

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERIAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO DE LA ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

JUAN GABRIEL ORQUERA CUASQUÉN

gaborquera1@hotmail.com

DIRECTOR: ING. LUIS FERNANDO JÁCOME JIJÓN

luisfernando.jacome@epn.edu.ec

QUITO, ENERO 2014

DECLARACIÓN

Yo, ORQUERA CUASQUEN JUAN GABRIEL, declaro bajo juramento que el trabajo aquí realizado es de mi autoría; y que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo los derechos de intelectualidad correspondiente a este trabajo a la ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, según lo establecido en la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y la normativa institucional vigente.

ORQUERA CUASQUEN JUAN GABRIEL

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por: el Sr. JUAN GABRIEL ORQUERA CUASQUÉN, bajo mi supervisión.

ING. LUIS FERNANDO JÁCOME JIJÓN
DIRECTOR

AGRADECIMIENTOS

La presente tesis si bien ha requerido mi esfuerzo y mucha dedicación; se la ha ejecutado gracias al aporte y participación de personas invaluable, por las que es un verdadero placer utilizar este espacio para ser justo y consecuente, expresándoles mis agradecimientos.

Quedo eternamente agradecido con mi señor director el Ing. Luis Fernando Jácome por aceptarme para la realización de esta tesis bajo su dirección. Además de su apoyo, confianza, comprensión, paciencia y disposición en la ejecución de este trabajo; orientó y guió mis ideas lo cual me permitió culminar el presente proyecto con éxito.

Quiero expresar también mis sinceros agradecimientos a los Ingenieros Bolívar Sánchez, Ernesto Cárdenas, Luis Maila y Juan Yánez por su colaboración y participación en el desarrollo de esta tesis. Muchas gracias por contribuir con mi formación profesional.

A todos mis amigos quienes me permitieron entrar en sus vidas en estos años compartiendo momentos inolvidables dentro y fuera del salón de clases, además de momentos difíciles en los cuales me brindaron su apoyo para poder superar cualquier adversidad.

Finalmente el agradecimiento a la Institución; y a sus distinguidos maestros, que con su sabia experiencia me ayudaron a ser profesional, capaz de enfrentar en cualquier situación que la Patria en el ámbito profesional requiera de mi contingente.

Gracias.

Gabriel

DEDICATORIA

Dedico esta tesis y mi carrera universitaria a Dios quien está en todo momento dándome las fuerzas necesarias para poder seguir luchando día tras día.

A mis padres Antonio y Edilma, con su gran ejemplo y sabios consejos impartidos me impulsaron a superar todas las dificultades.

A mis grandes amigos y compañeros universitarios quienes me dieron su confianza compartiendo tiempos inolvidables, pero sobre todo hemos adquirido una amistad que perdurará por el resto de nuestras vidas.

Gabriel Orquera

RESUMEN

El presente Proyecto de Titulación, “DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERÍAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A.”, se ha desarrollado en cinco capítulos, los cuales se los puede resumir de la siguiente manera:

El Capítulo 1, resume el sistema mundial de manufactura de la ensambladora GENERAL MOTORS y su sistema de control de calidad.

El Capítulo 2, muestra los conceptos y Generalidades que se aplican en el presente proyecto, los cuales, ayudan al mejor entendimiento.

El Capítulo 3, plantea el problema, deduce los parámetros de diseño y establece las especificaciones técnicas de la máquina.

El Capítulo 4, realiza el planteamiento de alternativas, selecciona la alternativa más óptima, el diseño de cada uno de los elementos que forman parte del sistema mecánico y el análisis de costos, ejecutando un estudio Económico- Presupuestario con los que se efectúa la evaluación financiera.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto se enfoca en aplicar los conocimientos adquiridos en distintas áreas de la ingeniería, introduciéndolos a la industria para el mejoramiento y optimización de los recursos existentes, así lograr una buena afinidad entre costo y beneficio. Tomando siempre en consideración que la empresa actual debe contar con un buen ambiente de trabajo sin afectar a las generaciones futuras.

Debido a la continua actualización y desarrollo de los procesos tecnológicos en el campo automotriz, en los cuales la Ingeniería Mecánica tiene gran influencia, se ha visto la necesidad de optimizar el proceso de manufactura de la planta de suelda de GM-OBB como parte de su plan de mejora continua.

Se diseña un SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERÌAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A , el mismo debe ser funcional, seguro y eficiente para el buen desenvolvimiento de las actividades. Se obtiene una buena manipulación y fácil acceso, ahorrando gran cantidad de tiempo.

Es importante que el Ingeniero Mecánico tome interés en diseñar las herramientas necesarias para facilitar el trabajo en las plantas industriales, mejorando además todos los procesos, basándose en la seguridad y ergonomía de este.

Si se logra una buena implementación se consigue un buen desarrollo en este sector, haciéndolo más competitivo, dando como resultado la evolución de la planta y al mismo tiempo el desarrollo del Ecuador que es un país que necesita avances tecnológicos.

ÍNDICE

| | |
|---|----|
| CAPÍTULO I | 1 |
| GENERALIDADES | 1 |
| 1.1. INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.2. JUSTIFICACIÓN | 1 |
| 1.3. OBJETIVO GENERAL | 1 |
| 1.4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 2 |
| 1.5. SISTEMA GLOBAL DE MANUFACTURA..... | 2 |
| 1.5.1. PRINCIPIOS DEL SGM DE GENERAL MOTORS | 2 |
| 1.5.2 ELEMENTOS DEL SGM DE GM-OBB..... | 3 |
| 1.5.3 PRINCIPIO HECHO CON CALIDAD..... | 4 |
| 1.5.3.1 Elementos del principio hecho con calidad | 4 |
| 1.5.4 MANTENIMIENTO PRODUCTIVO TOTAL (TPM)..... | 6 |
| 1.5.5 RETROALIMENTACIÓN Y PLAN DE MEJORA CONTINUA..... | 7 |
| 1.5.6 EFECTIVIDAD Y EFICIENCIA | 7 |
| CAPÍTULO II | 8 |
| MARCO TEÓRICO..... | 8 |
| 2.1 MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE SOLUCIONES | 8 |
| 2.1.1 MÉTODOS CARDINALES | 8 |
| 2.1.2 MÉTODOS ORDINALES | 8 |
| 2.1.2.1 Método ordinal corregido de criterios ponderados..... | 9 |
| 2.2 FUERZA REQUERIDA PARA VENCER LA INERCIA DEL COCHE | 10 |
| 2.2.1 ROZAMIENTO POR RODADURA | 10 |
| 2.2.2 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO | 11 |
| 2.3 FUERZA REQUERIDA PARA EMPUJAR EL COCHE CARGADO AL TOMAR LA CURVA..... | 11 |
| 2.4 CENTRO DE GRAVEDAD DE CUERPOS COMPUESTOS..... | 13 |
| 2.5 SELECCIÓN DEL ACTUADOR NEUMÁTICO..... | 13 |
| 2.5.1 SELECCIÓN DEL ACTUADOR NEUMÁTICO SIN VÁSTAGO (SMC)..... | 14 |
| 2.5.1.1 Factores de carga..... | 14 |

| | |
|---|----|
| 2.5.1.2 Momento debido a la carga de impacto..... | 15 |
| 2.6 VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL PARA ACTUADORES NEUMÁTICOS..... | 16 |
| 2.6.1 NÚMERO DE POSICIONES | 16 |
| 2.6.2 NÚMERO DE VÍAS | 17 |
| 2.6.3 ACCIONAMIENTOS O COMANDOS..... | 17 |
| 2.6.3.1 Comando Directo..... | 17 |
| 2.6.3.2 Comando Indirecto | 18 |
| 2.6.3.3 Tipos de comandos y accionamientos..... | 18 |
| 2.6.4 ACCIONAMIENTOS MUSCULARES..... | 18 |
| 2.6.5 ACCIONAMIENTOS MECÁNICOS | 19 |
| 2.6.5.1 Posicionamiento de Válvulas con Accionamientos Mecánicos:..... | 19 |
| 2.6.5.2 Accionamiento por pin | 19 |
| 2.6.5.3 Accionamiento por rodillo | 20 |
| 2.6.5.4 Gatillo (Rodillo Rebatible) | 21 |
| 2.6.6 ACCIONAMIENTOS NEUMÁTICOS..... | 21 |
| 2.6.6.1 Comando Directo por Alivio de Presión (Piloto Negativo)..... | 21 |
| 2.6.6.2 Comando Directo por Aplicación de Presión (Piloto Positivo) | 22 |
| 2.6.7 ACCIONAMIENTOS ELÉCTRICOS..... | 22 |
| 2.6.8 ACCIONAMIENTOS COMBINADOS | 23 |
| 2.6.8.1 Solenoide y Piloto Interno..... | 23 |
| 2.6.8.2 Solenoide y Piloto Externo..... | 24 |
| 2.6.8.3 Solenoide con Piloto y Botón..... | 24 |
| 2.6.9 VÁLVULA 3/2 TIPO DISTRIBUIDOR AXIAL..... | 25 |
| 2.6.10 VÁLVULAS 5/2..... | 26 |
| 2.6.11 VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO | 27 |
| 2.6.12 CONTROL DE VELOCIDAD DE UN CILINDRO NEUMÁTICO | 27 |
| 2.6.12.1 Control de velocidad por el aire de entrada | 27 |
| 2.6.12.2 Control de velocidad por el aire de salida..... | 28 |
| 2.7 SIMULACIÓN EN SMC-Pneumatic Model Selection Program | 30 |
| 2.7.1 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA..... | 30 |

| | |
|--|----|
| 2.7.2 MÉTODO CONVENCIONAL DEL ÁREA EFECTIVA..... | 30 |
| 2.7.3 MÉTODO DE ANÁLISIS DINÁMICO..... | 31 |
| 2.7.4 CONFIGURACIÓN DEL CIRCUITO..... | 32 |
| 2.7.5 CONDICIONES DE ENTRADA..... | 33 |
| 2.7.6 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO..... | 33 |
| 2.7.7 SELECCIÓN DE VALVULA SOLENOIDE Y TUBERÍA DE AIRE | 34 |
| 2.7.8 RESULTADOS Y CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA | 34 |
| 2.8 DEPÓSITO DE AIRE COMPRIMIDO | 36 |
| 2.8.1 RIESGOS DE LOS DEPÓSITOS DE AIRE COMPRIMIDO..... | 36 |
| 2.8.2 ELEMENTOS DE SEGURIDAD..... | 37 |
| 2.8.3 TAMAÑO DEL DEPÓSITO DE AIRE COMPRIMIDO..... | 38 |
| 2.8.3.1 Tamaño del depósito para consumo irregular | 39 |
| 2.9 TEORÍAS DE FALLA | 40 |
| 2.9.1 TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO | 40 |
| 2.9.2 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN | 41 |
| 2.10 DISEÑO POR RESISTENCIA A LA FATIGA..... | 43 |
| 2.10.1 EL DIAGRAMA S-N..... | 43 |
| 2.10.2 FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE FATIGA | 45 |
| 2.10.3 ESFUERZOS FLUCTUANTES | 47 |
| 2.10.4 RESISTENCIA A LA FATIGA PARA ESFUERZOS FLUCTUANTES | 49 |
| 2.11 DISEÑO DE TORNILLOS Y SUJETADORES ROSCADOS..... | 51 |
| 2.11.1 NORMAS Y ESTÁNDARES PARA ROSCAS | 51 |
| 2.11.2 RIGIDEZ DE SUJETADORES ROSCADOS..... | 52 |
| 2.11.3 RIGIDEZ DE MIEMBROS ATORNILLADOS | 53 |
| 2.11.4 RESISTENCIA DE SUJETADORES ROSCADOS..... | 54 |
| 2.11.5 TENSIÓN EN JUNTAS ATORNILLADAS | 55 |
| 2.11.6 RELACIÓN ENTRE TORQUE DE APRIETE Y TENSIÓN | 56 |
| 2.11.7 PRECARGA DE SUJETADORES ROSCADOS | 56 |
| 2.11.8 FATIGA EN JUNTAS ATORNILLADAS | 57 |
| 2.11.9 UNIONES ATORNILLADAS SOMETIDAS A CARGA CORTANTE | 59 |

