante la guía graduada que posee el dispositivo de prueba, medir la distancia que se ha comprimido el resorte al aplicar esa presión. (L_1)
5. Con el resorte comprimido, regular nuevamente la presión de trabajo hasta 2 bar. Leer nuevamente en la guía graduada la nueva posición.
6. Una vez que se haya alcanzado una presión de trabajo donde se observe deformación de la geometría del resorte, suspender la aplicación de presión, accionando de forma cuidadosa el retroceso del pistón.

7. Debe registrarse en una tabla semejante a la tabla 7.17, el valor de la presión aplicada, la fuerza que corresponde a esa presión y la distancia que se ha comprimido el resorte.
8. Se propone que esta medición se realice por lo menos para cinco valores diferentes de presión.

Los valores de desplazamiento (posición (n) menos posición inicial) obtenidos para cada uno de los resortes pueden ser promediados para cada valor de presión, los resultados pueden graficarse a fin de obtener una línea de tendencia con aproximación lineal cuya pendiente será el valor de la constante (K) de elasticidad de resortes. Este procedimiento debe ser realizado por el Departamento de Mediciones Especiales con el fin de obtener la constante de elasticidad de los resortes, la fuerza y la longitud máxima de compresión de los resortes nuevos.

Se realizará la evaluación de los resortes usados mediante la comparación -con resortes nuevos-, de su comportamiento o respuesta a la fuerza de compresión determinada anteriormente, ya que éste tipo de carga es la que soportan en su condición de trabajo en el tren. Al momento de evaluar los resortes usados, deben comprimirse los resortes en la prensa de servicio, aplicando una presión de 4 bar y registrarse el valor de la distancia comprimida para esa presión. Teniendo en cuenta el valor de de distancia comprimida por los resortes nuevos bajo esa presión, obtenido por Mediciones Especiales, se compararán ambos valores. Utilizando un criterio de aceptación o rechazo en base a la diferencia entre los valores obtenidos y deseados establecido por este departamento, se aprobarán o descartarán los resortes usados que no cumplan con ese criterio.

Tabla 7. 17. Ficha guía de evaluación de los resortes internos del cilindro de freno (Nuevos).

Medición	Presión (bar.)	Distancia comprimida (mm)
1		
2		
3		
4		
5		

7.4. Sistema de Instrumentación y control del banco de pruebas y servicio.

Los instrumentos de medición que poseerá el banco de pruebas, entiéndanse, los manómetros de la prensa de servicio y el área de pruebas, serán ubicados en unos cajetines diseñados para tal fin con láminas de hierro comercial calibre 20. Los manómetros serán empotrados a los cajetines, que a su vez serán atornillados a la base o bastidor.

Los cajetines se diseñaron de forma tal que la tapa trasera puede ser desmontada para poder efectuar el mantenimiento de los manómetros. En las figura 7.63 y 7.64 se pueden apreciar los diseños de los cajetines para ubicar los manómetros de la prensa y el área de pruebas del banco respectivamente.

Para la ubicación de las válvulas y los dispositivos de control del banco y la prensa se diseñaron cajetines con características similares a los de los manómetros, previendo de igual manera el mantenimiento y reemplazo de alguno de los elementos Dichos cajetines son mostrados en las figuras 7.65 y 7.66.

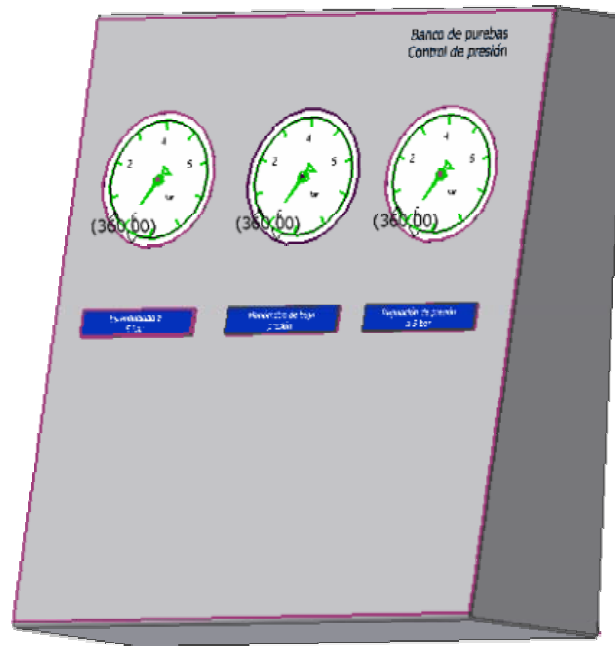


Figura 7. 63. Cajetín de manómetros del área de prueba. Fuente: Los Autores.

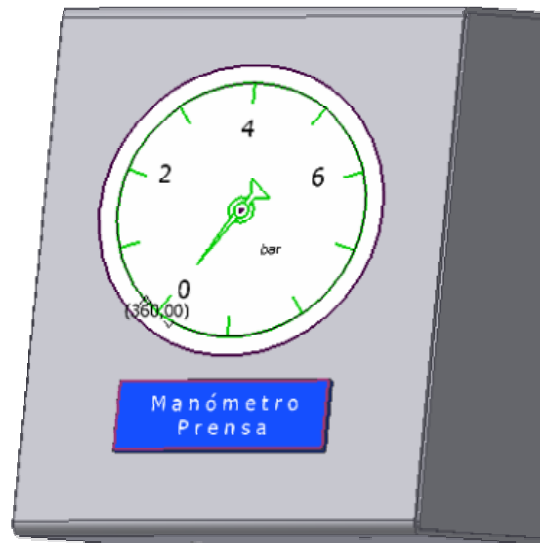


Figura 7. 64. Cajetín de manómetros de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.



Figura 7. 65. Cajetín de controles y válvulas del área de prueba. Fuente: Los Autores.

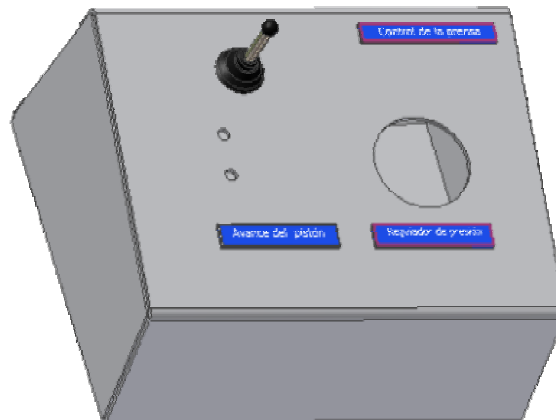


Figura 7. 66. Cajetín de controles y válvulas de la prensa de servicio. Fuente: Los Autores.

7.5. Bastidor del banco de pruebas y servicio.

En vista de la urgencia que amerita el contar lo más pronto posible con el banco de pruebas y servicio, la C.A. Metro de Caracas a través del personal que labora en el taller de bogies ha propuesto la modificación de un mesón especial que posee una geometría similar a la planteada en el los diseños previos, (figura 7.67),

dicho mesón está especialmente diseñado para soportar grandes cargas, en este caso sostiene el eje de ruedas con su respectivo reductor, mientras se le efectúan labores de mantenimiento, el área de taller cuenta con diez unidades para realizar este servicio y por lo general se usan solamente tres de ellos, lo que justifica la modificación y adaptación de este elemento como bastidor para el banco de pruebas y servicio propuesto en este trabajo.



Figura 7. 67. Banco de servicio para el reductor. Fuente: Los autores

Resta entonces verificar que este mesón o banco de servicios puede ser ligeramente modificado para adecuarse a las especificaciones planteadas, para lo cual es necesario analizar las solicitaciones y modos de carga que tendrán efecto sobre él, y plantear en base a los resultados las mejoras que sean necesarias para garantizar la durabilidad y buen servicio del bastidor.

Para los efectos de cálculo referentes al bastidor se ha decidido separarlo en dos secciones atendiendo al tipo de solicitación al que es sometido y según la

actividad que desempeña. En la figura 7.68 se muestra la distribución escogida para realizar el análisis.

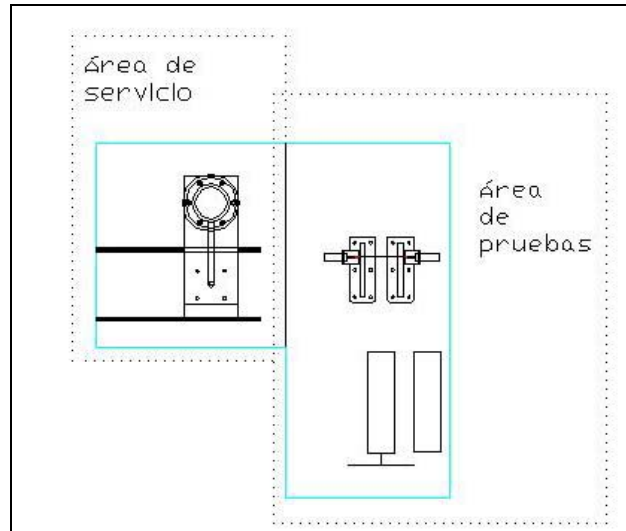


Figura 7. 68. Vista superior del bastidor donde se indica la distribución según el tipo de actividad. Fuente: Los Autores

Las solicitaciones a las que está expuesta el área de servicio se muestran en la figura 7.70 y la geometría real en esta zona se muestra en la figura 7.69, el espesor del material es de 19 mm.

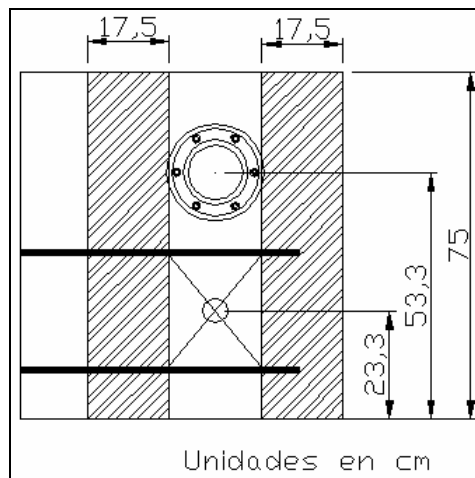


Figura 7. 69. Geometría del área de servicio, la zona rayada representa el área mínima de resistencia. Fuente: Los Autores.

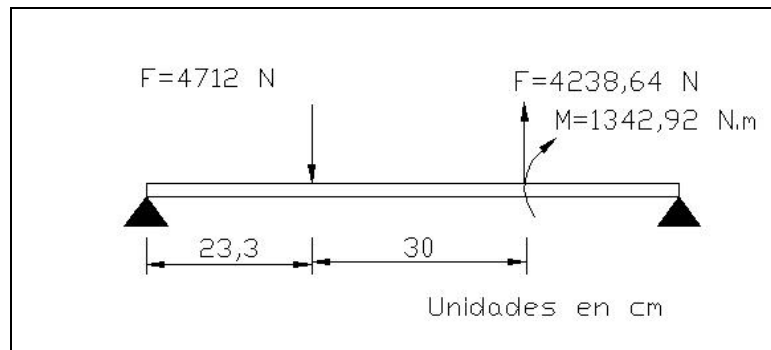


Figura 7. 70. Idealización del estado de cargas en el área de servicio. Fuente: Los Autores.

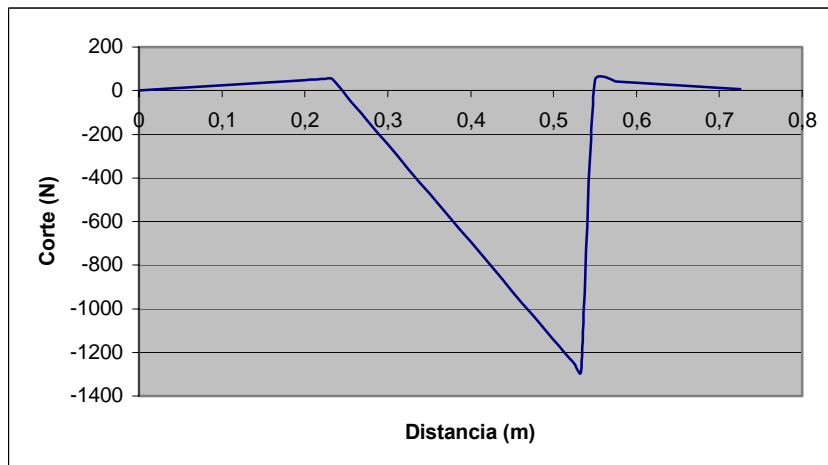
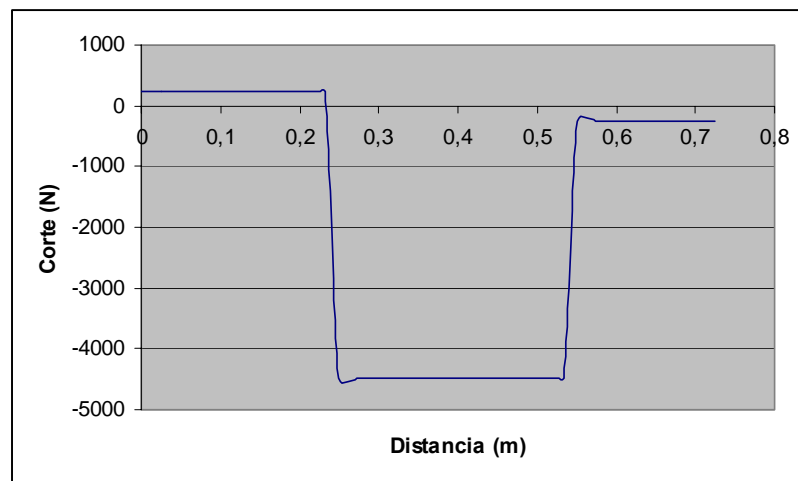


Figura 7. 71. Diagrama de corte y momento flector en la zona de servicio. Fuente. Los Autores

De los diagramas de corte y momento flector (figura 7.71), se puede asegurar que el punto de mayor sollicitación es justamente donde se encuentra la columna de la prensa, los valores respectivos del análisis de falla en esta sección se enumeran en la tabla 7.18. El área que hace resistencia a los esfuerzos y a la deflexión, ha sido estimada según la geometría original, se omite la zona donde será practicada la abertura entre las guías.

Tabla 7. 18. Resumen de resultados en la sección de servicio.

Área de sección transversal.	$0,003325 m^2$
Segundo momento de inercia.	$2 \times 10^{-7} m^4$
Deflexión máxima.	0,668 mm
Esfuerzo cortante máximo.	30,641MPa
Elasticidad (EI)	41.400 N.m ²
Factor de seguridad	(Acero AISI 1010) $\approx 2,937$ (Acero estructural A36) ≈ 4

Área de pruebas:

Se verifica a continuación la resistencia del área de pruebas a las sollicitaciones que tienen origen en el llenado del cilindro de freno de disco, se ha supuesto que la fuerza se distribuye de forma equitativa entre el mecanismo de sujeción y el mecanismo de retorno. Será necesario obtener la inercia del conjunto formado por ángulos de acero estructural y la plancha de 19 mm de espesor, figura 7.72 y 7.73, para lo cual es necesario obtener el centroide de la misma forma como se ha obtenido anteriormente.

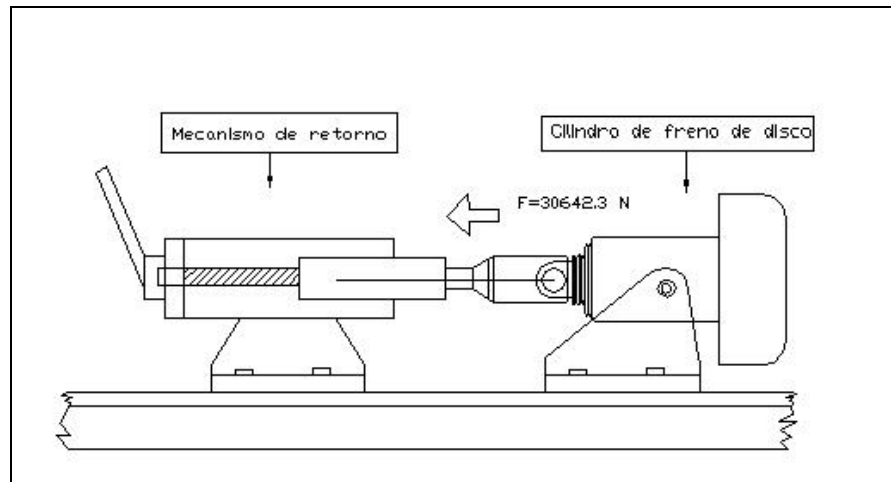


Figura 7. 72. Modo de carga del área de pruebas. Fuente: Los Autores

$$M = F \cdot d \quad M = (15.321,15\text{N}) \cdot (0,2\text{m}) = 3064,23\text{N} \cdot \text{m}$$

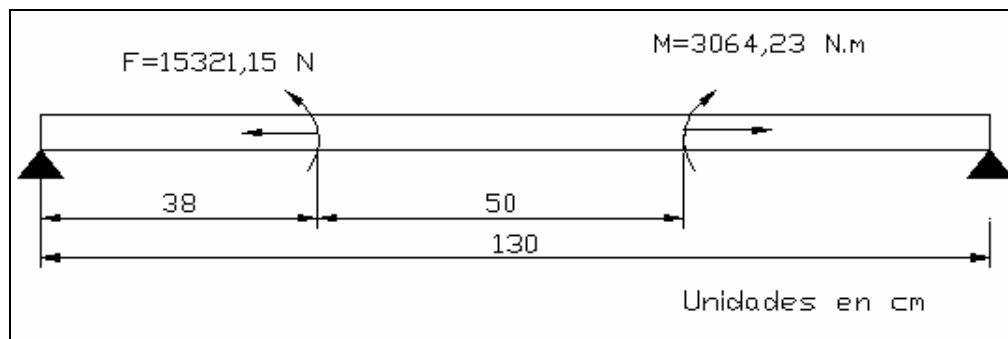


Figura 7. 73. D.C.L. del bastidor en el área de pruebas. Fuente: Los Autores.

La sección donde se ubicará el mecanismo de retorno y el cilindro de freno está construida al igual que todo el bastidor, de plancha de acero y perfiles en forma de ángulo los cuales se identifican en el mercado como perfiles en “L” de 4”x 4” x 3/8”, este tipo de construcción tiene como propiedad un alto valor de inercia lo que lo hace más resistente a la deformación, en la figura 7.74 se puede apreciar el área transversal de la sección a analizar, en la tabla 7.19 se resumen las propiedades geométricas y mecánicas de dicha sección.

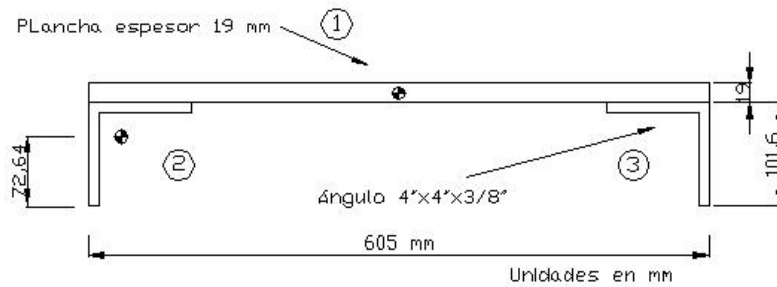


Figura 7. 74. Sección transversal del área de pruebas. Fuente. Los Autores

Las propiedades geométricas para el perfil que refuerza el banco están en unidades inglesas, en la tabla 7.19 se realizan las conversiones pertinentes, los datos fueron tomados de la tabla A-6 (Shigley):

Tabla 7. 19. Propiedades para el perfil en ángulo.

Propiedad	Ingles	SI
Tamaño	4 x 4 in	101,6 x 101,6 mm
\bar{y} (centroide)	1,14 in	28,956 mm
Área de sección transversal	2,86 in ²	1.845,158 mm ²
Espesor	3/8 in	9,525 mm
Inercia	4,36 in ⁴	1,815 × 10 ⁶ mm ⁴

El centroide se obtiene con la ayuda de la figura 7.74 de la siguiente forma:

$$\bar{y} = \frac{\sum (y_i) \cdot A_i}{A_{total}}$$

$$\bar{y} = \frac{2 \cdot (101,6 - 28,965) \cdot (1.845,158) + (101,6 + 9.5) \cdot (605) \cdot (19)}{2 \cdot (1.845,158) + (605) \cdot (19)} = 101,754mm$$

Tabla 7. 20. Propiedades geométricas del conjunto en el área de pruebas.

	Inercia. (mm^4)	$\bar{y} - y_i$ (m)	A (mm^2)	$(y - y_i) \cdot A$	Total. (mm^4)
1	345.807,9	87,34	11.495	1.004.061,99	1.349.869,91
2	$1,815 \times 10^6$	847,799	1.845,158	1.564.324.37	3.379.324,37
3	$1,815 \times 10^6$	847,799	1.845,158	1.564.324.37	3.379.324,37
Inercia total para la geometría del bastidor en el área de pruebas:					8.108.518,65

Del diagrama de flexión que se muestran en la figura 7.75 se obtiene el punto de mayor sollicitación así como la deflexión máxima. Los esfuerzos axiales se suman a los esfuerzos producidos por los momentos flectores. Los resultados se muestran en la tabla 7.21.

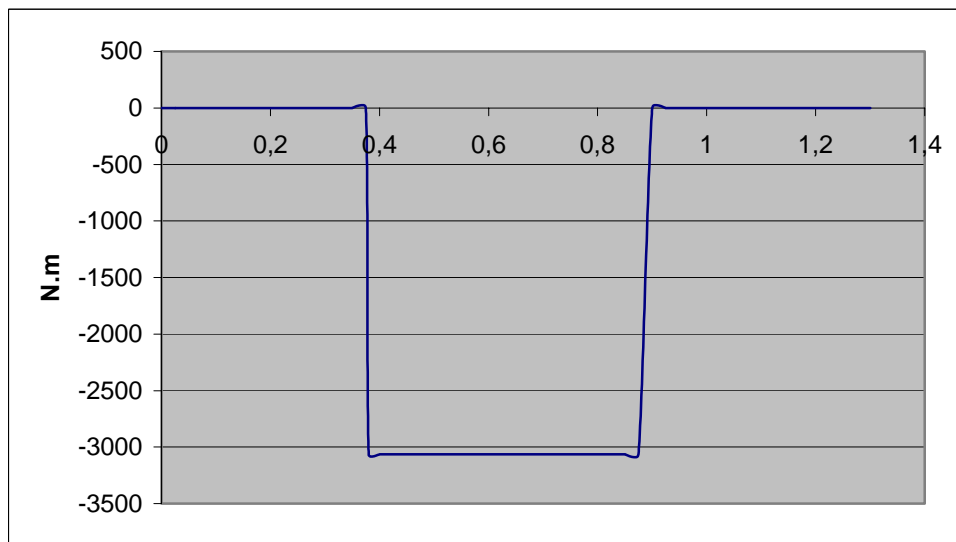


Figura 7. 75. Diagrama de momento flector para el área de pruebas del bastidor. Fuente: Los Autores.

Tabla 7. 21. Resumen de resultados para el área de pruebas.

Área de sección transversal.	0,0152 m ²
Segundo momento de inercia.	8,108 × 10 ⁻⁶ m ⁴
Deflexión máxima.	0,239 mm
Esfuerzo cortante máximo.	19,729 MPa
Elasticidad (EI)	1.678.463 N · m ²
Factor de seguridad	(Acero AISI 1010) ≈ 4,56 (Acero estructural A36) ≈ 6,2

7.6. Mecanismo de retorno del cilindro de freno de disco.

Selección y cálculo del husillo para el mecanismo de retorno:

Antes de que el operador llene por vez primera el cilindro de freno de disco cuando realiza las actividades de accionamiento y estanqueidad, es necesario que realice ciertos ajustes básicos para verificar que todos los elementos internos están en su debida posición de trabajo, este ajuste de cotas programado por el fabricante requiere de un mecanismo especial que tenga la capacidad de desplazar el conjunto tubular del cilindro en ambos sentidos, retrayéndolo o comprimiéndolo según sea necesario. También debe estar en capacidad de retroceder el vástago una vez que ha sido aliviada la presión en el cilindro de freno. Por último, internamente contendrá un resorte cuya tarea será la de amortiguar el desplazamiento de los elementos internos.

Como parámetro de diseño se ha tomado en cuenta la fuerza máxima que puede ejercer el cilindro de freno a la presión de taller, la cual se transmite directamente de un mecanismo a otro, el diseño de este mecanismo evita que la horquilla o zona roscada esté en contacto con los elementos que transmiten la carga, sin embargo, por omisión o imprudencia del operador es posible que se cargue el

cilindro neumático sin posicionar correctamente la horquilla, situación que generara altas cargas axiales y cortantes en los filetes de la rosca. El acto de devolver a su posición inicial al cilindro de freno no amerita de gran esfuerzo, por lo tanto para esta actividad específica el diseño estará sobredimensionado.

Selección del husillo.

En la bibliografía referente al tema se encuentran cuatro tipos básicos y diferentes de husillos, las cuales se diferencian por el aspecto de sus hilos, encontrándose: rosca cuadrada, trapezoidal, Acme y de cojinete con rodamientos, siendo éste último el que mayor eficiencia posee, sin embargo es muy costosa y difícil su adquisición en el mercado nacional. La rosca tipo Acme es preferida sobre las roscas cuadradas y las trapezoidales, en parte por su fácil construcción y alta resistencia a esfuerzos de tracción y compresión.

La selección está basada en el procedimiento descrito en la sesión 18-2 (R. Mott) dado que los valores presentados en a tabla 18-1 se encuentran en unidades del sistema inglés, las ecuaciones y resultados se manejaran en estas unidades.

Fuerza de diseño:

El cilindro de freno aplicará 30.641,4 N a una presión de 6 bar.

$$F = 6.888,46 \text{ lb}$$

Se tomarán como esfuerzos permisibles los valores de:

$$\sigma_p = 10000 \text{ psi} \quad \tau_p = 5000 \text{ psi}$$

A_t = Área de tracción.

$$A_t = \frac{F}{\sigma_p} \quad A_t = \frac{6.888,46 \text{ lb}}{10.000 \text{ lb / pu l g}^2} = 0,688 \text{ pu l g}^2$$

De la tabla 18-1 del (R. Mott) se tiene que para un tornillo de rosca nominal mayor de 1,25 pulgadas de diámetro se cumple con el área de tracción requerida, el cual ya posee un factor de seguridad involucrado en los esfuerzos permisibles.

A_s = Área de tensión a esfuerzo de corte, el cual para esta rosca seleccionada es de 1.722 pulg.^2

$$A_s = \frac{6888,46 \text{ lb}}{5000 \text{ lb / pulg}^2} = 1,377 \text{ pulg}^2$$

$$h = (1,377 \text{ pulg}^2) \cdot \frac{1 \text{ pulg}}{1,722 \text{ pulg}^2} = 0,777 \text{ pulg}$$

La longitud de rosca en la horquilla se llevará a 1 pulgada para estandarizarla.

Verificación del eje por efecto de pandeo.

En la figura 7.76 se muestra la forma final del eje, la longitud de cada parte se ha determinado siguiendo los requerimientos del mecanismo de retorno y la morfología del cilindro de freno.

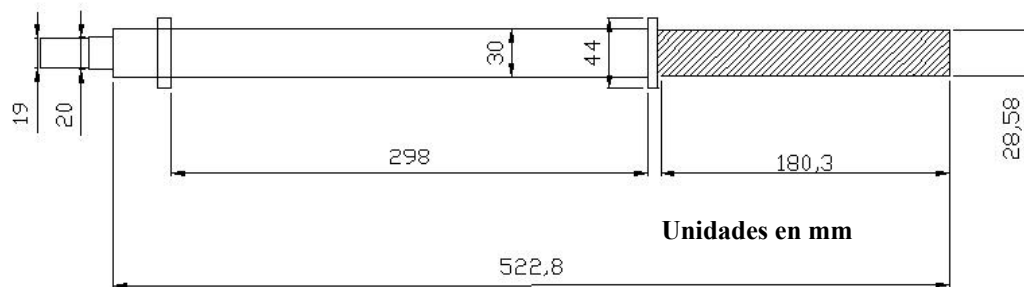


Figura 7. 76. Vista lateral del eje del mecanismo de retorno. Fuente: Los Autores.

Primero se verifica mediante la relación de esbeltez que, se trate de una columna de Euler:

$$\frac{l}{k} = \frac{l}{d/4} = \frac{0,523m}{0,03m/4} = 769,733$$

La relación de esbeltez según la carga:

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 \cdot C \cdot E}{S_y}\right) = \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (1,2) \cdot 207GPa}{855MPa}\right) = 92,74$$

Según este resultado no se pueden aplicar las ecuaciones de Euler ya que:

$$\frac{l}{k} \leq \left(\frac{l}{k}\right)_1 \quad \text{Lo que implica usar la ecuación de J.B. Johnson.}$$

$$d = 2 \cdot \left(\frac{P_{cr}}{\pi \cdot S_y} + \frac{S_y \cdot l^2}{\pi^2 \cdot C \cdot E}\right)^{\frac{1}{2}}$$

El diámetro mínimo que cumple con la ecuación y garantiza la ausencia de falla será:

$$d = 2 \cdot \left(\frac{30641,4}{\pi \cdot (855MPa)} + \frac{(855MPa) \cdot (0,55)^2}{(3,1415)^2 \cdot (1,2) \cdot 207GPa}\right)^{\frac{1}{2}} = 0,0216m = 21,6mm$$

El diámetro mínimo del eje diseñado es superior en toda su extensión para toda la zona de carga, correspondiendo el valor a 22,23 mm a la raíz de la rosca practicada. La figura 7.77, muestra el esquema total del mecanismo de retorno sugerido.

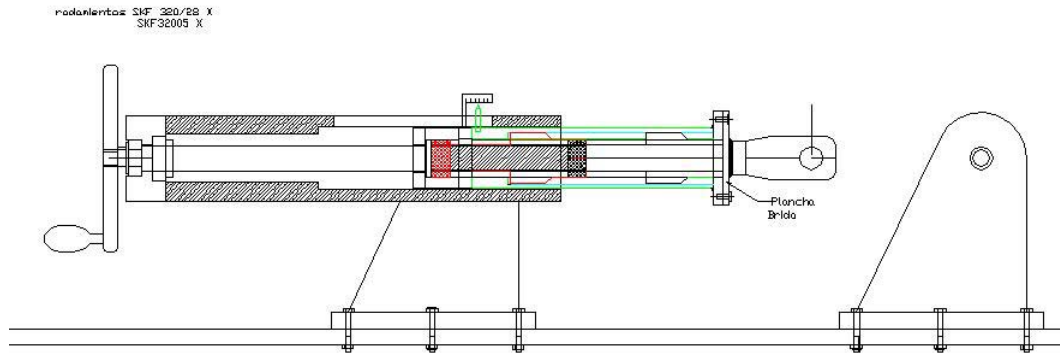


Figura 7. 77. Bosquejo del mecanismo de retorno del cilindro de freno sugerido. Fuente: Los Autores.

7.7. Integración de los sistemas neumáticos del banco de pruebas y prensa de servicio.

Todos los equipos neumáticos y de medición anteriormente seleccionados, deben ser instalados en el banco de pruebas siguiendo un orden establecido. A continuación se muestra en la figura 7.78 el plano neumático del banco de pruebas y servicio con la finalidad de presentar la distribución general de este sistema

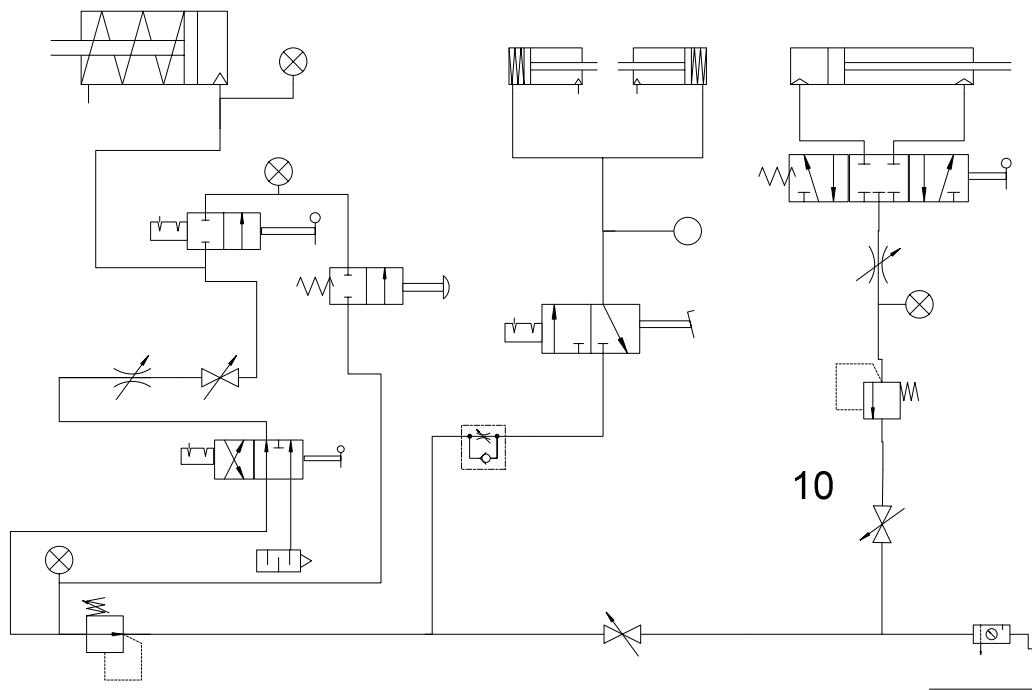


Figura 7. 78. Plano neumático del banco de pruebas y servicio del cilindro de freno. Fuente: Los Autores.