| | |
|--|----|
| 2.12 DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS..... | 60 |
| 2.12.1 SOLDADURAS A TOPE Y DE FILETE | 61 |
| 2.12.2 FLEXIÓN EN JUNTAS SOLDADAS..... | 62 |
| 2.12.3 RESISTENCIA DE JUNTAS SOLDADAS | 64 |
| 2.13 DISEÑO DE CONECCIONES TUBULARES SOLDADAS..... | 65 |
| 2.14 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS | 67 |
| 2.15 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN VIGAS | 68 |
| 2.16 ESPECIFICACIÓN PARA CONSTRUCCIONES DE ACERO ANSI/AISC 360-10..... | 71 |
| 2.16.1 DISPOSICIONES GENERALES | 71 |
| 2.16.2 BASE DE DISEÑO | 71 |
| 2.16.2.1 Resistencia Requerida..... | 71 |
| 2.16.2.2 Estados Límites | 72 |
| 2.16.2.3 Diseño por Resistencia Usando Diseño en Base a Factores de Carga y Resistencia (LRFD)..... | 72 |
| 2.16.2.4 Diseño por Resistencia Usando Diseño en Base a Resistencias Admisibles (ASD) | 73 |
| 2.16.3 DISEÑO DE MIEMBROS EN FLEXIÓN..... | 73 |
| 2.16.3.1 Ángulos Simples | 74 |
| 2.16.3.1.1 Fluencia..... | 75 |
| 2.16.3.1.2 Pandeo Lateral torsional | 75 |
| 2.16.3.1.3 Pandeo Local de Ala | 76 |
| 2.16.4 MIEMBROS ASIMÉTRICOS Y OTROS SOLICITADOS A FLEXIÓN Y CARGA AXIAL | 77 |
| 2.16.5 DISEÑO PARA ESTABILIDAD..... | 78 |
| 2.17 COCHE DE EMPUJE | 80 |
| 2.17.1 VOLANTE DE EMPUJE | 80 |
| 2.17.1.1 Placa Contrapeso | 81 |
| 2.17.1.2 Soldaduras del volante de empuje..... | 81 |
| 2.17.2 EJE VOLANTE-RODAMIENTO..... | 83 |
| 2.17.3 RODAMIENTO OSCILANTE DE RODILLOS FAG 22207E | 83 |

| | |
|---|-----|
| 2.17.4 PLACA PARA RODAMIENTO FAG | 84 |
| 2.17.5 UNIDAD DE RODAMIENTO FAG | 84 |
| 2.17.6 PERFIL ESTRUCTURAL U 200X100X12 | 85 |
| 2.17.7 GARRUCHAS | 85 |
| 2.17.8 RODILLO GUÍA (CAM FOLLOWER) THK | 86 |
| 2.18 SUB CONJUNTO PLACA - EJE | 87 |
| 2.18.1 SOLDADURA DEL EJE DE ACERO..... | 87 |
| 2.19 ESTRUCTURA METÁLICA | 88 |
| 2.19.1 ÁNGULO 80X80X12 | 88 |
| CAPÍTULO III | 90 |
| PREFACTIBILIDAD..... | 90 |
| 3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA | 90 |
| 3.1.1 SITUACIÓN ACTUAL..... | 90 |
| 3.1.2 SITUACIÓN FUTURA | 90 |
| 3.2 ESTUDIO DE MERCADO..... | 90 |
| 3.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES..... | 91 |
| 3.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS..... | 91 |
| 3.4.1 NECESIDADES Y DESEOS DEL USUARIO..... | 91 |
| 3.4.2 FUERZA REQUERIDA PARA VENCER LA INERCIA DEL “DOLLY” | 92 |
| 3.4.3 CASA DE LA CALIDAD..... | 93 |
| 3.4.4 MODO DE OPERACIÓN..... | 94 |
| CAPÍTULO IV | 95 |
| 4.1 PRESENTACIÓN DE ALTERNATIVAS..... | 95 |
| 4.1.1 SISTEMA ACCIONADO POR ACTUADOR NEUMÁTICO..... | 95 |
| 4.1.2 MECANISMO PIÑÓN-CREMALLERA | 96 |
| 4.1.3 SISTEMA ACCIONADO POR ACTUADOR HIDRÁULICO | 97 |
| 4.2 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS..... | 98 |
| 4.2.1 PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO..... | 99 |
| 4.2.2 EVALUACIÓN DE CRITERIOS..... | 99 |
| 4.2.3 TABLA DE CONCLUSIONES | 101 |

| | |
|--|-----|
| 4.2.4 CONCLUSIONES DE LA EVALUACIÓN | 101 |
| 4.3 DISEÑO DEL MECANISMO SELECCIONADO..... | 102 |
| 4.3.1 DETERMINACIÓN DEL PESO DEL MECANISMO DE EMPUJE | 105 |
| 4.3.2 VERIFICACIÓN DE LA RESISTENCIA DEL ELEVADOR | 106 |
| 4.3.3 SELECCIÓN DEL ACTUADOR NEUMÁTICO | 106 |
| 4.3.3.1 Fuerza requerida para empujar el coche cargado al tomar la curva | 107 |
| 4.3.3.2 Selección del actuador neumático sin vástago (SMC)..... | 108 |
| 4.3.3.3 Centro de gravedad de la carga | 108 |
| 4.3.3.4 Cálculo del factor de carga para carga estática..... | 109 |
| 4.3.3.5 Cálculo de factores de carga para momentos | 109 |
| 4.3.3.5.1 Momento debido a la carga de Impacto al final de la carrera..... | 110 |
| 4.3.3.5.2 Momento debido a la Inercia del “Dolly” | 110 |
| 4.3.3.5.3 Suma y evaluación de factores de carga | 110 |
| 4.3.3.6 Circuito neumático | 111 |
| 4.3.3.7 Cálculo del caudal de aire requerido | 112 |
| 4.3.3.8 Simulación en SMC-Pneumatic Model Selection Program | 112 |
| 4.3.3.9 Cálculo del tamaño del depósito..... | 113 |
| 4.3.4 CÁLCULO DEL COCHE DE EMPUJE | 114 |
| 4.3.4.1 Cálculo del Volante de empuje..... | 114 |
| 4.3.4.1.1 Cálculo del espesor de la Placa Contrapeso..... | 114 |
| 4.3.4.1.2 Cálculo de las Soldaduras del Volante de Empuje..... | 115 |
| 4.3.4.2 Cálculo del Eje volante-rodamiento | 122 |
| 4.3.4.3 Rodamiento oscilante de rodillos FAG 22207E | 124 |
| 4.3.4.3.1 Factor de esfuerzos estáticos | 124 |
| 4.3.4.4 Cálculo de la Placa para rodamiento FAG..... | 125 |
| 4.3.4.4.1 Esfuerzo de aplastamiento en el agujero | 125 |
| 4.3.4.4.2 Esfuerzo en la soldadura de la placa | 126 |
| 4.3.4.5 Cálculo de la Unidad de rodamiento FAG | 128 |
| 4.3.4.5.1 Factor de esfuerzos estáticos | 128 |
| 4.3.4.5.2 Esfuerzo en los pernos de la Unidad de Rodamiento | 129 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| 4.3.4.6 | Cálculo del Perfil Estructural U 200X100X12 | 131 |
| 4.3.4.6.1 | Esfuerzo de aplastamiento en los agujeros centrales | 131 |
| 4.3.4.6.2 | Esfuerzo de aplastamiento en el agujero del rodamiento | 132 |
| 4.3.4.7 | Centro de gravedad del coche de empuje | 133 |
| 4.3.4.8 | Cálculo de Garruchas | 134 |
| 4.3.4.9 | Cálculo del Rodillo Guía (Cam Follower) THK..... | 135 |
| 4.3.5 | CÁLCULO DEL SUB CONJUNTO PLACA - EJE..... | 136 |
| 4.3.5.1 | Cálculo de la Soldadura del Eje de Acero | 136 |
| 4.3.5.2 | Esfuerzos en los pernos de la placa | 139 |
| 4.3.5.2.1 | Precarga en los pernos sometidos a tensión cíclica | 139 |
| 4.3.5.2.2 | Esfuerzo cortante en los pernos de la placa | 141 |
| 4.3.6 | SELECCIÓN DE PERFILES LATERALES..... | 142 |
| 4.3.6.1 | Diagrama de Fuerza cortante y momento flector..... | 142 |
| 4.3.6.2 | Estado límite de fluencia..... | 143 |
| 4.3.6.3 | Estado límite de Pandeo Lateral Torsional | 144 |
| 4.3.6.4 | Estado límite de Pandeo local de ala..... | 145 |
| 4.3.6.5 | Momento de Diseño Admisible ASD..... | 145 |
| 4.3.6.6 | Deflexión máxima | 146 |
| 4.3.7 | PROCESO CONSTRUCTIVO | 147 |
| 4.3.8 | PROTOCOLO DE PRUEBAS..... | 149 |
| 4.3.8.1 | Pruebas en vacío..... | 149 |
| 4.3.8.2 | Pruebas con carga..... | 150 |
| 4.3.8.3 | Formato para protocolo de pruebas..... | 150 |
| 4.4 | ANÁLISIS ECONÓMICO - PRESUPUESTARIO | 151 |
| 4.4.1 | COSTOS DIRECTOS..... | 151 |
| 4.4.2 | COSTOS INDIRECTOS | 151 |
| 4.4.3 | COSTO TOTAL DE LA INVERSIÓN | 156 |
| 4.5 | ANÁLISIS COSTO - BENEFICIO | 157 |
| 4.5.1 | COSTOS | 157 |
| 4.5.2 | BENEFICIOS | 157 |

| | |
|--|--------------------------------------|
| 4.5.3 RELACIÓN COSTO – BENEFICIO | 158 |
| CAPÍTULO V | 159 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 159 |
| 5.1 CONCLUSIONES | 159 |
| 5.2 RECOMENDACIONES..... | 161 |
| BIBLIOGRAFÍA | 162 |
| ANEXOS | ¡Error! Marcador no definido. |
| Casa de la Calidad | ¡Error! Marcador no definido. |
| Resultados Simulación en SMC-Pneumatic Model Selection | ¡Error! Marcador no definido. |
| Hojas de Procesos y WPS's (Especificaciones de Soldadura) | ¡Error! Marcador no definido. |
| Lista de Precios, Cotizaciones y Catálogos | ¡Error! Marcador no definido. |
| Trayectoria “Dolly” Segunda Etapa | ¡Error! Marcador no definido. |
| D.C.L. “Dolly” al final de la carrera del cilindro 2da Etapa | ¡Error! Marcador no definido. |
| Plano de Ubicación | ¡Error! Marcador no definido. |
| Planos de Conjunto | ¡Error! Marcador no definido. |
| Planos de Taller | ¡Error! Marcador no definido. |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 Principios del SGM de GM-OBB | 2 |
| Figura 1.2 Pirámide del Principio Hecho con Calidad | 4 |
| Figura 1.3 Elementos del Principio Hecho con Calidad..... | 5 |
| Figura 1.4 Etapas del Mantenimiento Productivo Total | 6 |
| Figura 2.1 Rozamiento por rodadura ¹ | 10 |
| Figura 2.2 Dinamómetro digital | 11 |
| Figura 2.3 D.C.L (Centro de Gravedad Coche Cargado) | 12 |
| Figura 2.4 Máxima Carga y Momentos permitidos ¹ | 14 |
| Figura 2.5 Momento debido a la carga equivalente de Impacto | 15 |
| Figura 2.6 Número de posiciones de una válvula direccional ¹ | 16 |
| Figura 2.7 Número de vías de una válvula direccional..... | 17 |
| Figura 2.8 Accionamientos musculares..... | 18 |
| Figura 2.9 Accionamientos mecánicos..... | 19 |
| Figura 2.10 Posicionamiento de accionamiento tipo pin | 20 |
| Figura 2.11 Posicionamiento de accionamiento tipo rodillo ¹ | 20 |
| Figura 2.12 Posicionamiento de accionamiento tipo gatillo..... | 21 |
| Figura 2.13 Piloto Negativo | 22 |
| Figura 2.14 Piloto Positivo ¹ | 22 |
| Figura 2.15 Accionamiento combinado – Eléctrico y Neumático PI | 23 |
| Figura 2.16 Accionamiento combinado – Eléctrico y Neumático PE | 24 |
| Figura 2.17 Accionamiento combinado – Muscular o Eléctrico y Neumático ¹ | 24 |
| Figura 2.18 Válvula 3/2, Accionada por Botón y Retorno por Resorte | 25 |
| Figura 2.19 Válvula 5/2 Accionada por Piloto Doble Positivo..... | 26 |
| Figura 2.20 Válvula de control de flujo variable unidireccional..... | 27 |
| Figura 2.21 Control de velocidad por el aire de entrada ¹ | 27 |
| Figura 2.22 Control de velocidad por el aire de salida | 29 |
| Figura 2.23 Características de un sistema dinámico..... | 30 |
| Figura 2.24 Configuración del circuito | 32 |
| Figura 2.25 Condiciones de Entrada | 33 |

| | |
|--|----|
| Figura 2.26 Selección del cilindro neumático ¹ | 33 |
| Figura 2.27 Selección de válvula solenoide y tubería | 34 |
| Figura 2.28 Resultados de la selección ¹ | 34 |
| Figura 2.29 Características del sistema | 35 |
| Figura 2.30 Accesorios del tanque | 38 |
| Figura 2.31 Estado general de esfuerzos..... | 41 |
| Figura 2.32 Teoría de la energía de distorsión..... | 42 |
| Figura 2.33 Diagrama S-N para el Acero UNS G41300 | 43 |
| Figura 2.34 Límites de fatiga en función de la resistencia a la tensión | 44 |
| Figura 2.35 Esfuerzos fluctuantes | 48 |
| Figura 2.36 Diagrama de Goodman modificado..... | 49 |
| Figura 2.37 Diagrama de goodman-resultados experimentales | 50 |
| Figura 2.38 Nomenclatura de roscas estándar ¹ | 51 |
| Figura 2.39 Tensión en juntas empernadas | 53 |
| Figura 2.40 Compresión de miembros atornillados | 54 |
| Figura 2.41 Diagrama de diseño para pernos con precarga sometidos a fatiga | 58 |
| Figura 2.42 Modos de falla por carga cortante de una junta empernada | 59 |
| Figura 2.43 Soldadura típica a tope | 61 |
| Figura 2.44 Soldadura de filetes transversales ¹ | 61 |
| Figura 2.45 Diagrama de cuerpo libre-Filete transversal..... | 62 |
| Figura 2.46 Voladizo de sección rectangular soldado en los bordes..... | 63 |
| Figura 2.47 Tamaño mínimo de soldaduras de filete tubulares precalificadas | 65 |
| Figura 2.48 Parámetros de soldaduras para conexiones tubulares | 66 |
| Figura 2.49 Esfuerzos permitidos en soldaduras tubulares sometidas a fatiga..... | 67 |
| Figura 2. 50 Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada..... | 69 |
| Figura 2.51 Fuerza cortante y Momento flector - Carga uniforme y puntual | 70 |
| Figura 2.52 Coche de Empuje..... | 80 |
| Figura 2.53 Volante de Empuje – Partes..... | 81 |
| Figura 2.54 Diagramas de Cuerpo Libre – Volante de Empuje | 82 |
| Figura 2.55 D.C.L. - Eje Volante de Empuje..... | 83 |

| | |
|--|-----|
| Figura 2.56 Diagrama de Cuerpo Libre Rodamiento FAG Oscilante de Rodillos..... | 83 |
| Figura 2.57 Diagrama de Cuerpo Libre-Placa para Rodamiento FAG | 84 |
| Figura 2.58 Diagrama de Cuerpo Libre Unidad de Rodamiento FAG | 84 |
| Figura 2.59 Diagrama de Cuerpo Libre - Perfil Estructural..... | 85 |
| Figura 2.60 Carga soportada por las garruchas | 85 |
| Figura 2.61 Rodillo Guía (Cam Follower) THK..... | 86 |
| Figura 2.62 Diagrama de cuerpo libre - Eje Chumacera | 88 |
| Figura 2.63 D.C.L, Diagramas de fuerza cortante y Momento flector - Angulo 80X80X12..... | 89 |
| Figura 3.1 Fuerza Requerida para vencer la Inercia del “Dolly” | 92 |
| Figura 3.2 Función global del sistema..... | 94 |
| Figura 4.1 Cilindro Sin vástago SMC Serie MY1C | 95 |
| Figura 4.2 Mecanismo Piñón-cremallera accionado por motor reductor | 96 |
| Figura 4.3 Actuador Hidráulico | 97 |
| Figura 4.4 Esquema del Mecanismo de Empuje..... | 102 |
| Figura 4.5 Componentes del Mecanismo de Empuje..... | 103 |
| Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre del Mecanismo de Empuje | 104 |
| Figura 4.7 Diagrama de Cuerpo Libre - Centro de Gravedad “Dolly” | 107 |
| Figura 4.8 Coordenadas y Momentos del Cilindro neumático..... | 108 |
| Figura 4.9 Centros de gravedad Sub ensamble Placa - Eje..... | 109 |
| Figura 4.10 Momento debido a la Inercia del Dolly | 110 |
| Figura 4.11 Circuito Neumático | 111 |
| Figura 4.12 Coche de Empuje..... | 114 |
| Figura 4.13 Volante de Empuje – Partes..... | 114 |
| Figura 4.14 D.C.L y Sumatoria de Fuerzas – Volante de Empuje | 116 |
| Figura 4.16 Diagrama de Fatiga – Soldadura Tubos Volante de Empuje | 121 |
| Figura 4.17 D.C.L. y Sumatoria de Fuerzas - Eje Volante de Empuje..... | 122 |
| Figura 4.18 Diagrama de Fatiga – Eje Volante de Empuje | 123 |
| Figura 4.19 Diagrama de Cuerpo Libre Rodamiento FAG Oscilante de Rodillos... | 124 |
| Figura 4.20 Diagrama de Cuerpo Libre-Placa para Rodamiento FAG | 125 |
| Figura 4.21 Diagrama de Fatiga – Placa para rodamiento FAG..... | 126 |

| | |
|--|-----|
| Figura 4.22 Diagrama de Fatiga – Soldadura Placa para rodamiento FAG | 127 |
| Figura 4.23 Diagrama de Cuerpo Libre Unidad de Rodamiento FAG | 128 |
| Figura 4.24 Diagrama de Fatiga – Pernos Unidad de Rodamiento | 130 |
| Figura 4.25 Diagrama de Cuerpo Libre - Perfil Estructural..... | 131 |
| Figura 4.26 Diagrama de Fatiga – Agujero para rodamiento FAG | 132 |
| Figura 4.27 Centro de Gravedad del Coche de Empuje..... | 133 |
| Figura 4.28 Carga soportada por las garruchas | 134 |
| Figura 4.29 Carga soportada por los rodillos..... | 135 |
| Figura 4.30 Diagrama de cuerpo libre - Eje Chumacera | 137 |
| Figura 4.31 Diagrama de Fatiga – Soldadura Eje Chumacera..... | 138 |
| Figura 4.32 Diagrama de cuerpo libre- Sub Conjunto Placa-Eje | 139 |
| Figura 4.33 Diagrama de Fatiga – Pernos Placa base..... | 141 |
| Figura 4.34 D.C.L, Diagramas de fuerza cortante y Momento flector - Angulo 80X80X12..... | 142 |
| Figura 4.35 Ejes y Momentos principales – Angulo 80X8012 | 143 |
| Figura 4.36 Esquema de un proceso de fabricación | 147 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| Tabla 1.1 Elementos del SGM de GM-OBB | 3 |
| Tabla 2.4 Ecuaciones básicas del modelo dinámico | 32 |
| Tabla 2.5 Parámetros para el factor de superficie | 46 |
| Tabla 2.6 Áreas y diámetros equivalentes de perfiles estructurales comunes ¹ | 46 |
| Tabla 2.7 Factor de confiabilidad | 47 |
| Tabla 2.8 Diámetros y Áreas de roscas métricas de paso fino y basto | 52 |
| Tabla 2.9 Propiedades mecánicas para pernos, tornillos y espárragos | 54 |
| Tabla 2.10 Resistencia a la fatiga de perno, tornillos y espárragos (Corregido) | 57 |
| Tabla 2.11 Propiedades de flexión para soldaduras de filete | 64 |
| Tabla 2.12 Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura | 65 |
| Tabla 2.13 Deflexión máxima para estructuras y miembros | 79 |
| Tabla 2.14 Tamaño mínimo para la soldadura de Ejes | 87 |
| Tabla 3.1 Especificaciones Técnicas | 93 |
| Tabla 4.1 Peso específico de cada criterio de evaluación | 99 |
| Tabla 4.2 Evaluación criterio Peso | 99 |
| Tabla 4.3 Evaluación criterio Facilidad de Montaje | 99 |
| Tabla 4.4 Evaluación criterio Mantenimiento | 100 |
| Tabla 4.5 Evaluación criterio Tamaño | 100 |
| Tabla 4.6 Evaluación criterio Control | 100 |
| Tabla 4.7 Evaluación criterio Seguridad | 100 |
| Tabla 4.8 Evaluación criterio Velocidad | 100 |
| Tabla 4.9 Evaluación criterio Costo | 101 |
| Tabla 4.10 Tabla de conclusiones de la evaluación | 101 |
| Tabla 4.11 Peso del Mecanismo de Empuje | 105 |
| Tabla 4.12 Fuerza Teórica Cilindro Neumático | 108 |
| Tabla 4.13 Centros de Gravedad - Partes Volante de Empuje | 115 |
| Tabla 4.14 Tamaño mínimo para la soldadura de Ejes | 137 |

| | |
|--|-----|
| Tabla 4.15 Formato para Protocolo de Pruebas..... | 150 |
| Tabla 4.16 Costo Unitario – Estructura Metálica | 152 |
| Tabla 4.17 Costo Unitario – Sistema Neumático..... | 153 |
| Tabla 4.18 Costo Unitario – Sub ensamble Placa-Eje..... | 154 |
| Tabla 4.19 Costo Unitario – Coche de Empuje | 155 |
| Tabla 4.20 Análisis del Costo Total de la Inversión..... | 156 |
| Tabla 4.21 Costos de mantenimiento, repuestos y depreciación | 157 |
| Tabla 4.22 VAN Costos vs VAN Beneficios..... | 158 |

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

Debido a la continua actualización y desarrollo de los procesos tecnológicos en el campo automotriz, en los cuales la Ingeniería Mecánica tiene gran influencia, se ha visto la necesidad de optimizar el proceso de manufactura de la planta de suelda de GM-OBB como parte de su plan de mejora continua.

El presente proyecto es un plan acción de la ensambladora GM-OBB frente a un problema de ergonomía de la planta de suelda, funcionará en un espacio cerrado, protegido de las condiciones ambientales, con disponibilidad de energía neumática. Existen también equipos, herramientas y personal capacitado para realizar operaciones de mantenimiento del sistema.

1.2. JUSTIFICACIÓN

El esfuerzo físico que realizan los operadores para empujar los coches cargados con carrocerías es mayor a los límites establecidos por Ómnibus BB Transportes S.A por lo que el analista de ergonomía ha determinado la necesidad de diseñar y construir un sistema para trasladar las carrocerías, lo cual, disminuirá el tiempo de ejecución de la tarea, reducirá esfuerzos y movimientos, por consiguiente mejorará las condiciones de trabajo e incrementará la productividad.

1.3. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema mecánico para movilizar en dos etapas coches cargados con carrocerías de hasta 750 kg en la ensambladora OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A.

1.4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Aportar a la industria automotriz ecuatoriana con el diseño de un sistema mecánico para mejorar las condiciones de trabajo e incrementar la productividad.
- Proporcionar un diseño que cumpla con las normas y exigencias de la ensambladora OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A.
- Establecer los parámetros de funcionamiento, seguridad y control del diseño.
- Establecer el proceso constructivo.
- Presentar una simulación en computador del diseño terminado.

1.5. SISTEMA GLOBAL DE MANUFACTURA¹

El Sistema Global de Manufactura es una combinación de los mejores métodos, procesos y prácticas mundiales de manufactura organizadas en una forma estándar para todas las plantas de General Motors en el mundo.

El objetivo de aplicar el SGM es eliminar toda clase de desperdicio para obtener reducciones de costo, mejoramiento en la calidad y tiempos cortos de respuesta hacia los clientes, llevando a GM-OBB a ser una compañía más competitiva en el mercado.

1.5.1. PRINCIPIOS DEL SGM DE GENERAL MOTORS

El Sistema Global de Manufactura se fundamenta en cinco principios interdependientes e interrelacionados:

- Compromiso de la gente
- Estandarización
- Hecho con calidad
- Tiempos cortos de respuesta, y
- Mejoramiento continuo

¹ General Motors; 2007; Guía de Operaciones 12.0 Sistema Global de Manufactura



Figura 1.1 Principios del SGM de GM-OBB¹

Compromiso de la gente: Es el proceso mediante el cual los empleados toman parte como participantes entusiasmados del éxito de la compañía con el propósito de asegurar que todas las actividades estén orientadas al desarrollo de las personas.

Estandarización: Es el proceso dinámico por el cual se establecen estándares y reglas que documentan el más seguro, fácil y mejor método de realizar un trabajo, tiene la finalidad de asegurar repetitividad y consistencia de los procesos para establecer una base a partir de la cual se pueda mejorar.

Hecho con calidad: Es el método mediante el cual la calidad es hecha dentro del proceso de manufactura, de tal forma que los defectos son prevenidos, detectados y medidas de contención son implementadas para prevenir su recurrencia para asegurar que los defectos no pasen al cliente.