7.8. Lista de Partes.

<i>Código</i>	<i>Pieza</i>	<i>Cantidad</i>
AP-001	Unidad de Mantenimiento de Aire	1
AP-002	Válvula de cierre del circuito del área de pruebas	1
AP-003	Regulador de Presión del circuito del área de pruebas	1
AP-004	Manómetro del regulador de presión AP-004	1
AP-005	Válvula de alimentación y purga del circuito de prueba	1
AP-006	Silenciador de la salida de aire del cilindro de freno	1
AP-007	Válvula Reguladora de caudal del circuito del área de pruebas	1
AP-008	Válvula de paso de las Pruebas de Estanqueidad	1
AP-009	Manómetro de Prueba de estanqueidad a 5 bar.	1
AP-010	Cilindro de freno de disco	1
AP-011	Válvula de cierre de alimentación del manómetro de pruebas de estanqueidad a 0,6 bar	1
AP-012	Manómetro de Prueba de estanqueidad a 0,6 bar.	1
AP-013	Válvula de alimentación del manómetro de pruebas de estanqueidad a 0,6 bar	1
AP-014	Cajetín de manómetros el área de prueba	1
AP-015	Tornillos de fijación del cajetín AP-014	-
AP-016	Cajetín de válvulas y controles del área de prueba	1
AP-017	Tornillos de fijación del cajetín AP-016	-

<i>Código</i>	<i>Pieza</i>	<i>Cantidad</i>
MS-014	Válvula Check con regulación de caudal del circuito del mecanismo de sujeción	1
MS-015	Válvula de control de alimentación de los cilindros neumáticos del mecanismo de sujeción	1
MS-016	Indicador neumático de presión de línea	1
MS-017	Actuadores neumáticos del mecanismo de sujeción	2
MS-018	Ménsula soporte del Actuador Neumático	2
MS-019	Soporte del actuador neumático (2)	2
MS-020	Tornillos de fijación del soporte del actuador (4)	4
MS-021	Placa de fijación de la ménsula	2
MS-022	Tornillos de la paca de fijación de la ménsula (6)	12
MS-023	Pasador	2
MS-024	Buje del pasador	2
PS-018	Válvula de cierre del circuito de la prensa de servicio	1
PS-019	Regulador de Presión del circuito de la prensa de servicio.	1
PS-020	Manómetro del regulador de presión PS-020	1
PS-021	Válvula Reguladora de caudal del circuito	1
PS-022	Válvula de control de alimentación del cilindro neumático de la prensa.	1
PS-023	Cilindro neumático de doble efecto	1
PS-024	Columna principal de la prensa	1
PS-025	Refuerzo de la columna principal	1
PS-026	Brida de fijación de la columna	1

<i>Código</i>	<i>Pieza</i>	<i>Cantidad</i>
PS-027	Tornillos de la brida de fijación de la columna (6)	6
PS-029	Placa soporte superior del cilindro neumático de la prensa	1
PS-030	Brida de la placa soporte superior	1
PS-031	Tubo refuerzo de la brida de la placa superior	1
PS-032	Aleta de refuerzo de la placa superior	1
PS-033	Brida de fijación de la placa superior a la columna de la prensa	1
PS-034	Tornillos de la brida de fijación PS-032 (6)	6
PS-035	Placa soporte inferior del cilindro neumático de la prensa	1
PS-036	Brida de la placa soporte inferior	1
PS-037	Tubo refuerzo de la brida de la placa inferior	1
PS-038	Aleta refuerzo de la placa inferior	1
PS-039	Brida de fijación de la placa superior a la columna de la prensa	1
PS-040	Tornillos de la brida de fijación PS-039 (6)	6
PS-041	Tornillos de fijación del cilindro neumático de la prensa a las placas soporte superior e inferior (8)	8
PS-042	Cajetín del manómetro de la prensa de servicio	1
PS-043	Tornillos de fijación del cajetín PS-042	-
PS-044	Cajetín de válvulas y controles de la prensa.	1
PS-045	Tornillos de fijación del cajetín de válvulas PS-044	-



Figura 7. 79. Válvula de pedal con enclavamiento para comandar los actuadores neumáticos del mecanismo de sujeción Fuente: Festo.



Figura 7. 80. Válvula reguladora de Presión. Fuente: SMC Neumática de Venezuela



Figura 7. 81. Válvula reguladora de caudal. Fuente: SMC Neumática de Venezuela.



Figura 7. 82. Válvula de accionamiento del cilindro neumático de la prensa. Fuente: Camozzi



Figura 7. 83. Válvula de accionamiento por palanca. (AP-005). Fuente: SMC Neumática de Venezuela

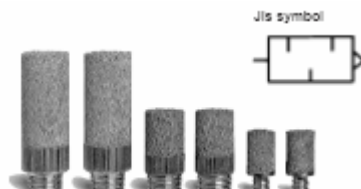


Figura 7. 84. Silenciador. (AP-006). Fuente: SMC Neumática de Venezuela.

CAPITULO VIII

ESTUDIO ECONÓMICO.

Una vez finalizado el proceso de diseño de cada uno de los componentes del banco de pruebas y servicio, es un objetivo de este trabajo, establecer el costo de cada uno de los elementos del banco, algunos deben ser adquiridos a empresas externas a CAMETRO. Para ello, se visitó diversas empresas distribuidoras de equipos neumáticos e instrumentos de medición, a fin de obtener diversas cotizaciones de las partes requeridas. Entre las empresas visitadas están: SMC Neumática, Festo, CEACA, Teqmequip, INTRAVE, Tecnociclo, entre otros.

Por otra parte, algunos de los elementos que formarán parte del banco de pruebas, serán cedidos por CAMETRO, adicionalmente, la empresa otorgará los materiales para fabricar algunas piezas como por ejemplo: la columna de la prensa, las placas soporte del cilindro neumático, las bridas de agarre, entre otros. Es por ello que se debe establecer el costo de cada uno de los materiales y del proceso de fabricación para obtener el costo final del banco de pruebas y la prensa de servicio.

A continuación se presentan en la tabla 8.1 un listado de los equipos neumáticos y de medición que serán adquiridos por la empresa, indicando el costo y el proveedor. Adicionalmente se calculan los costos de producción de las piezas a ser

elaboradas por la empresa, en base al costo actual de las horas de taller y materia prima.

Tabla 8. 1. Listado de equipos neumáticos e instrumentos de medición a ser instalados en el banco de pruebas.

<i>Empresa</i>	<i>Código del Equipo</i>	<i>Descripción/Cantidad</i>	<i>Costo (Bs.)</i>
Festo	201953/FP-3-1/4	1 Válvula de tres vías, dos posiciones, con enclave, accionamiento por pedal. Diámetro de la conexión 1/4"	102.866,00 + IVA
CEACA	368-900	Válvula neumática de cinco vías y tres posiciones, accionamiento por palanca, centro cerrado	175.300 + IVA
SMC	VM220-N02-34B	Válvula de tres vías y dos posiciones con enclavamiento, accionamiento por interruptor (switch)	130.560+ IVA
SMC	AN303-N03	Silenciador	16.000,00 + IVA
SMC	AS3000-N03	2 Reguladores de Flujo tipo línea. Diámetro de la conexión: 1/4"	44.352,00 (c/u) + IVA
SMC	AR3000-N03G	2 Reguladores de presión. Diámetro de la conexión: 3/8". Capacidad de Flujo: 3000 Nlts/min. Rango de Regulación: 0,5-8,5 bar.	127.872,00 +IVA
SMC	AS-3000-N02	1 Válvula check (Antirretorno de fluido), con posibilidad de regulación progresiva de caudal	79.112,00 +IVA
SMC	VR3100-N01G	Indicador Neumático	136.128 + IVA

SMC	VH302-N03	1 Válvula de 4 vías y dos posiciones con enclavamiento. Accionamiento por palanca. Diámetro de la conexión: 3/8"	259.200,00 + IVA
SMC	VM220-N0233B	Válvula de tres vías y dos posiciones con retorno por muelle, accionamiento por botón pulsador	130.560 + IVA
INTRA	-	3 Manómetros de uso industrial, caja de acero inoxidable, llenable de glicerina, internos de bronce, marca Badotherm, rango de 0 a 3 bar, escala dual (psi-bar), dial de 4", conexión trasera de diámetro 1/4" NPT.	127.500.00 +IVA
CEACA	-	Unidad de mantenimiento de aire. Diámetro de la conexión: 1/4".	225.000 + IVA
EPA	-	3 Grifos de paso rápido rosca NPT de 3/8	12000+ IVA
		Total (IVA Incluido)	3.122.960,7

Se investigó en el mercado nacional el costo de los cilindros neumáticos de simple efecto que serán utilizados en el mecanismo de sujeción y que serán cedidos por CAMETRO, su costo actual es de 179.712 + IVA (fuente: SMC).

Cálculo del costo de fabricación de piezas.

Dentro de las soluciones propuestas durante el diseño del banco de pruebas, existen algunos elementos particulares que no pueden ser adquiridos en el mercado

nacional dadas su geometría y sus características por lo que serán fabricadas dentro del taller de electromecánica de CAMETRO o en cualquier empresa metalmeccánica.

Las piezas a ser fabricadas son:

- Pasador del mecanismo de sujeción.
- Ménsula del mecanismo de sujeción.
- Placas soporte del cilindro neumático de la prensa.
- Bridas de las placas soporte del cilindro neumático de la prensa de servicio.
- Bridas de fijación de las placas soporte a la columna de la prensa.
- Brida de fijación de la columna de la prensa al bastidor del banco.
- Pistón de la prensa neumática.
- Refuerzo de la columna principal de la prensa.
- Guía del sistema de prueba de los resortes internos de la prensa.
- Base del sistema de prueba de los resortes.
- Tornillo sin fin del mecanismo de retorno.

Fabricación del Pistón de la prensa Neumática.

En la figura 8.1, se muestran las dimensiones del pistón que desea fabricarse. Este pistón entrará en contacto directo con los equipos a los cuales se les efectuará el servicio en la prensa neumática, con las herramientas y útiles que faciliten ese proceso. Este pistón debe ir roscado al pistón del cilindro neumático de la prensa; las dimensiones de la rosca interna estarán dadas por el fabricante del cilindro neumático, siendo esta rosca M20x1,25.

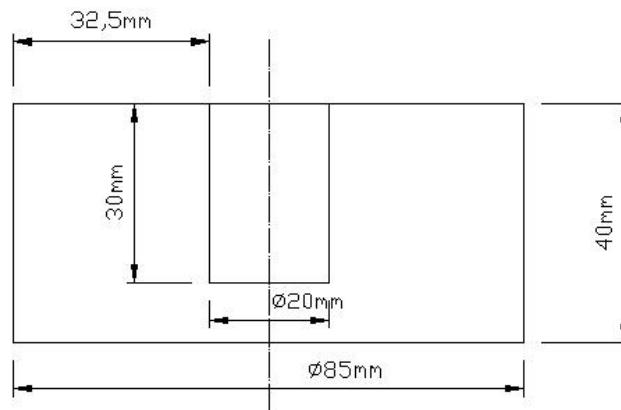


Figura 8. 1. Dimensiones del Pistón de la Prensa Neumática. Fuente: Los Autores.

Partiendo de un tocho o barra circular de acero AISI 1010, (figura 8.2), se construirá el pistón de la prensa de servicio. Para ello debe realizarse inicialmente y con la ayuda de un torno, un proceso de desbaste a través de un refrentado, dándole al tocho el largo deseado -40 mm-. Seguidamente, dado que el diámetro del tocho es superior al diámetro requerido para el pistón, se efectuará un proceso de cilindrado hasta obtener las dimensiones finales. Una vez ejecutado el proceso de refrentado y cilindrado por desbaste, debe dársele un afinado a la pieza usando esos procedimientos.

Luego de llevar el tocho a las dimensiones externas finales, se hará el roscado interno del pistón; iniciando esta etapa con un cilindrado interno, para abrir un agujero de broca de 17,25 mm (según Norma DIN 336, Tabla 193.1 Gerling). Utilizando un macho de roscar, se efectúa la rosca interna del pistón, bien sea en el torno o con la ayuda de una terraja, para finalmente, obtener la rosca M20x1,25.

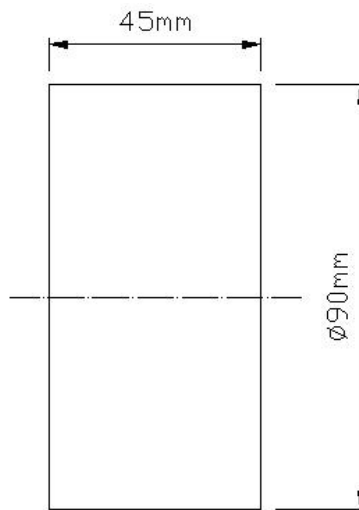


Figura 8. 2. Dimensiones del tocho para fabricar el pistón de la prensa neumática. Fuente: Los Autores.

Cálculo del costo de fabricación.

De la tabla 35.1 del libro *Alrededor de las Maquinas-Herramientas* (Gerling H.) se obtienen los valores de velocidad de corte y avance, considerando que el material del tocho tiene una resistencia cercana a los 50 kg/mm², y que las herramientas de corte usadas en el torno son de acero rápido.

Velocidad de Corte para Desbaste: 22 m/min.

Avance para el Desbastado: 1 mm/rev

Velocidad de Corte para Acabado: 30 m/min.

Avance para el Afinado: 0,5 mm/rev

- Proceso de Refrentado (desbaste):

$$n = \frac{V_C \times 1000}{\pi \times D_{ext}}$$

$$Tt = \frac{L \times i}{a \times n}$$

$$i = \frac{h}{e}$$

Donde:

V_{CR} : Velocidad de Corte del proceso de refrentado.

V_C : Velocidad de corte obtenido de las tablas (tabla 35.1 del Gerling).

n : Número de vueltas por minuto que debe girar la pieza.

a : Velocidad de avance.

D_{ext} : Diámetro exterior del tocho.

L : Largo de la pieza a tornear.

i : Número de pasadas.

h : Profundidad total del material a retirar.

e : Penetración de la herramienta de corte.

- Proceso de Refrentado (desbaste):

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

$$L = 45 \text{ mm}$$

$$e = 1 \text{ mm}$$

$$a = 1 \text{ mm/rev}$$

$$V_C = 22 \text{ m/min}$$

$$n = \frac{22 \times 1000}{\pi \times (90 \text{ mm})} = 77,809 \text{ r.p.m.}$$

$$i = \frac{4 \text{ mm}}{1 \text{ mm}} = 4$$

$$Tt = \frac{45 \text{ mm} \times 4}{1 \text{ mm/rev} \times 77,809 \text{ rpm}} = 2,313 \text{ min}$$

- Proceso de Refrentado (acabado):

$$h = 1 \text{ mm}$$

$$L = 45 \text{ mm}$$

$$e = 0,2 \text{ mm}$$

$$i = \frac{1 \text{ mm}}{0,2 \text{ mm}} = 5$$

$$a = 0,5 \text{ mm/rev.}$$

$$V_C = 30 \text{ m/min.}$$

$$n = \frac{30 \text{ m/min} \times 1000}{\pi \times (90)} = 106,103 \text{ rpm}$$

$$Tt = \frac{45 \text{ mm} \times 5}{0,5 \text{ mm/rev} \times 106,103 \text{ rpm}} = 4,241 \text{ min}$$

- Proceso de Cilindrado (Desbaste):

$$V_C = 22 \text{ m/min}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$

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

$$e = 1 \text{ mm}$$

$$a = 1 \text{ mm/rev}$$

$$n = 77,809 \text{ rpm}$$

$$Tt = \frac{40 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}}{1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm/rev} \times 77,809 \text{ rpm}} = 2,056 \text{ min}$$

- Proceso de Cilindrado (acabado)

$$V_C = 30 \text{ m/min}$$

$$n = 77,809 \text{ rpm}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$

$$h = 1 \text{ mm}$$

$$e = 0,2 \text{ mm}$$

$$a = 0,5 \text{ mm}$$

$$Tt = \frac{40mm \times 1mm}{0,2mm \times 0,5mm / rev \times 77,809rpm} = 5,140 \text{ min}$$

- Proceso de Cilindrado Interno:

$$V_c = 22m / \text{min}$$

$$n = 77,809rpm$$

$$L = 30mm$$

$$h = 17,25 \text{ (Tabla 193.1 del Gerling)}$$

$$e = 1mm$$

$$a = 1mm / rev$$

$$Tt = \frac{30mm \times 17,25mm}{1mm \times 1mm / rev \times 77,809rpm} = 6,650 \text{ min}$$

Para el roscado interno de la pieza se utilizará una terraja y un macho de roscar a fin de lograr las dimensiones finales (M20x1,25)

El tiempo total de mecanizado del pistón será:

$$T_{TF} = 4,241 \text{ min} + 2,313 \text{ min} + 2,056 \text{ min} + 8,482 \text{ min} + 4,626 \text{ min} = 21,718 \text{ min}$$

Costo de la hora de torneado en el mercado nacional: 45.000 Bs.

Costo de maquinado de la Pieza:

$$\frac{21,718 \text{ min} \times 45000Bs / h}{60 \text{ min} / h} = 16.288,62Bs.$$

Estimación del costo del material utilizado:

$$\text{Volumen del tocho} = \pi \times (0,045m)^2 \times 0,045m = 0,000286m^3$$

$$\text{Densidad del Acero} = 7850 \text{ kg}/m^3$$

$$\text{Peso del tocho} = 7850 \text{ kg}/m^3 \times 0,000286m^3 = 2,247kg$$

$$\text{Costo del kilogramo de acero} = 8300 \text{ Bs}/kg$$

$$\text{Costo del tocho de acero} = 2,247kg \times 8300 \text{ Bs}/kg = 18652,419Bs$$

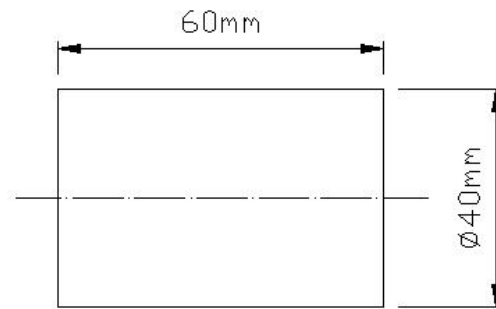


Figura 8. 4. Dimensiones del tocho utilizado para fabricar el pasador del mecanismo de sujeción.

Fuente: Los Autores.

Para fabricar este pasador se realizan varios procesos de torneado:

1. Se refrentan 3 mm en cada cara del tocho para llevar sus dimensiones de 60 mm a 54 mm de largo.
2. Aplicando otro proceso de refrentado, esta vez por afinado -con la finalidad de darle un buen acabado a la zona del pasador que se insertará en el buje del cilindro-, se elimina 1 mm de espesor en una de las caras del tocho.
3. Se realiza un cilindrado en la zona efectiva del pasador dándole el diámetro correcto a la pieza y tomando en cuenta que esta zona del pasador debe estar lo más liso posible, el proceso se lleva a cabo en dos etapas, la de desbaste y la de acabado.
4. Para fabricar la parte más ancha del pasador, se efectúa un cilindrado a una distancia de 40 mm de la cara más pulida reduciendo el diámetro de esa zona 4 mm.
5. Con la finalidad de elaborar la zona más angosta del pasador, se cilindra esta zona de la pieza para reducir su diámetro a 16 mm.
6. Finalmente debe hacerse la rosca interna del pasador, la cual es una rosca M8x1,25. Para ello y, basándonos en la información referente al roscado de piezas extraído del Gerling, se efectúa en el lado del tocho anteriormente trabajado, un cilindrado interno el cual tendrá un diámetro de 6,75 mm (Tabla 193.1 del Gerling).

7. Con la ayuda de una terraja y un macho de roscar apropiado se elabora la rosca.
8. Finalmente se ejecutan los fileteados o redondeados de la pieza.

Cálculo del costo de fabricación.

Dado que el material del tocho es un acero AISI 4340, con una resistencia aproximada de 80 kg/mm^2 , la herramienta utilizada será de acero rápido y utilizando la tabla 35.1 del Gerling, se determinan los siguientes parámetros:

Velocidad de Corte (Desbastado): 15m/min.

Avance (Desbaste): 1mm/rev

Velocidad de Corte (Afinado): 20m/min.

Avance (Afinado): 0,5mm7rev

- Proceso de Refrentado (desbastado de ambas caras):

$$L = 20\text{mm}$$

$$h = 6\text{mm}$$

$$e = 1\text{mm}$$

$$i = \frac{6\text{mm}}{1\text{mm}} = 6$$

$$a = 1\text{mm} / \text{rev}$$

$$V_C = 15\text{m} / \text{min}$$

$$D_{EXT} = 40\text{mm}$$

$$n = \frac{15\text{m} / \text{min} \times 1000}{\pi \times 40\text{mm}} = 119,366\text{rpm}$$

$$Tt = \frac{20\text{mm} \times 6}{1\text{mm} / \text{rev} \times 119,366} = 1,00\text{min}$$

- Proceso de Refrentado (afinado de una de las caras):

$$L = 20mm$$

$$h = 1mm$$

$$e = 0,2mm$$

$$i = 5$$

$$a = 0,5mm / rev$$

$$V_c = 20m / min$$

$$n = \frac{20m / min \times 1000}{\pi \times 40mm} = 159,154rpm$$

$$Tt = 1,256 min$$

- Cilindrado Externo (desbaste):

$$h = 18mm$$

$$L = 40mm$$

$$e = 1mm$$

$$a = 1mm / rev$$

$$n = 119,366rpm$$

$$Tt = 6,031 min$$

- Cilindrado Externo (acabado):

$$h = 2mm$$

$$L = 40mm$$

$$e = 0,2mm$$

$$a = 0,5mm / rev$$

$$n = 159,154rpm$$

$$Tt = 5,026 min$$

- Cilindrado Externo (desbaste):

$$h = 4mm$$

$$L = 13mm$$

$$a = 1mm / rev$$

$$e = 0,2mm$$

$$n = 119,366rpm$$

$$Tt = 2,178 \text{ min}$$

- Cilindrado Externo (desbaste):

$$L = 9mm$$

$$h = 20mm$$

$$e = 0,2mm$$

$$a = 1mm / rev$$

$$n = 119,366rpm$$

$$Tt = 7,539 \text{ min}$$

- Cilindrado interno (desbaste):

$$L = 9mm$$

$$h = 6,25mm$$

$$a = 1mm / rev$$

$$e = 0,2mm$$

$$n = 119,366$$

$$Tt = 0,94 \text{ min}$$

- Filete A (afinado):

$$L = 0,5mm$$

$$h = 0,5mm$$

$$a = 0,5mm / rev$$

$$e = 0,1mm$$

$$n = 159,154rpm$$

$$Tt = 0,0314 \text{ min}$$

- Filete B (afinado):

$$L = 1mm$$

$$h = 1mm$$

$$e = 0,1mm$$

$$a = 0,5mm / rev$$

$$n = 159,154rpm$$

$$Tt = 0,125 \text{ min}$$

- Filete C (afinado):

$$L = 2mm$$

$$h = 1mm$$

$$e = 0,1m$$

$$a = 0,5mm / rev$$

$$n = 159,154rpm$$

$$Tt = 0,251 \text{ min}$$

Tiempo total de torneado del pasador: 24,255 min.

Costo del torneado del pasador: 18.191,25 Bs.

Estimación del Costo del material:

Volumen del tocho: 0,00030159 m³

Peso del material: 2,367 kg

Costo del material: 19.650,285 Bs.

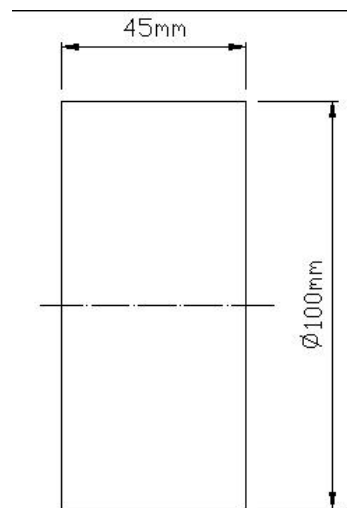


Figura 8. 6. Dimensiones del tocho usado para fabricar la guía del sistema de prueba de los resortes. Fuente: Los Autores.

El proceso de torneado de esta pieza se descompone en varias etapas:

1. Refrentado de ambas caras del tocho para disminuir el largo del tocho 5 mm, en cada cara se rebajará 2,5 mm. El proceso a realizar es un desbastado, cuya profundidad de corte e será en cada caso 0,5 mm, la velocidad de corte es 22 m/min, y el avance será de 1 mm/rev. La longitud L a refrentar es de 50 mm y con un h de 5 mm, se establece que el número de pasadas será de 10. Para estos valores el tiempo de refrentado es de 7,139 min.
2. Una vez que se ha obtenido el largo deseado, se efectuará un cilindrado interno para abrir el agujero donde se insertará el pistón de la prensa. Este proceso se realiza en dos fases, desbastado y acabado. Para el caso de desbaste:

$$L = 30mm \quad h = 80mm \quad e = 1mm$$

Utilizando estos parámetros, el tiempo de cilindrado es de 34,184 min.

Para el proceso de afinado:

$$L = 30 \quad h = 5mm \quad e = 0,5mm$$

$$a = 0,5mm/rev \quad V_c = 30m/min.$$

La duración de este mecanizado es de 6,283 min.

- Una vez que la pieza ha adquirido las dimensiones finales, se procede a lograr los redondeados que se muestran en la figura 8.5. Los valores necesarios para calcular el tiempo de este torneado son:

$$h = 4mm \quad L = 4mm \quad e = 0,2mm \quad a = 0,5mm / rev$$

Para obtener cada fileteado, se requieren 1,675 min, ya que se ejecuta en ambas caras, el tiempo total será de 3,351 min.

- A continuación se procede a refrentar el tubo que será soldado en una de las caras de la pieza anteriormente fabricada. El refrentado se efectúa con la finalidad de “aplanar” la superficie y darle la altura adecuada. Este tubo es un tubo de acero de baja resistencia (AISI 1024), para este acero se consideran las mismas velocidades de corte y de avance de desbaste que para el proceso de fabricación del pistón de la prensa neumática.

$$L = 12mm, \quad e = 0,5mm, \quad h = 5mm, \quad i = 10, \quad a = 0,5mm / rev, \quad V_c = 22m / min$$

El tiempo total de refrentado para ambas caras del tubo es: 1,096 min.

Por lo tanto el tiempo de fabricación total de de la pieza es de: 52,053 min, tomando en cuenta el valor de la hora de torneado, el costo del proceso es: 39.040,27 Bs.

El peso del tocho utilizado es de 2,774 kg, el costo del kilo de acero es 8300 Bs, de donde se obtiene el valor del tocho: 23027,677 Bs.

De las tablas suministradas por el fabricante, se obtiene el peso del tubo por metro lineal, el cual es de 3,84 kg/m. Debido a que el tubo empleado tiene una longitud de 0,60 m, su peso es de 0,6144 kg y su costo será igual a 5099,52 Bs. El costo total de la guía del sistema de prueba de los resortes es 61.167,47 Bs.

Fabricación de las bridas de las placas soporte del cilindro neumático.

Las bridas de las placas se fabricarán a través de una serie de procesos de torneado y taladrado para llevarlas a las dimensiones finales, las mismas pueden observarse en la figura 8.7.

Partiendo del hecho de que las láminas serán fabricadas a partir de una lámina de acero dulce (AISI 1010), será cortada empleando el método de oxicorte para llevarla a dimensiones similares a las deseadas. Se realizarán los cálculos asumiendo que el soldador corta la lámina con una diferencia (exceso de material) de 15 mm de diámetro. El exceso de material será retirado en el torno mediante un proceso de cilindrado externo. Los valores de velocidad de corte y avance son iguales a los seleccionados para la fabricación del pistón de la prensa neumática.

Adicionalmente las bridas tienen soldado en su parte superior un tubo de 50 mm de alto, 118 mm de diámetro interno y 140 mm de diámetro externo. Se fabricará con un tubo mecánico de acero AISI 1024, el cual debe ser refrentado y cilindrado internamente para llevarlo a esas dimensiones.

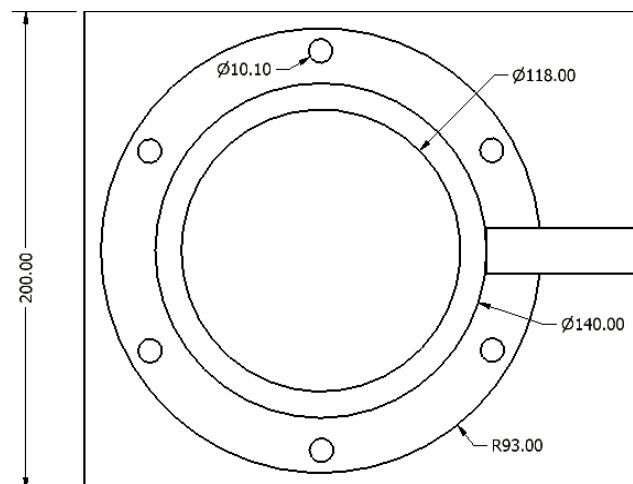


Figura 8. 7. Dimensiones de las bridas de las placas soporte a la columna de la prensa. Fuente: Los Autores.

Fabricación de la brida:

Para el cilindrado inicial se tiene que:

$$n = 55,358rpm$$

$$h = 15mm$$

$$e = 0,5mm$$

$$L = 19mm$$

$$Tt = 19,54 \text{ min}$$

Seguidamente, luego de obtener las dimensiones exteriores de la brida, se procede a realizar un cilindrado interno para fabricar el agujero de 118 mm de diámetro de la pieza. Este cilindrado se procesa en dos partes: desbastado y un acabado.

Durante el proceso de desbaste la dimensión h que se va a retirar es de 116 mm a lo largo de una longitud $L = 19$ mm, se utilizará un $e = 1$ mm. Con estos parámetros se obtiene un tiempo de cilindrado interno de 39,813 min. El afinado del cilindrado para llevar la pieza a las dimensiones finales requiere de un tiempo de torneado de 3,979 min.

Para finalizar debe taladrarse los agujeros de la brida. El cálculo del tiempo de taladrado, se obtiene mediante los valores de avance y velocidad de corte para una broca de 10 mm de diámetro usando la tabla 89.1 del Gerling.

$$V_c = 18m / \text{min}$$

$$a = 0,18mm / \text{rev}$$

$$n = \frac{V_c \times 1000}{\pi \times d}, \quad d : \text{diámetro de la broca}$$

$$n = \frac{18m / \text{min} \times 1000}{\pi \times 10mm} = 572,957rpm$$

$$Tt = \frac{L}{a \times n}$$

$$L = l + (0,3 \cdot d)$$

l = profundidad del agujero.

$$l = 19\text{mm}$$

$$L = 19\text{mm} + (0,3 \times 10\text{mm}) = 22\text{mm}$$

$$Tt = \frac{22\text{mm}}{0,18\text{mm / rev} \times 572,957\text{rpm}}$$

$$Tt = 0,211 \text{ min}$$

Dado que la brida tiene 6 agujeros, el tiempo total de taladrado será 1,268 min.

Fabricación del tubo refuerzo de la brida:

El proceso de refrentado de ambas caras del tubo para retirar 10 mm de material considerando los siguientes parámetros durante su aplicación, tiene una duración de:

$$V_c = 22\text{m / min}$$

$$n = 50,020\text{rpm}$$

$$L = 10\text{mm}$$

$$h = 14\text{mm}$$

$$e = 0,5\text{mm}$$

$$i = 28$$

$$a = 1\text{mm / rev}$$

$$Tt = 5,597 \text{ min}$$

La ejecución del cilindrado interno del tubo, se aplicará en una longitud de 50 mm, para lo cual el tiempo de operación es:

$$L = 50\text{mm}$$

$$h = 6\text{mm}$$

$$e = 0,5mm$$

$$a = 1mm / rev$$

$$Tt = 11,995 \text{ min}$$

El tiempo total de fabricación de tubo refuerzo es de 17,592 minutos y el tiempo de maquinado de la brida es de 64,5 minutos. Siendo el tiempo total de 82,192 minutos y su costo será de 61644 Bs.

Las tablas proporcionadas por el fabricante (Ferrum) indican que el peso por metro lineal para este tubo mecánico es de 47,71 kg/m, de donde se deduce que el peso del tubo usado es de 2,385 kg y su precio es 19.799,65 Bs.

El peso de la lámina cortada por oxicorte es de 6,196 kg y su precio es 51422,597 Bs.. Por lo tanto, el costo total de cada brida es de 132.866,247 Bs.

Fabricación de las bridas de fijación de las placas superior e inferior de la prensa.

La brida (figura 8.8), se encuentra ubicada en las placas superior e inferior que soportan el cilindro neumático de la prensa. El proceso de fabricación de esta brida es idéntico al de la sección anterior, la diferencia en el tiempo de fabricación estriba en el cambio de dimensiones. En este proceso utilizará una lámina de 10 mm de espesor del mismo material, los parámetros de los procesos de torneado y taladrado se mantienen igual.

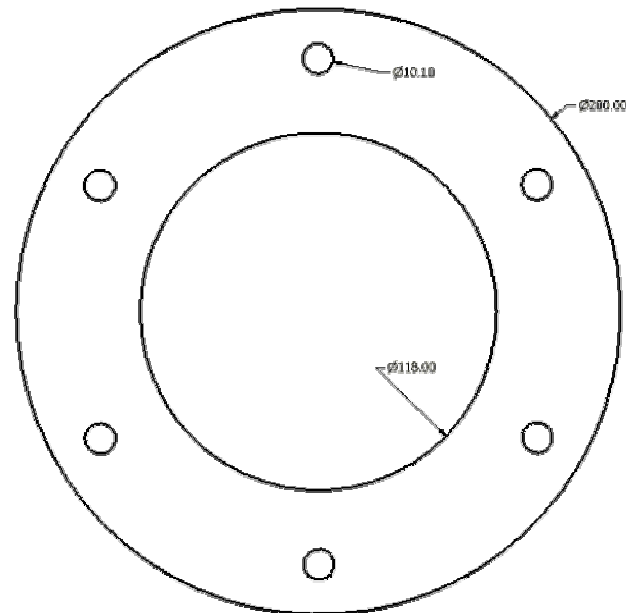


Figura 8. 8. Detalle que muestra las dimensiones de la brida de fijación de las placas. Fuente: Los Autores.

El tiempo empleado en el cilindrado externo e interno de la lámina, incluyendo el proceso de afinado es 41,959 minutos. La duración del proceso de taladrado de los 6 agujeros es de 0,756 minutos, siendo el tiempo total de fabricación de esta brida de 42,715 minutos, lo cual implica un costo de 32036,250 Bs. El peso de la lámina a tornear es de 2,368 kg y su costo es de 19654,472 Bs. El precio total de cada brida es de 51.690,65 Bs.

Fabricación de la Brida de Fijación de la columna de la prensa al bastidor.

La columna de la prensa de servicio y su refuerzo, estarán unidos al bastidor del banco a través de esta brida (figura 8.9), la cual se fabricará siguiendo el procedimiento descrito previamente. El material a utilizar es una lámina de acero AISI 1010 de 19 mm de espesor. Los valores de velocidad de corte y avance así como

el resto de los parámetros utilizados durante la estimación del tiempo de fabricación serán iguales a los cálculos anteriores.