Mejoramiento continuo: Es el proceso basado en la estandarización, en el cual el mejoramiento es realizado a través de una serie de pequeñas y continuas mejoras en Seguridad, Desarrollo de las Personas, Calidad, Capacidad de Respuesta y Costo; a través de la eliminación del desperdicio.

Tiempos cortos de respuesta: Es mantener el movimiento de producto o material en la cantidad correcta, en el momento correcto, en el lugar correcto, con el equipo correcto; al menor costo posible tanto para el Proveedor como para el Cliente con la finalidad de alcanzar el entusiasmo del cliente entregándole su producto más rápidamente, manteniendo excelente la calidad.

¹ General Motors; 2007; Guía de Operaciones 12.0 Sistema Global de Manufactura

1.5.2 ELEMENTOS DEL SGM DE GM-OBB

Los elementos del SGM de GM-OBB son 33 conceptos, definiciones, actividades, procedimientos y procesos claves que soportan y mantienen sus 5 principios.

La tabla 1.1 muestra los principios del SGM con cada uno de sus elementos.

Tabla 1.1 Elementos del SGM de GM-OBB¹

Involucramiento de la Gente

- | | |
|------------------------|---------------------------------------|
| 1. Visión | 5. Concepto de Equipo |
| 2. Valores | 6. Involucramiento de la Gente |
| 3. Salud & Seguridad | 7. Procesos de Comunicación Abiertos |
| 4. Personal Calificado | 8. Administración del Piso de Fábrica |

Estandarización

- | | |
|---------------------------------------|---------------------------|
| 9. Organización del Puesto de Trabajo | 11. Trabajo Estandarizado |
| 10. Administración por Takt Time | 12. Administración Visual |

Construcción de la Calidad

- | | |
|---|---|
| 13. Estándares de Calidad de Producto | 16. Retroalimentación de Calidad |
| 14. Validación de Procesos de Manufactura | 17. Administración del Sistema de Calidad |
| 15. Verificación & Control en el Proceso | |

Tiempos Cortos de Respuesta

- | | |
|--|---|
| 18. Flujo de Proceso Simple | 23. Almacenamientos Temporales |
| 19. Empaque en Pequeños Lotes | 24. Sistema Halar/Despachar Interno |
| 20. Sistema de Períodos de Ordenes Fijas | 25. Cronogramas de Ordenes |
| 21. Transporte Externo Controlado | 26. Administración Cadena de Suministro |
| 22. Cronogramas de Recepción / Despacho | |

Mejoramiento Continuo

- | | |
|---|--------------------------------------|
| 27. Resolución de Problemas | 31. Involucramiento en DFM/DFA |
| 28. Despliegue del Plan de Negocios | 32. Mantenimiento Productivo Total |
| 29. Conceptos Andon | 33. Proceso de Mejoramiento Continuo |
| 30. Diseño Lean de Facilidades, Equipos, Herramental & Layout | |

¹ General Motors; 2007; Guía de Operaciones 12.0 Sistema Global de Manufactura

1.5.3 PRINCIPIO HECHO CON CALIDAD

Definición

Está constituido de métodos por los cuales la calidad se hace en el proceso de manufactura, en forma tal que los defectos se previenen, detectan y se implementan medidas de contención para prevenir la recurrencia.

Objetivo

Asegurar que los defectos no son pasados a los clientes.

La figura 1.2 muestra las herramientas, métodos y elementos que contribuyen al cumplimiento del principio hecho con calidad.



Figura 1.2 Pirámide del Principio Hecho con Calidad¹

1.5.3.1 Elementos del principio hecho con calidad

Control y Verificación en los Procesos

Es el Sistema de “Hacer con Calidad” en la estación a través de la prevención, detección y contención de anomalías. El objetivo es minimizar las variaciones del proceso para asegurar que todos los productos estén sin fallas en la estación y son confirmados lo más pronto posible siguiendo la fabricación y para reducir el desperdicio asociado con los defectos.

¹General Motors; 2007; Guía de Operaciones 12.0 Sistema Global de Manufactura

Estándares de calidad del producto

Son requisitos medibles de las características del producto que garantizan que cumplan con los requerimientos del cliente interno (proceso de manufactura siguiente) y externo (persona que compra el vehículo). El objetivo es proporcionar un criterio para la evaluación del producto.

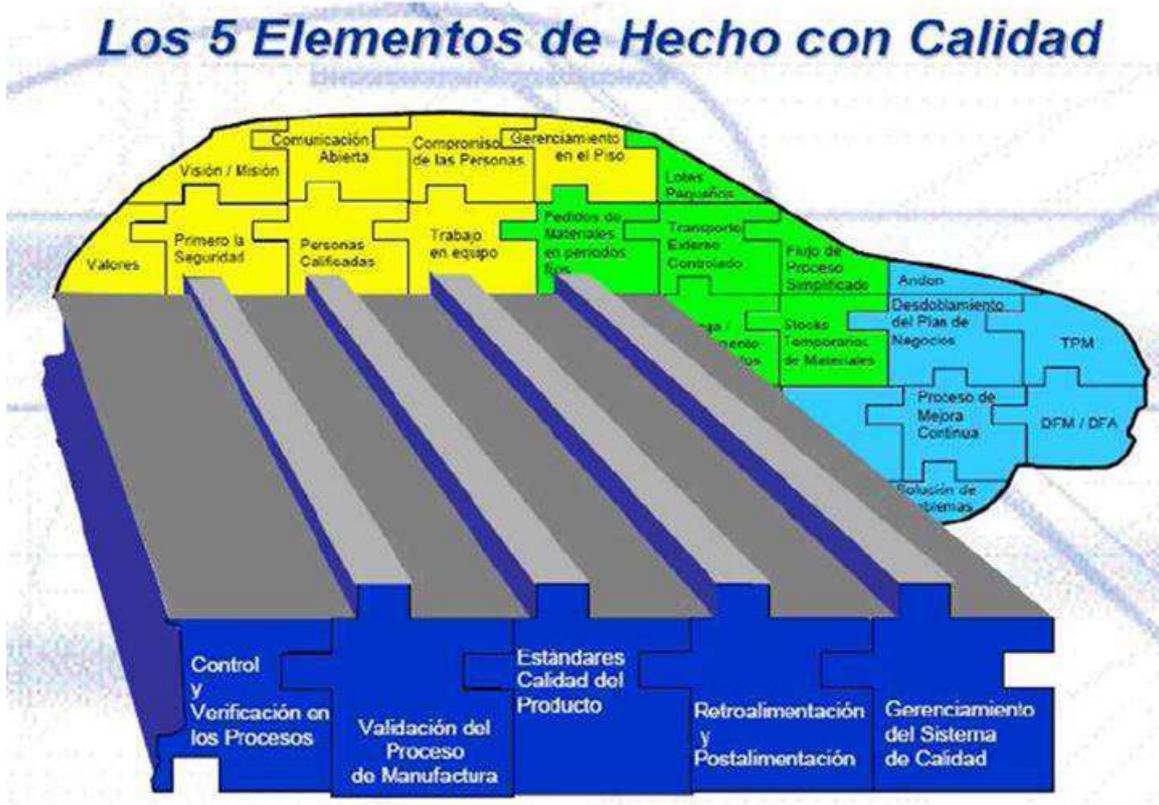


Figura 1.3 Elementos del Principio Hecho con Calidad¹

Retroalimentación y Post alimentación

Es el proceso de comunicación estandarizado de las expectativas de calidad y los resultados entre clientes y proveedores a través de un proceso de comunicación estandarizado. El objetivo es asegurar que la información sobre calidad llegue a la persona que la necesita.

Gerenciamiento del Sistema de Calidad

Comprende la documentación común, prácticas, procedimientos y estructura organizacional que soportan el gerenciamiento del sistema de calidad. El objetivo es definir y regular el funcionamiento operacional de las actividades de calidad.

¹ General Motors; 2007; Guía de Operaciones 12.0 Sistema Global de Manufactura

1.5.4 MANTENIMIENTO PRODUCTIVO TOTAL (TPM)

Es una estrategia amplia, orientada a las personas, máquinas y equipos, busca maximizar la eficiencia de las máquinas, procesos y calidad del producto.

Está compuesto de 7 etapas las cuales se detallan a continuación:

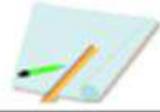
| | | | |
|---|---|---|--|
| 0 |  | Preparación | Reunión para planificación y limpieza inicial. |
| 1 |  | Limpieza Inicial | Limpiar e identificar discrepancias en el equipo. |
| 2 |  | Contramedidas | Aplicar contramedidas a las discrepancias identificadas. |
| 3 |  | Preparación de Estándares Temporales | Establecer procedimientos operacionales para limpieza, lubricación e inspección de elementos fijadores. |
| 4 |  | Inspección General | Inspeccionar los elementos de todo el equipo y corregir las discrepancias. |
| 5 |  | Inspección Autónoma | Revisar los procedimientos establecidos y asegurar su ejecución mediante T/M |
| 6 |  | Estandarización | Estandarizar las acciones para el control de equipo y los dispositivos periféricos. |
| 7 |  | Control Autónomo | Consolidar los métodos de control y permitir el entrenamiento para asegurar la habilidad en la ejecución de reparos pequeños y la continua mejora. |

Figura 1.4 Etapas del Mantenimiento Productivo Total¹

¹ General Motors; 2007; Guía de Operaciones 12.0 Sistema Global de Manufactura

1.5.5 RETROALIMENTACIÓN Y PLAN DE MEJORA CONTINUA

Se Analizan todas las fuentes de retroalimentación relevantes:

- Indicadores de calidad de la planta y datos de campo.
- Resultados de la auditoría del proceso.
- Revisiones relacionadas al producto, análisis de tendencia o estudio de seguimiento de funcionalidad.

En caso de insuficiencia en funcionalidad o inquietud por perfil de aseguramiento mínimo como consecuencia de especificación de equipo, las necesidades se hacen conocer a Ingeniería Manufacturera para que tengan conocimientos adquiridos en programas futuros.

Mejorar el control del proceso:

- Revisar las aplicaciones de control (tabla QCOS), establecer un plan e implementar las mejoras requeridas.
- Revisar a graduación QCOS si se determinada que la original es incorrecta.

1.5.6 EFECTIVIDAD Y EFICIENCIA

Efectividad

Todas las operaciones de soldadura califican y demuestran capacidad para cumplir con las especificaciones.

Todo KPC alcanza el valor de control y los requisitos de perfil dentro de QCOS, utilizándose adecuadamente los recursos para control de proceso.

El porcentaje de operaciones QCOS reúne los criterios de aseguramiento mínimo.

Prevención de campañas por seguridad o fallas del tipo “walk-home”

Eficiencia

El proceso es revisado regularmente, analizando el control de producto y monitoreando los resultados y mejorando los controles, según sea necesario.

En la planta de soldadura de GM-OBB se aplican normas corporativas que regulan la calibración de los equipos de soldadura y requerimientos de funcionamiento de los mismos para alcanzar la máxima productividad con excelente calidad en sus operaciones.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE SOLUCIONES¹

En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada despliegue de alternativas, corresponde hacer una evaluación de las mismas que sirva de base para la posterior toma de decisiones. Estas evaluaciones en general no se centran sobre un determinado elemento, sino que se deben ponderar distintos aspectos del sistema en base a criterios que a menudo implican juicios de valor.

Para tomar una decisión deben estar presentes los dos elementos siguientes:

a) Alternativas: Como mínimo debe de disponerse de dos alternativas (lo más adecuado es entre 3 y 6) cuyas características deben ser diferentes.

b) Criterios: Hay que establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas, así como también la ponderación relativa entre ellas.

Dado que en todas las soluciones de ingeniería intervienen múltiples aspectos que hay que considerar de forma global, en todos los métodos de evaluación aparece el problema de la ponderación de criterios. Existen numerosos métodos de evaluación que pueden agruparse en:

2.1.1 MÉTODOS CARDINALES

El evaluador debe cuantificar sus juicios en relación a la efectividad de las alternativas y a la importancia de los criterios. Estos métodos facilitan la integración de las evaluaciones parciales en un resultado global, pero a menudo la cuantificación puede resultar arbitraria, especialmente en las etapas iniciales de diseño.

2.1.2 MÉTODOS ORDINALES

El evaluador clasifica por orden las diferentes soluciones alternativas para cada criterio. El inconveniente de estos métodos consiste en la dificultad de integrar los resultados de los distintos criterios en una evaluación global, ya que no es sensible a las ponderaciones de los criterios.