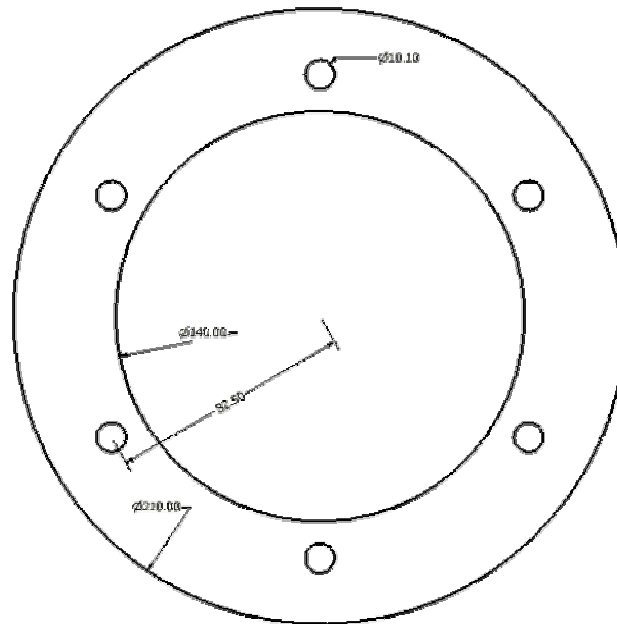


Figura 8. 9. Dimensiones de la brida de fijación al bastidor. Fuente: Los Autores.

El tiempo empleado para los procesos de torneado es de 99,464 minutos, mientras que en el taladrado de la pieza se necesitan 1,268 minutos, lo que arroja un tiempo total de fabricación de 100,732 min. Este resultado llevado a costos es 75.549,264 Bs. El peso de la lámina es de 6,196 kg y su costo es de 51.433,597 Bs. Resultando el costo total de esta brida 126.982,816 Bs.

Fabricación del tubo refuerzo de la columna de la prensa.

La columna de la prensa de servicio tendrá en su extremo inferior un tubo de refuerzo, el cual será fabricado a partir de un tubo mecánico para obtener las dimensiones que se muestran en la figura 8.10. En el mercado nacional, se consiguen tubos cuyas medidas se encuentran estandarizadas, y el que más se adapta a nuestros requerimientos es un tubo de acero AISI 1024 de diámetro exterior 140 mm y 112

mm de diámetro interior. Debido a que esta última dimensión difiere de la requerida, se realizará al tubo un cilindrado para aumentar su diámetro interno hasta 118 mm. Previamente debe efectuarse un refrentado para otorgar el largo correcto al tubo (300 mm).

El proceso de refrentado de ambas caras del tubo para retirar 10 mm de material considerando los siguientes parámetros durante su aplicación, tiene una duración de:

$$\begin{aligned}
 L &= 10\text{mm} \\
 h &= 14\text{mm} \\
 e &= 0,5\text{mm} \\
 i &= 28 \\
 a &= 1\text{mm / rev} \\
 \\
 V_c &= 22\text{m / min} \\
 n &= 50,020\text{rpm} \\
 \\
 Tt &= 5,597\text{ min}
 \end{aligned}$$

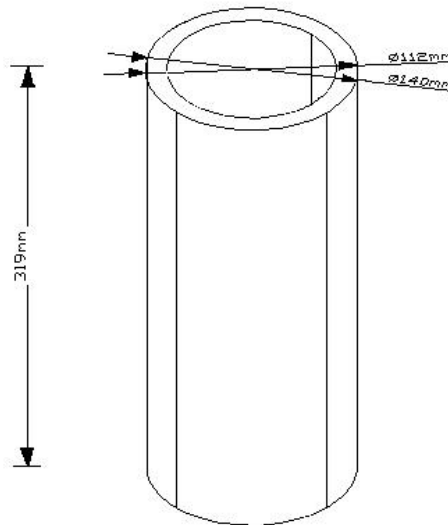


Figura 8. 10. Dimensiones del tubo mecánico para fabricar el refuerzo de la prensa. Fuente: Los Autores.

En la ejecución del cilindrado interno del tubo, es importante mencionar que se disminuirá el diámetro interno del tubo en una longitud de 50 mm, para lo cual el tiempo de operación es:

$$L = 50mm$$

$$h = 6mm$$

$$e = 0,5mm$$

$$a = 1mm / rev$$

$$Tt = 11,995 \text{ min}$$

El tiempo total de fabricación es de 17,593 minutos, por lo tanto el costo del proceso es 13.194,57 Bs.

Las tablas proporcionadas por el fabricante (Ferrum) indican que el peso por metro lineal para este tubo mecánico es de 47,71 kg/m, de donde se deduce que el peso del tubo usado es de 14,790 kg y su precio es 122.757,83 Bs.

El costo total del tubo refuerzo de la columna de la prensa es de 140.150,705 Bs.

Fabricación de las ménsulas del mecanismo de sujeción.

La ménsula del mecanismo de sujeción (figura 8.11), será fabricada a partir de una lámina de acero AISI 1024 de 19 mm de espesor, la cual será cortada con el método de oxicorte para darle a la lámina dimensiones semejantes a las deseadas. Luego la con la ayuda de la fresadora se retirará el material excedente (10 mm por cada lado) hasta alcanzar las medidas correctas.

Dado que el redondeado de la parte superior de la ménsula es difícil de obtener, se recomienda que se fabrique dándole una forma trapezoidal como el que se observa en la figura 8.12.

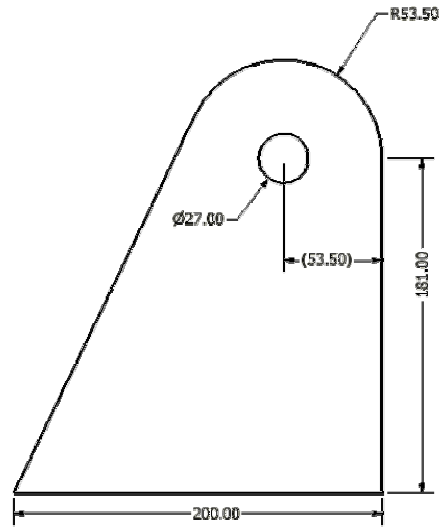


Figura 8. 11. Dimensiones de la ménsula del mecanismo de sujeción. Fuente: Los Autores.

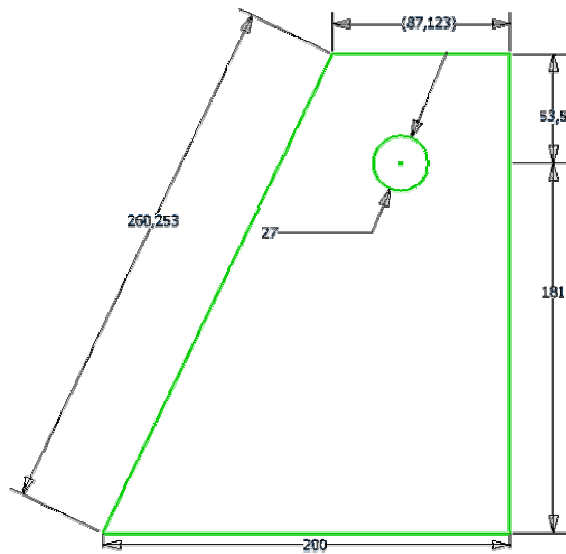


Figura 8. 12. Forma alternativa de la ménsula del mecanismo de sujeción. Fuente: Los Autores.

Para la operación de fresado:

$$Tt = \frac{L \times i}{a \times n}$$

$$n = \frac{V_c \times 1000}{\pi \times D_F}$$

$$i = \frac{z}{d_{m\acute{a}x}}$$

Donde:

V_c : Velocidad de corte obtenido por tablas

a : Avance, obtenido por tablas

n : r.p.m

D_F : Diámetro de la fresa

L : longitud de la pieza a fresar

i : Cantidad de pasadas

z : Espesor del material a fresar

$d_{m\acute{a}x}$: Penetración de la herramienta de corte.

Para el caso del fresado de la ménsula (fresado frontal), a partir de una lámina de acero de baja resistencia (aproximadamente 40 kg/mm²):

$$V_c = 17m / \text{min}$$

$$a = 0,6mm / \text{rev}$$

Se considera en este caso, que la herramienta desbastará una distancia de 10 mm (excedente) a todo lo largo de la longitud L en cada una de las pasadas, con una penetración de la herramienta de corte de 1 mm. Este procedimiento se repetirá hasta completar los 19 mm de espesor de la lámina.

$$D_F = 12mm$$

$$n = \frac{17m / \text{min} \times 1000}{\pi \times 12mm} = 450,939rpm$$

$$z = 19mm$$

$$d_{m\acute{a}x} = 1mm$$

$$i = 19mm$$

$$L = 200mm$$

$$Tt = \frac{200mm \times 19mm}{0,6mm / rev \times 450,939rpm} = 14,044 \text{ min}$$

Para el fresado de la cara superior:

$$L = 87,23mm$$

$$Tt = \frac{87,123mm \times 19mm}{0,6mm / rev \times 450,939rpm} = 6,118 \text{ min}$$

El proceso aplicado al lateral derecho de la ménsula tiene una duración de:

$$L = 53,5mm + 181mm = 234,5mm$$

$$Tt = \frac{234,5mm \times 19mm}{0,6mm / rev \times 450,939rpm} = 16,467 \text{ min}$$

El fresado del la cara restante toma un tiempo de:

$$Tt = \frac{260,253mm \times 19mm}{0,6mm / rev \times 450,939rpm} = 18,275 \text{ min}$$

Finalmente debe abrirse en la ménsula en agujero donde se insertará el pasador del mecanismo de sujeción, para ello se realizará previamente un proceso de taladrado con la finalidad de retirar la mayor cantidad de material posible. Este

proceso se realizará con una mecha de 10 mm. El tiempo de duración de esta fase previa es de 0,257 minutos.

Seguidamente se efectúa un proceso de fresado utilizando una herramienta comúnmente conocida en los talleres metalmecánicos como “helicóptero”. Esta herramienta desbastará una longitud de 19 mm Para retirar el resto del material restante (17 mm). Esta herramienta, realizará un corte de 0,5 mm de profundidad en cada vuelta. A medida que aumenta el diámetro del agujero, debe graduarse a través del tornillo de regulación del elemento el aumento en la profundidad del corte. Durante el taladrado se redujeron 10 mm del agujero, por lo que restarían por eliminar 17 mm de material, dado que en cada pasada se quita 0,5 mm, se efectuarán un total de 17 pasadas.

$$L = 19mm$$

$$i = 34mm$$

$$n = 450,939rpm$$

$$a = 0,6mm / rev$$

$$Tt = \frac{19mm \times 34mm}{0,6mm / rev \times 450,939rpm} = 2,387 \text{ min}$$

El tiempo total de fabricación de esta ménsula es de 57,504 minutos, lo que arroja un costo de fabricación de: 43.128,465 Bs.

El peso del material es: 5,021 kg, su precio es 41.675,631 Bs.

El costo total de cada ménsula es de 84.804,096 Bs.

Fabricación del soporte del sistema de prueba de resortes.

La base de este sistema tiene como función acoplarse a las guías de la prensa neumática y retener los resortes del cilindro de freno durante su evaluación. Las

dimensiones del este soporte se muestran en las figuras 8.13 y 8.14. Para su elaboración se utilizó una lámina de 285 mm de lado y 6 mm de espesor cortada con oxicorte, la cual debía ser reducida a 282 mm a través de un proceso de fresado frontal similar al anteriormente explicado. La duración de este proceso fue de 2,084 minutos en cada lado, empujando una fresa de 8 mm de diámetro, para realizar 3 pasadas. El tiempo de fresado de toda la lámina es de 8,338 minutos, por lo que el costo del proceso es 6253,50 Bs. El peso de esta lámina es igual a 3,825 kg y su costo 31.753,289 Bs.

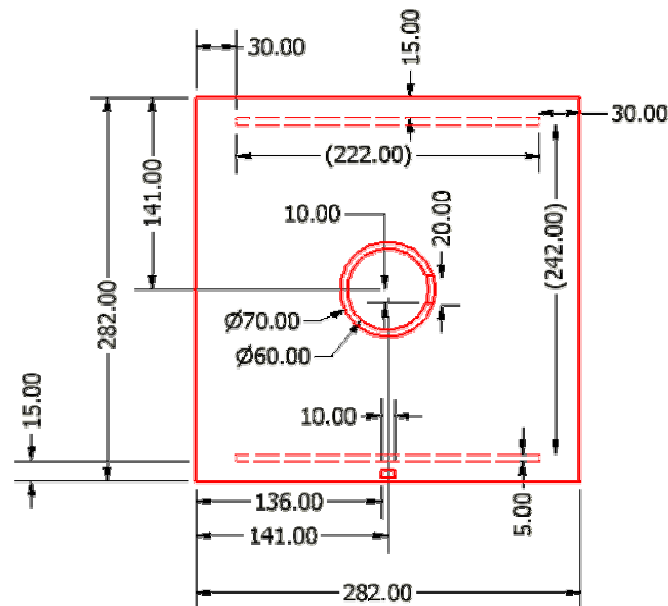


Figura 8. 13. Dimensiones del soporte del sistema de prueba de los resortes. Fuente: Los Autores.

En la parte inferior de esta lámina, van soldados dos perfiles de 40 mm de alto, 222 mm de largo y 5 mm de espesor, cortados con sierra. El costo de cada uno de estos perfiles es de 2892,882 Bs.

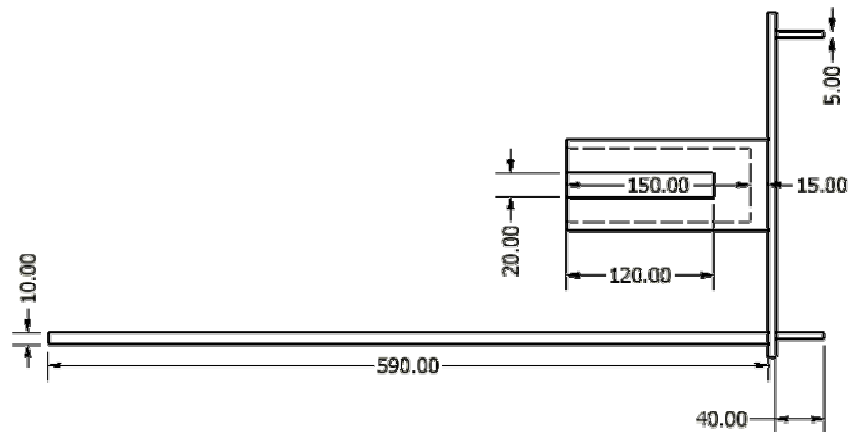


Figura 8. 14. Dimensiones del soporte del sistema de prueba de los resortes del cilindro de freno.
Fuente: Los Autores.

Adicionalmente, el soporte tiene en su parte superior un tubo ranurado (Acero AISI 1024), donde se insertarán los resortes. La ranura del tubo se realizará a través de un proceso de fresado frontal, el cual tendrá una duración de 4,435 minutos. El proceso de refrentado, considerando que se retirarán 5 mm de material de cada lado consume un tiempo de 3,213 minutos. El costo del proceso de elaboración de esta parte del soporte es de 5375,994 Bs, el costo del tubo es 17.019,15 Bs.

Finalmente debe soldarse a la base de este soporte una lámina de 590 mm de altura (figura 8.14), 10 mm de ancho y 2 mm de espesor, en esta lámina se colocará una cinta graduada para medir la distancia comprimida por los resortes durante las pruebas. El peso de esta lámina es de 0,09263 kg y su costo será 786,829 Bs.

El tiempo total de fabricación de este soporte es 15,986 minutos y su costo 11.989,5 Bs. El costo total del material es de 52451,81 Bs.

El costo total del soporte del sistema de prueba de los resortes es 64.441,31 Bs.

Fabricación de las placas soporte del cilindro neumático de la prensa.

Las placas que soportarán el cilindro neumático de la prensa (figura 8.15) tienen dimensiones casi idénticas, por lo que se muestran a continuación el estimado de los costos de fabricación de una sola de las tapas, asumiendo que el costo de la otra tapa es aproximadamente el mismo.

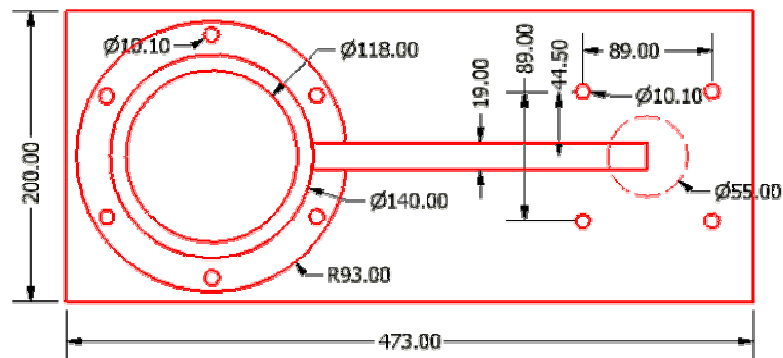


Figura 8. 15. Dimensiones de la placa superior de la prensa. Fuente: Los Autores.

Esta pieza se fabricará utilizando una lámina de acero AISI 1024 de 19 mm de espesor, el proceso de fabricación consiste en un fresado frontal para retirar el exceso de material que no pudo eliminarse a través del oxicorte y otorgar a la pieza las dimensiones exactas. De forma similar al agujereado que se aplicó a la ménsula (taladrado y fresado), se efectúa la apertura de los orificios a través de los cuales se insertarán la columna de la prensa y el cilindro neumático. Este último tendrá una profundidad de 4 mm. Por otra parte la placa contiene una aleta de refuerzo (figura 8.16), que se fabricará con una lámina de las mismas características y espesor que la de la placa soporte, las dimensiones de esta pieza se proporcionarán inicialmente a través de un proceso de oxicorte, seguido de un fresado frontal. Finalmente se deben taladrar los agujeros correspondientes a los tornillos de fijación del cilindro neumático a las placas.

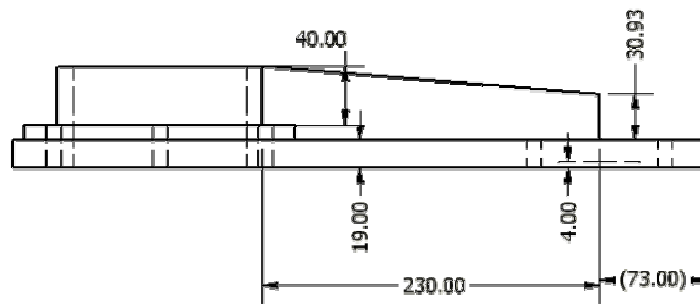


Figura 8. 16. Detalle que muestra las dimensiones de la aleta refuerzo la placa. Fuente: Los Autores.

Duración del proceso de fresado del lateral de la placa (473 mm de largo): 32,215 minutos.

Duración del fresado del lateral más angosto de la placa: 14,044 minutos.

Duración del fresado de los agujeros de la columna y el cilindro de la prensa: 9,099 minutos.

Duración del taladrado: 8,845 minutos.

Duración del fresado de la aleta de refuerzo: 39,56 minutos

Tiempo estimado de fabricación de la tapa superior: 150,022 minutos. El costo de fabricación de la placa es: 112.516,5 Bs.

Costo de la lámina (incluyendo la sección de la aleta): 131.345,964 Bs,

Costo de cada placa soporte del cilindro: 243.862,464 Bs.

Fabricación del tornillo sin fin del mecanismo de retorno

Para fabricar el tornillo sin fin del mecanismo de retorno (figura 8.17), se utilizó un tocho de acero AISI 4340 de 45 mm de diámetro y 555 mm de largo. El mecanizado del área no roscada se efectuó mediante procesos de cilindrado similares a los descritos anteriormente. El maquinado de la rosca se hizo con la ayuda del torno y los siguientes valores obtenidos del proceso de diseño:

Tipo de rosca. ACME

Diámetro mayor nominal = $1 \frac{1}{8}$ pulgadas = 28,578 mm

Hilos de cuerda por pulgada = 5

Paso = 0,20 pulgadas

Diámetro menor mínimo = 0,875 pulgadas

Diámetro de Paso mínimo = 0,996 pulgadas

Longitud del área roscada = 180,3 mm = 07,09 pulgadas

Dado que el material del tocho es un acero AISI 4340, con una resistencia aproximada de 80 kg/mm^2 , la herramienta utilizada será de acero rápido y utilizando la tabla 35.1 del Gerling, se determinaron los siguientes parámetros:

Velocidad de Corte (Desbastado): 15m/min.

Avance (Desbaste): 1mm/rev

Velocidad de Corte (Afinado): 20m/min.

Avance (Afinado): 0,5 mm/rev

$$n_{\text{DESBASTE}} = 106,103 \text{rpm}$$

$$n_{\text{AFINADO}} = 141,471 \text{rpm}$$

Para calcular el tiempo total del cilindrado de la parte no roscada del tornillo sin fin, se siguió el mismo procedimiento aplicado en los procesos de torneado anteriormente descritos obteniendo un tiempo de proceso de 114,964 minutos.

Con el fin de calcular el tiempo de maquinado del área roscada, se determinó la altura y el ancho del diente para conocer la profundidad y la longitud del corte por cada hilo. El alto aproximado del diente es de 2,54 mm (0,5 veces el paso) y se asume que el ancho es aproximadamente el mismo. Lo que quiere decir que para fabricar cada hilo mediante un proceso de afinado se requiere de 0,456 minutos; como el tornillo tiene 5 hilos por pulgada y tiene una longitud total de 7,09 pulgadas, el tiempo total de fabricación de la rosca será de 15,96 minutos. Siendo el tiempo total de fabricación del tornillo 130,93 minutos, es decir, 2,182 horas, lo cual genera un costo de 98.193,97 Bs.

Para determinar el costo del proceso de soldadura, se investigó su costo actual en empresas nacionales, el cual es aproximadamente 40.000 Bs./metro lineal. Posteriormente se determinó la cantidad de metros lineales a unir:

Bridas de la placa superior en inferior:

$$L_1 = 2\pi R$$

$$R = 0,059m$$

$$L_1 = 2 \times \pi \times 0,093m$$

$$L_1 = 0,370m$$

Tubo refuerzo de las bridas de las placas soporte:

$$L_2 = 2\pi R$$

$$R = 70mm = 0,07m$$

$$L_2 = 0,439m$$

Aletas de refuerzo de las placas soporte:

$$L_3 = (2 \times 0,019m) + (2 \times 0,230m) = 0,498m$$

Bridas de fijación de las placas a la columna:

$$L_4 = 2\pi R$$

$$R = 0,059m$$

$$L_4 = 0,370m$$

Columna de la prensa y tubo refuerzo:

$$L_5 = 2\pi R$$

$$R = 0,070m$$

$$L_5 = 0,439m$$

Tubo refuerzo a la brida de fijación del bastidor

$$L_6 = 2\pi R$$

$$R = 0,070m$$

$$L_6 = 0,439m$$

Ménsula del mecanismo de sujeción y placa de fijación:

$$L_7 = (2 \times 0,200m) + (2 \times 0,019m) = 0,438m$$

Láminas de los cajetines de manómetros y válvulas

Considerando que se aplicará un cordón de soldadura acetilénica de 0,01 metros de longitud en cada lado de las láminas laterales (8 láminas en total), se tiene una longitud total a ser soldada en estos elementos de 0,32 m. Se asume que el costo de este proceso es igual al costo de la soldadura por arco eléctrico.

Láminas y perfiles del bastidor:

Los materiales a soldar en el bastidor son:

- 4 perfiles en “L” de 10 mm x 10 mm x 10 mm
- 4 láminas de 1300 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 605 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 695 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 550 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 750 mm x 100 mm x 10 mm

Se estima una longitud total a soldar de 10,25 metros

Longitud total a ser soldada

$$L_T = 2 \cdot L_1 + 2 \cdot L_2 + 2 \cdot L_3 + 2 \cdot L_4 + L_5 + L_6 + 2 \cdot L_7$$

$$L_T = (2 \times 0,370m) + (2 \times 0,439m) + (2 \times 0,498m) + (2 \times 0,370m) + 0,439m + 0,439m + (2 \times 0,438m) + 0,32m$$

$$L_T = 15,678m$$

$$\text{Costo del metro lineal de soldadura} = 40.000 \text{ Bs./m}$$

$$\text{Costo total del proceso de soldadura} = 627.120,00 \text{ Bs.}$$

Cálculo del costo del material de los cajetines de instrumentos y válvulas de control del banco de pruebas y servicio.

Los cajetines o paneles donde se ubicarán los manómetros y las válvulas de control del banco de pruebas, se fabricarán utilizando laminas de hierro comercial calibre 20, de 2 mm de espesor, las cuales adquirirán la geometría final a través de un

proceso de corte y doblado, para finalmente ser ensamblados mediante soldadura acetilénica. En las tablas 8.2, 8.3 y 8.4 se muestran las dimensiones de las láminas a ser utilizadas en el proceso de fabricación de los cajetines con la finalidad de determinar su costo.

Tabla 8. 2. Dimensiones de las láminas del cajetín de manómetros del banco de pruebas.

Geometría y dimensiones de las láminas	Área (m ²)	Volumen (m ³)	Peso (kg)	Costo (Bs.)
	0,293	5.48×10^{-4}	4,589	38.093,52
	0,04768	9.53×10^{-5}	0,748	6.213,89
	0,179	3.58×10^{-4}	2,811	23.331,61

Costo total de las láminas a utilizar para construir los cuatro cajetines:
108.962,46 Bs.

Calculo del costo de los materiales empleados en la fabricación del bastidor.

El bastidor que se encuentra en los talleres de CAMETRO y que será utilizado como bancada del banco de pruebas diseñado está fabricado con una lámina de Área = $1,307 \text{ m}^2$ y un espesor de 0,019 m. Cuatro perfiles en “L” tienen como función soportar esa lámina las dimensiones de esos perfiles son 10 mm de espesor, 10 mm de ancho y 950 mm de altura cada lado.

La lámina principal cuenta con varias láminas de refuerzo, las cuales tienen las siguientes dimensiones:

- 4 láminas de 1300 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 605 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 695 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 550 mm x 100 mm x 10 mm
- 2 láminas de 750 mm x 100 mm x 10 mm

El peso de la plancha de 19 mm de espesor es: 195,050 kg

El peso de cada perfil en “L” es: 14,91 kg

El peso total de todas las láminas de refuerzo es: 85,562 kg.

El peso de los materiales del bastidor es de 295,522 kg, por lo que su precio será 2.452.832,6 Bs.

Costo total de los elementos fabricados para el banco de pruebas y servicio.

La estimación del costo global del banco diseñado, se obtuvo través de tres procedimientos,

1. Cálculo del tiempo de fabricación o maquinado de las piezas.
2. Cálculo del tiempo de preparación para los procesos de fabricación.
3. Cálculo de la materia prima para cada proceso.

De los resultados arrojados en la sección anterior se determinó que el tiempo total de mecanizado de todas las piezas es de 1066,689 minutos, es decir, 17°46'411". El costo del proceso de fabricación de todas las piezas es de: 800.016,75 Bs.

Si se asume que el tiempo de mecanizado representa el 36% del tiempo necesario para la fabricación, se deduce que el tiempo de preparación para la fabricación es de 1896,336 minutos (31°36'20" horas). Estableciendo el salario del técnico por día laborado en 25.000 Bs, -lo cual implica un pago por hora de 3125 Bs.- se determina el valor del tiempo de preparación de las piezas para su fabricación, el cual resulta 98.767,5 Bs.

De la información suministrada por el fabricante, se deduce el costo aproximado del tubo mecánico utilizado para la columna de la prensa, dicho costo es de 447.984,00 Bs.

En base a los resultados obtenidos anteriormente del costo de materiales y proceso de soldadura, se estima que en materia prima y procesos de soldadura debe invertirse un total de 4.086.945,19 Bs.

Si a este monto se le agrega el costo de equipos neumáticos a ser comprados por la empresa, se obtiene que el costo global del banco de pruebas y servicio diseñado es de: 8.971.808,86 Bs.

CAPITULO IX

MANUAL DE MANTENIMIENTO, OPERACIÓN E INSTALACIÓN.

Con la finalidad de preservar el buen funcionamiento del banco de pruebas y garantizar su correcto desempeño durante las labores de prueba y servicio del cilindro de freno, se han elaborado los manuales de mantenimiento, instalación y operación del banco diseñado.

Estos manuales han sido planteados para facilitar la tareas de los operadores y técnicos que estarán vinculados con el equipo, bien sea para utilizarlo, darle servicio o evaluar su funciones.

Manual de Mantenimiento.

Las labores de mantenimiento del banco de prueba se enfocarán principalmente hacia el mantenimiento preventivo, con el fin de aumentar el tiempo entre fallas de los equipos y así elevar el índice de servicio del banco de pruebas y su disponibilidad. Por otra parte, es bien sabido que un mantenimiento preventivo disminuye los gastos originados por recambio de piezas dañadas.

Al momento de determinar o especificar los componentes del banco de pruebas que necesitan mantenimiento, se dividieron en tres grupos:

- Equipos Neumáticos.
- Instrumentos de Medición.
- Equipos Mecánicos.

Dada las diferencias entre estos tres renglones, se especificarán por detallado, los procesos de mantenimiento a seguir para cada uno de estos distintos tipos de equipos.

Mantenimiento de Equipos Neumáticos.

En un sistema de distribución de aire comprimido y equipos neumáticos, la estanqueidad es un punto fundamental a evaluar, en ese aspecto, es de vital importancia revisar la estanqueidad de las mangueras y conexiones. Esta evaluación debe hacerse al menos una vez al año, pero lo ideal es que se realizara una vez al mes. Para localizar si existen puntos de fuga en la línea, pueden pintarse con agua jabonosa las uniones y los empalmes. Si se pierde más del 10% del aire comprimido generado, deberán reemplazarse esas uniones. También es importante investigar la presencia de codos o dobleces en las mangueras de plástico, para garantizar que la circulación es continua y constante en todo el circuito. Se recomienda que esta inspección se haga semanalmente.

Las llaves de paso de accionamiento manual, también presentan peligro de fugas. En caso de que estas llaves no fueran estancas, se recomienda su reemplazo por enchufes de conexiones rápidas para tubos flexibles para el acoplamiento de los equipos.

En el caso de los cilindros neumáticos y las válvulas, debe tenerse en cuenta que el aire que llega a estos equipos debe pasar antes por una unidad de

mantenimiento, para garantizar que el aire en este punto se encuentra en condiciones óptimas y no originará fallas a sus componentes internos. Los filtros de las unidades de mantenimiento deben ser lavados con agua jabonosa (no con solventes). Para su secado, debe soplar en sentido contrario al de circulación. Este procedimiento debe realizarse cada mes.

En el caso de las válvulas, es fundamental que el aire comprimido esté libre de partículas que puedan depositarse o adherirse, siendo esto motivo de fallo de estos elementos. Las pérdidas por fugas en una válvula pueden hacerse perceptibles porque sale constantemente aire del orificio de purga de los elementos y tuberías conectadas tras la válvula luego de realizar la purga normal. Las válvulas que presenten fugas deben ser reemplazadas en el acto, luego de realizada la reposición, se recomienda su envío al Departamento de Neumática ubicado en los talleres de las Adjuntas para su reparación. La evaluación de las fugas en las válvulas debe hacerse mensualmente, al igual que la evaluación de sus conexiones, para garantizar que estén bien apretadas.

Los cilindros neumáticos normalmente no necesitan ser abiertos periódicamente para su evaluación. Los desperfectos en el émbolo se hacen perceptibles porque el equipo no entrega toda la potencia para la cual está diseñado. Otro signo de deterioro del cilindro es la presencia de ruido que se escapa por la guía del vástago. Si el émbolo no retrocede por completo o lo hace con retardo, puede ser que el muelle recuperador esté roto. En este caso se hace necesario su reemplazo. En el caso de un cilindro de doble efecto como el instalado en la prensa de servicio, debe tenerse especial cuidado con las juntas, las cuales son elementos sometidos a desgaste, como es el caso de la junta el obturador y la del rascador. Otro aspecto importante a resaltar es la falla de elementos internos del cilindro originado por la falta de alineación durante su montaje, la única solución en este caso, es reemplazar las piezas deterioradas y reinstalar el cilindro, cuidando que se encuentre perfectamente alineado. Debe tenerse especial cuidado con el montaje de los cilindros neumáticos del mecanismo de sujeción, los cuales deben estar bien alineados no solo

para que sus componentes internos no se dañen si no también para que puedan sujetar al cilindro de frenos de manera correcta durante las diversas pruebas.

Las pérdidas en las alimentaciones de aire a los cilindros (tanto de la prensa de servicio como del mecanismo de sujeción) originan gastos innecesarios y reducen el rendimiento del cilindro, por lo que se recomienda su evaluación cada mes. La evaluación del estado de los componentes internos de los cilindros neumáticos, tales como el desgaste de las guías de las válvulas, los casquillos guías y las juntas obturadora y rascadora debe hacerse cada seis meses. Durante estas evaluaciones debe comprobarse la potencia del equipo, la cantidad de aire perdido por fugas y el funcionamiento mecánico.

Mantenimiento de los instrumentos de Medición.

Los manómetros de los reguladores de presión, los del área de prueba, de la prensa y el indicador visual del mecanismo de sujeción (especialmente estos últimos), deben ser revisados semanalmente para verificar que no se presenten fallas en sus lecturas. Debe comprobarse que cuando no haya presión en la toma de los manómetros, la aguja se encuentre correctamente ubicada en el cero del instrumento. De no ser así debe ser calibrado inmediatamente.

Se recomienda que anualmente, estos instrumentos sea enviados al Departamento de Mediciones Especiales, ubicado el en Patio de Propatria, para su completa inspección y calibración.

Mantenimiento de Equipos Mecánicos:

En el área de pruebas del banco, existen varios elementos mecánicos sometidos a desgaste, como es el caso del pasador del mecanismo de sujeción y su buje correspondiente. Estos elementos deben ser evaluados anualmente, para comprobar sus dimensiones, en caso de ser notorio el desgaste, deben ser reemplazados.

El mecanismo de retorno contiene elementos mecánicos que requieren mantenimiento como lo son: el tornillo sin fin, rodamiento, resorte interno. En el caso de los rodamientos, deber comprobarse anualmente que se encuentre en buenas condiciones, que no está deteriorado (cariado) y que no craquea al girarlo. De presentar alguno de estos signos, debe reemplazarse. De igual manera debe verificarse anualmente el estado del tornillo sin fin y reemplazarlo si el nivel de desgaste se manifiesta en un juego excesivo. Debe comprobarse que el resorte interno del mecanismo de retorno no se encuentre desgastado en forma visible presentando ralladuras o grietas, de ser así, se recomienda su reemplazo. Por otra parte, es importante que los elementos internos del mecanismo de retorno se encuentren adecuadamente engrasados, puede emplearse la grasa universal usada en el taller de servicio para tales fines.

En la tabla 9.1 se presenta un resumen de las distintas labores de mantenimiento a realizar y la frecuencia de aplicación.

Tabla 9. 1. Listado de labores de mantenimiento de los equipos del banco de pruebas y servicio.

Mantenimiento Semanal	Mantenimiento Mensual	Mantenimiento Semestral	Mantenimiento Anual
Comprobar el funcionamiento de los manómetros	Comprobar la presencia de fugas en las conexiones de las tuberías y en la entrada de las conexiones hacia los equipos.	Evaluar la estanqueidad de las mangueras y conexiones del circuito.	Medir las dimensiones del pasador del sistema de sujeción para evaluar su desgaste.
Investigar la presencia de dobleces o codos en las mangueras de plástico.	Comprobar las pedidas por fugas en las válvulas	Comprobar el desgaste de las guías del vástago de los cilindros y sus juntas	Comprobar el desgaste del buje el mecanismo de sujeción
Verificar el asiento y la estanqueidad de los empalmes de las mangueras	Limpiar los filtros de las unidades de mantenimiento	Investigar la presencia de fugas en las llaves de paso manual.	Evaluar el estado del rodamiento y del resorte del mecanismo de retorno
Comprobar la estanqueidad de los puntos de división de las mangueras	Revisar la toma de aire en los cilindros, verificar que se encuentren bien conectadas y no presenten fugas.	Analizar el funcionamiento de los controles de la prensa y del área de pruebas.	Revisar el nivel de engrase de las piezas internas del mecanismo de retorno

Manual de Operación.

Luego de que el cilindro de freno de disco es armado al finalizar el procedimiento de servicio, éste debe trasladarse al área de pruebas del banco destinado para tal fin, con la ayuda de la grúa radial, para ello:

1. Enganche la eslinga de la grúa radial en el ojal del conjunto tubular del cilindro de freno. Accione la grúa radial y traslade el cilindro de freno al área de pruebas del banco.
2. Coloque el cilindro en posición horizontal en los soportes de apoyo del mecanismo de sujeción del área de pruebas.
3. Ubique el cilindro de freno de manera que los bujes laterales se encuentren alineados con los pasadores del mecanismo de sujeción.
4. Abra la válvula de alimentación principal de la línea (AP-002).
5. Accione la válvula de pedal del mecanismo de sujeción (MS-015), aplicando presión sobre el pedal.
6. Verifique que el indicador neumático de control del mecanismo de sujeción (MS-016), tiene el vástago de color verde extendido, lo que indica que la presión de trabajo es adecuada y se mantiene la aplicación de los pasadores, esto sucederá a un mínimo de 5 bar. En caso contrario, notifique al jefe de servicio y no proceda con el protocolo de prueba.
7. Una vez que el cilindro ha sido fijado de manera correcta por el mecanismo de sujeción, retire el soporte de apoyo del cilindro de freno. No retire el soporte de apoyo del conjunto tubular. Retire la eslinga del ojal del conjunto tubular.
8. Verifique que el mecanismo de retorno se encuentra en la posición de inicio. Inserte el pasador del mecanismo de retorno en el ojal del conjunto tubular. Luego retire el soporte de apoyo del conjunto tubular.

- Pruebas del Cilindro de Freno.

Para garantizar que el Cilindro de Freno funciona de la manera apropiada luego de haber hecho el servicio de mantenimiento debe realizarse el protocolo de pruebas descrito a continuación:

A. Reglaje de cotas.

Cada vez que se le realiza el mantenimiento mayor al cilindro de freno se debe garantizar que la posición de sus elementos internos sea la misma en todos los equipos de este tipo con lo cual se obtendrán mayor uniformidad en las acciones de frenado, logrando un desgaste aproximadamente igual para todas las pastillas en por lo menos un vagón.

Antes de iniciar el reglaje de cotas es necesario que el cilindro de freno al cual se le realizaran las pruebas se encuentre desprovisto de las piezas identificadas como N° 20, 49, 50 ,51 y 52 según el catalogo de partes del fabricante.

1. Ubique en el cuerpo del cilindro una marca hecha en la fundición (flecha), la cual tiene en un extremo un signo (+) y en el otro un signo (-), en la misma zona se encuentra una ventana por la cual se tiene acceso al manguito regulador N° 23. Al introducir la herramienta especial N° 10 que se encuentra en el puesto de servicio se puede aumentar o disminuir el juego, por cada diente del manguito se avanza o retrocede 0,4 mm.
2. La medida que gire con la herramienta especial puede ser leída en la regla calibrada del mecanismo de retorno.
3. Apriete a fondo el cilindro de freno mediante el accionamiento de la manivela de avance del mecanismo de retorno.

4. Coloque en “0” la posición del índice móvil en el mecanismo de retorno.
5. Ubique el un pequeño vástago interno que posee el pistón del cilindro de freno el cual es guiado por la abertura donde se encuentra la pieza N° 20, al no poseer esta, el desplazamiento del pistón interno puede ser leído mediante el uso de un vernier, el desplazamiento total debe ser igual a 28 mm.
6. Apriete el cilindro de freno a fondo y mida con un vernier la profundidad inicial.
7. Hale el conjunto tubular del cilindro de freno mediante la manivela del mecanismo de retorno, y mida la nueva posición.
8. Si el desplazamiento obtenido no es el indicado, reduzca o aumente el juego según sea el caso accionando con la herramienta especial sobre el mango regulador. En el sentido (+) aumenta el juego.
9. Apriete y abra el cilindro de freno mediante la manivela del mecanismo de retorno, las veces necesarias hasta conseguir el desplazamiento indicado.

B. Prueba de accionamiento:

1. Conecte la línea de alimentación del banco de pruebas en el racor de entrada ubicado en la parte inferior del cilindro de freno. Verifique en el manómetro de control de la línea (AP-004), que la presión de trabajo es mayor o igual a 5 bar.
2. Utilizando el regulador de presión (AP-003), gradúe la presión de entrada de la línea a 0,6 bar. Con la ayuda del manómetro (AP-004). Cuando ya no se pueda visualizar correctamente la baja presión en el manómetro indicado, presione el botón tipo pulsador (AP-13) al mismo tiempo que esta regulado, gradúelo a 0,6 bar. visualizando el manómetro central de baja presión, (AP-012).

3. Cambie a la posición abierta la válvula con enclavamiento (AP-011), el manómetro de baja presión debe descargarse, siempre y cuando la válvula tipo VH (AP-005) esté en la posición de alivio, de igual forma la válvula de palanca debe estar en la posición abierta.
4. Abra la alimentación mediante la válvula VH (AP-005) posición de avance, espere a que el cilindro de freno realice todo su recorrido.
5. Ponga atención a la existencia de ruidos anormales en el cilindro de freno mientras se desplaza el conjunto tubular.
6. Abra la válvula de accionamiento por palanca (AP-005) y seguidamente retorne el conjunto tubular del cilindro de freno mediante el uso de la manivela del mecanismo diseñado para tal fin.
7. Coloque la válvula con enclavamiento (AP-011) del panel de mando en la posición cerrado.
8. Haciendo uso del regulador fije la presión de prueba en 5 bar., utilice el manómetro de regulación a alta presión.
9. Coloque la válvula de palanca en la posición de avance (AP-005).
10. Si la velocidad de llenado del cilindro de freno es muy alta, disminúyala con la ayuda de la válvula reguladora de caudal (AP-007). En caso contrario también puede aumentar el caudal para obtener una velocidad en el vástago adecuada.
11. Preste atención al desplazamiento del vástago del cilindro de freno, debe ser si ruidos anormales.
12. Coloque la palanca de la válvula (AP-005) en la posición de alivio.
13. Utilizando el mecanismo de retorno, girando la manivela en sentido horario, cierre el cilindro de prueba hasta su posición original.

A. Prueba de estanqueidad.

1. Gradúe la presión de entrada de aire al sistema en caso de ser necesario, debe estar en 5 bar. Abra válvula de accionamiento por

- palanca (AP-005), colóquela en la posición de avance, seguidamente mantenga abierta la válvula de paso de aire al cilindro de freno (AP-008).
2. Una vez que el cilindro de freno se encuentre “lleno” o cargado, cierre la válvula de paso de aire al cilindro (AP-008).
 3. Verifique en el manómetro de control de alta presión (estanquidad) que una vez cerrada la alimentación al cilindro de freno, no haya ninguna caída de presión durante un minuto. Esta medición puede hacerse usando un cronómetro o un temporizador con alarma programada.
 4. Una vez culminado el lapso de la prueba, realice la purga del cilindro a través de la válvula (AP-005), luego de abrir el paso en la válvula (AP-008).
 5. Con la ayuda del mecanismo de retorno, cierre el cilindro de freno hasta su posición original.
 6. Esta prueba debe repetirse a una presión de 0.6 bar., para ello debe regularse la presión de entrada al cilindro usando el regulador (AP-003) y el manómetro de control (AP-012). Para graduar correctamente la presión, debe llevarla primero a casi 1 bar. o menos, luego mantenga accionado el pulsador mientras gira la perilla del regulador, visualice la presión en el manómetro de baja presión.
 7. Abra la válvula con enclavamiento que esta dispuesta en el panel de mando (AP-11).
 8. Coloque la válvula (AP-005) en la posición de avance, una vez finalizado el recorrido del pistón, cierre la válvula de palanca.
 9. Al cabo de 1 minuto verifique que no existe caída de presión, en el manómetro para baja presión.
 10. Luego abra la válvula de palanca, y coloque la válvula (AP-005) en posición de alivio.

Nota:

- a) En caso que la presión de aire de la línea leída en el manómetro de control del mecanismo de sujeción, no sea mayor a 5 bar. notifique el jefe de servicio y suspenda la prueba.
- b) La prueba de accionamiento debe realizarse dos veces, del mismo modo deben repetirse las pruebas de estanqueidad de alta presión y de baja presión.
- c) La válvula (AP-011) debe siempre estar en la posición de cerrado a menos que la presión de la línea este regulada a 0,6 bar. Si accidentalmente esta abierta al momento de realizar una prueba a alta presión, sin duda dañará el manómetro de baja presión.

- Uso de la prensa de servicio:

La prensa de servicio ha sido diseñada de manera que su desempeño y dimensiones sean similares al de la prensa hidráulica que se encuentra ubicada en el servicio de bogies, para facilitar la interacción de los operadores con el equipo. Para ejercer presión con la prensa durante el procedimiento de servicio del cilindro de freno, debe seguir los siguientes pasos:

1. Abra la válvula de alimentación principal (PS-018) del circuito de la prensa.
2. Gradúe con el regulador de presión PS-019, la presión de entrada de la línea, se recomienda que para la ejecución del procedimiento de servicio del cilindro de freno, esta presión sea de aproximadamente 3 bar. Recuerde que al aumentar o disminuir la presión de la línea, estará aumentando o disminuyendo la fuerza máxima aplicada por el cilindro de la prensa. De ser necesario puede accionar sobre el regulador de presión para aumentar la fuerza de trabajo, hasta casi unos 4720 N @ 6

bar. Pero tenga precaución de no dañar componentes del cilindro de freno.

3. Abra la válvula de alimentación del cilindro de la prensa de servicio (PS-022) accionando la palanca hacia abajo, si observa que el desplazamiento del pistón de la prensa ocurre a una velocidad alta, disminuya la velocidad de llenado del cilindro con la ayuda de la válvula reguladora de caudal (PS-021).
4. Para subir o retroceder el pistón de la prensa, debe accionar la palanca de la válvula PS-022 en sentido contrario (hacia arriba).

Para realizar el servicio del cilindro de freno, debe seguir el mismo procedimiento establecido por la empresa y utilizar las herramientas y útiles existentes en el puesto de trabajo diseñadas para la prensa hidráulica, las cuales se adaptan perfectamente a la prensa neumática dado que los pistones de ambas prensas poseen las mismas dimensiones y las guías de ingreso y posicionado presentan la misma configuración que la bancada de la prensa hidráulica del taller de bogies.

Manual de Instalación.

Para efectuar la instalación de todos los equipos que componen el banco de pruebas y servicio será estrictamente necesario que se efectúen previamente las modificaciones que se enlistan en la tabla 9.2 al bastidor que ha sido dispuesto para esta actividad. Una vez preparado el bastidor serán colocados los componentes mecánicos, para luego instalar las válvulas y manómetros y por último realizar la conexión de cada uno de los elementos siguiendo los circuitos neumáticos propuestos, para el procedimiento que sigue a continuación se ha supuesto que cada una de las partes han sido construidas con antelación.

Tabla 9. 2. Actividades previas sobre el bastidor.

Actividad	Descripción
1	Corte de los soportes.
2	Colocación de los refuerzos entre las patas del bastidor. (mediante soldadura), pletinas de 4"x 3/8"
3	Corte del agujero del área de la prensa mostrado en la figura 9.1

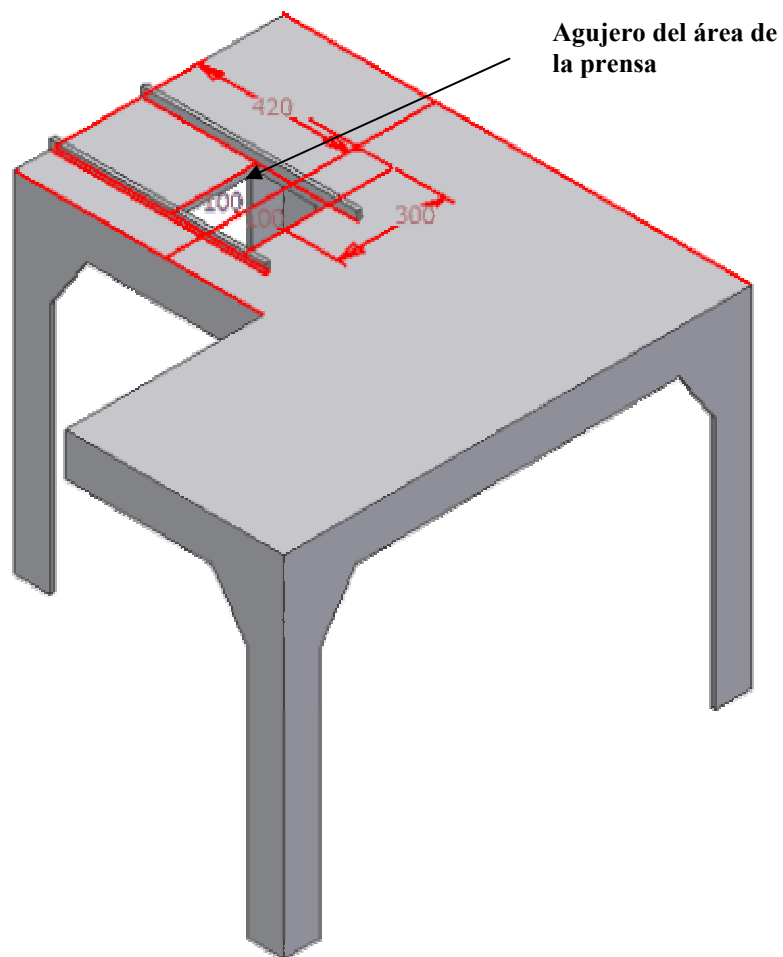


Figura 9. 1. Ubicación del agujero de la prensa. Fuente: Los Autores.

Instalación de los componentes mecánicos:

1.1 Mecanismo de sujeción del área de pruebas:

Ménsulas:

- Instalar el buje repuesto N° 22 según el catalogo del fabricante del cilindro de freno. En la perforación practicada, para ello coloque la ménsula en posición horizontal entre la bancada de una prensa hidráulica y su pistón, luego coloque el buje con el bisel indicando hacia abajo entre el pistón y la ménsula, poco a poco aplique presión mientras el buje avanza hasta detenerse.
- Colocar los actuadores neumáticos en cada una de las bases diseñadas para tal fin, apriete firmemente las tuercas de fijación.
- Enrosque hasta el fondo de cada vástago de los actuadores una tuerca M8x1,25 luego introduzca y enrosque el pasador diseñado para soportar al cilindro de freno de disco.
- Introduzca el pasador en el buje de la ménsula y una vez adentro ubique la posición de las ranuras practicadas en los soportes de cada actuador neumático. Mediante el empleo de dos tornillos SAE grado 1 M8x1,25 fije suavemente dichas bases en las roscas realizadas sobre cada ménsula.
- Alinee en la forma más precisa el avance del pasador, accione manualmente el vástago del actuador neumático y verifique que su desplazamiento se realice en forma suave y lineal, de no ser así corrija la posición de los tornillos fijadores.
- Una vez conseguida la alineación adecuada apriete firmemente los tornillos del soporte.

Apernado de las Ménsulas en el Banco de pruebas:

- Ubique la posición de las ménsulas siguiendo como referencia las distancias que se indican en la figura 9.2, con la ayuda de un centro punto marque la posición de los pernos usando como plantilla la base de fijación soldada a cada ménsula.
- Retire las ménsulas, y con un taladro y una broca adecuada practique en la mesa, los orificios antes marcados.
- Fije las ménsulas mediante el empleo de tornillos SAE grado 5 M10x1,5
- Para mejorar la alineación de estos elementos puede emplearse un cuerpo de cilindro de freno colocándolo entre ambas ménsulas, se debe dejar una holgura mínima, puede emplearse para esto, papel calibrado o galgas de calibración.
- Cuando se ha verificado la alineación de ambas ménsulas se procede a apretar los tornillos de fijación con un torque de 76 N.m.

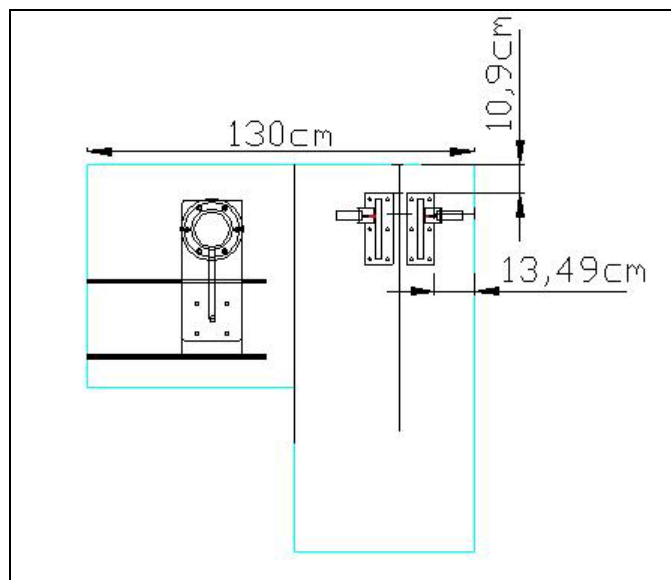


Figura 9. 2. Ubicación de las placas de fijación de las ménsulas del mecanismo de sujeción.

Fuente: Los Autores.

Prensa de servicio.

- Es importante tener presente durante el ensamblaje de la columna principal de la prensa, que antes de soldar las bridas que harán la tarea de soportes, es necesario que el soporte inferior del cilindro neumático esté colocado dentro de la columna, ya que de no ser así no podrá ser introducido.
- Movilice la brida al pie de la columna, practique las marcas correspondientes y luego perforo usando un taladro adecuado.
- Una vez soldadas todas las bridas que están presentes en la columna de la prensa, se procede a apernar la placa inferior mediante el empleo de tornillos SAE M10x1,5. Apriete con un torque entre 60 N.m y 76 N.m.
- Introduzca el cilindro neumático de la prensa en el orificio practicado en la placa soporte inferior.
- Fije suavemente el cilindro neumático de la prensa, use los tornillos especiales de cabeza casquillo hexagonal M10x 1,5.
- Ubique sobre la brida superior y el cilindro neumático, la placa soporte, fije los pernos entre la brida y la placa soporte y por ultimo apriete de forma adecuada los tres conjuntos.

Guías de ingreso y posicionamiento.

- Ubique cada guía de posición según la figura 9.1
- Las guías de posicionamiento se fijan directamente sobre el bastidor mediante soldadura, se sugiere practicar cordones discontinuos con una altura de 6 mm.

Cajetines de control y lectura.

- Los cajetines de control y lectura están provistos en su parte inferior por agujeros que permitirán el paso de tornillos y así fijarlos a la mesa, en una posición semejante a la mostrada en la figura 9.3. Medir las distancias de ubicación y marcarlas introduciendo un objeto cortante, retire el elemento que desea fijar y realice los agujeros pertinentes con un taladro adecuado, para introducir tornillos M6 use una broca de 4,8 mm.
- Con un elemento de roscar (macho) practique las roscas requeridas a cada panel de control o cajetín, serán suficientes dos sin embargo pueden aplicarse más elementos de sujeción.
- Las tapas traseras se fijan mediante el uso de tornillos SAE grado 1 M5 x 0,8.

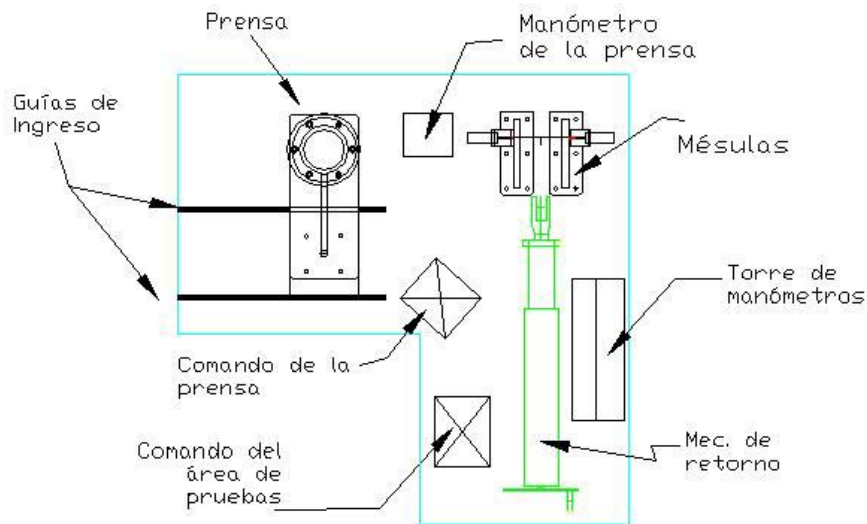


Figura 9.3. Ubicación posible de los cajetines de manómetros y válvulas de control de la prensa y el área de pruebas. Fuente: Los Autores.

Pistón del cilindro neumático.

- Enrosque hasta el fondo del vástago una tuerca M20 de poco espesor, luego enrosque el pistón.
- Al presentar resistencia la operación anterior, gire la tuerca M20 en dirección de salida, hasta que haga contacto con el pistón, luego apriete en forma firme, esta operación asegura que no se desenroscará el pistón.

Mecanismo de retorno.

Para el ensamblaje del mecanismo de retorno se realizan los siguientes pasos:

- Colocar las pistas de rodamiento a la tapa posterior del mecanismo de retorno.
- Empleando 6 tornillos cabeza de casquillo hexagonal SAE M10x1,5 fijar la tapa posterior directamente sobre el cuerpo del mecanismo, aplique un torque de 60 N.m.
- Introduzca el eje por el lado frontal, coloque el resorte amortiguador, el tope del resorte y el indicador móvil.
- Coloque el rodamiento 320/28 X en el extremo no roscado del eje.
- Introduzca el eje hasta hacer contacto entre el rodamiento y la pista externa.
- Coloque el rodamiento pequeño en su alojamiento, esto es en la parte exterior de la tapa fijada anteriormente, al mismo tiempo ingrese a través de este la porción del eje más delgada.
- Coloque la arandela de presión sobre la pista interna del rodamiento exterior, inmediatamente después coloque el separador.

- Introduzca la manivela del control de avance observando las áreas planas que posee el eje. Fíjelo mediante una tuerca SAE M16x2, apriete en forma firme.
- Introduzca el tubo guía por el lado frontal hasta el tope, luego introduzca la horquilla hasta que haga contacto con la rosca una vez aquí gire el eje en el sentido horario hasta que se detenga.
- Coloque la tapa frontal haciendo uso de tornillos de cabeza de casquillo hexagonal SAE M8x1.25.
- Enrosque las guías de medición en los agujeros pertinentes.
- Compruebe el desplazamiento del tubo guía.

Neumática.

Las válvulas neumáticas y los manómetros, deben ir empotrados en los cajetines correspondientes, teniendo como guía el plano neumático del banco y de la prensa mostrado el en capítulo 7. Es importante mencionar en este punto que las conexiones entre válvulas se realizarán con mangueras de poliuretano de 10 mm de diámetro para la línea de la prensa neumática y para la línea de pruebas, se usa manguera de poliuretano de 6 mm para llenar los actuadores neumáticos del sistema de sujeción, todas las conexiones con sus respectivos acoples rápidos a excepción de los manómetros.

- Conecte la unidad de mantenimiento a la línea principal del taller. Acople a esta unidad usando un conector en “T” y 2 mangueras, las válvulas de cierre principal del área de pruebas y de la prensa de servicio. (AP-002) y (PS-018).

Área de pruebas:

- El área de pruebas esta compuesta por dos cajetines, uno para control y el otro para comando, antes de ingresar cada válvula o parte es necesario en la mayoría de los casos realizar la conexión primeramente para luego montarlo en el cajetín correspondiente,

los agujeros practicados en las láminas están adecuados para sostener en forma correcta cada parte.

- En el cajetín de comando, se colocan la válvulas VH- 300, dos tipo VM 220, un regulador de presión y una llave de paso rápido. La válvula VM 220 tipo botón pulsador debe estar más cercana al regulador.
- El cajetín o caja de manómetros se coloca detrás del mecanismo de resorte, aquí se colocaran tres de los cuatro manómetros disponibles, el de baja presión ira en el centro.
- Para las válvulas de regulación de flujo no se ha previsto sujeción, esto se debe a que no deben ser manipuladas al antojo del operado, las mismas se colocaran dentro de los cajetines de comando.
- Atornille las tapas traseras de cada elemento una vez realizado el montaje.

Área de servicio:

- Se compone de un cajetín para los elementos de comando y otro para albergar el manómetro que permitirá regular la fuerza de avance de la prensa neumática.
- En la caja de comandos se ubicaran la válvula (PS-022) y el regulador de presión, cabe resaltar que los dos reguladores empleados uno en la prensa y el otro en el área de pruebas son idénticos.
- En la mayoría de los casos las piezas solicitadas están provistas de los elementos de sujeción correspondientes, sin embargo de ser necesarios utilice tornillos de diámetros adecuados, para el caso especial de la válvula de paso rápido pueden emplearse elementos de sujeción doblados en toma de U (abrazaderas) los agujeros están acondicionados para tales elementos.

Mecanismo de Sujeción:

- Conecte la válvula de pedal a la válvula reguladora de caudal usando las mangueras y conexiones pertinentes (conexiones rápidas).
- Conecte todos los elementos siguiendo el plano neumático presentado en el capítulo 7.
- Introduzca el indicador neumático de carga en el orificio practicado en la parte superior del cajetín de control (manómetros).
- Conecte cada actuador neumático con la manguera de poliuretano (conexión en espiga) use una abrazadera de pequeñas dimensiones, puede usar la misma que fija la manguera en su condición original de operación, para extraer dos líneas de la alimentación neumática, (una para cada actuador) emplee una conexión en T.

CONCLUSIONES

Luego de realizar investigaciones tecnológicas, ergonómicas y de usuarios, plantear y seleccionar conceptos solución para luego desarrollarlos a través de cálculo y selección de materiales, se ha diseñado un banco de pruebas y servicio con las siguientes características:

- Contiene una prensa neumática que facilita el servicio del cilindro de freno. El sistema que conforma la prensa de servicio está compuesto por un cilindro neumático de doble efecto cuya carga máxima a aplicar es de 4972 N, su émbolo tiene un diámetro de 100 mm y una carrera efectiva de 500 mm. Junto con éste cilindro se seleccionaron un conjunto de válvulas neumáticas para comandar el funcionamiento de la prensa de servicio, entre ellas, un regulador de presión, una válvula reguladora de caudal, una válvula de 5/3 vías de accionamiento por palanca y retorno por muelle, una válvula de cierre principal y un manómetro de control. Se investigó también el costo actual de estos equipos en el mercado nacional.
- Se diseñaron cada una de las piezas que forman parte del montaje de la prensa de servicio. Para ello se desarrollaron las placas que soportarán el cilindro neumático, calculando su deflexión y agregando una aleta de refuerzo de 19 mm de espesor para prevenir las deflexiones y deformaciones de esta pieza. Se diseñaron dos tipos de bridas (superior e inferior), que tienen como función

fijar las placas a la columna de la prensa, se diseñaron previendo el desmontaje del cilindro para su evaluación y mantenimiento. Adicionalmente, se seleccionaron 6 tornillos UNC M10X1,5 para unir ambas bridas.

- La columna de la prensa fue determinada calculando la deflexión del tubo mecánico propuesto como solución inicial y ofrecido por la empresa y posteriormente fue planteada la alternativa de un tubo cuya deflexión bajo estas condiciones fuese menor, sugiriendo un tubo mecánico de 118 mm de diámetro externo y 90 mm de diámetro interno fabricado en acero AISI C 1024.
- Como la columna en general tiene una longitud considerable (1350 mm), se decidió complementar parte de la altura necesaria con un tubo de refuerzo para garantizar una rigidez elevada y una mínima deformación. El tubo mecánico seleccionado es de Acero AISI C 1024 con diámetro exterior 140 mm, un diámetro interior de 112 mm y una longitud de 319 mm.
- Con el objetivo de fijar la columna de la prensa y su refuerzo al bastidor del banco, se escogió una brida de fijación que será apernada a la mesa. Los pernos indicados para este diseño se identifican como UNC M10x1,5 grado 5 con una longitud total de 55 mm.
- Actualmente la empresa cuenta con un soporte especial para el cilindro de freno, diseñado y construido con la finalidad de facilitar su procedimiento de servicio al ser ubicado en la prensa, por tal razón, se diseñaron unas guías de ingreso y posicionamiento para colocar de forma fácil y correcta el cilindro de freno y el soporte en la prensa neumática, los cuales consisten en dos perfiles rectos de acero AISI 1045 de 40 mm de ancho y 12 mm de espesor y estarán fijos al bastidor mediante soldadura.

- El banco diseñado, contiene un circuito neumático formado por una serie de válvulas seleccionadas con el objeto de realizar las pruebas de accionamiento y estanqueidad del cilindro de freno. Este circuito está formado por una válvula de paso principal, un regulador de presión, una válvula de alimentación y purga del cilindro de freno, una válvula reguladora de caudal, una válvula de cierre para efectuar las pruebas de estanqueidad y un manómetro de control para la prueba a 5 bar. Adicionalmente tiene un sistema de válvulas y un manómetro de control para la realización de la prueba de estanqueidad a 0,6 bar. Se determinó el costo actual de cada uno de esos equipos.
- Debido a que durante la realización de las pruebas mencionadas anteriormente, es necesario que el cilindro de freno esté sujeto de la misma forma en la que está instalado en el bogie, para recrear de manera precisa las condiciones de trabajo y por seguridad del operador y del equipo, se ha diseñado un mecanismo de sujeción del cilindro, cuyos elementos principales son dos pasadores que se insertan en los dos bujes laterales ubicados, uno en cada lado del cuerpo del cilindro, cada pasador es impulsado por un actuador neumático y dada la aplicación serán fabricados de acero AISI 4340. Este mecanismo de sujeción posee dos ménsulas de 19 mm de espesor que soportarán los pasadores y ayudarán a soportar el esfuerzo de corte al que están sometidos. Las ménsulas tendrán soldadas en su parte inferior, una placa soporte para unir las al bastidor con el uso de tornillos UNC M10x1,5 con una longitud de 40 mm. Asimismo tienen dos láminas que ubicarán los actuadores neumáticos en cada ménsula. La fijación de ésta lámina será mediante dos tornillos UNC grado 1 M8x1,25 de longitud entre 12 y 16 mm como máximo.
- Para garantizar el funcionamiento óptimo del mecanismo de sujeción, se seleccionaron una serie de válvulas que en conjunto permiten que éste

mecanismo funcione adecuadamente. Nuevamente se estimaron los costos de estos equipos y su existencia en el mercado nacional.

- Se verificó la ausencia de posibles fallas de pandeo, fractura o excesiva deflexión en el bastidor cedido por la C.A. Metro de Caracas, también se mencionan las modificaciones necesarias a practicarle con el fin de adaptarlo a las necesidades propuestas en este trabajo.
- Se sugirió un programa de mantenimiento para los equipos neumáticos, los manómetros de control y los equipos mecánicos para alargar el tiempo de vida útil de estos elementos. De igual manera se plantearon los manuales de operación e instalación de cada uno de los componentes del banco con la finalidad de que el diseño planteado funcione adecuadamente bajo los parámetros establecidos evitando daños al operador y al equipo.
- Se determinó el costo del banco de pruebas en base a dos lineamientos: el costo de los equipos a ser adquiridos a empresas externas a CAMETRO y el costo de las piezas fabricadas dentro de la empresa, siendo el costo global del diseño planteado 8.971.808,86 Bs.

RECOMENDACIONES

Una vez completado el diseño del banco de pruebas y servicio para el cilindro de freno, se plantean a la empresa las siguientes recomendaciones, con el fin de garantizar el funcionamiento adecuado del banco diseñado y de cada uno de los elementos que lo conforman:

- Realizar el mantenimiento de los componentes del banco de pruebas y la prensa de servicio, de la forma y con la frecuencia establecida en el manual de mantenimiento.
- Efectuar el montaje de los dispositivos y equipos que forman parte del diseño de acuerdo a lo previsto en el manual de instalaciones planteado.
- Ejecutar el procedimiento de pruebas y servicio del cilindro de freno, siguiendo las indicaciones presentadas en el manual de operaciones para así evitar lesiones al operador y al equipo.
- Colocar como columna principal de la prensa de servicio un tubo mecánico de 118 mm de diámetro externo y 90 mm de diámetro interno, para disminuir al máximo la presencia de deflexión en este elemento.
- Incorporar al área de pruebas un temporizador que permita medir el tiempo durante las pruebas de estanqueidad y que accione una alarma visual o sonora que indique al operador que ha transcurrido el tiempo establecido para la prueba y puede purgar el cilindro de freno. Se recomienda el uso de este equipo para evitar que el operador deba proveerse de un manómetro al momento de hacer las pruebas y se retrase el procedimiento.

BIBLIOGRAFÍA

DEPPERT, W y Stoll, K. (1991) **Dispositivos Neumáticos**, segunda edición, México, Editorial Marcombo BOIXAREU.

FAIRES, V. (1997). **Diseño de Elementos de Máquina**, México, Editorial Limusa-Noriega.

GERLING, H. (1992). **Alrededor de las Máquinas-Herramientas**, segunda edición, España, Editorial Reverté S.A.

KALPAKJIAN, S y SCHID S. (2002). **Manufactura, Ingeniería y Tecnología**, cuarta edición, Editorial: Pearson Educación.

MOTT, R. (1995), **Diseño de Elementos de Máquina**, segunda edición, México, Editorial Pentice Hall Hispanoamericana S.A.

SERRANO, N, (2000). **Neumática**, quinta edición, España, Editorial Paraninfo. España.

SHIGLEY, J y MISHKE C, (2001). **Diseño en Ingeniería Mecánica**, quinta edición, México, Editorial Mc Graw Hill.