¹ Riba C.; Diseño Concurrente; ROMEVA; 2002; Pág. 59

2.1.2.1 Método ordinal corregido de criterios ponderados

La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas soluciones (especialmente en la etapa de diseño conceptual) basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ello que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

Se basa en unas tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes:

- 1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas
- 0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas
- 0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución).

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

2.2 FUERZA REQUERIDA PARA VENCER LA INERCIA DEL COCHE

2.2.1 ROZAMIENTO POR RODADURA¹

El rozamiento por rodadura es una resistencia a la rodadura de un objeto circular. La rueda de la figura 2.1 transporta una carga L sobre el eje y se aplica una fuerza P para originar la rodadura.

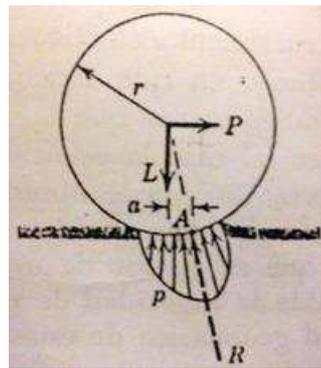


Figura 2.1 Rozamiento por rodadura¹

Se han exagerado mucho las deformaciones de la rueda y de la superficie de apoyo. La distribución de la presión p sobre la zona de contacto es análoga a la indicada y la resultante R de esta distribución se ejercerá sobre un cierto punto A y pasará por el centro de la rueda en el equilibrio. La fuerza P necesaria para iniciar y mantener la rodadura puede hallarse igualando a cero los momentos de todas las fuerzas respecto a A .

$$P = \frac{a}{r}L = f_r L \quad (\text{Ec. 2-1})$$

Donde se toma igual a r al brazo de momento de P y a $f_r = a/r$ se le llama coeficiente de rozamiento por rodadura. El coeficiente f_r es el cociente entre la fuerza resistente y la carga normal y en este aspecto es análogo al coeficiente de rozamiento estático y cinético. Por otra parte, en la interpretación de f_r no interviene ningún deslizamiento.

¹J.L. Meriam.; ESTÁTICA; 1976; Pág. 272

2.2.2 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

Para determinar la fuerza P necesaria para vencer la inercia de un coche cargado con la carrocería más pesada (Luv Dmax CD) se utilizó un dinamómetro digital. La fuerza para vencer la inercia fue de 30 kg (P=300 N).



Figura 2.2 Dinamómetro digital

Se conoce que el coche cargado con la carrocería Luv Dmax Cabina Doble pesa 300 kg (L=3000 N). Con este dato se determina el coeficiente de rozamiento entre las garruchas metálicas y la plancha de acero despejando el coeficiente de rozamiento de la ecuación 2-1.

$$f_r = \frac{P}{L} \quad (\text{Ec. 2-2})$$

2.3 FUERZA REQUERIDA PARA EMPUJAR EL COCHE CARGADO AL TOMAR LA CURVA

Debido a que la trayectoria del Coche en la segunda etapa no es lineal la fuerza que debe proporcionar el actuador neumático es mayor que la fuerza de rozamiento máxima debido a que las garruchas entran en contacto con el riel.

Para determinar esta fuerza se dibuja la trayectoria del coche (ANEXO V) y el Diagrama de Cuerpo Libre del al final de la carrera del actuador (ANEXO VI).

La aceleración normal máxima se determina mediante la siguiente ecuación:

$$a_{Nmax} = \frac{v^2}{R} \quad (\text{Ec. 2-3})$$

Donde v es la velocidad máxima del actuador neumático y R es el radio de curvatura del centro de gravedad del coche cargado.

La Fuerza normal máxima se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_{Nmax} = m * a_{Nmax} \quad (\text{Ec. 2-4})$$

El Diagrama de cuerpo libre del centro de gravedad del coche al final de la carrera del actuador neumático se presenta a continuación.

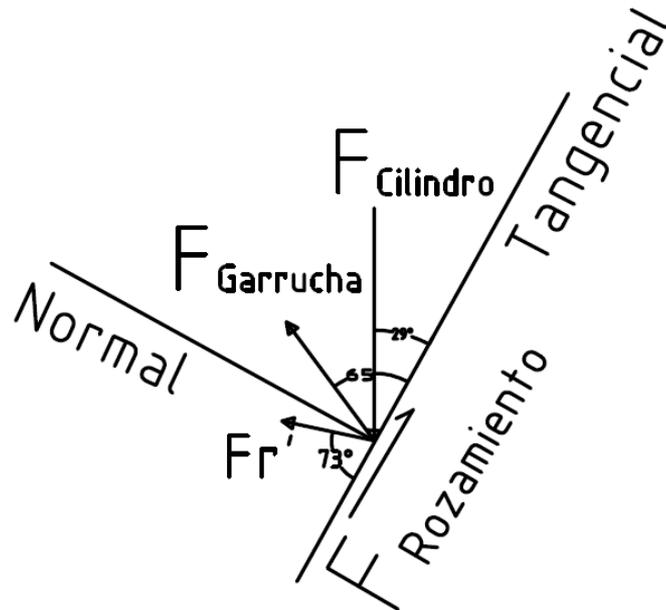


Figura 2. 3 D.C.L (Centro de Gravedad Coche Cargado)

Despreciando el rozamiento entre el volante de empuje y el coche (F_r') se realiza la sumatoria de fuerzas en las direcciones tangencial y normal.

Sumatoria de fuerzas en la dirección tangencial:

$$-F_{Cilindro} * \cos 29^\circ + F_{Garrucha} * \cos 65^\circ + P_{m\acute{a}xima} = 0 \quad (\text{Ec. 2-5})$$

Sumatoria de fuerzas en la dirección normal:

$$-F_{Cilindro} * \sin 29^\circ + F_{Garrucha} * \sin 65^\circ = F_N \quad (\text{Ec. 2-6})$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones formado por las ecuaciones (Ec. 2-5) y (Ec. 2-6) se obtiene la fuerza que debe ejercer el actuador neumático y la reacción en la garrucha.

2.4 CENTRO DE GRAVEDAD DE CUERPOS COMPUESTOS¹

Uno de los más importantes principios de la Mecánica es el teorema de Varignon , o principio de los momentos, que dice que el momento de una fuerza respecto a un punto cualquiera es igual a la suma de los momentos de sus componentes respecto a dicho punto.

Cuando un cuerpo o figura puede dividirse convenientemente en varias partes de forma sencilla, se podrá utilizar el teorema de Varignon si se trata cada parte como un elemento finito del conjunto. Así, para un cuerpo cuyas distintas partes pesen P_1, P_2, P_3, \dots y cuyas correspondientes coordenadas de los respectivos centros de gravedad de dichas partes, por ejemplo, en la dirección x sean x_1, x_2, x_3, \dots , el principio de los momentos nos da:

$$(P_1 + P_2 + P_3, + \dots) X = P_1x_1 + P_2x_2 + P_3x_3 + \dots, \quad (\text{Ec.2- 7})$$

Donde X es la coordenada x del centro de gravedad del conjunto. Para las coordenadas de las otras dos direcciones se tendrán expresiones análogas.

$$X = \frac{\sum P * x}{\sum P} ; Y = \frac{\sum P * y}{\sum P} ; Z = \frac{\sum P * z}{\sum P} \quad (\text{Ec.2 - 7})$$

2.5 SELECCIÓN DEL ACTUADOR NEUMÁTICO

El actuador neumático adecuado para esta aplicación es un actuador neumático sin vástago articulado mecánicamente.

La carrera del cilindro debe ser de 4 metros para que el “dolly” llegue al punto en donde se engancha con el sistema de arrastre subterráneo.

La marca SMC ofrece una amplia gama actuadores neumáticos sin vástago articulados mecánicamente, de esta amplia gama se pre selecciona el modelo MY1C el cual es un actuador sin vástago guiado por rodamientos de agujas, diseñado para largas carreras y tiene alta resistencia a los momentos generados por la carga.

¹ J.L. Meriam.; ESTÁTICA; REVERTÉ S.A.; 1976; Pág. 198

2.5.1 SELECCIÓN DEL ACTUADOR NEUMÁTICO SIN VÁSTAGO (SMC)¹

En el cilindro neumático sin vástago una placa que sirve de carro transportador se monta sobre el pistón. La fuerza que proporciona el pistón se transmite al carro transportador. La marca SMC ofrece un modelo de cilindro neumático sin vástago guiado por rodamientos de agujas, estos rodamientos soportan y guían las cargas a ser desplazadas. Este sistema exclusivo transfiere a los rodamientos el esfuerzo que sería aplicado sobre el pistón, aumentando la durabilidad de los sellos. Este modelo resiste cargas de hasta 130 kg, momentos de hasta 150 N*m y es fabricado en carreras de hasta 5 metros.

2.5.1.1 Factores de carga

Los factores de carga es la relación entre la carga aplicada y la carga máxima permitida o también entre el momento generado por la carga y el momento máximo permitido.

$$\alpha_m = \frac{m}{m_{max}} ; \alpha_i = \frac{M_i}{M_{max}} \quad (\text{Ec. 2 - 8})$$

La carga máxima y los momentos máximos permitidos se encuentran el Catálogo del cilindro (Figura 2.4).

| Modelo | Diámetro del pistón (mm) | Máximo Momento permitido (N.m) | | | Máxima Carga permitida (kg) | | |
|--------|--------------------------|--------------------------------|-----|----|-----------------------------|----|------|
| | | M1 | M2 | M3 | m1 | m2 | m3 |
| MY1C | 16 | 6 | 3 | 2 | 18 | 7 | 2,1 |
| | 20 | 10 | 5 | 3 | 25 | 10 | 3 |
| | 25 | 15 | 8,5 | 5 | 35 | 14 | 4,2 |
| | 32 | 30 | 14 | 10 | 49 | 21 | 6 |
| | 40 | 60 | 23 | 20 | 68 | 30 | 8,2 |
| | 50 | 115 | 35 | 35 | 93 | 42 | 11,5 |
| | 63 | 150 | 50 | 50 | 130 | 60 | 16 |

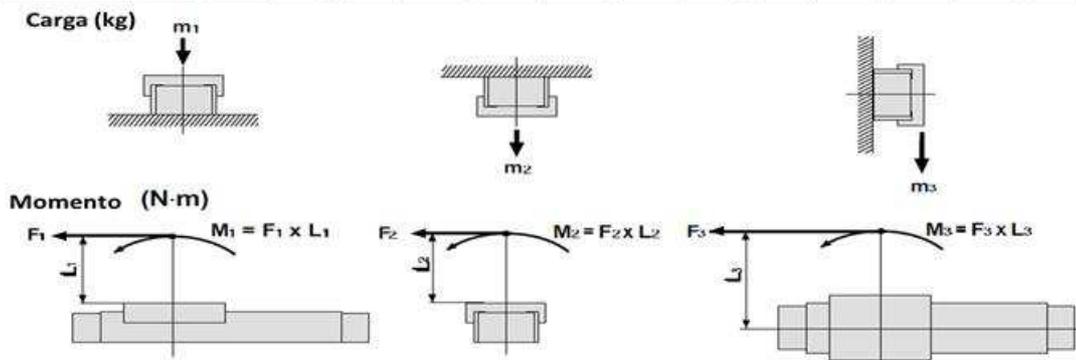


Figura 2.4 Máxima Carga y Momentos permitidos¹

¹ SMC. (2008). Mechanically Jointed Rodless Cylinder Series MY1. CAT.ES20-112.; Pag. 39

El cilindro neumático es apto para la aplicación si la sumatoria de factores de carga es menor que 1.

$$\sum \alpha = \frac{m}{m_{\text{máxima}}} + \frac{M_{\text{estático}}}{M_{\text{estático máximo}}} + \frac{M_{\text{dinámico}}}{M_{\text{dinámico máximo}}}; \quad (\text{Ec. 2 - 9})$$

2.5.1.2 Momento debido a la carga de impacto

Para calcular el momento dinámico (M_E) debido a la carga equivalente de Impacto (F_E) al final de la carrera el fabricante recomienda utilizar la siguiente fórmula:

$$M_{E1} = 0,05 \cdot v_p \cdot m \cdot L_1 \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (\text{Ec.2-10})$$

m = carga estática (kg)

v_p = velocidad promedio (m/s)

L_1 = Distancia al centro de gravedad de la carga (mm)

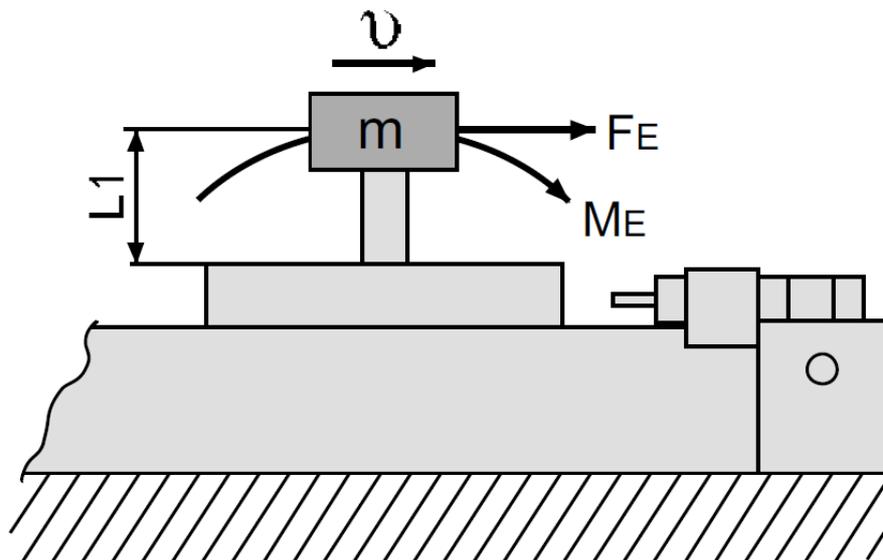


Figura 2.5 Momento debido a la carga equivalente de impacto¹

¹ SMC. (2008). Mechanically Jointed Rodless Cylinder Series MY1. CAT.ES20-112.; Pag. 39

2.6 VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL PARA ACTUADORES NEUMÁTICOS¹

Tienen por función orientar la dirección que el flujo de aire debe seguir, con el fin de realizar un trabajo propuesto.

Para un conocimiento perfecto de una válvula direccional, debe tenerse en cuenta los siguientes datos:

- Posición Inicial
- Número de Posiciones
- Número de Vías
- Tipo de Acción (Comando)
- Tipo de Retorno
- Caudal

2.6.1 NÚMERO DE POSICIONES

Es la cantidad de posiciones o maniobras diferentes que una válvula direccional puede ejecutar o sea, permanecer bajo la acción de su funcionamiento.

Según lo mencionados, un grifo, sería una válvula que tiene dos posiciones: permite el paso de agua y en otros casos no lo permite.

Las válvulas direccionales son siempre representadas por un rectángulo dividido en cuadrados. El número de cuadrados representados en la simbología es igual al número de posiciones de la válvula, representando una cantidad de movimientos que ejecuta a través de los accionamientos.

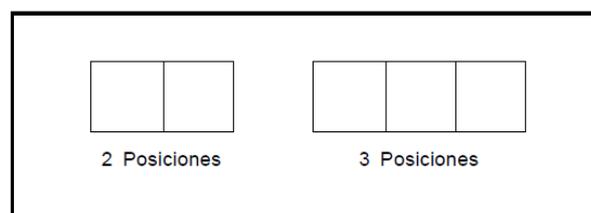


Figura 2.6 Número de posiciones de una válvula direccional¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 39

2.6.2 NÚMERO DE VÍAS

Es el número de conexiones de trabajo que la válvula posee. Son consideradas como vías de conexión de entrada de la presión, conexiones de utilización del aire y los escapes.

Una regla práctica para la determinación del número de vías consiste en separar uno de los cuadrados (posición) y verificar cuántas veces los símbolos internos tocan los lados del cuadro, obteniéndose, así, el número de orificios en relación al número de vías.

Preferiblemente, los puntos de conexión deberán ser contados en el cuadro de la posición inicial.

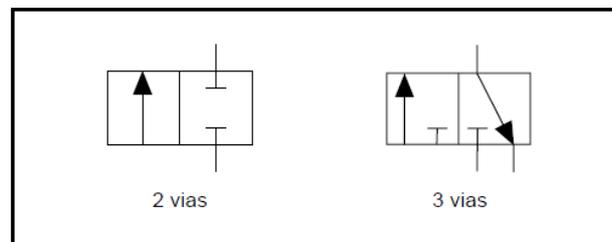


Figura 2.7 Número de vías de una válvula direccional¹

2.6.3 ACCIONAMIENTOS O COMANDOS

Las válvulas requieren un agente externo o interno que mueva sus partes interiores de una posición a otra, en otros términos, que altere las direcciones del flujo, efectúe los bloqueos y produzca la liberación de los escapes.

Los elementos responsables de tales alteraciones son los accionadores, que pueden clasificarse en:

- Comando Directo
- Comando Indirecto

2.6.3.1 Comando Directo

Se define así cuando la fuerza de accionamiento interviene directamente sobre cualquier mecanismo que cause la inversión de la válvula.

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 40

2.6.3.2 Comando Indirecto

Se define así cuando la fuerza de accionamiento actúa sobre cualquier dispositivo intermedio, el cual libera el comando principal que, a su vez, es responsable por la inversión de la válvula.

Estos accionamientos son también llamados de combinación, servo etc.

2.6.3.3 Tipos de comandos y accionamientos

Los tipos de accionamientos son diversos y pueden ser:

- Musculares - Mecánicos - Neumáticos - Eléctricos
- Combinados

Estos elementos son representados por símbolos normalizados y son escogidos conforme a la necesidad de la aplicación de la válvula direccional.

2.6.4 ACCIONAMIENTOS MUSCULARES

Las válvulas dotadas de este tipo de accionamiento son conocidas como válvulas de panel. Son accionamientos que indican un circuito, completan una cadena de operaciones, proporcionan condiciones de seguridad y emergencia. El cambio de la válvula es realizado por el operador del sistema. Los principales tipos de accionamientos musculares son mostrados en las figuras siguientes:

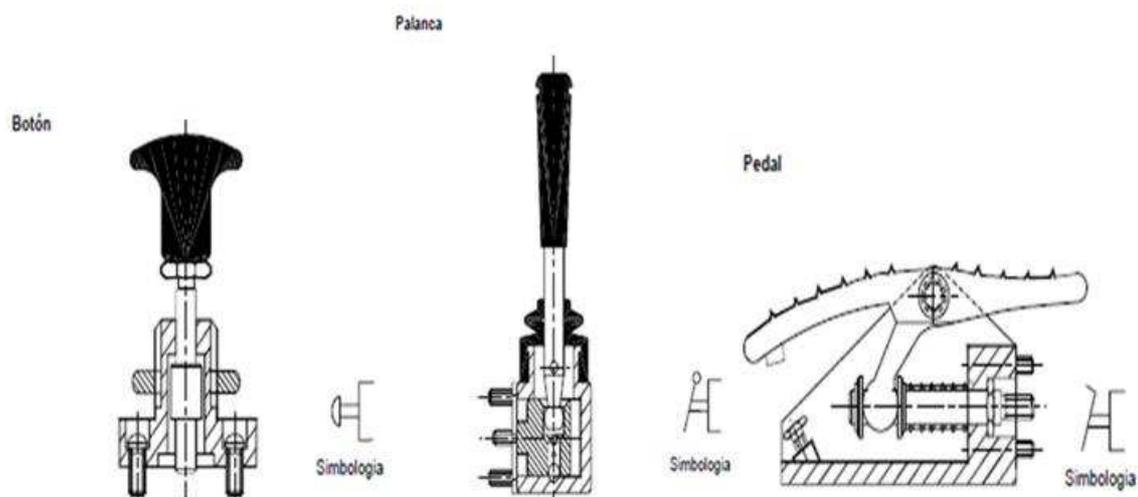


Figura 2.8 Accionamientos musculares¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 41

2.6.5 ACCIONAMIENTOS MECÁNICOS

Con la creciente implantación de sistemas automáticos, las válvulas accionadas por una parte movable de la máquina adquieren una gran importancia. El comando de la válvula es conseguido a través de un contacto mecánico sobre el accionamiento, colocado estratégicamente a lo largo de cualquier movimiento, para permitir el desarrollo de las secuencias operacionales.

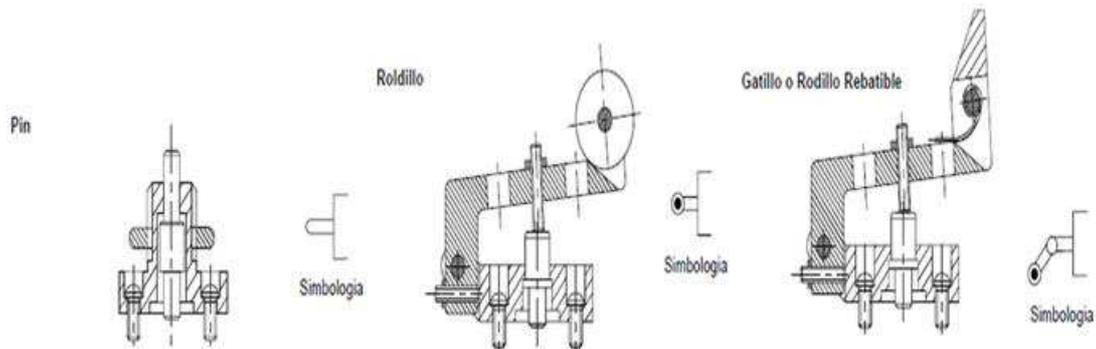


Figura 2.9 Accionamientos mecánicos¹

2.6.5.1 Posicionamiento de Válvulas con Accionamientos Mecánicos:

Las válvulas deben estar situadas lo más próximo posible o directamente acopladas a los equipos actuadores (cilindros, motores etc.), para que los conductos secundarios sean cortos evitando, así, consumos inútiles de aire comprimido y pérdidas de presión, concediendo al sistema un tiempo reducido de respuesta. Para las válvulas accionadas mecánicamente, es indispensable efectuar un posicionamiento adecuado, garantizando un orden seguro y perfecto, incluso hasta después de mucho tiempo.

2.6.5.2 Accionamiento por pin

Cuando un mecanismo móvil es dotado de movimiento rectilíneo y sin posibilidades de sobrepasar un límite, se puede controlar el final del movimiento con una válvula. Es recomendado el accionamiento por pin que recibe un ataque frontal. Al posicionar la válvula, se debe tener cuidado de dejar una holgura, después del curso de accionamiento, con relación al curso final del mecanismo, para evitar la inutilización de la válvula debido a las inútiles y violentas exigencias mecánicas. En cuanto dure la acción sobre el pin, la válvula permanece accionada.

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 41

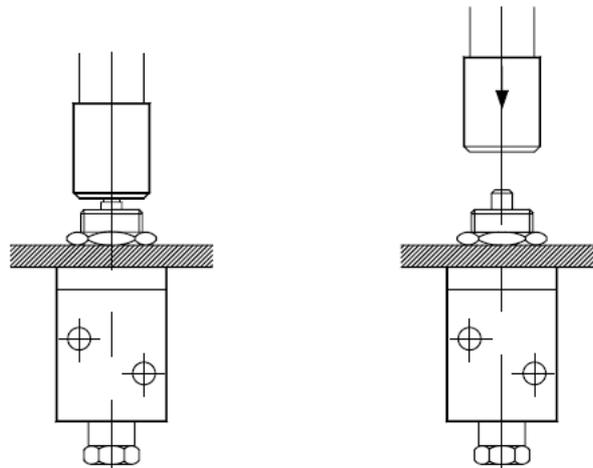


Figura 2.10 Posicionamiento de accionamiento tipo pin¹

2.6.5.3 Accionamiento por rodillo

Si la válvula necesita ser accionada por un mecanismo con movimiento rotativo, rectilíneo, con o sin avance posterior, es aconsejable utilizar el accionamiento por rodillo, para evitar restricciones inútiles y demandas que dañen las partes de la válvula.

El rodillo, cuando está posicionado en el fin de curso, funciona como pin, aunque recibe ataque lateral la mayoría de las veces.

En una posición intermedia, recibirá la orden cada vez que el mecanismo en movimiento pase por encima, independientemente del sentido del movimiento.

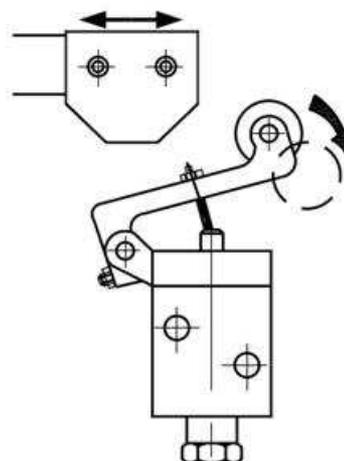


Figura 2.11 Posicionamiento de accionamiento tipo rodillo¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 42

2.6.5.4 Gatillo (Rodillo Rebatible)

Utilizado en posiciones intermedias o fin de curso donde pueden ocurrir problemas de "contrapresión."

EL posicionamiento en el fin de curso, con leve separación evita que permanezca constantemente accionado, como el pin y el rodillo.