Páginas web consultadas

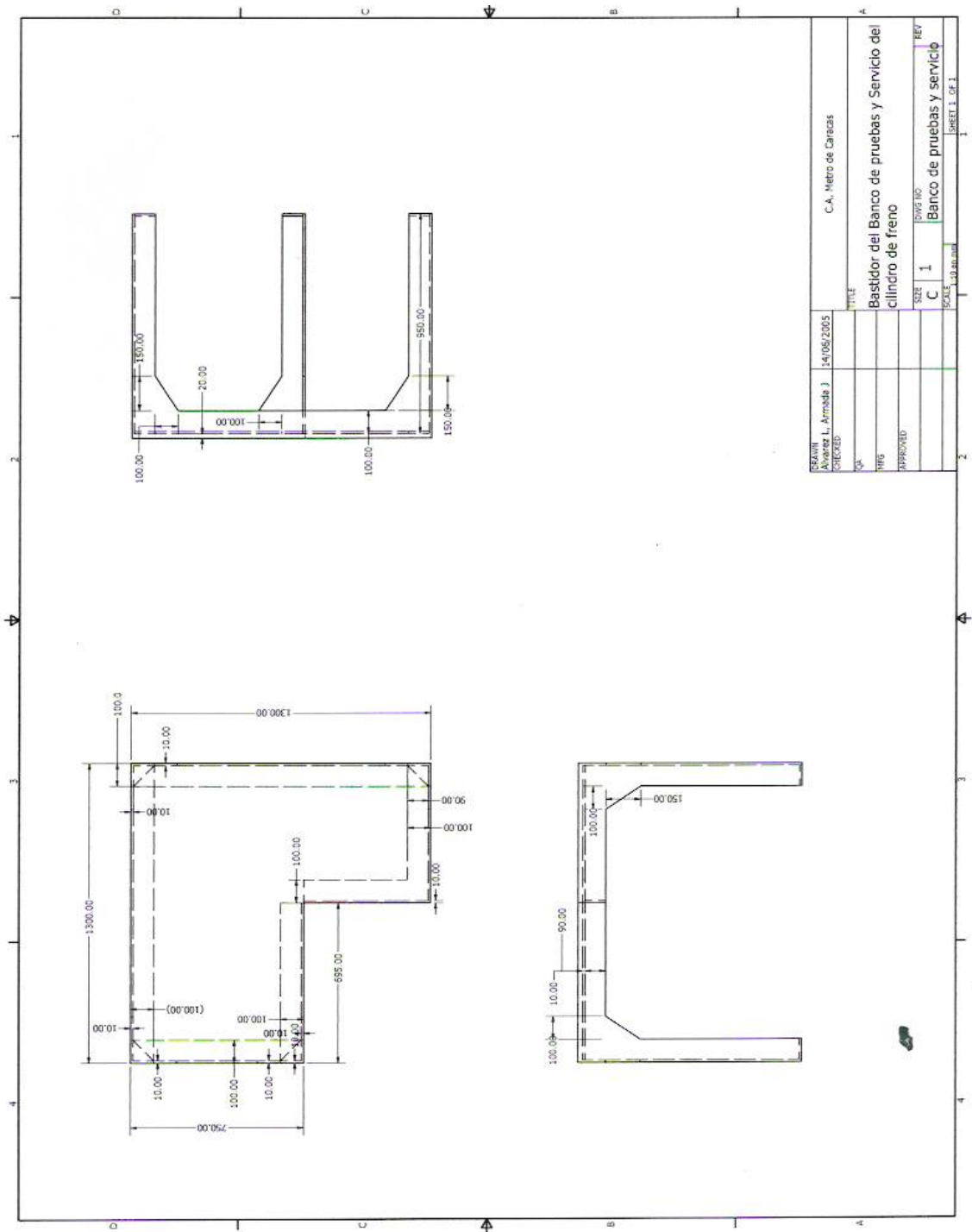
1. <http://www.bveee.50g.com/antroppt/> (Diciembre 2004)
2. <http://fai.unne.edu.ar/contenido/5MAQUINAS%20HERRAMIENTAS.htm>
(Abril 2005)
3. http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm#D.%20Las%20herramientas%20manuales%20y%20los%20controles (Octubre 2004)
4. www.smcworld.com (Mayo 2005)
5. www.festo.com (Mayo 2005)
6. www.camozzi.it (Mayo 2005)
7. www.mtas.es (Febrero 2005)
8. www.mindjet.com (Diciembre 2004)
9. <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf> (Marzo 2005)

REFERENCIAS

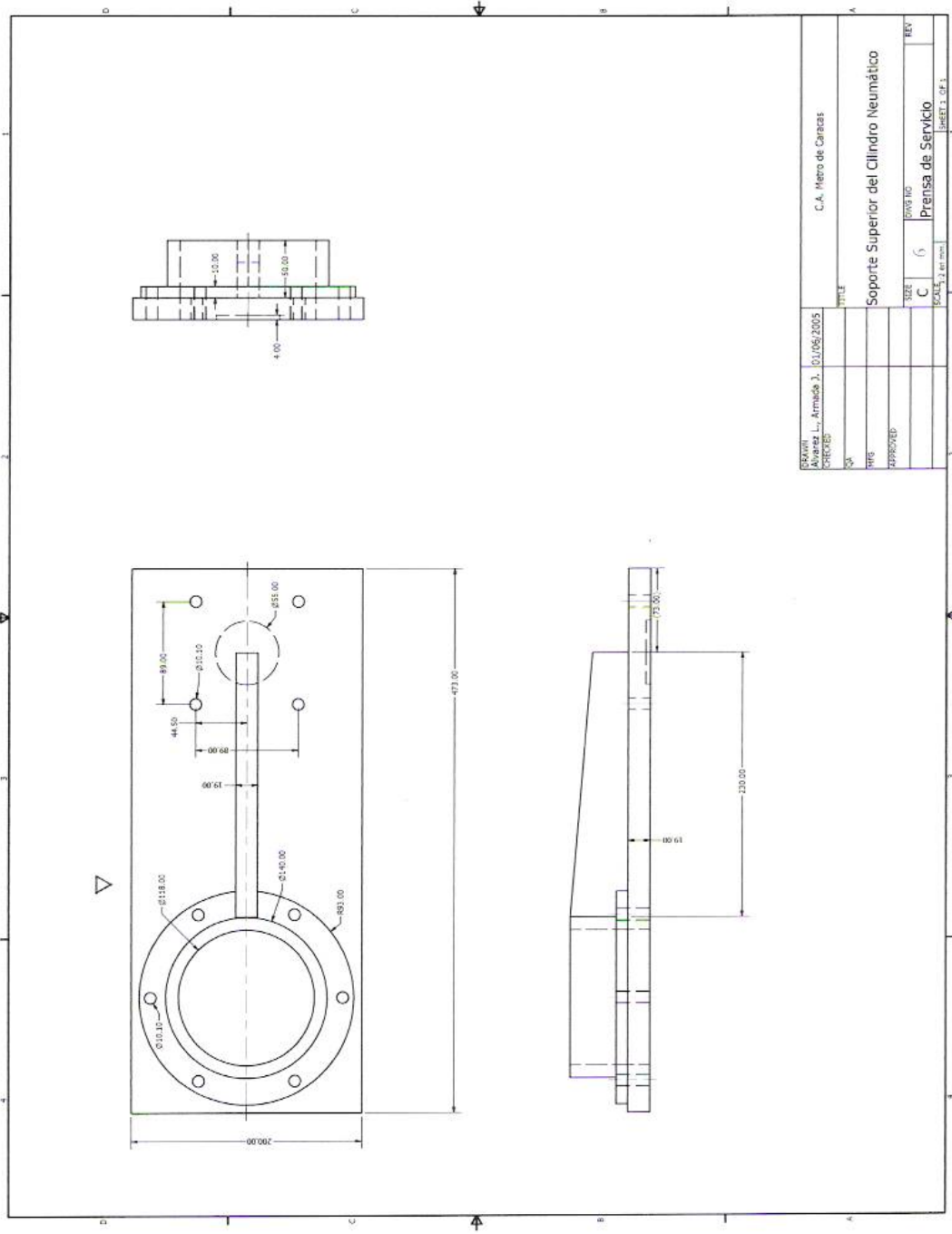
1. *Vielma L.* El Bogie. Primera Generación Tecnológica. C.A. Metro de Caracas. Octubre 2003.
2. *Vielma L.* El Bogie Motriz y el Bogie Remolque. C.A. Metro de Caracas. Diciembre 2003.
3. *Vielma L y Márquez J.* Procedimiento de servicio del Cilindro de Freno. C.A. Metro de Caracas. Mayo 2004.
4. *Mindjet Visual Thinking.* MindManager X5 Pro. Trial Versión

ANEXO 1

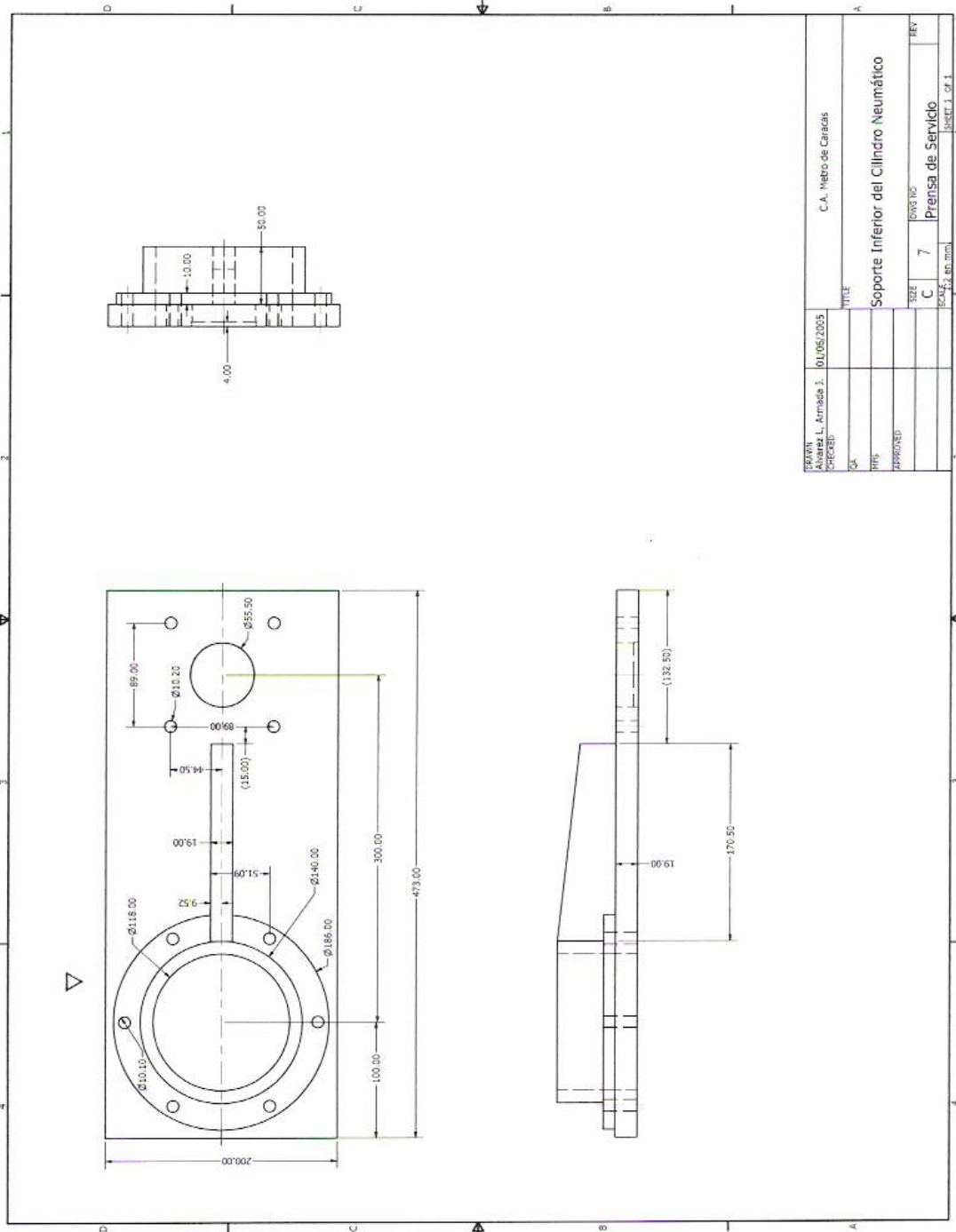
***PLANOS DE LOS COMPONENTES
DEL BANCO DE PRUEBAS Y SERVICIO***



REGION	Alvarez L. Armada J	14/06/2005	TITLE	C.A. Metro de Caracas
CHECKED				
DATE				
APPROVED				
SIZE	C	1	SIZE	100x150
SCALE			SCALE	1:1
			REF	Banco de pruebas y servicio
				1
				SHEET 1 OF 1



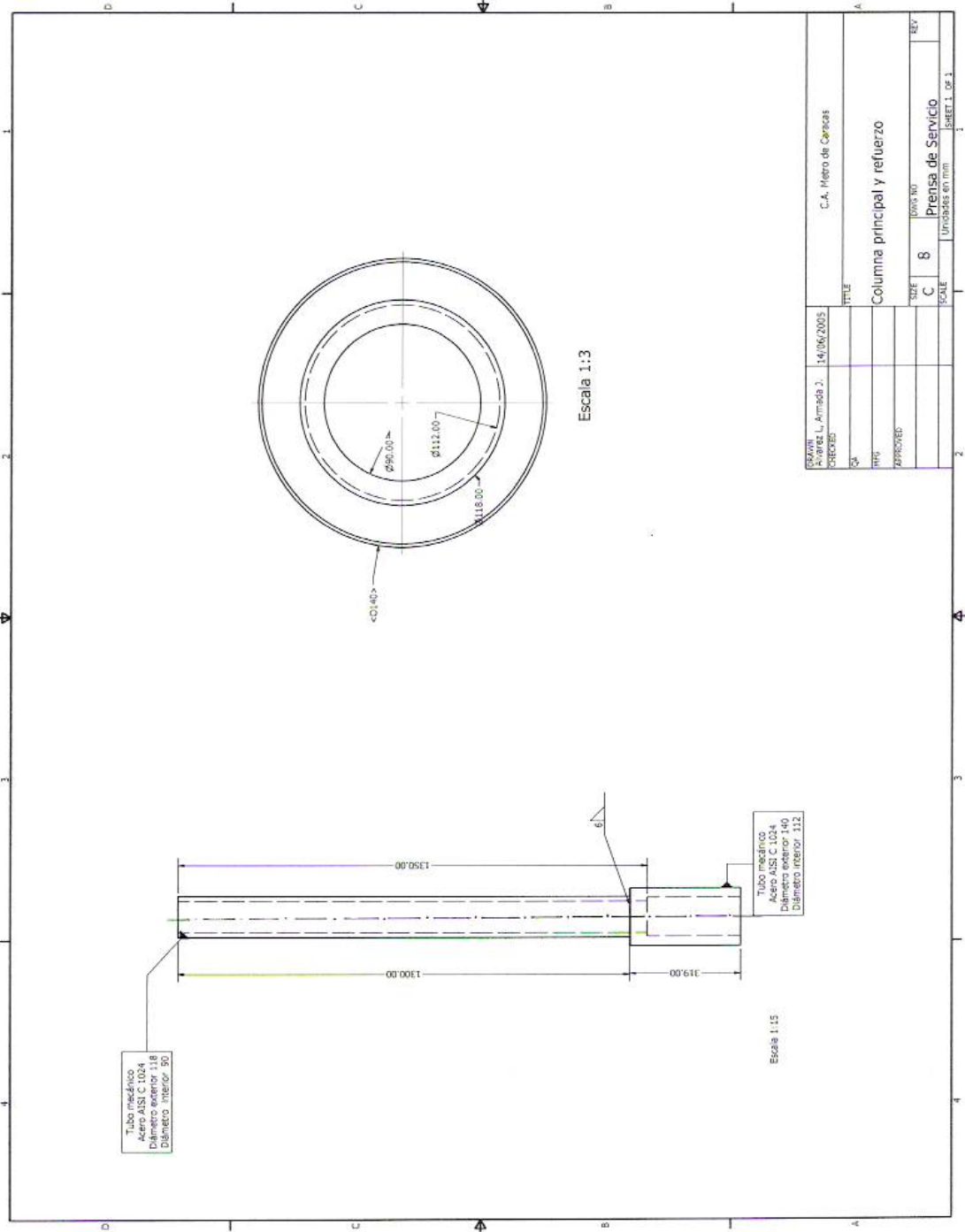
DRAWN	J. Amado J.	DATE	01/08/2005	TITLE	C.A. Metro de Caracas
CHECKED					
APP'D					
APPROVED					
SIZE	C	SHEETS	6		
REV					

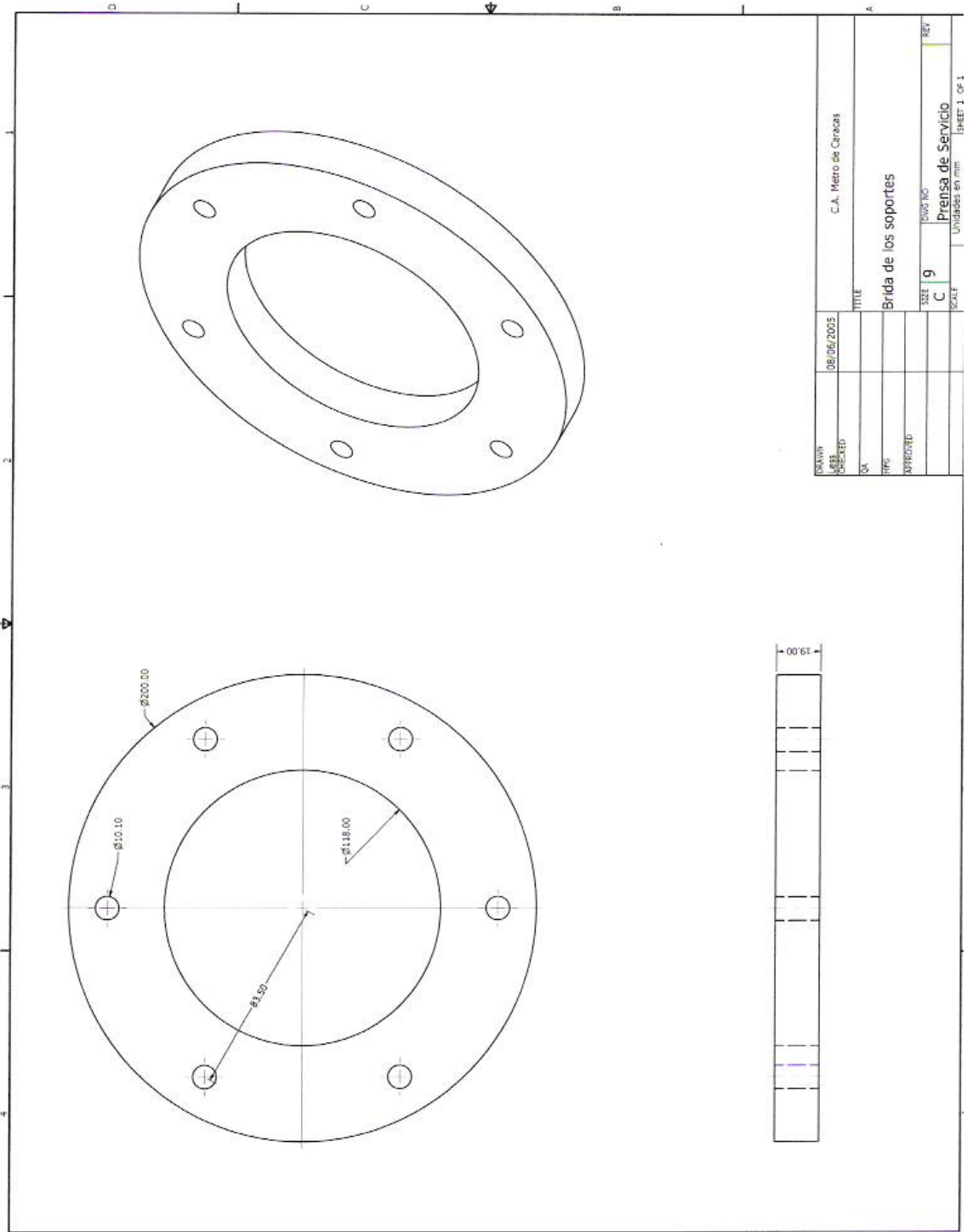


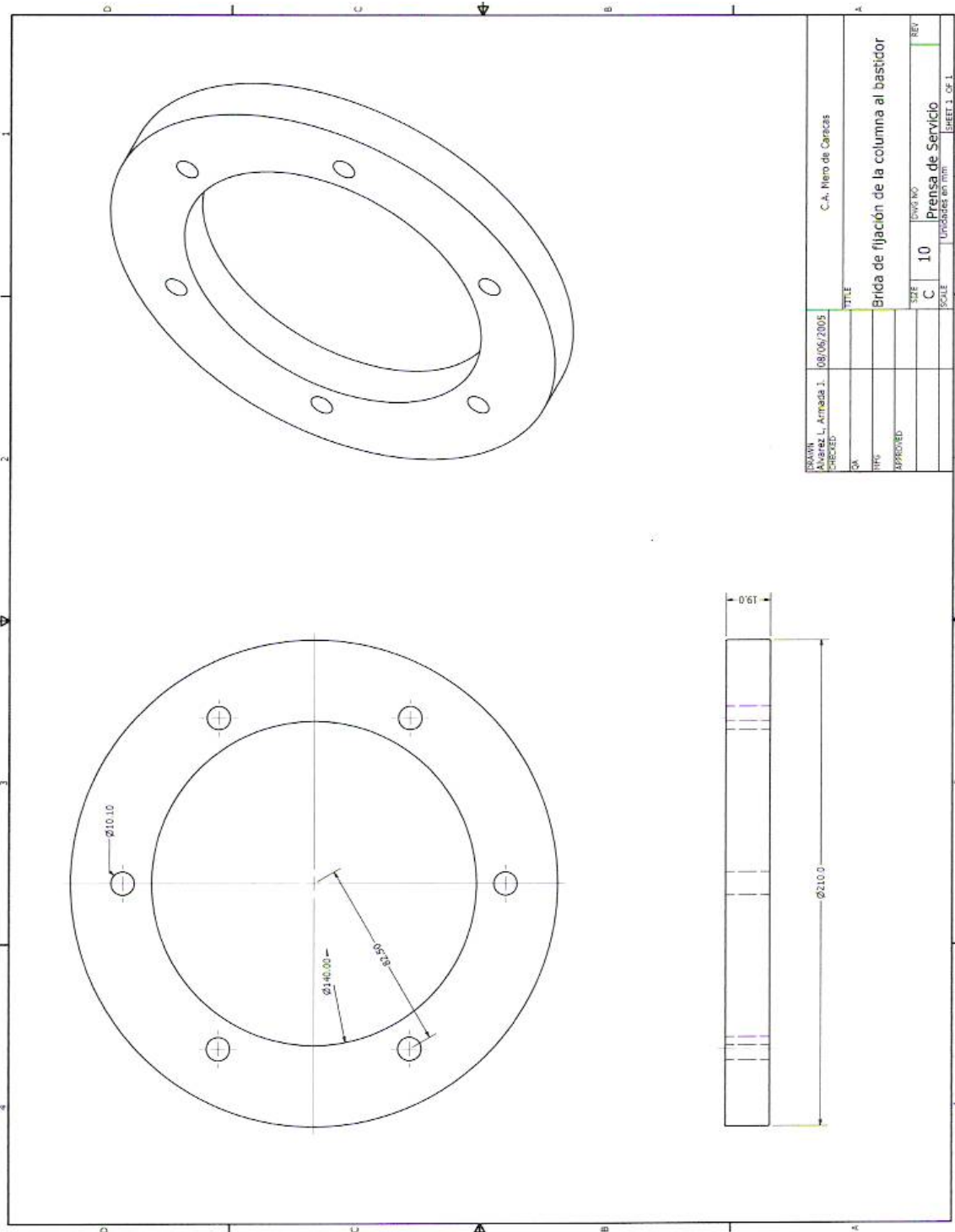
REVISOR	Alvarez L. Armada J.	01/06/2005	TÍTULO	C.A. Nieto de Caracás
CHECKER				
QA				
RFU				
APPROVED				
SIZE	C	7	BOVET INC	REV
SCALE	1:1 en mm			
				Sheet 1 of 1

Soporte Inferior del Cilindro Neumático

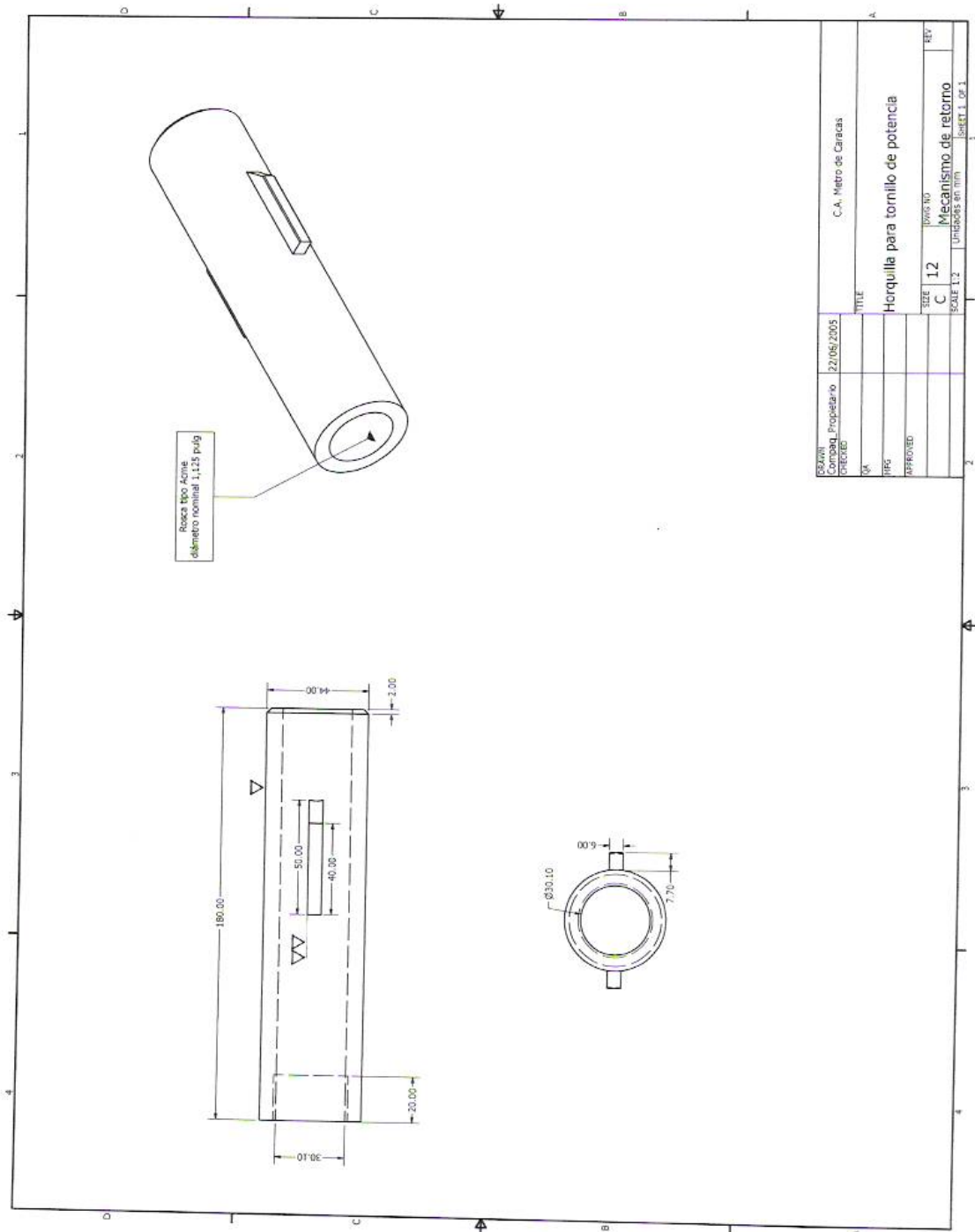
Prensa de Servicio



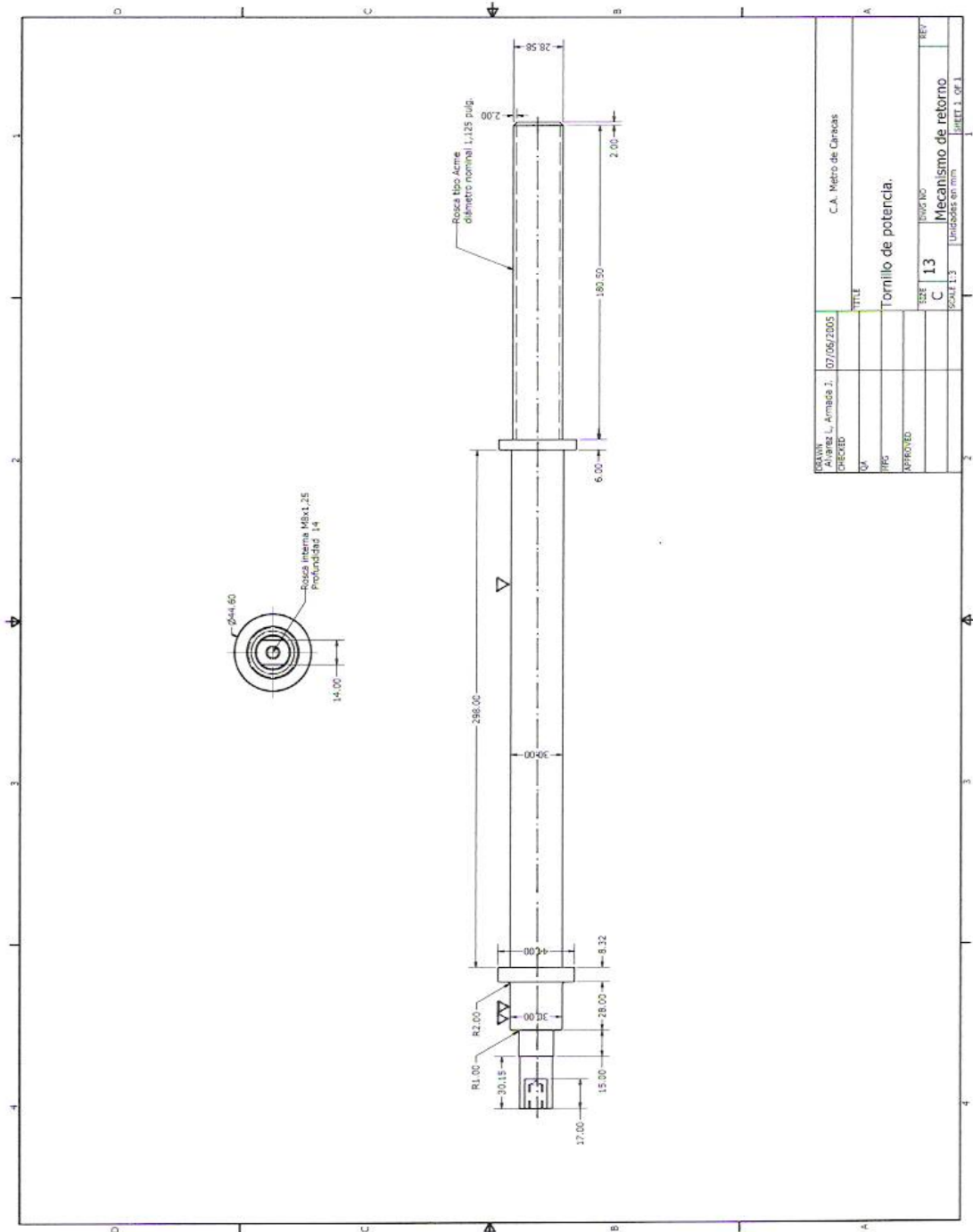


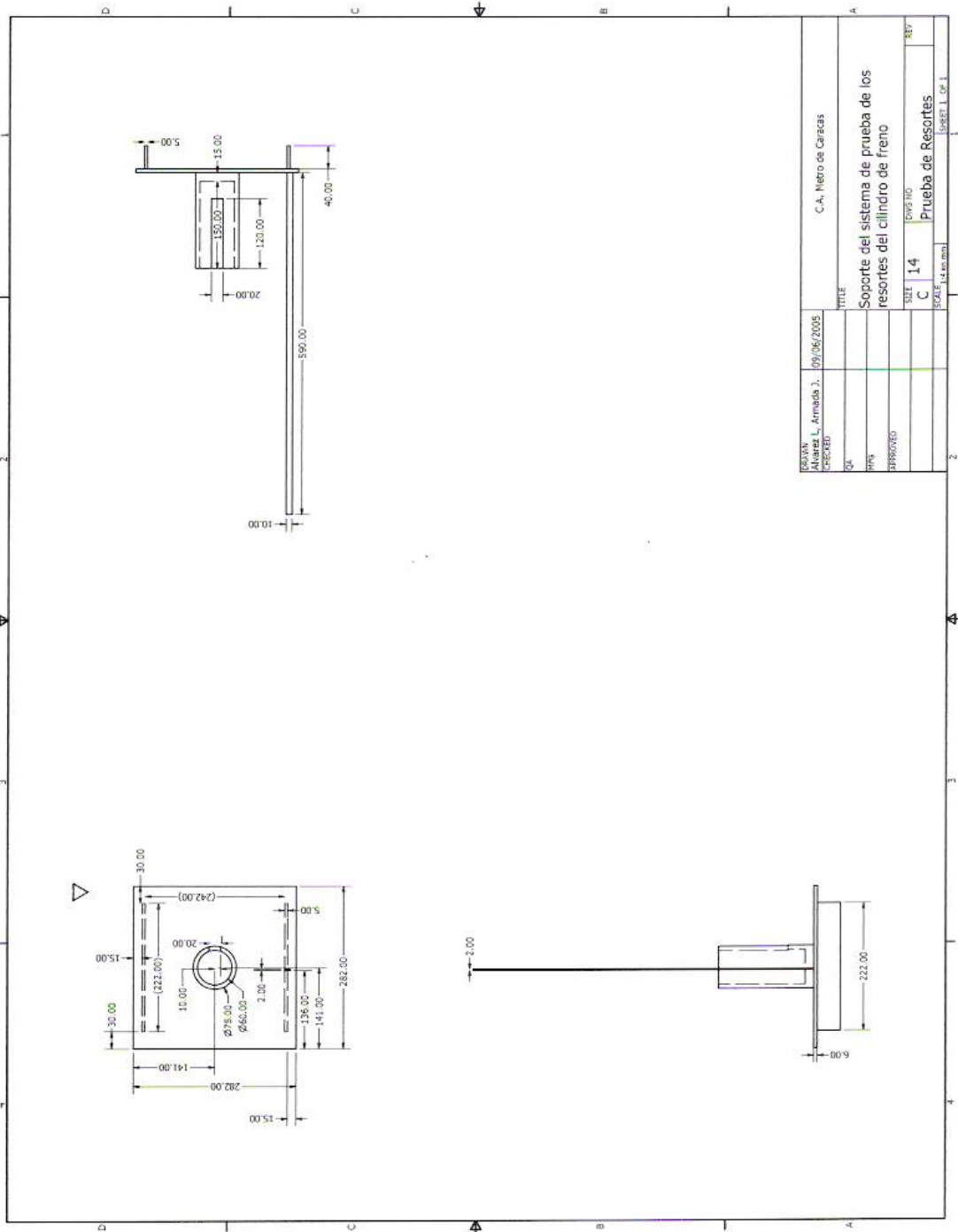


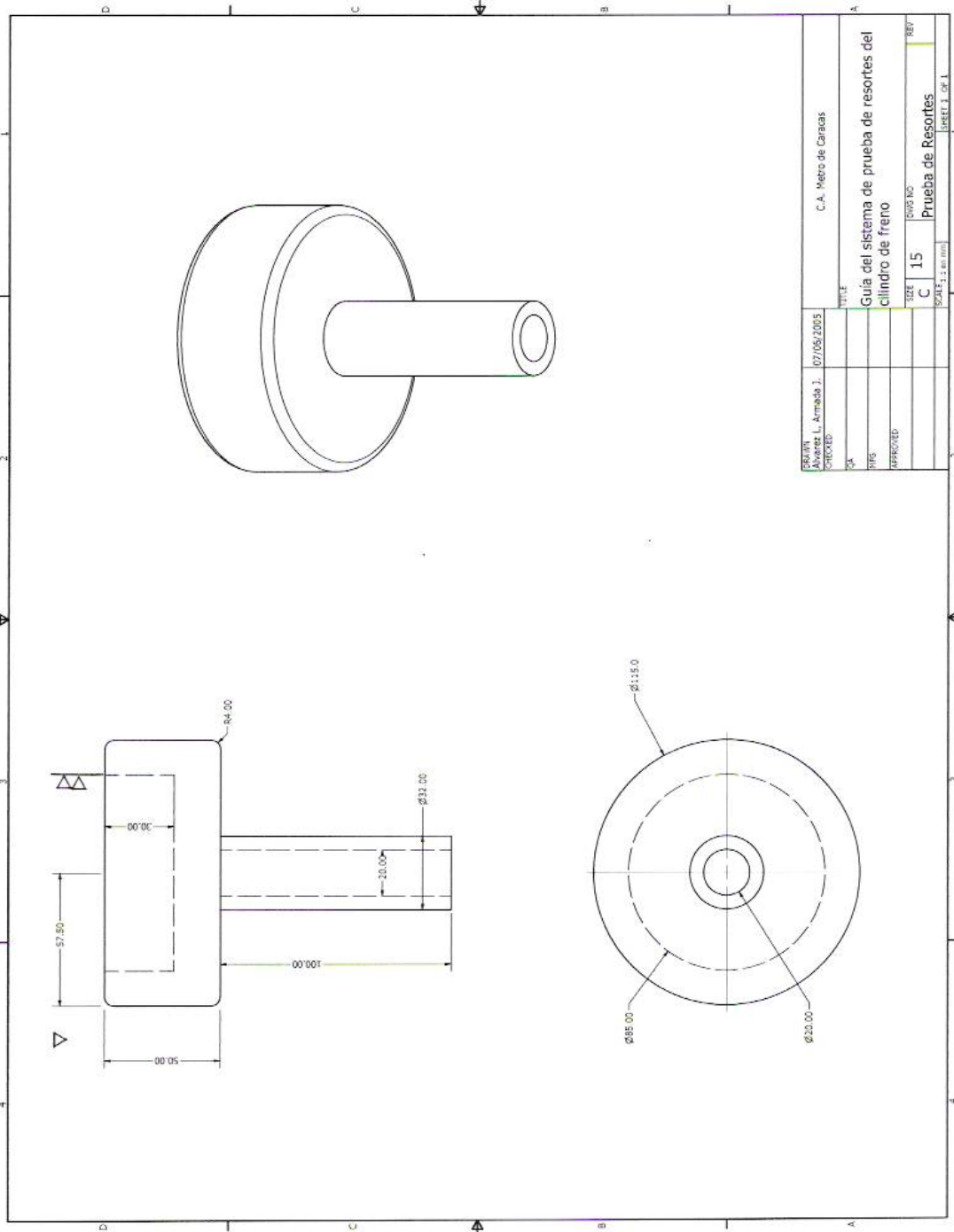
DRAWN	Alvarez L, Armada J.	08/06/2005	TITLE	C.A. Negro de Caracas
CHECKED			PART	Bricia de fijación de la columna al bastidor
DATE			SIZE	C
APPROVED			DRAWING NO.	Prensa de Servicio
			SCALE	10
			UNITS	Unidades en mm
			SHEET	1 OF 1



ESJAWI	22/06/2005	C.A. Metro de Caracas
Comand_Propietario		
CHECKED		
MA		
IPG		
APPROVED		
TITLE		
Horquilla para tornillo de potencia		
SEER	ISSUE NO	REV
C	12	
Mecanismo de retorno		
Unidades en mm		
SHEET 1.2 OF 1		

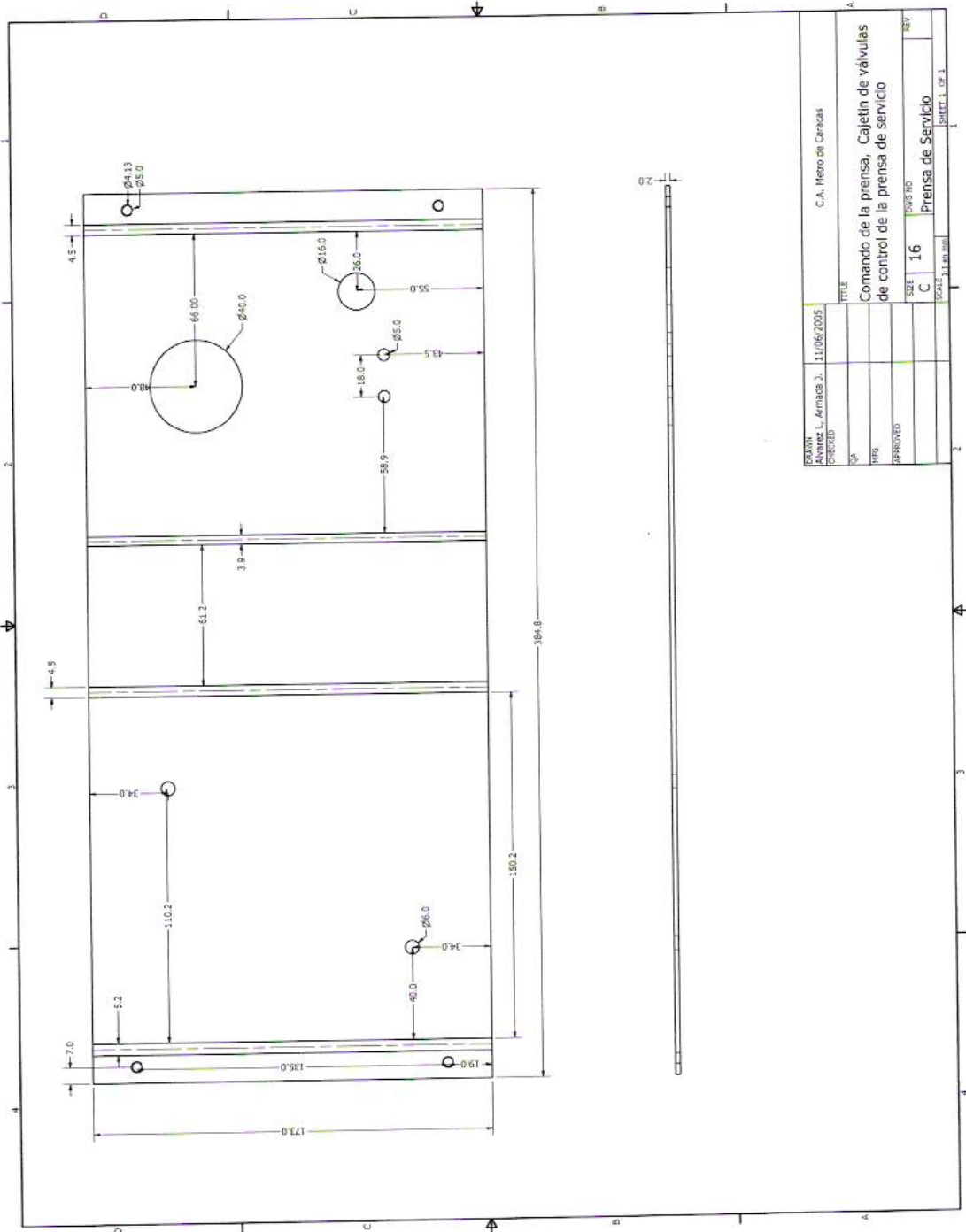


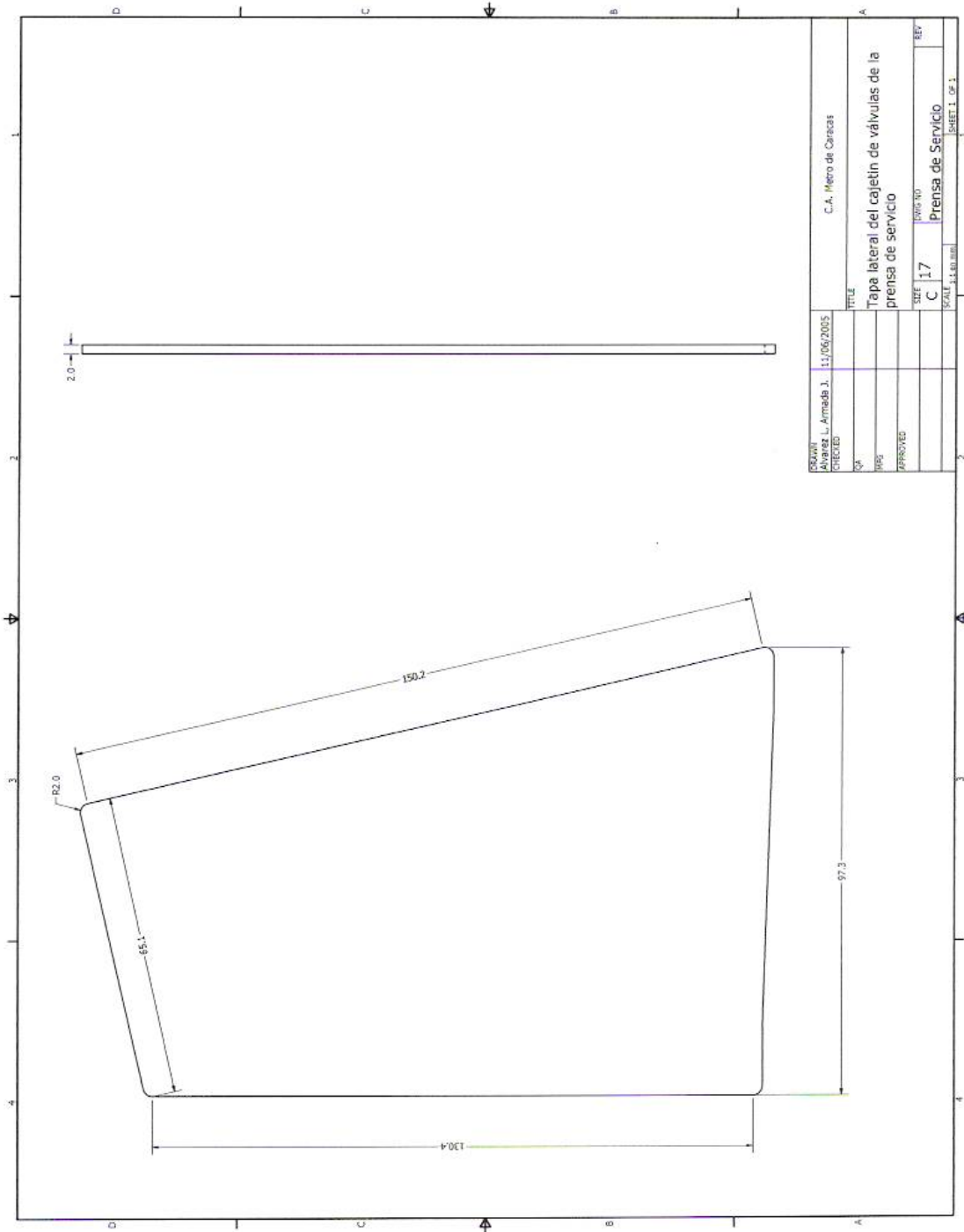




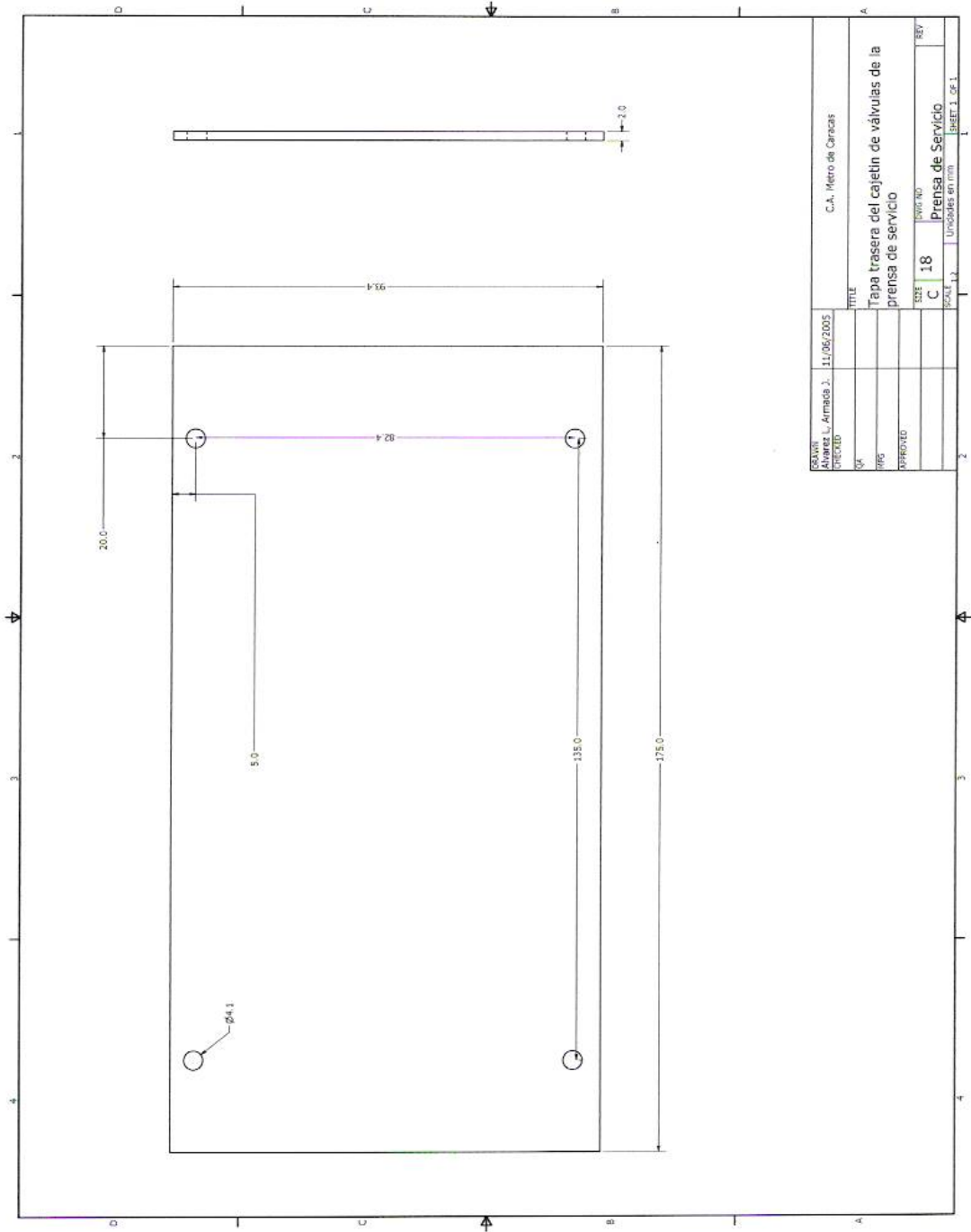
CREATOR	Alvarez L. Armada J.	DATE	07/05/2005
CHECKED		TITLE	C.A. Metro de Caracas
QA			
SPS			
APPROVED			
		SIZE	C 15
		DWG NO	
		SCALE	1:1 en mm
		REF	Prueba de Resortes
			SHEET 1 OF 1

Guía del sistema de prueba de resortes del cilindro de freno

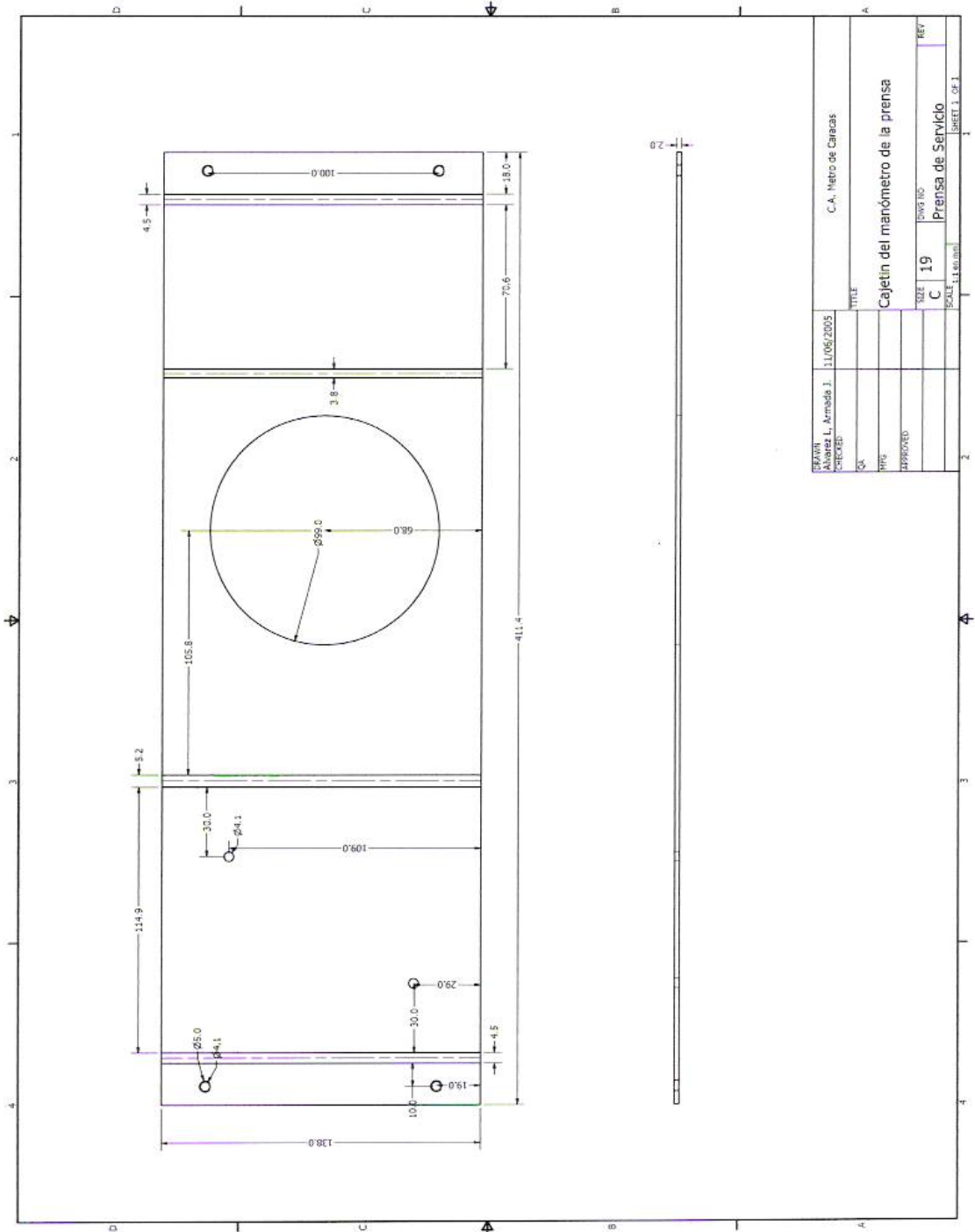




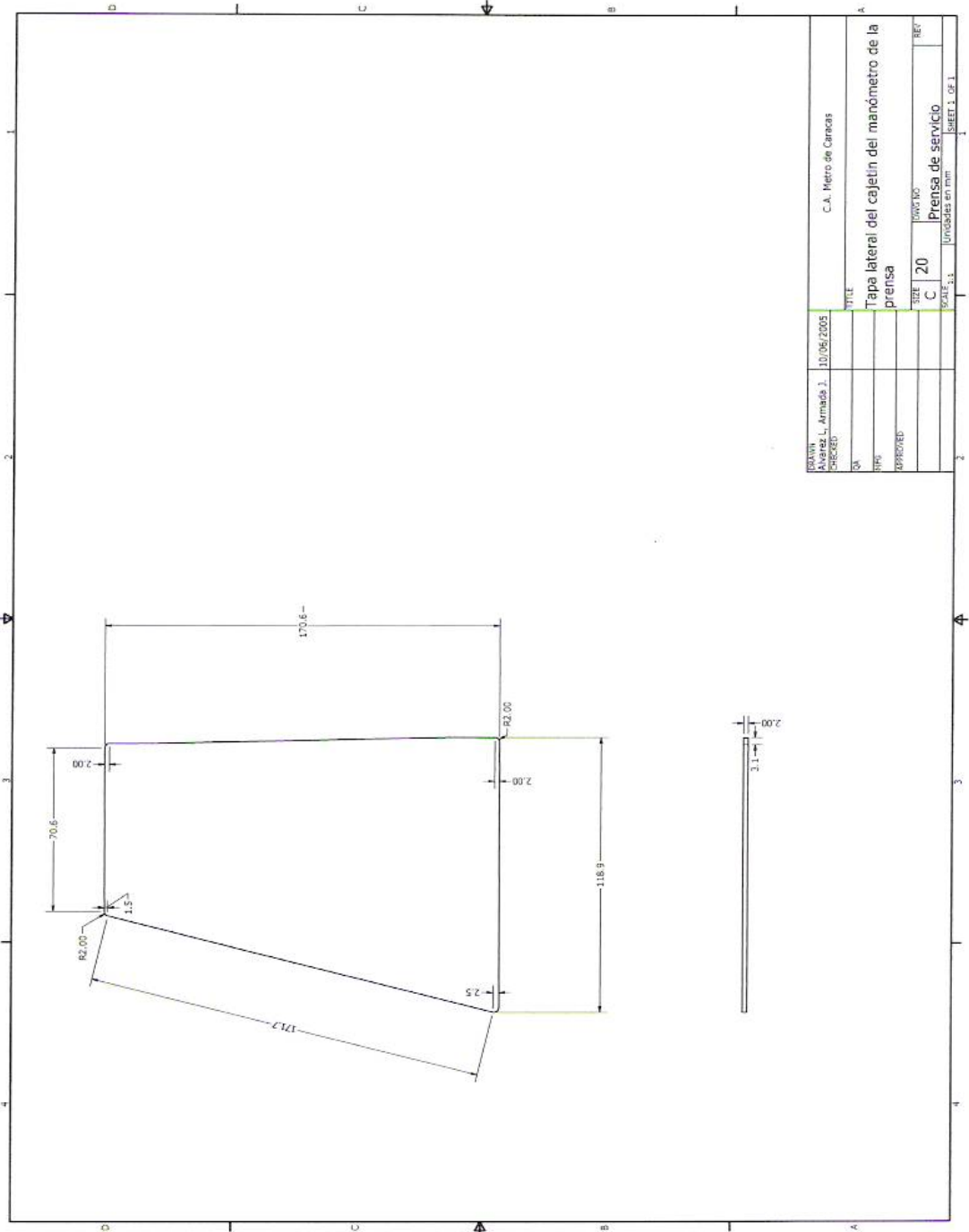
DESIGN	Alvarez L. Armada J.	11/06/2005	C.A. Metro de Caracas
CHECKED			
DATE			TITLE
BY			Tapa lateral del cajetin de válvulas de la prensa de servicio
APPROVED			SIZE
			C 17
			SCALE
			1:1.00.000
			PROJECT
			Prensa de Servicio
			SHEET
			1 OF 1



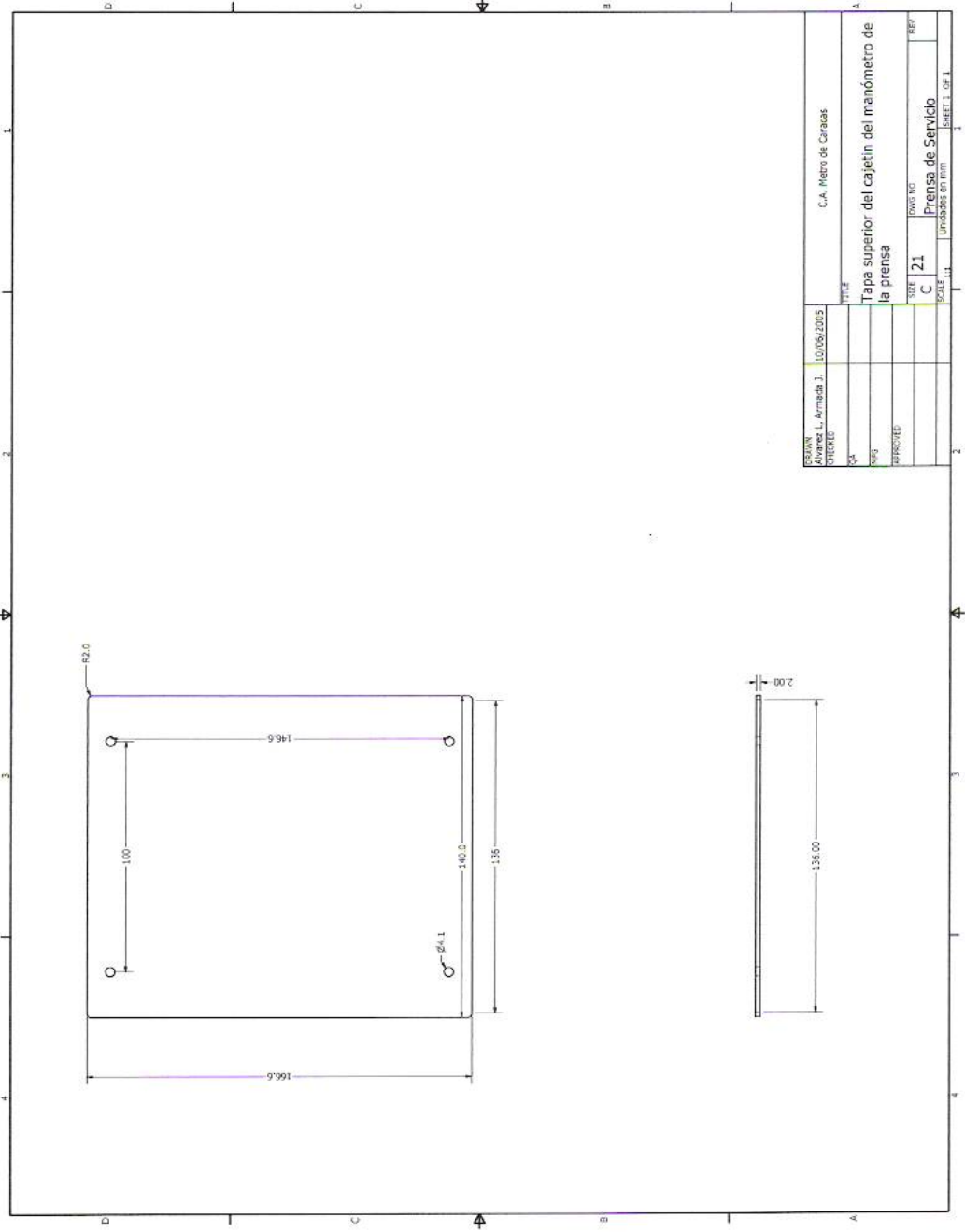
DESIGN	Alvarez L. Armada J.	11/06/2005	C.A. Metro de Caracas
DRAWN			
CHECKED			
DATE			
PROJECT			
APPROVED			
SIZE	C	18	Prensa de Servicio
SCALE	1:1		Unidades en mm
SHEET	1	OF 1	



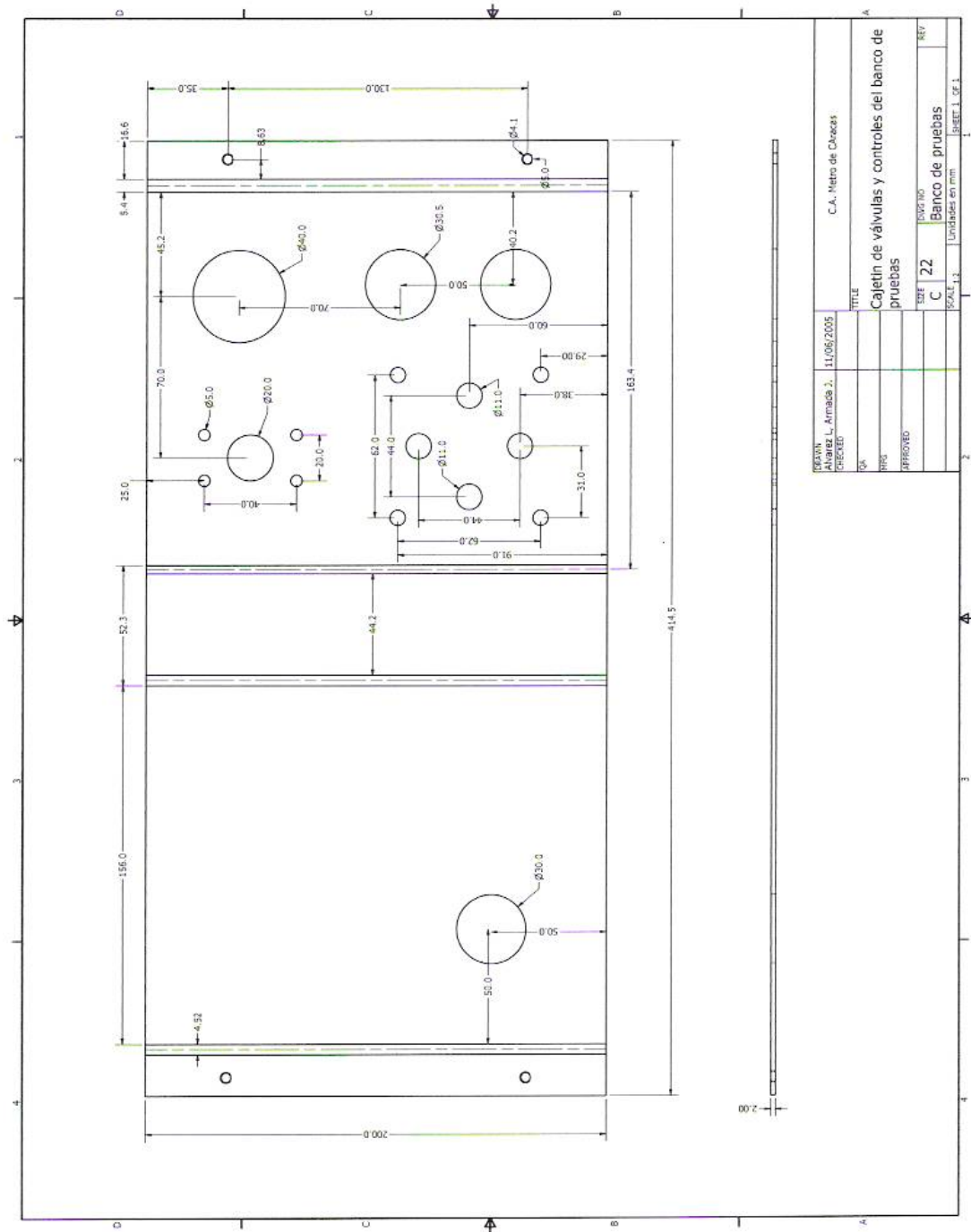
REVISOR	Alvarez L. Armada J.	11/06/2005	TÍTULO	C.A. Metro de Caracas
CHEQUEADO			CONT.	
PROY.			DESCRIPCIÓN	Cajetín del manómetro de la prensa
APROBADO			ESCALA	1:1
			HOJA NO.	19
			SUBC.	Prensa de Servicio
			PROY. (Escala)	
			HOJA TOTAL	19
			PROY. (Escala)	



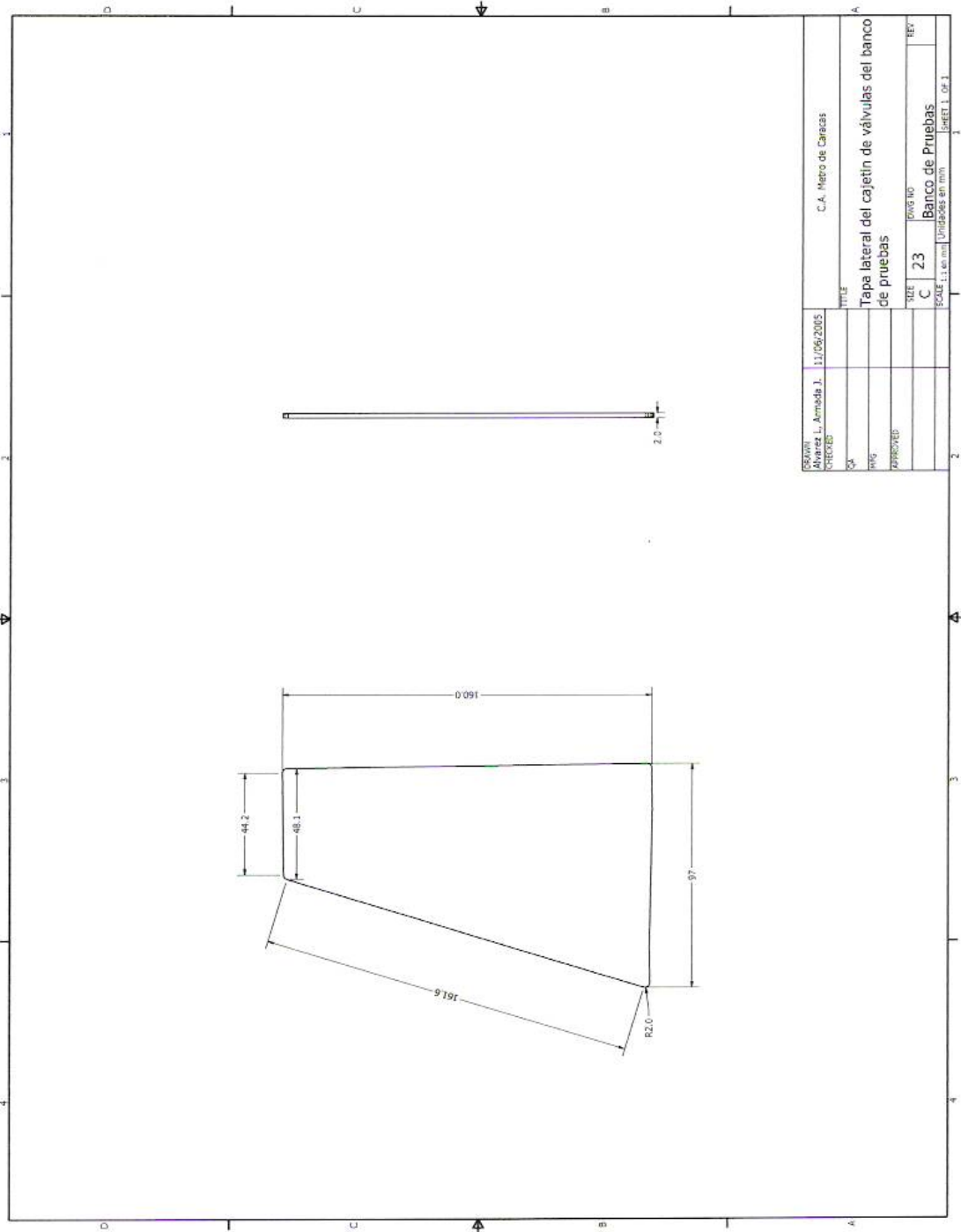
DESIGN	Avarez, L. Armada J.	DATE	10/06/2005	COMPANY	C.A. Metro de Caracas
CHECKED		TITLE		SIZE	C 20
DATE		DESCRIPTION	Tapa lateral del cajetin del manómetro de la prensa		
APPROVED		SCALE	1:1	UNITS	mm
		PROJECT		SHEET	1 OF 1