Difiere de los otros por permitir el accionamiento de la válvula en un sentido del movimiento, emitiendo una señal neumática breve.

Cuando el mecanismo en movimiento actúa sobre el accionamiento causa una traba, provocando el desplazamiento de las partes internas de la válvula.

En sentido opuesto al de comando, el mecanismo causa una rotación de accionamiento, eliminando cualquier posibilidad de comandar la válvula.

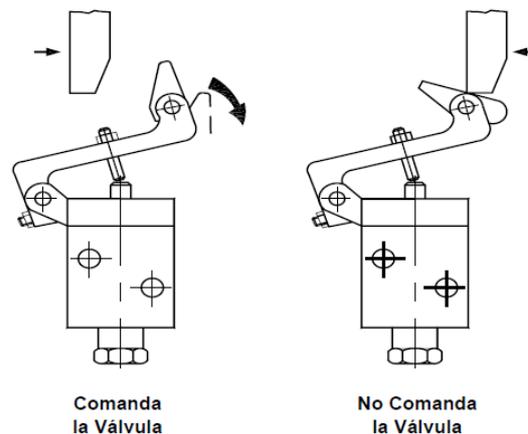


Figura 2.12 Posicionamiento de accionamiento tipo gatillo¹

2.6.6 ACCIONAMIENTOS NEUMÁTICOS

Las válvulas equipadas con este tipo de accionamiento son permutadas por la acción del aire comprimido, proveniente de una señal preparada por el circuito y emitida por otra válvula.

2.6.6.1 Comando Directo por Alivio de Presión (Piloto Negativo)

Los pistones pilotos son presurizados con el aire comprimido proveniente de la alimentación. Un equilibrio de fuerzas es establecido en la válvula; y si se produce la despresurización de uno de los pistones, ocurre la inversión de la válvula.

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 43

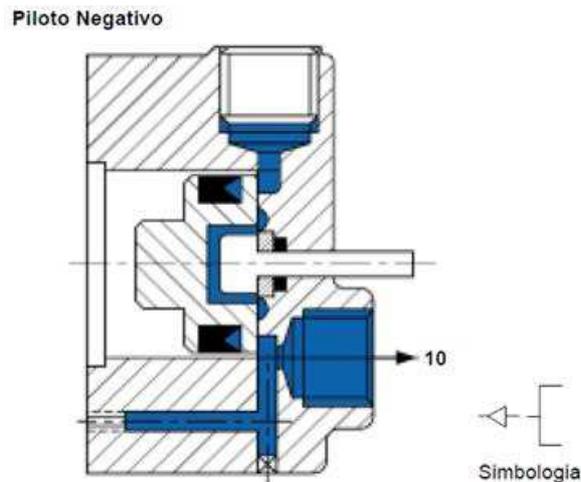


Figura 2.13 Piloto Negativo¹

2.6.6.2 Comando Directo por Aplicación de Presión (Piloto Positivo)

Un impulso de presión, proveniente de un comando externo, es aplicado directamente sobre un pistón, accionando la válvula.

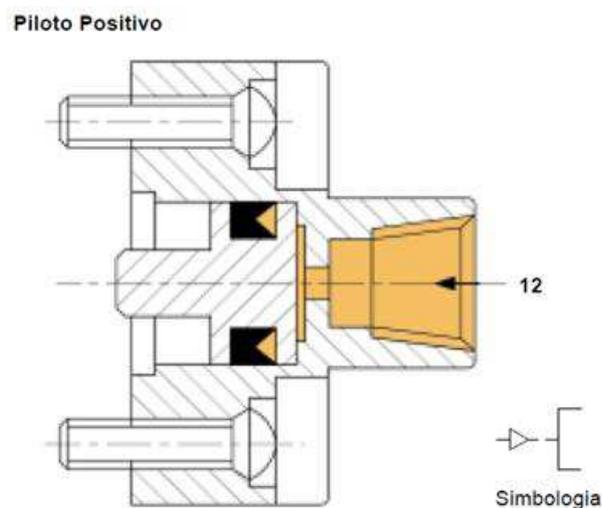


Figura 2.14 Piloto Positivo¹

2.6.7 ACCIONAMIENTOS ELÉCTRICOS

El funcionamiento de las válvulas es efectuada por señales eléctricas, provenientes de controles de fin de curso, presostatos, temporizadores, etc.

Son de gran uso donde la velocidad de las señales de comando es el factor importante, cuando los circuitos son complicados y las distancias son largas entre el puesto del emisor y el receptor.

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 44

2.6.8 ACCIONAMIENTOS COMBINADOS

Es común la utilización de la propia energía del aire comprimido para accionar las válvulas. Podemos comunicar el aire de alimentación de la válvula a un accionamiento auxiliar que permite la acción del aire sobre el comando de la válvula o corta la comunicación, dejándola libre para la operación de retorno. Los accionamientos tenidos como combinados son clasificados también como Servo Piloto, Comando Previo e Indirecto.

Esto se fundamenta en la aplicación de un accionamiento (pre-comando) que controla la válvula principal, responsable por la ejecución de la operación.

Cuando es efectuada la alimentación de la válvula principal, la cual realizará los comando de los convertidores de energía, se puede emitir o desviar una señal a través de un canal interno y conexión externa, dejándola retenida y luego dirigirla para efectuar el accionamiento de la válvula principal, la cual posteriormente es colocada en posición de drenaje. Las válvulas de pre comando son generalmente eléctricas (Solenoides), neumáticas (Piloto), manuales (Botón), mecánicas (Leva o Esfera). A continuación, se describen algunos accionamientos combinados.

2.6.8.1 Solenoide y Piloto Interno

Cuando el solenoide es energizado, el campo magnético desplaza el inducido, liberando el piloto interno X, el cual realiza el accionamiento de la válvula.

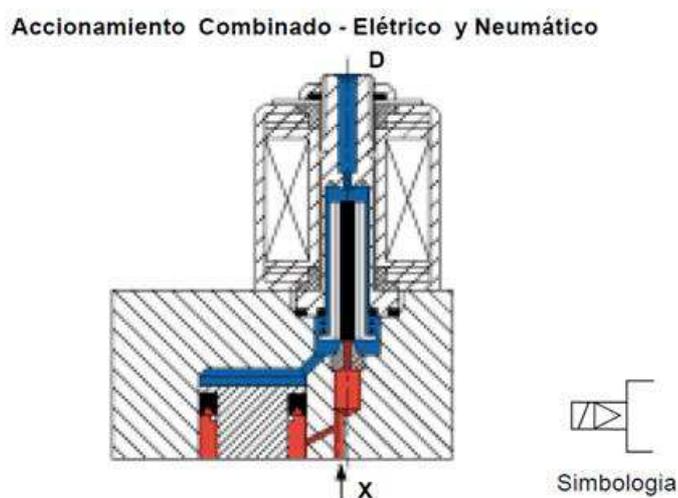


Figura 2.15 Accionamiento combinado – Eléctrico y Neumático PI¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 45

2.6.8.2 Solenoide y Piloto Externo

Idéntico al anterior, sin embargo, la presión piloto es suplida externamente.

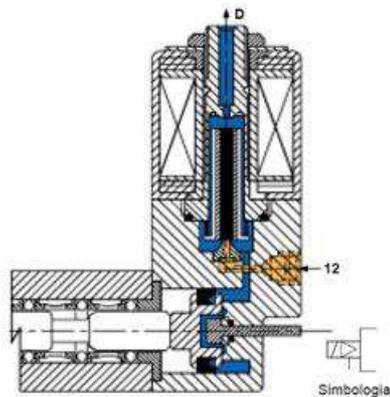


Figura 2.16 Accionamiento combinado – Eléctrico y Neumático PE¹

2.6.8.3 Solenoide con Piloto y Botón

La válvula principal puede ser comandada por medio de la electricidad, la cual crea un campo magnético, causando la separación del inducido de su asiento y liberando la presión X que acciona la válvula.

Puede ser accionada a través del botón, el cual despresuriza la válvula internamente.

El accionamiento por botón conjugado al eléctrico es de gran importancia porque permite probar el circuito, sin necesidad de energizar el comando eléctrico, permitiendo continuidad de la operación cuando falta la energía eléctrica.

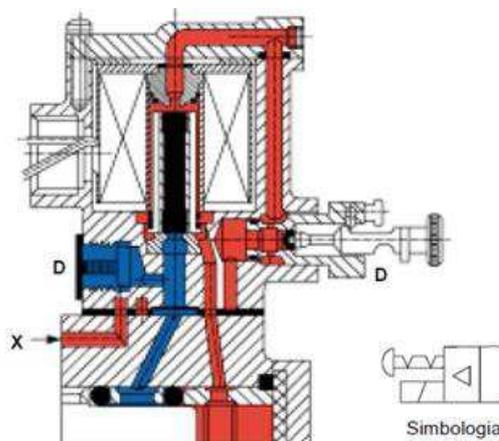


Figura 2.17 Accionamiento combinado – Muscular o Eléctrico y Neumático¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 46

2.6.9 VÁLVULA 3/2 TIPO DISTRIBUIDOR AXIAL

La válvula de distribuidor axial de 3 vías y 2 posiciones, accionada por el botón y retorno por resorte. El distribuidor axial se desplaza sobre espaciadores metálicos y anillos "O" estacionarios en el cuerpo de la válvula y comunicando la conexión de utilización alternativamente con presión o escape en función del movimiento longitudinal. La posición inicial puede ser cerrada o abierta, mostrando claramente que el aire comprimido podrá o no fluir.

Las válvulas con esta construcción son versátiles, bastando solo alterar las conexiones de unión, las condiciones N.C. y N.A. pueden ser obtenidas.

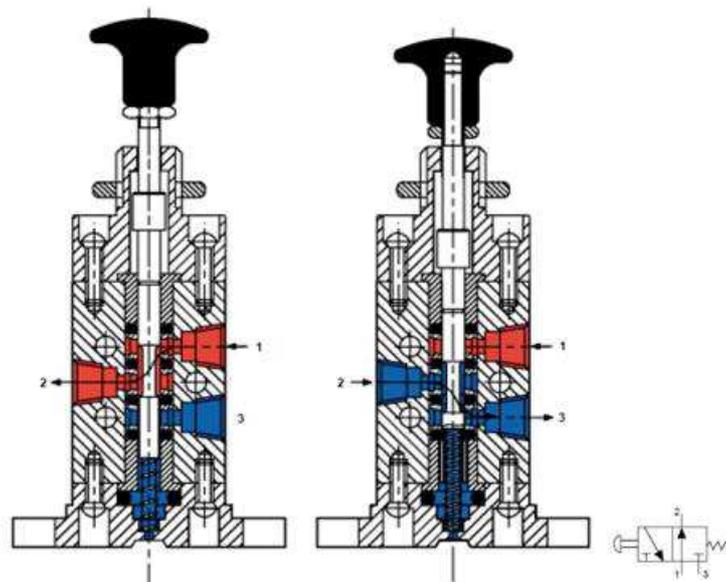


Figura 2.18 Válvula 3/2, Accionada por Botón y Retorno por Resorte¹

Factor importante es el distribuidor que se desplaza sobre los anillos "O". Él no debe tener cantos vivos o imperfecciones en su superficie, pues eso trae la inutilización de los anillos, de gran importancia para la protección de la válvula. Estas válvulas también se destacan porque necesitan de menores esfuerzos de accionamiento, no tienen que vencer las fuerzas impuestas por la presión de alimentación, además de estar disponibles con la mayoría de los tipos de accionamiento y retorno fácilmente combinados.

El carrete está dotado de un surco, a través del cual el aire comprimido es dirigido para la utilización y más tarde se escapa hacia la atmósfera.

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 47

Por los medios de accionamiento, el carrete se desplaza de su posición, permitiendo la comunicación con las vías correspondientes. Eliminada la influencia sobre los accionamientos, el dispositivo de retorno vuelve a poner la válvula en la posición inicial.

2.6.10 VÁLVULAS 5/2

Son válvulas que poseen una entrada de presión, dos puntos de utilización y dos escapes. Estas válvulas también son llamadas de 4 vías con 5 orificios, dependiendo de la norma empleada.

Es errado denominarlas simplemente válvulas de 4 vías. Una válvula de 5 vías realiza todas las funciones de una de 4 vías.

Proporciona aún mayores condiciones de aplicación y adaptación, se compara directamente a una válvula de 4 vías, principalmente cuando la construcción es de tipo distribuidor axial.

Por consiguiente, se concluye, que todas las aplicaciones realizadas hacia una válvula de 4 vías pueden ser sustituidas por una de 5 vías, sin ningún problema.

Existen aplicaciones que una válvula de 5 vías solamente puede hacer y que, cuando son hechas por una de 4 vías, necesitan la ayuda de otras válvulas.