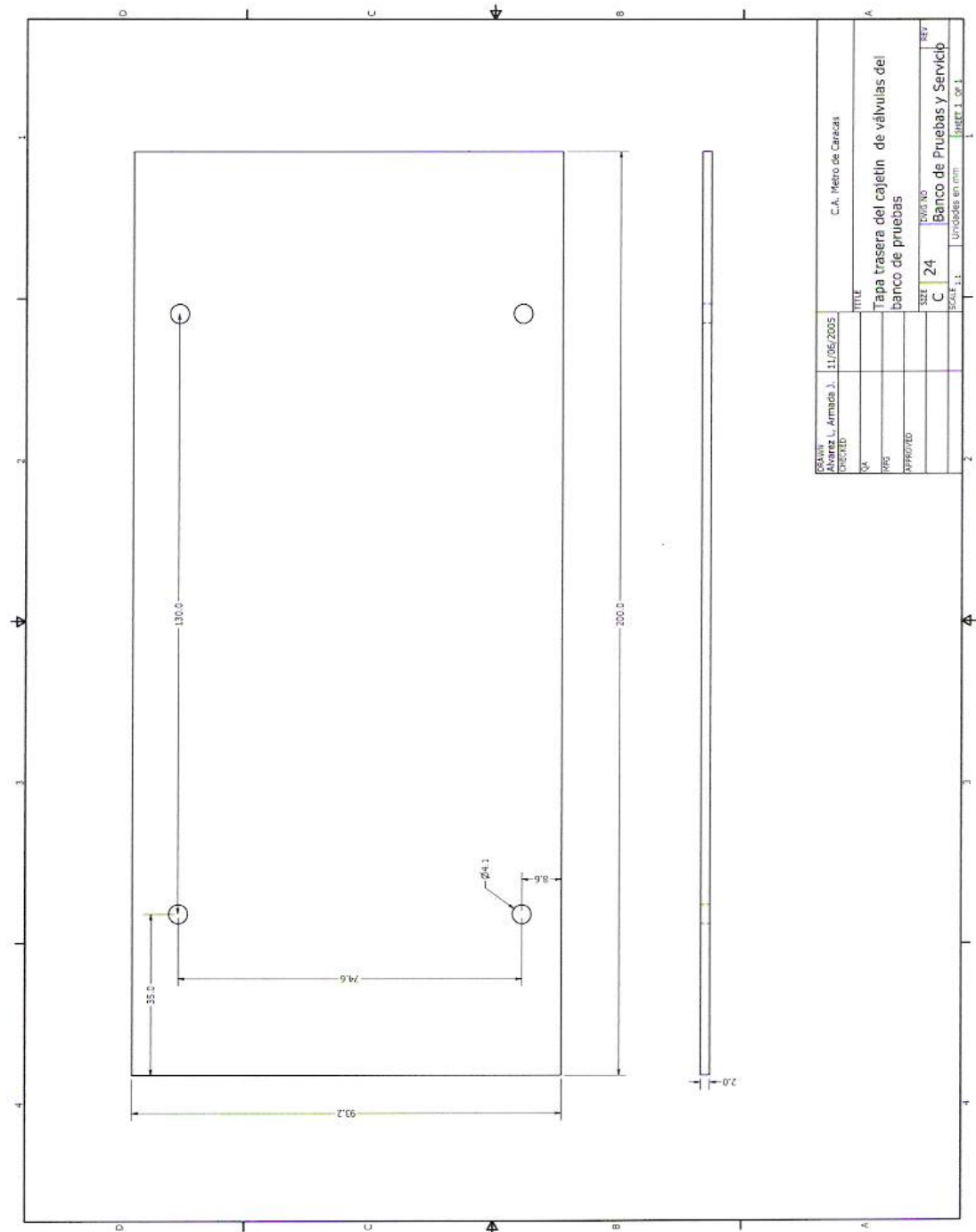
ESTADO	Alvarez, L. Armada J.	10/06/2005	C.A. Metro de Caracas
HECHO			
REVISADO			
APROBADO			
TITULO	Tapa superior del cajetin del manómetro de la prensa		
NO. DE PROYECTO	C 21	PROYECTO	Prensa de Servicio
NO. DE HOJA	11	UNIDADES EN TOTAL	SHEET 1 OF 1



DESIGN	Alvarez L. Armada J.	DATE	11/06/2005
CHECKED		TITLE	C.A. Metro de Coozas
DATE		Cajetin de válvulas y controles del banco de pruebas	
APPROVED		REV	22
		SECTION	Banco de pruebas
		SCALE	1:1
		UNITS	Undbase en mm
		SHEET	OF 1

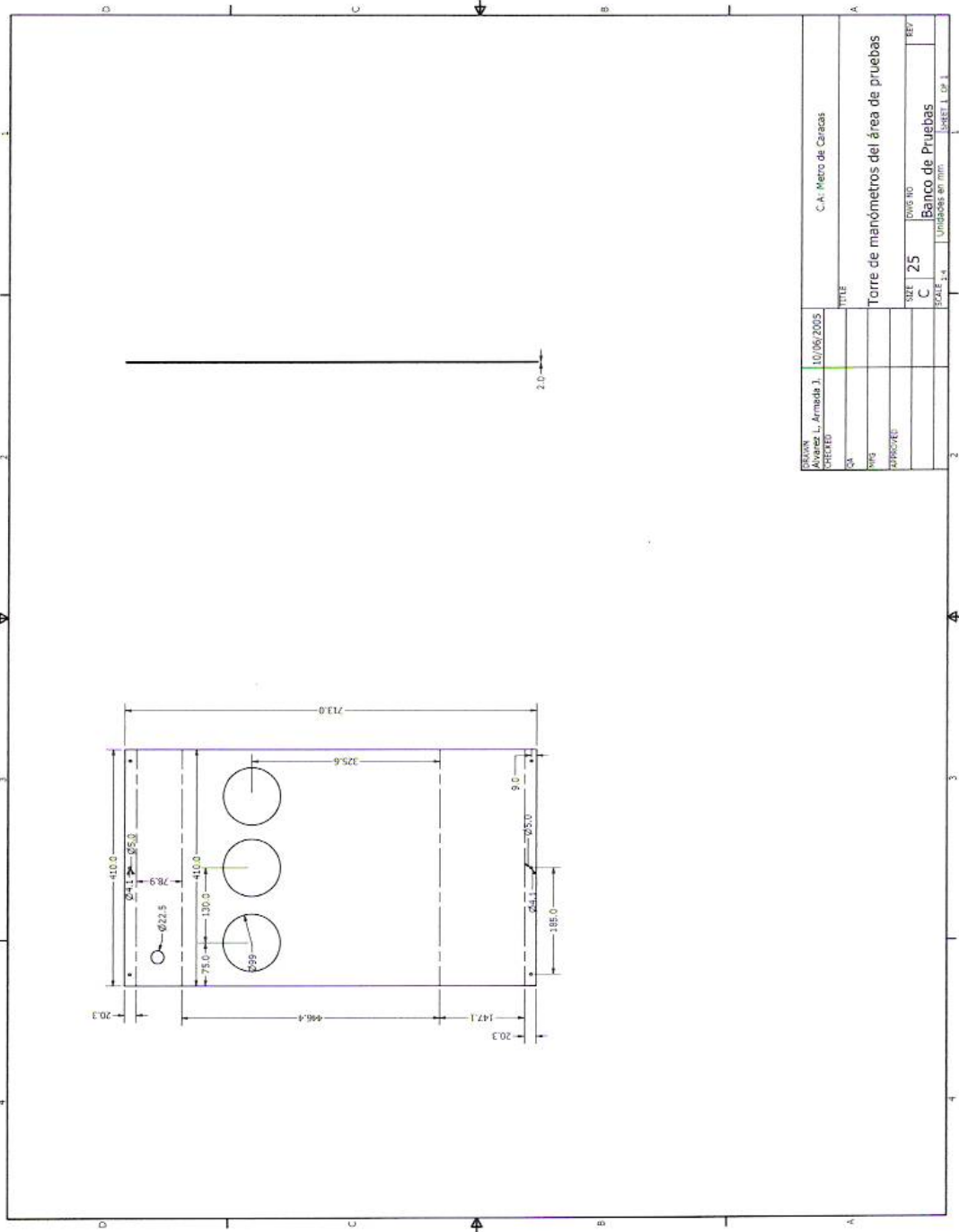


OSAWIL	Alvarez J., Amada J.	11/06/2005	C.A. Metro de Caracas
CHOCOB			
CA			
PROG.	Tapa lateral del cajetin de válvulas del banco de pruebas		
APROBADO			
	TAJE	PROY. NO.	REV.
	C	23	Banco de Pruebas
	ESCALA 1:1 en mm		Unidades en mm
	2	3	1
	SHEET 1 OF 1		

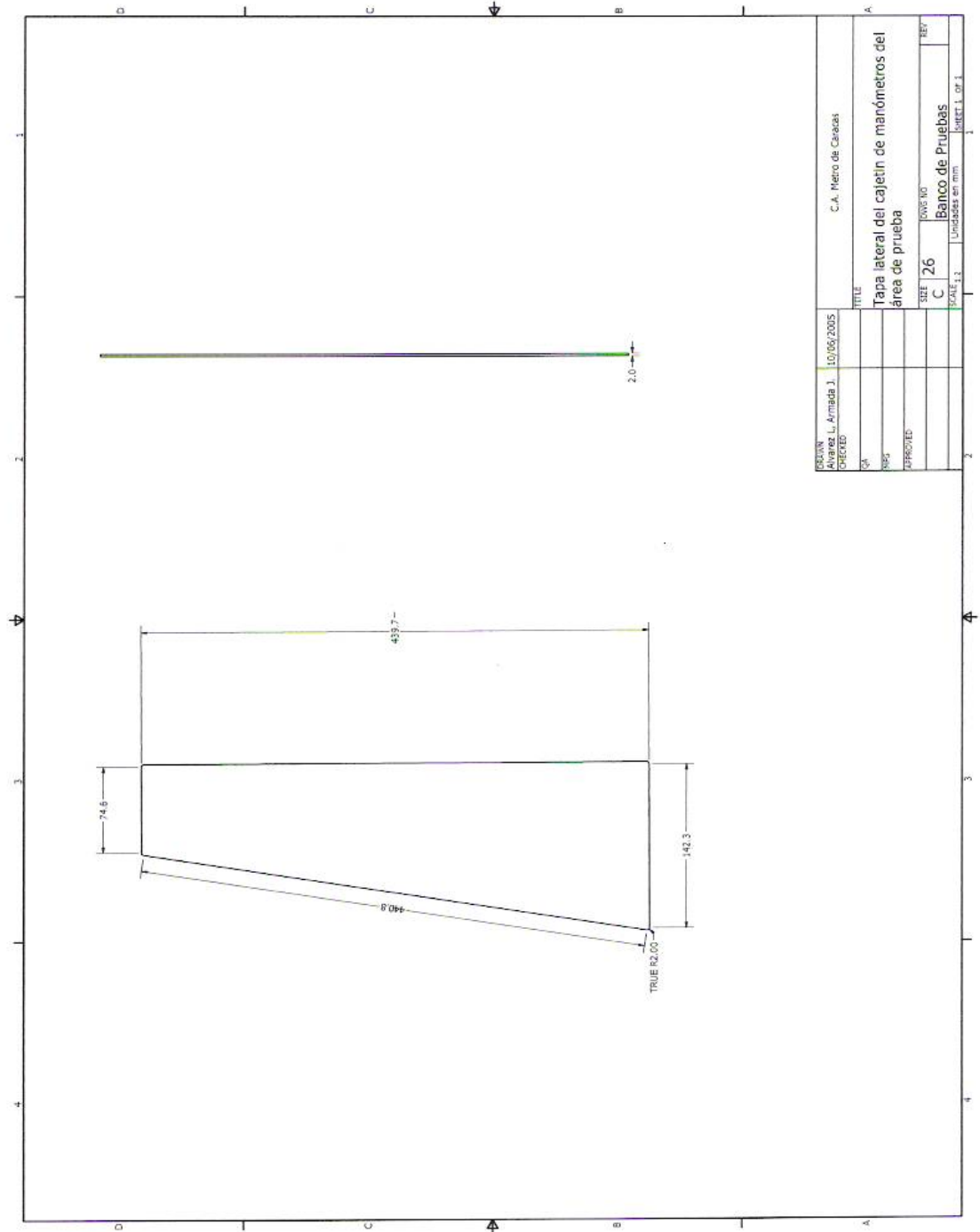


DESIGN	Alvarez L. Arminda J.	11/06/2005	C.A. Metro de Caracas
DRAWN			
QA			
PREP			
APPROVED			
SIZE	C	24	TOMO NO
SCALE	1:1		Banco de Pruebas y Servicio
UNITS	Unidades en mm		
SHEET	1	OF 1	

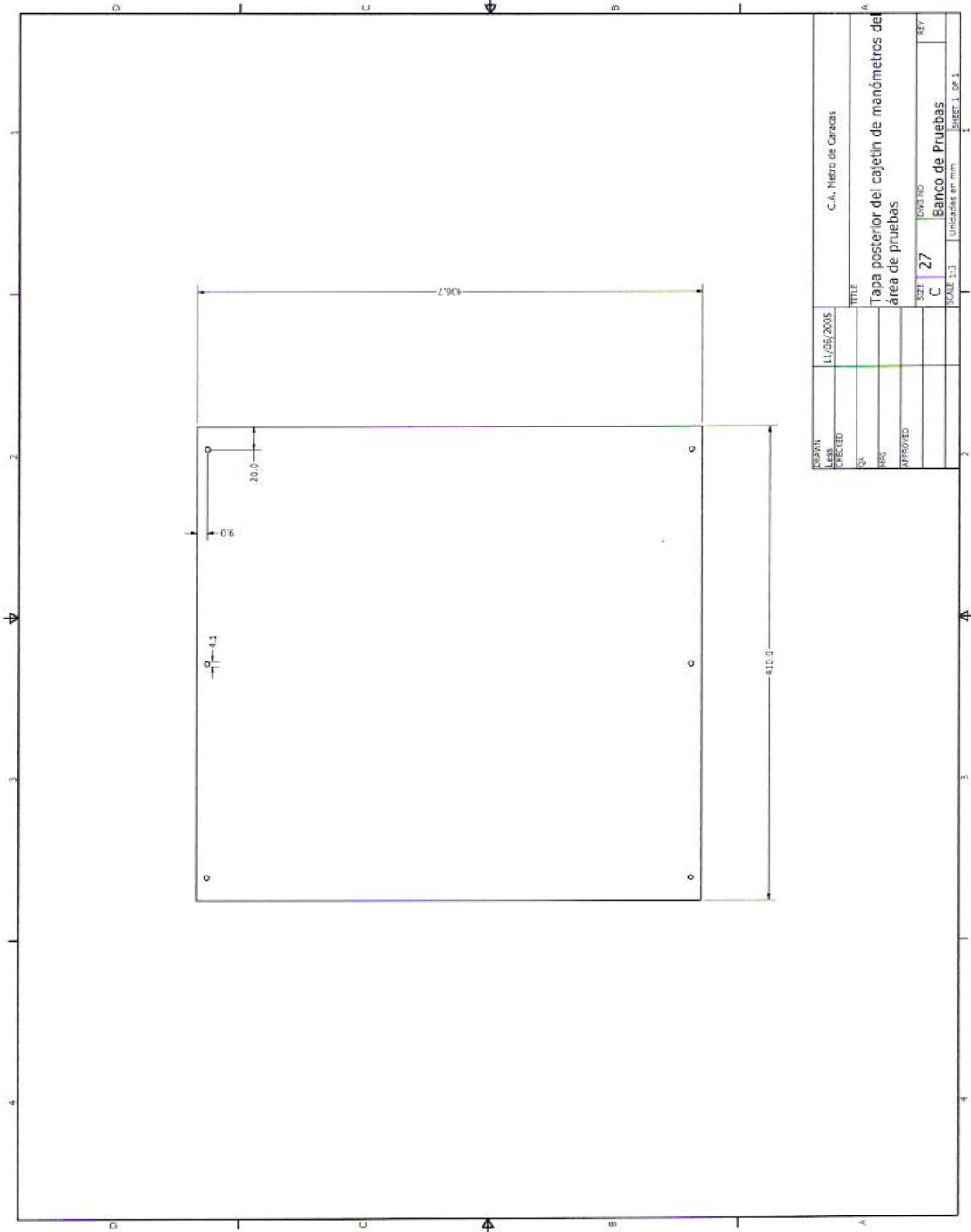
Título
Tapa trasera del cajetin de válvulas del
banco de pruebas



DIBUJANTE CERRITOS C.A.	10/06/2005	C.A. Metro de Caracas
TÍTULO Torre de manómetros del área de pruebas		
T.M.S. EXPRESIONES	SIZE C	DIMS NO Banco de Pruebas
2	2	2
ESCALA 1:4 UNIDADES EN mm.		
SHEET 1 OF 1		







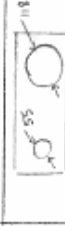




REVISOR: Alfonso L. Arribas J.	10/06/2005	TÍTULO	C.A. Metro de Caracas
CHECKED:			
QA:		Tapa lateral del cajetín de manómetros del área de prueba	
RFPS:			
APPROVED:		SIZE	26
		SCALE	1:2
		UNITS	mm
		PROJECT	Banco de Pruebas
		WORKSHEET	1 OF 1



ANEXO 2

***HOJAS DE PROCESO DE
LAS PIEZAS A SER FABRICADAS.***

Planeador de Procesos: Placas soporte de la Prensa Neumática (2 piezas)

Nº Operación	Descripción	RPM	Avance	Penetración	Vel. Avance	Vel. Sup. Corte	Tiempo		Herramienta	Observación
							Estimado	Real		
1		460,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	30,215'		HSS	Fresado Frontal
2		450,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	14,044'		HSS	Fresado Frontal
3		450,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	32,214'		HSS	Fresado Frontal
4		450,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	14,044'		HSS	Fresado Frontal
5		572,96	-	19mm	0,18mm/rev	18m/min	3,96		HSS	Taladrado
6		572,96	-	19mm	0,18mm/rev	18m/min	2,315		HSS	Taladrado
7		450,94	1mm	133mm	0,16mm/rev	17m/min	9,099'		Helicóptero	Fresado circular
8		572,96	-	19mm	0,18mm/rev	18m/min	2,157'		HSS	Taladrado (10 agujeros)
9		450,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	16,853'		HSS	Fresado frontal (ALETA)
10		450,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	3,511'		HSS	Fresado frontal (ALETA)
11		450,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	2,809'		HSS	Fresado frontal (ALETA)
12		450,94	1mm	10mm	0,16mm/rev	17m/min	16,386'		HSS	Fresado frontal (ALETA)

ANEXO 3

***COTIZACIONES Y ESPECIFICACIONES
DE LOS EQUIPOS A SER COMPRADOS
POR LA EMPRESA.***

SOLICITUD DE COMPRA					SERVIDICIO PARA LA UNIDAD RECEPTORA						
					1 FECHA DE RECEPCIÓN		2 CLASIFICACIÓN			3 TIPO DE SERVIDICIO	
					D	M	A	NORMAL	INTERNACIONAL	PRXTO	
UNIDAD SOLICITANTE											
4 NOMBRE GERENCIA DE MATERIAL RODANTE		5 SIGLAS OMR		6 CENTRO COSTO 0022030100		7 PAIS PROCEDE		8 N. INTERNO		9 FECHA	
LUGAR DE ENTREGA											
10 DIRECCIÓN EXACTA PANTOS Y TALLERES DE PROPATRIA ALMACÉN CENTRAL 01						11 CÓDIGO DEL ALMACÉN ACM-01					
12 TIPO DE TRANSMISIÓN		13 CALIFICACIÓN DE MATERIAL			14 COSTO ESTIMADO						
NORMAL URGENTE		PROGRAMABLE EMERGENCIA		CONSUMIBLE OCASIONAL ESTRATEGICO			REPARABLE STOCK EXTRA EDICO				
DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL											
15 ÍTEM	16 CANTIDAD	17 U.M.	18 CÓDIGO DEL MATERIAL	19 DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL							
01	1	PZ		VALVULA DE PEDAL CON ENCLAVE DE TRES (3) VIAS, DOS (2) POSICIONES, DIAMETRO DE CONEXIÓN 1/4" CODIGO 281953/FP/3-1/4 (FESTO) ✓							
02	2	PZ		REGULADORES DE FLUJO TIPO LINEA, DIAMETRO 3/8" MODELO AS3000N03 (SMC) ✓							
03	1	PZ		REGULADOR DE PRESIÓN DIAMETRO DE LA CONEXIÓN 3/8" CAPACIDAD DE FLUJO 3000 Nlts / Min. RANGO DE REGULACIÓN 0,5 - 8,5 BAR MODELO AR3000.NB3G (SMC) ✓							
04	1	PZ		VALVULA CHECK (ANTIRRETORNO) DIAMETRO 1/4" AK-4000-N02 (SMC)							
05	1	PZ		VALVULA DE CUATRO (4) VIAS Y DOS (2) POSICIONES CON ENCLAVAMIENTO, ACCIONAMIENTO POR PALANCA DIAMETRO 3/8" MODELO VH-302-N03 (SMC) ✓							
06	1	PZ		MANOMETRO DE USO INDUSTRIAL, DIAL DE 4", RANGO DE 0 A 30 PSI, CAJA DE ACERO INOXIDABLE, INTERNOS DE BRONCE, LLENABLE DE GLICERINA ESCALA DUAL (PSI-BAR), MARCA ENFM (INTRA)							
07	1	PZ		CILINDRO NEUMATICO DOBLE EFECTO, DIAMETRO 10 Cm, CARRERA DE 80 Cm, FUERZA NETA EJERCIDA A 6 BAR = 497 KgF, CON CONECTORES. (CEACA)							
08	1	PZ		VALVULA NEUMATICA DE CINCO (5) VIAS Y TRES (3) POSICIONES, ACCIONAMIENTO POR PALANCA CON CENTRO CERRADO DIAMETRO 1/2" EMPLEADO PARA COMANDAR EL CILINDRO DE DOBLE EFECTO (CEACA)							
09	1	PZ		UNIDAD DE MANTENIMIENTO DE AIRE, DIAMETRO DE LA CONEXIÓN 1/4" (CEACA)							
10											
20. JUSTIFICACIÓN DE LA COMPRA											
EQUIPOS NECESARIOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE REPARACIÓN Y PRUEBAS A LOS CILINDROS DE FRENO DE LOS BOGUIS TIPO REMOLQUES DE NUEVA GENERACIÓN.											
21. OBSERVACIONES Y/O REQUERIMIENTOS ADICIONALES (ANEXE HOJA SI ES NECESARIO)											
22. ELABORADO POR:					23. REVISADO POR:			24. DEBERA RECIBIRSE			
APELLIDO Y NOMBRE: <i>H. Piedal</i>					JEFE DE T.M.O. <i>[Firma]</i>			FIRMA Y SELLO: <i>[Firma]</i>			
TEC. OMEDO HECTOR 000075 PASX 4504					ING. PEDRO UZCATEGUI			[Firma]			
APROBADO POR											
25 JEFE DE LA COORDINACIÓN					26 GERENTE MATERIAL RODANTE			27 GERENTE P.B. (TIPO)			
FIRMA Y FECHA: <i>[Firma]</i>					FIRMA Y FECHA: <i>[Firma]</i>			FIRMA Y FECHA: <i>[Firma]</i>			
TEC. HENRY SIERRA					ING. CESAR CONTRERAS			ING. EDUARDO YANEZ			

ceaca

CENTRAL DE EQUIPOS AUTOMATICOS S.A.

AV. CANALITA - FOF. MISION - C/DE. LOS ESTEROS - AEROD. SABANA
 GRANER. 2000 - B. SECUR. 1098 - CARACAS - VENEZUELA
 TELEFONOS: 791.18.71 - 791.19.30 - 791.22.24 - 791.28.37
 FAX: 791.18.69 - TELEF. 21589 CEALCOM

ITEM- 7-8-9

PRESUPUESTO N° 4627

FECHA	DA	ME	AN
	Y	Y	5

VENDEDOR: Trafi

CONDICIONES DE PAGO: _____

SEÑOR: ING. JOSE CORTI

DIRECCION: Plaza de la Libertad

CANTIDAD	DESCRIPCION	Precio Unitario	TOTAL
2	Cilindros # 100x500		1144000
1	Mando 1/2 18 machos		195200
1	CONSUNTO FLEMS fr 1700		225000
1	CONVERTOR 6000 4x8		6450
1	— — 1x8		6250
1	TUBO 8MM		7500
NOTA: ESTOS PRECIOS NO INCLUYEN IVA 15%			

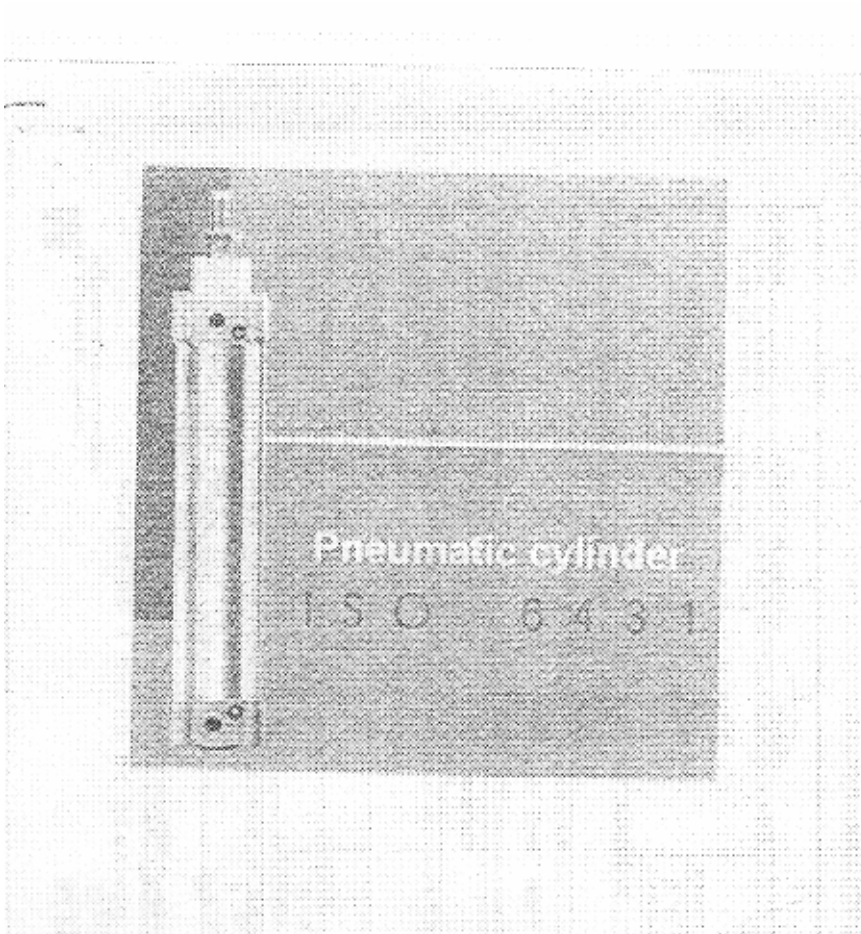
TOTAL \$s.

Tiempo de Entrega: INMEDIATA

Validez del Presupuesto: 15 DIAS

_____ Firma del Cliente

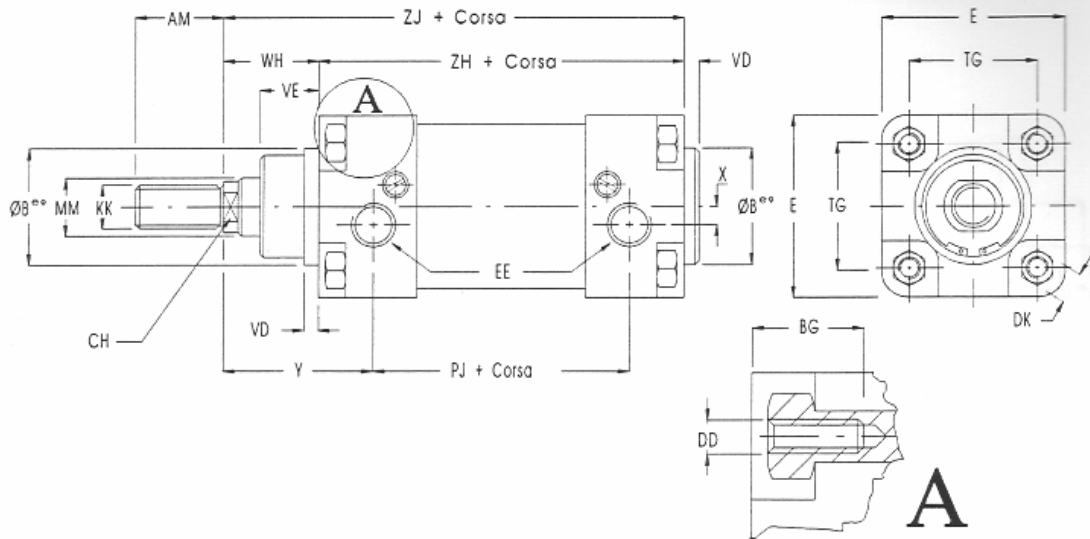
_____ Firma del Vendedor





CILINDRI PNEUMATICI SERIE ISO 6431

Versione base



Ales.	MM	KK	AM	B	VD	WH	VE	X	Y	CH	EE	E	TG	DD	BG	DK	ZJ	ZH	PJ
32	12	M10x1.25	22	30	4	26	18	5	39.5	8	1/8"	45	32.5	M6	13	10	120	94	67
40	16	M12x1.25	24	35	4	30	20	5	45	12	1/4"	50	38	M6	13	10	135	105	75
50	20	M16x1.5	32	40	4	37	25	3	51	16	1/4"	65	46.5	M8	16	14	143	106	78
63	20	M16x1.5	32	45	4	37	25	3	53	16	3/8"	75	56.5	M8	16	14	158	121	89
80	25	M20x1.5	40	45	4	46	32	3	64	20	3/8"	95	72	M10	21	17	174	128	92
100	25	M20x1.5	40	55	4	51	35	0	71	20	1/2"	115	89	M10	21	17	189	138	98
125	30	M27x2	54	60	5	65	42	0	90	24	1/2"	140	110	M12	21	19	225	160	110
*160	40	M36x2	72	65	7	80	25	11	113	32	3/4"	180	140	M16	18	24	260	180	114
*200	40	M36x2	72	65	7	90	25	11	123	32	3/4"	220	175	M16	18	24	280	190	124

* Esecuzione a tiranti



SMC NEUMÁTICA VENEZUELA S.A.

R.F.C. J-86256316-9 N.I.T. 0019281441

 JTE 11-2-3-V-5
 OMRON
 Distribuidor Autorizado

 CARACAS:
 Edif. Miraflores - 2do. Piso - Av. Bolívar 2000 - Caracas 1051 - Venezuela
 Tel: (0212) 907 40-56 Fax: (0212) 907 40-56
 Caracas - 480326-17-961 - Venezuela

 VALLETA:
 Edif. Comercio - 2do. Piso - Av. Bolívar 2000 - Caracas 1051 - Venezuela
 Tel: (0212) 907 40-56 Fax: (0212) 907 40-56
 Caracas - 480326-17-961 - Venezuela

*** NUEVOS TELEFONOS 632-10-76 632-18-33 ***

PRESUPUESTO NRO. 04-01474

 Pg. 1
 Caracas, 17/Marzo/2000

 Señores : C.A. METRO DE CARACAS.
 Dirección: Av. FCC, DR. ROSA MUYICENRO EMPRESARIAL DEL ESTE
 EDIF. MIRAFLORES TORRE "B" PISO 2, CHACABO, CARACAS.
 Telefonos: (0212) 907 40-56 (0212) 907 40-56
 Cod. : 0054 Atención: ING. JOSE CIOFFI

Estimados Señores:

Una vez más les damos las gracias por la oportunidad de presentarles nuestra línea de productos y de asesoría técnica.

Si desea encontrar adjunto, para su correspondiente estudio y consideración, nuestro presupuesto, identificado con el número 04-01474 de acuerdo a lo solicitado.

Aprovechamos la ocasión para tal vez exponer nuestros términos y condiciones generales relacionados a esta oferta.

Asesor Técnico : SR. JESUS CARMONA
 Monto más I.V.A. : Bs=705,209.90 638,121,20
 Condiciones de Pago : 30 días
 Validez de la Oferta : 15 días
 Tiempo de Entrega : Inmediata
 Lugar de Entrega : NUESTRO ALMACEN EN CARACAS

Para cualquier información adicional, sirvase contactar a su asesor técnico o a quien suscribe.

Cordialmente,

 Sr. JESUS CARMONA
 Depto. De Ventas



SMC NEUMATICA VENEZUELA S.A.

R.I.F.: J-00258316 - 9 N.I.T.: 0019261441

Distribuidor Autorizado

CARACAS:
 EDIF. WAWAC, LOCAL 5, AV. NUEVA GRANADA. TELFS. VENTA: (0212) 632.10.76 -
 632.18.33 ADMINISTRACION: (0212) 632.18.76 - 632.18.34 - 632.13.10
 FAX: (0212) 632.38.71 - APDO. 40.150 - CARACAS 1060 - A
 CARACAS - VENEZUELA. E-MAIL: smcvenezuela@carven.net

VALENCIA:
 FINL. ONGACION AV. MICHELENA, ZONA INDUSTRIAL, EDIF. CANAIMA LOCAL 4
 TELFS.: (0241) 834.29.05 - 834.56.17 - 838.54.56 FAX: (0241) 834.82.58
 VALENCIA - EDO. CARABOBO - VENEZUELA
 E-MAIL: smcval1@smcven.com.ve

*** NUEVOS TELEFONOS 632-10-76 632-18-33 ***

PRESUPUESTO NRO. 04-01639

No.	Descripción	Cantidad	Precio	Total
01	Mod. VM230-N02-34B VALVULA MECANICA DE 3/2 VIAS TIPO: NORMALMENTE CERRADA. CONEXION: 1/4"NPT. ACTUADOR TIPO "SWITCH" CON ENCLAVAM- MIENTO, COLOR NEGR0.	1	130,560.00	130,560.00
02	Mod. VHS3000-N02 VALVULA MANUAL DE 3/2 VIAS CON ENCLAVAMIENTO, CONEXION: 1/4"NPT	1	122,400.00	122,400.00
03	Mod. VR3100-N01B INDICADOR NEUMATICO, COLOR VERDE, CONEXION HEMBRA 1/8"NPT.	1	136,128.00	136,128.00
04	Mod. CB1BN20-259 CILINDRO NEUMATICO DE SIMPLE EFECTO DE VASTAGO NORMALMENTE ADENTRO. DIAMETRO: 20 mm. CARERA: 25mm. DIAMETRO DEL VASTAGO: 8 mm. ROSCA: M8x1.25. MONTAJE: BASICO.	2	179,712.00	359,424.00
05	Mod. KQT10-00 CONECTOR EN "T" PARA MANGUERA DE 10MM.	1	18,489.00	18,489.00
TOTAL DEL PRESUPUESTO				767,001.00

Related Products VR3100 Pneumatic Indicator

Indicates the presence of pneumatic pressure. It is equivalent to the pilot lamp of an electrical system.



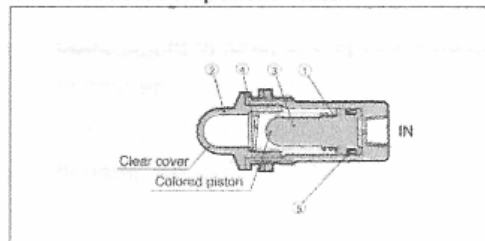
Symbol



Model/Specifications

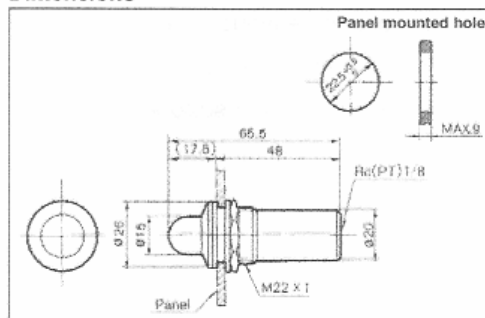
	VR3100-01R	VR3100-01G	VR3100-01O
Operating pressure	0.1 to 0.8MPa		
Ambient and fluid temp.	-5 to 60°C (No freezing)		
Frequency	100 c.p.m or less		
Color of indicator	Red	Green	Orange
Port size (Nominal size)	Rc(PT) 1/8 (5A)		
Weight	40g		

Construction/Component Parts



No.	Description	Material	Notes
①	Body	Aluminum alloy	
②	Indicator window	Acrylic	
③	Piston	Polyacetal	
④	Spring	Stainless steel	
⑤	Packing	NBR	

Dimensions



Related Products VR3110 Miniature Pneumatic Indicator

This is an ultra-compact air indicator light to monitor the presence of air pressure. It is equivalent to the pilot lamp of an electrical system.



Symbol



Model/Specifications

	VR3110-01R	VR3110-01G
Color of indicator	Red	Green
Operation	Piston style	
Operating pressure	0.15 to 1.0MPa	
Ambient and fluid temp.	-5 to 60°C (No freezing)	
Frequency	300 c.p.m or less	
Port size (Nominal size)	R(PT) 1/8 (5A)	
Weight	6g	

S□A

V□A

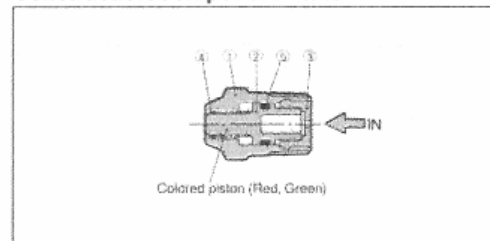
S□A

V□A

VMVR

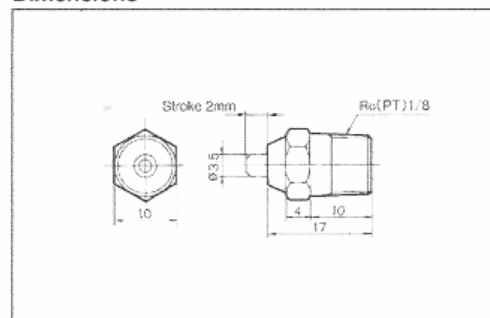
VH

Construction/Component Parts



No.	Description	Material	Notes
1	Body	Brass	
2	Piston A	Polyacetal	
3	Plug	Polyethylene	
4	Spring	Stainless steel	
5	O ring	NBR	

Dimensions



VM200

Series VM200

Push Button (Extended)/VM220-02-32R, B, G, Y/VM230-02-32R, B, G, Y

Panel mounted hole

JIS Symbol
 2 port 2(A)
 3 port 1(P) 2(A)
 1(P) 3(R)

0.5MPa supply	
F.O.F.	52N
P.T.	4.9mm
O.T.	1.6mm
T.T.	6.5mm

Push Button (Flush)/VM220-02-33, VM230-02-33

Panel mounted hole

JIS Symbol
 2 port 2(A)
 3 port 1(P) 2(A)
 1(P) 3(R)

0.5MPa supply	
F.O.F.	52N
P.T.	4.9mm
O.T.	1.6mm
T.T.	6.5mm

Twist Selector (2 position)/VM220-02-34R, B, G, Y/VM230-02-34R, B, G, Y

Panel mounted hole

JIS Symbol
 2 port 2(A)
 1(P)
 3 port 2(A)
 1(P) 3(R)

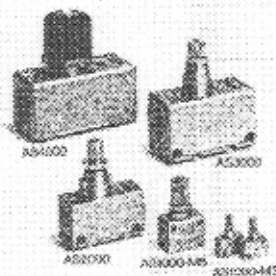
0.5MPa supply	
F.O.F.	32N
T.T.	90

Speed Controller Standard

Series AS

In-line Style

Compact size saves space.
Speed may be accurately controlled
even at low speeds.
Constant speed easily set.
Retainer prevents accidental loss
of needle.



JIS Symbol



Model

Model	Port size	Free flow		Controlled flow		Applicable cylinder bore size (mm)	Stroke (mm)
		Air flow rate (MPa)	Stroke rate (mm/s)	Air flow rate (MPa)	Stroke rate (mm/s)		
AS1000-M3	M3 X 0.5	20	0.3	20	0.3	2.5, 4, 6	4.7
AS1000-M5	M5 X 0.8	80	1.4	80	1.2	6, 10, 16, 20, 25	33
AS2000-01	M6	340	5.2	250	3.8	20, 25, 32, 40	115
AS2000-02	1/4	340	5.2	250	3.8	20, 25, 32, 40	115
AS3000-02	1/4	810	12.3	810	12.3	32, 40, 50, 63	130
AS3000-03	3/8	810	12.3	810	12.3	32, 40, 50, 63	130
AS4000-02	1/4	1,670	25.5	1,670	25.5	40, 50, 63	227
AS4000-03	3/8	1,670	25.5	1,670	25.5	40, 50, 63	227
AS4000-04	1/2	1,670	25.5	1,670	25.5	40, 50, 63	227
AS5000-02	1/4	2,840	44	2,840	44	40, 50, 63	242
AS5000-03	3/8	4,270	68	4,270	68	40, 50, 63	233
AS5000-04	1/2	4,270	68	4,270	68	40, 50, 63	234

Note: Supply pressure: 0.5MPa, Temperature: 30°C

Specifications

Rated pressure ⁽¹⁾	1.0MPa (±0.5MPa)
Max. operating pressure ⁽¹⁾	1MPa (0.7MPa)
Min. operating pressure ⁽¹⁾	0.05MPa (0.1MPa)
Ambient and fluid temperature	-5 to 60°C (Dry freezing)
Number of needle rotation ⁽²⁾	8 turns (10 turns)

Note 1: 1/2 Values for AS1000.

Accessories

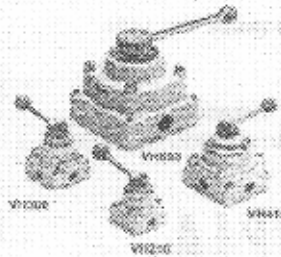
Description	Part No.	Applicable model
Cap	AS-SH	AS1000

Note: AS1000 with cap: AS1000-M5-N

How to Order

AS 1 000 - M5	
Body size	Port size
1 M3, M5	M3 X 0.5
2 M6, M8	M5 X 0.8
3 M6	1/4
4 M8	3/8
5 1/2	1/2
6 1/2	3/4
7 1/2	1
8 1/2	1 1/4
9 1/2	1 1/2
10 1/2	2
11 1/2	2 1/2
12 1/2	3
13 1/2	3 1/2
14 1/2	4
15 1/2	4 1/2
16 1/2	5
17 1/2	5 1/2
18 1/2	6
19 1/2	6 1/2
20 1/2	7
21 1/2	7 1/2
22 1/2	8
23 1/2	8 1/2
24 1/2	9
25 1/2	9 1/2
26 1/2	10
27 1/2	10 1/2
28 1/2	11
29 1/2	11 1/2
30 1/2	12
31 1/2	12 1/2
32 1/2	13
33 1/2	13 1/2
34 1/2	14
35 1/2	14 1/2
36 1/2	15
37 1/2	15 1/2
38 1/2	16
39 1/2	16 1/2
40 1/2	17
41 1/2	17 1/2
42 1/2	18
43 1/2	18 1/2
44 1/2	19
45 1/2	19 1/2
46 1/2	20
47 1/2	20 1/2
48 1/2	21
49 1/2	21 1/2
50 1/2	22
51 1/2	22 1/2
52 1/2	23
53 1/2	23 1/2
54 1/2	24
55 1/2	24 1/2
56 1/2	25
57 1/2	25 1/2
58 1/2	26
59 1/2	26 1/2
60 1/2	27
61 1/2	27 1/2
62 1/2	28
63 1/2	28 1/2
64 1/2	29
65 1/2	29 1/2
66 1/2	30
67 1/2	30 1/2
68 1/2	31
69 1/2	31 1/2
70 1/2	32
71 1/2	32 1/2
72 1/2	33
73 1/2	33 1/2
74 1/2	34
75 1/2	34 1/2
76 1/2	35
77 1/2	35 1/2
78 1/2	36
79 1/2	36 1/2
80 1/2	37
81 1/2	37 1/2
82 1/2	38
83 1/2	38 1/2
84 1/2	39
85 1/2	39 1/2
86 1/2	40
87 1/2	40 1/2
88 1/2	41
89 1/2	41 1/2
90 1/2	42
91 1/2	42 1/2
92 1/2	43
93 1/2	43 1/2
94 1/2	44
95 1/2	44 1/2
96 1/2	45
97 1/2	45 1/2
98 1/2	46
99 1/2	46 1/2
100 1/2	47
101 1/2	47 1/2
102 1/2	48
103 1/2	48 1/2
104 1/2	49
105 1/2	49 1/2
106 1/2	50
107 1/2	50 1/2
108 1/2	51
109 1/2	51 1/2
110 1/2	52
111 1/2	52 1/2
112 1/2	53
113 1/2	53 1/2
114 1/2	54
115 1/2	54 1/2
116 1/2	55
117 1/2	55 1/2
118 1/2	56
119 1/2	56 1/2
120 1/2	57
121 1/2	57 1/2
122 1/2	58
123 1/2	58 1/2
124 1/2	59
125 1/2	59 1/2
126 1/2	60
127 1/2	60 1/2
128 1/2	61
129 1/2	61 1/2
130 1/2	62
131 1/2	62 1/2
132 1/2	63
133 1/2	63 1/2
134 1/2	64
135 1/2	64 1/2
136 1/2	65
137 1/2	65 1/2
138 1/2	66
139 1/2	66 1/2
140 1/2	67
141 1/2	67 1/2
142 1/2	68
143 1/2	68 1/2
144 1/2	69
145 1/2	69 1/2
146 1/2	70
147 1/2	70 1/2
148 1/2	71
149 1/2	71 1/2
150 1/2	72
151 1/2	72 1/2
152 1/2	73
153 1/2	73 1/2
154 1/2	74
155 1/2	74 1/2
156 1/2	75
157 1/2	75 1/2
158 1/2	76
159 1/2	76 1/2
160 1/2	77
161 1/2	77 1/2
162 1/2	78
163 1/2	78 1/2
164 1/2	79
165 1/2	79 1/2
166 1/2	80
167 1/2	80 1/2
168 1/2	81
169 1/2	81 1/2
170 1/2	82
171 1/2	82 1/2
172 1/2	83
173 1/2	83 1/2
174 1/2	84
175 1/2	84 1/2
176 1/2	85
177 1/2	85 1/2
178 1/2	86
179 1/2	86 1/2
180 1/2	87
181 1/2	87 1/2
182 1/2	88
183 1/2	88 1/2
184 1/2	89
185 1/2	89 1/2
186 1/2	90
187 1/2	90 1/2
188 1/2	91
189 1/2	91 1/2
190 1/2	92
191 1/2	92 1/2
192 1/2	93
193 1/2	93 1/2
194 1/2	94
195 1/2	94 1/2
196 1/2	95
197 1/2	95 1/2
198 1/2	96
199 1/2	96 1/2
200 1/2	97
201 1/2	97 1/2
202 1/2	98
203 1/2	98 1/2
204 1/2	99
205 1/2	99 1/2
206 1/2	100
207 1/2	100 1/2
208 1/2	101
209 1/2	101 1/2
210 1/2	102
211 1/2	102 1/2
212 1/2	103
213 1/2	103 1/2
214 1/2	104
215 1/2	104 1/2
216 1/2	105
217 1/2	105 1/2
218 1/2	106
219 1/2	106 1/2
220 1/2	107
221 1/2	107 1/2
222 1/2	108
223 1/2	108 1/2
224 1/2	109
225 1/2	109 1/2
226 1/2	110
227 1/2	110 1/2
228 1/2	111
229 1/2	111 1/2
230 1/2	112
231 1/2	112 1/2
232 1/2	113
233 1/2	113 1/2
234 1/2	114
235 1/2	114 1/2
236 1/2	115
237 1/2	115 1/2
238 1/2	116
239 1/2	116 1/2
240 1/2	117
241 1/2	117 1/2
242 1/2	118
243 1/2	118 1/2
244 1/2	119
245 1/2	119 1/2
246 1/2	120
247 1/2	120 1/2
248 1/2	121
249 1/2	121 1/2
250 1/2	122
251 1/2	122 1/2
252 1/2	123
253 1/2	123 1/2
254 1/2	124
255 1/2	124 1/2
256 1/2	125
257 1/2	125 1/2
258 1/2	126
259 1/2	126 1/2
260 1/2	127
261 1/2	127 1/2
262 1/2	128
263 1/2	128 1/2
264 1/2	129
265 1/2	129 1/2
266 1/2	130
267 1/2	130 1/2
268 1/2	131
269 1/2	131 1/2
270 1/2	132
271 1/2	132 1/2
272 1/2	133
273 1/2	133 1/2
274 1/2	134
275 1/2	134 1/2
276 1/2	135
277 1/2	135 1/2
278 1/2	136
279 1/2	136 1/2
280 1/2	137
281 1/2	137 1/2
282 1/2	138
283 1/2	138 1/2
284 1/2	139
285 1/2	139 1/2
286 1/2	140
287 1/2	140 1/2
288 1/2	141
289 1/2	141 1/2
290 1/2	142
291 1/2	142 1/2
292 1/2	143
293 1/2	143 1/2
294 1/2	144
295 1/2	144 1/2
296 1/2	145
297 1/2	145 1/2
298 1/2	146
299 1/2	146 1/2
300 1/2	147
301 1/2	147 1/2
302 1/2	148
303 1/2	148 1/2
304 1/2	149
305 1/2	149 1/2
306 1/2	150
307 1/2	150 1/2
308 1/2	151
309 1/2	151 1/2
310 1/2	152
311 1/2	152 1/2
312 1/2	153
313 1/2	153 1/2
314 1/2	154
315 1/2	154 1/2
316 1/2	155
317 1/2	155 1/2
318 1/2	156
319 1/2	156 1/2
320 1/2	157
321 1/2	157 1/2
322 1/2	158
323 1/2	158 1/2
324 1/2	159
325 1/2	159 1/2
326 1/2	160
327 1/2	160 1/2
328 1/2	161
329 1/2	161 1/2
330 1/2	162
331 1/2	162 1/2
332 1/2	163
333 1/2	

Hand Valve Series VH



Standard Specifications

Fluid	Air	
Standard specifications	1.25MPa	
Max operating pressure	VH200, 300, 400	1.25MPa
Max. pressure	VH600	2.52MPa
Ambient and fluid temperature	-5 to 60°C (-23 to 140°F)	
Operating angle	90°	
Lubrication	Not required (but recommended for long life)	

S1/A

V1/A

S1/A

V1/A

Optional Specifications

Bottom piping	VH600, 400
Permissible	VH200, 300, 400
Different P port location (On handle side)	If applicable

* Note that P port of V-Model located on handle side at standard.

VM/VR

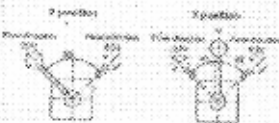
V1/A

Models

Series	Port Size	Number of positions	Valving direction	ISO 5512		No. of ports (P, R, S, T)	Weight (kg)
				Port number	Port symbol		
VH2	1/4	3 (Closed center)		VH200-02	VH210-02	7, 5(2+1)	0.42
		3 (Closed center)		VH201-02	VH211-02		
		2 (Push-on)		VH202-02	VH212-02		
VH3	1/2, 3/8	3 (Closed center)		VH300-02, 03	VH310-02, 03	Rev. 16 17(2, 3)	0.71
		3 (Closed center)		VH301-02, 03	VH311-02, 03		
		2 (Push-on)		VH302-02, 03	VH312-02, 03		
		3 (Closed center)		VH320-02, 03	VH330-02, 03	Rev. 16 20(1, 1)	
		3 (Closed center)		VH321-02, 03	VH331-02, 03		
		2 (Push-on)		VH322-02, 03	VH332-02, 03		
VH4	1/2, 3/8	3 (Closed center)		VH400-02 to 03	VH410-02 to 03	Rev. 16 42(1, 5)	1.20
		3 (Closed center)		VH401-02 to 03	VH411-02 to 03		
		2 (Push-on)		VH402-02 to 03	VH412-02 to 03		
		3 (Closed center)		VH420-02 to 03	VH430-02 to 03	Rev. 16 50(1, 1)	
		3 (Closed center)		VH421-02 to 03	VH431-02 to 03		
		2 (Push-on)		VH422-02 to 03	VH432-02 to 03		
VH6	3/4, 1	3 (Closed center)		VH600 06, 03	...	Rev. 16 184(10, 2) Net 194(10, 5)	0.7



Handle operation angle and on flow direction
(Refer to figure of porting direction in the left.)



17/03/05

FESTO

CARACAS, 17/03/2005

Señores:

C.A. METRO DE CARACAS- Cliente: 504586

A la Atencion de: Ing. José Stope

Direccion: AV. PCO. DE MIRANDA MULTICENTRO EMPRESARIAL DEL ESTE EDIF. MIRAN

Telefono(s) 0212-8752537/5760944/5014211

Fax:

Email:

Nuestra referencia:

Cotización No.

CCS-56-P0360

Página 1 de 1

En atencion a su amable solicitud, tenemos el agrado de someter a su consideracion la siguiente cotizacion:

Su referencia:

Req. Artículo	Tipo / Descripción /Comentario	Dias		Cant.	Precio Bs	Total Req. Bs
		Entreg.				
1 201953	FP-3-1/4 PEDAL	3		1	102,866.00	102,866.00

TOTAL	102,866.00 Bs	SUB-TOTAL	102,866.00 Bs
DESCUENTO	0.00 Bs 0.00 %	I.V.A. 15.00%	15,429.90 Bs
CARGO	0.00 Bs 0.00 %	TOTAL GENERAL	118,295.90 Bs

Terminos y Condiciones:

- 1.- Validez de la oferta: 5 Dia(s)
- 2.- Forma de pago. CREDITO A 45 Dia(s)
- 3.- El tiempo de entrega ofrecido puede verse afectado por las regulaciones vigentes adoptadas por el ejecutivo nacional a las importaciones
- 4.- Los precios de esta cotización están sujetos a cambios sin previo aviso en caso de agotarse las existencias en nuestro inventario, o por efectos en el cambio de la moneda, ya que son productos importados.



RUBEN GONZALEZ
Consultor de Ventas
Celular: 0416-6133340
Mail: rgonzalez@festo.com.ve

Comentario:

CARACAS

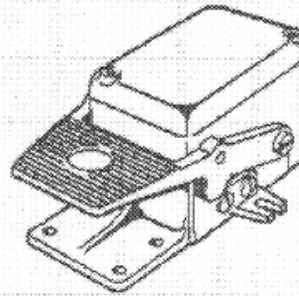
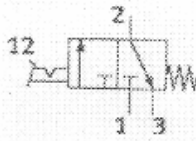
Av. San Teresa de Jesus con Av. Los
Chaguaramos Edif. CERSIFE PB Local 1
Urb. La Castellana
TEL: +58 (0) 212 / 2617948 -
2614898 - 2633255 - 264665
Fax: +58 (0) 212 / 2638865
Mail: caracas@festo.com.ve

OFICINA PRINCIPAL

Av. 23 con calle 71 # 22-62
Municipio, Edo. Zulia
RIF: J-302892104 NIT: 0031898727
TEL: +58 (0) 261 / 7594120 - 7594138
7594197 - 7594126
Fax: +58(0) 261 / 7590455
Mail: festo@festo.com.ve

Vista detallada

Válvula con pie enclavable
8986
FP-3-1/4-B



[\(PDF\) Página del catálogo](#)

[\(PDF\) Recambios](#)

Este tipo es apropiado para trabajar con vacío.

Criterio	Característica
Diámetro nominal	7 mm
Tipo de accionamiento	manual
Construcción	Asiento del émbolo
Tipo de control	directo
Función de las válvulas	3/2
Presión de funcionamiento	-0,95 - 10 bar
Caudal nominal normal	600 l/min
Temperatura ambiente	-10 - 60 °C
Fuerza de accionamiento	45 N
Peso del producto	1,76 kg

ITEM 6



PROYECTOS ▫ ASESORIA ▫ ASISTENCIA TÉCNICA ▫ SUMINISTROS ▫ ADIESTRAMIENTO
 Av. Omoco c/c Tacagua, Qta. Begoña, Piso 2, Bello Monte Norte-Chcto, Caracas
 ☎ (0212) 953.50.80 / 51.80 - 952.45.89 / 57.37 ☏ FAX 951.25.21
 www.intrave.com

Para : METRO DE CARACAS	05 COTIZACION N° ED03-0193
ATN : Ing. José Cioffi	Caracas, 30 de marzo de 2005
Dpto. :	Dr. Ing° Enrique Delgado Martínez, Director Técnico
Entrega En Mano	Págs. 2
	MANOMETROS SOLICITADOS EN VISITA

Estimados señores:

De acuerdo a su amable solicitud, nos es grato someter a su consideración, nuestra mejor Oferta por el suministro del siguiente:

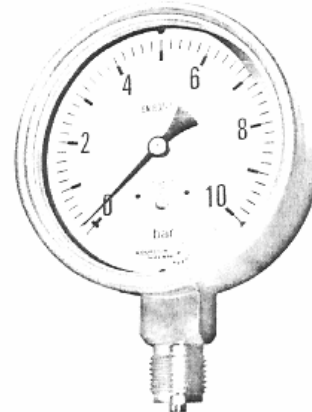
VALIDEZ DE LA OFERTA	TIEMPO DE ENTREGA	TRANSPORTE	PRECIOS	FORMA DE PAGO	GARANTIA	IVA
En Bs. Por 7 días calendario	INMEDIATO	NO INCLUIDO	Sujeto a cambio sin previo aviso al culminar la validez de la oferta	CONTADO CONTRA ENTREGA	Un (1) año ISO 9001	16,0% no incluido

Item	Cant	Descripción	Precio Unitario Bs.	Total Renglon Bs.
1	1	Manómetro de servicio general, marca Winters, rango de 0 a 100 psi, escala dual psi/KPA, caja de acero al carbono, visor roscado de borosilicato, dial de 2 1/2", conexión inferior de 1/4" NPT.	37.120,00	37.120,00
2	1	Manómetro de uso industrial, marca Badotherm, rango de 0 a 100 psi, escala dual psi/bar, dial 2 1/2", caja de acero inoxidable, internos en bronce, conexión trasera de 1/4" npt. Llenable de glicerina.	65.500,00	65.500,00
3	1	Manómetro de acero inoxidable, marca Badotherm, rango 0 a 6 bar, dial de 2 1/2", conexión inferior de 1/4", llenable de glicerina.	122.000,00	122.000,00
4	1	Manómetro de uso industrial, marca ENFM, dial de 4", rangos disponibles en 0-30 psi, 0-100 psi, 0-160 psi, caja de acero inoxidable, internos en bronce, llenables de glicerina.	127.500,00	127.500,00
TOTAL DE SU INVERSIÓN				196.125,00 196.125,00
			Según selección y cantidad	

BANNER KONTIC FLOWLINE OMRON PATLITE +GF+SIGNET EXTECH
 RHYMEBUS FLINTEC dataTaker, OMEGA, TRANSCAT, DAVIS, COLE PARMER.
 Le invitamos a visitarnos en www.intrave.com

MEX5 Industrial Pressure Gauge DN 100

- All stainless steel pressure gauge
- Corrosive atmospheres and fluids
- Resistant to transient overpressure
- Accuracy Class 1.0
- Fully welded process connection
- Sealed case can be filled with dampening fluid
- Conforms to EN 837-1 std and PED 97/23/EC



Pressure gauges intended for process industries such as chemical, petrochemical, energy or gas industries.

These pressure gauges have been designed to satisfy requirements to operate in aggressive environments. All of the external components, together with the measurement element and connection are made of stainless steel.

Technical Data (20°C)

Measurement range	-1...0 to 0...1600 bar
Working pressure (-1 ... 1600 bar)	Steady: 100% of full scale value Fluctuating: 90% of full scale value Short time: 130% of full scale value
Working temperature	-20...+70°C
Gauge temperature	-20...+70°C according to PED 97/23/EC The gauge may be used on fluid temperatures up to 200°C providing that the gauge temperature does not exceed 70°C.
Temperature error	Additional error when temperature of the pressure element deviates from +20°C (68°F) ±0.4% for every 10°C (50°F) rising or falling. Percentage of span.
Accuracy	Class 1 (class 2 for 0.4 bar)
IP rating	IP 65
Case and bezel ring	1.4301 (AISI 304) st. steel, bayonet lock type. With blow-out disc at the top of the case.
Connection	1.4571 (316Ti) or 1.4404 (316L) st. steel, 22 mm square, G1/2 or 1/2NPT
Sensing element	$P \leq 2.5$ bar and $P \geq 1000$ bar: 1.4404 (316L) stainless steel, solid drawn tube. $2.5 < P < 1000$ bar: 1.4571 (316Ti) st. steel, rolled welded tube. Tube shape: < 60 bar: in C ≥ 60 bar: helicoil
Movement	Stainless steel with zero and overrange stops
Window	Glass, 4 mm thick
Window gasket	Elastomer
Dial	White aluminium, black lettering.
Pointer	Black aluminium, balanced.

Options

Coded (see ordering details):

- Pressure gauge filled with dampening fluid, except 0.4 bar.
- Other units (psi, kPa).
- G1/4, G1/2 (standard), G3/8 or 1/2NPT connection thread.
- Safety laminated glass (Triplex).
- Restrictor screw.
- Calibration certificate Q1060.
- Stainless steel tag plate and wire.
- MEM5:** parts in contact with the fluid are made from MONEL 400 in accordance with NACE recommendation MR 0175 (-1...0 to 0...+1600 bar).

Others coded

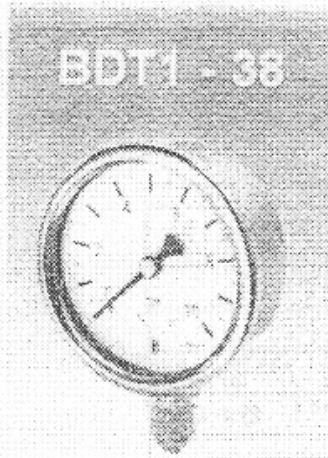
- Supplementary blow-out back (30 mm dia).
- 1.4404 (AISI 316L) stainless steel case and bezel ring.
- Sensing element 1.4404 (AISI 316L) st. steel solid drawn tube ($2.5 < P < 1000$ bar)
- Window material: safety laminated glass, polycarbonate or polymethacrylate (plexiglass).
- Micrometer adjustable pointer ($P \geq 1.6$ bar).
- Oxygen, laboratory or nuclear cleanliness.
- Overrange protection device:
 - RAS1:** accuracy Class 1 (≤ 600 bar).
Overrange between 2 and 3 times the scale
 - RAS2:** accuracy Class 2 (≤ 1000 bar).
Overrange between 4 and 5 times the scale
- Dash pot mechanical dampening.
- Pointer adjustable by friction (all pressures).
- Special threads.

**BOURDON
HAENNI**

made to measure



ITEM
2



standard pressure gauge with crimped bezel

model: \varnothing 40mm \varnothing 50mm \varnothing 63mm \varnothing 80mm

BDT1 - 38/A with bottom connection

not available

BDT1 - 38/D with back connection

not available

standard features

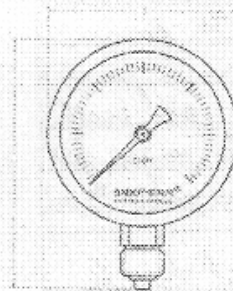
case	\varnothing 40mm	\varnothing 50mm	\varnothing 63mm	\varnothing 80mm
triangular rim bezel	x	x	x	x
bourdon tube system	x	x	x	x
window	x	x	x	x
range in bar or equivalent	0-10	0-16	0-25	0-40
thread type - npt - bsp	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"
max. process temperature	50 °C			
accuracy at 20 °C	1.5 %			

also available

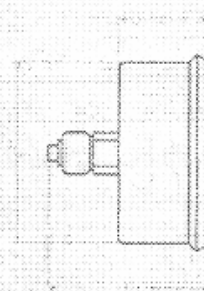
BDT1 - 31 (for all diameters) for details please consult the technical specification

options	\varnothing 40mm	\varnothing 50mm	\varnothing 63mm	\varnothing 80mm
U-bracket for panel mounting (type B-3)	x	x	x	x
red pointer on dial	x	x	x	x
red pointer in plexiglas window	x	x	x	x
restrictor in connection	x	x	x	x
non standard thread	x	x	x	x
non standard dial	x	x	x	x

x = available as option; o = not available



type A



type D

measurements	\varnothing 40mm	\varnothing 50mm	\varnothing 63mm	\varnothing 80mm
d in mm	40	50	63	80
d1 in mm	40	50.5	63	71
L in mm	57	60	70	81
H in mm	55	71	77	114
h in mm	21	16	9	10
weight in kg	0.015	0.022	0.034	0.050

(Dimensions are approximate and can be changed without prior notice)

**TUBOS MECANICOS EN ACERO AISI C 1024 - C1518
EN LARGOS DE 4 - 7 METROS DIN St 52**

(C = 0.19 - 0.25% - Mn = 1.35 - 1.65% - Si = 0.65 - 0.75% - V = 0.1%)

Exterior Nominal mm.	SERIE 1			SERIE 2			SERIE 3		
	Espesor mm.	Ø Int. mm.	Peso teórico mínimo Kg/m.	Espesor mm.	Ø Int. Mm.	Peso teórico mínimo Kg/m.	Espesor mm.	Ø Int. Mm.	Peso teórico mínimo Kg/m.
32	6	20	3,84				8	16	4,73
36	5,5	25	4,14	8	20	5,52	10	16	6,41
40	6	28	5,03	7,5	25	6,01	10	20	7,40
45	6,5	32	6,17	8,5	28	8,53	12,5	20	10,01
50	7	36	8,19	9	32	9,78	12,5	25	11,55
56	8	40	10,54	10	36	12,37	14,0	28	14,49
63	6,5	50	10,21	11,5	40	15,35	15,5	32	18,84
71	7,5	56	12,51	13	45	19,32	17,5	36	23,81
75	7,5	60	13,67	12,5	50	20,13	17,5	40	25,58
80	8,5	63	16,32	15	50	25,24	20	40	30,67
85	9	67	18,25	15	55	27,26	22,5	40	33,30
90	9,5	71	20,47	13,5	63	27,01	20	50	35,93
95	10	75	22,83	14	67	29,74	22,5	50	41,75
100	10	80	24,26	14,5	71	32,42	22	56	44,11
106	13	80	32,27	17,5	71	40,61	25	56	52,11
112	11	90	30,60	16	80	40,48	24,5	63	55,35
118	14	90	39,04	19	80	49,33	27,5	64	63,99
125	12,5	100	38,25	17,5	90	49,75	27	71	68,38
132	13	106	41,87	21	90	60,99	30,5	71	79,60
140	14	112	47,71	20	100	63,19	30	80	85,11
150	12,5	125	54,36	22	106	76,70	35	80	100,77
160	14	132	60,54	24	112	88,63	35	90	109,46
170	15,5	139	68,87	26	118	101,4	35	100	115,80
180	17	146	77,99	27,5	125	111,9	40	100	138,20
190	17,5	155	85,24	29	132	124,6	42	106	153,60
200	20	160	88,80	30	140	125,8	44	112	169,50
212	21	170	98,80	31	150	138,0	43,5	125	181,00
224	22	180	109,6	32	160	151,5	46	132	202,00
236	23	190	120,8	33	170	165,1	48	140	223,00
250	25	200	138,7	35	180	185,5	50	150	247,00
265	37,5	190	216,9	47,5	170	264,6			
335	35	265	278,8						