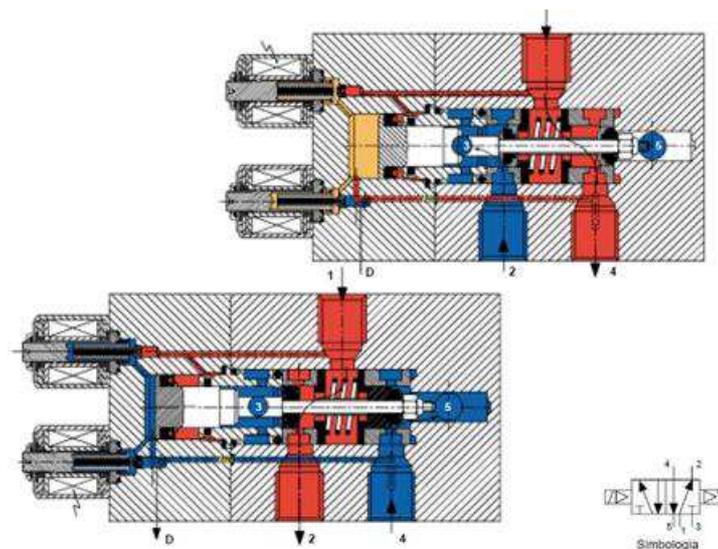


Figura 2.19 Válvula 5/2 Accionada por Piloto Doble Positivo¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 48

2.6.11 VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO

En algunos casos, es necesaria la disminución de la cantidad de aire que pasa a través de una tubería, es muy utilizado cuando se necesita regular la velocidad de un cilindro o formar condiciones de temporización neumática. Cuando se necesita influenciar el flujo del aire comprimido, este tipo de válvula es la solución ideal, pudiendo ser fija o variable, unidireccional o bidireccional.

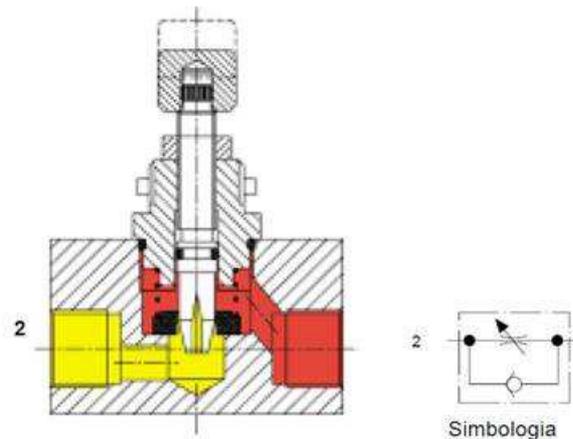


Figura 2.20 Válvula de control de flujo variable unidireccional¹

2.6.12 CONTROL DE VELOCIDAD DE UN CILINDRO NEUMÁTICO

2.6.12.1 Control de velocidad por el aire de entrada

El desplazamiento del pistón en un cilindro ocurre en función del caudal de alimentación. Esto es intuitivo, por tanto, para poder controlar la velocidad de desplazamiento es necesario influir en el flujo. En este método, el flujo de alimentación del equipo de trabajo es controlado, en cuanto el aire contenido en su interior es expulsado libremente hacia la atmósfera.

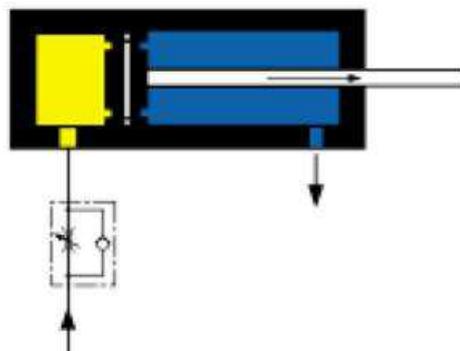


Figura 2.21 Control de velocidad por el aire de entrada¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 49

La entrada puede ser restringida a través de una válvula de control de flujo. La presión en la cámara (1) aumentará hasta el valor necesario para vencer las resistencias impuestas al movimiento y desplazar el pistón. Con el avance, la cámara (1) aumenta de volumen y, como consecuencia, la presión disminuye, impidiendo el avance del pistón por falta de fuerza.

Más tarde, en un corto período de parada, la presión alcanza el valor requerido por el movimiento. Un nuevo avance es efectuado, cae la presión... es así sucesivamente hasta el término del curso. En un cilindro posicionado horizontalmente, que impulsa una carga, con el control en la entrada, al ser comandado, el pistón comienza a moverse e inicia el avance con velocidad más o menos constante, determinada por el vacío del aire. Cuando aparece una resistencia extra, el pistón reduce la velocidad o, hasta que la presión crezca lo suficiente para vencerla. Si la resistencia fuera removida, el pistón acelerará o saltará súbitamente hacia el frente. Además, si una carga posee movimiento en el mismo sentido del pistón, provocará una aceleración, imponiendo una velocidad por encima de la ajustada. Este modo de control de velocidad determinará un movimiento irregular del pistón, generalmente perjudicial al excelente funcionamiento del equipo. El control de entrada es empleado en casos excepcionales, como por ejemplo los cilindros de S.A. (Simple acción) o aun así, en un cilindro posicionado en la vertical, donde las condiciones son diferentes. La resistencia resultará principalmente un peso a la fuerza del resorte y no de fricción de la carga. En este caso, una cierta cantidad de contra-presión será benéfica y dará mejores resultados si fuera utilizado el control de entrada.

2.6.12.2 Control de velocidad por el aire de salida

Todo lo mencionado sobre el control de velocidad por la entrada de aire, véase que la tendencia hacia la uniformidad de la velocidad de desplazamiento depende, principalmente, de la variación de la fuerza resistente. Es necesario encontrar el método para hacer que esta fuerza sea lo más uniforme posible.

Son requeridos, en el campo de la aplicación industrial, valores del desplazamiento cada vez más precisos.

Si un grado de precisión exacto es necesario, se debe utilizar un sistema de control de velocidad, influyendo así en el flujo de salida del cilindro. Su principio consiste en efectuar el control de flujo solamente en la salida del aire contenido en el cilindro, en cuanto la cámara opuesta recibe el flujo libre. Controlando el aire en la salida del cilindro, es posible eliminar el movimiento irregular del pistón. El aire comprimido entra en la cámara (1) con toda la intensidad de presión, ejerciendo fuerza sobre el pistón (2). El aire confinado en la cámara (3), escapará por la válvula de control de flujo, determinando, así, un avance con velocidad más uniforme que en el método anterior. Esto es conseguido porque el pistón es mantenido entre los dos volúmenes de aire comprimido, el de entrada (cámara 1) y el que está saliendo (cámara 3), formando una contra-presión y ofreciendo una resistencia continua al movimiento.

Debe ser recordado aún que la fuerza ofrecida por la fricción estática es mayor que la fuerza ofrecida por la fricción dinámica ($F_{ate} > F_{atd}$). También una razón para efectuar el control de la salida de aire en la cámara (3) es para que, cuando la presión de aire venza las fuerzas resistentes, el vástago del cilindro no sufra un impulso repentino y se desplace anormalmente.

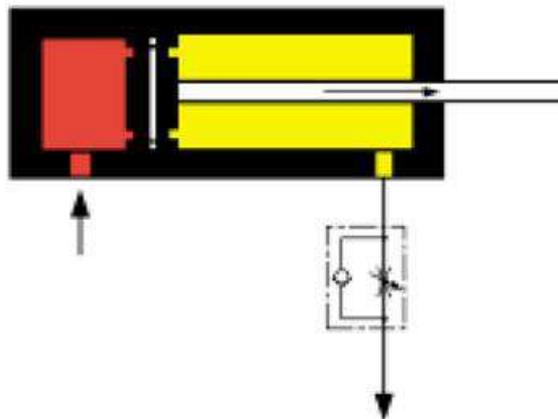


Figura 2.22 Control de velocidad por el aire de salida¹

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 50

2.7 SIMULACIÓN EN SMC-Pneumatic Model Selection Program

Para mejorar la precisión del cálculo y tratar con una variedad de circuitos y condiciones de funcionamiento, el programa de selección de modelo neumático adopta el método de análisis dinámico. A continuación se explica el esquema del método y la forma en que es diferente del método convencional del área efectiva.

2.7.1 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

Para entender cómo el método de análisis dinámico se diferencia en la precisión del cálculo del método convencional del área efectiva, es necesario conocer la diferencia entre dos características teóricas (característica estática y característica dinámica) de un sistema de funcionamiento del cilindro. La Figura 2-33 muestra los cambios en la velocidad de un pistón del cilindro.

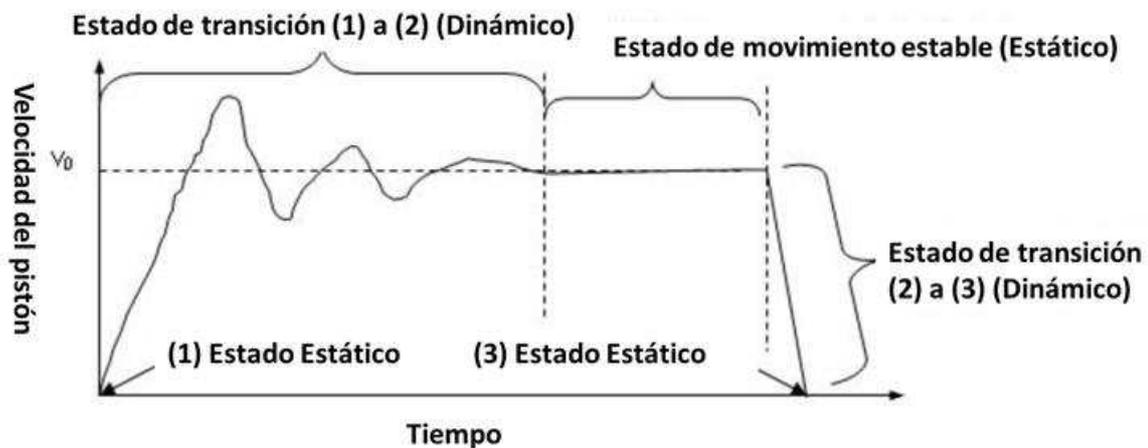


Figura 2.23 Características de un sistema dinámico¹

2.7.2 MÉTODO CONVENCIONAL DEL ÁREA EFECTIVA

El método convencional del área efectiva utiliza la fórmula de la velocidad característica de dicho estado estable (2) de un solo cilindro para obtener v_0 ($v_0 = \text{área efectiva Equivalente del lado de escape } S / \text{Área del émbolo } A$) y, a continuación, con v_0 como la velocidad media, calcula un valor aproximado del tiempo de recorrido total y corrige la precisión del cálculo empíricamente con un coeficiente k de tiempo. Al mismo tiempo, se calcula el área efectiva equivalente de la tubería y las áreas efectivas de varias piezas de equipo, que es otro factor que causa error de cálculo.

¹ SMC. (2008). Manual Pneumatic Model Selection Program. SMC Corporation, Pag. 11

Este método área efectiva basada en el cálculo aproximado puede lograr un cierto grado de exactitud cuando se trata de un cilindro de gran diámetro con una carga pequeña y una carrera larga, porque el estado de movimiento estable (2) dura un tiempo largo. Por el contrario, cuando un cilindro de un diámetro pequeño, una carga grande y una carrera corta, el estado de movimiento estable (2) termina en un corto período de tiempo o incluso puede no existir ya que el pistón llega al final durante la aceleración, lo que resulta en un gran error en cualquiera de los casos. Por lo tanto, la precisión de cálculo tiene que ser corregida de forma empírica con un coeficiente k de tiempo ajustado a las condiciones del cilindro. La característica estática es la característica de un estado estable a pesar del tiempo, correspondiente al estado estático (1), estado de movimiento estable (2) (a una velocidad constante v_0), y el estado estático (3) en el diagrama.

La característica dinámica, por otra parte, es la característica que cambia con el tiempo cuando el sistema cambia de un estado estable a otro estado estable (en la etapa de transición), que corresponden a (1) a (2) y (2) (3) en el diagrama.

2.7.3 MÉTODO DE ANÁLISIS DINÁMICO

Basado en el modelo de cálculo en la Figura 4-10, el método de análisis dinámico adoptado en el Programa de Selección establece ecuaciones simultáneas que consisten en ecuaciones básicas para los diversos componentes del sistema como se muestra en la Tabla 2.4, teniendo en cuenta muchos factores distintos de la superficie efectiva y de recepción de presión-área, tales como la presión de alimentación, la longitud de las tuberías, masa de la carga y la fuerza de fricción. Por lo tanto, estrechamente puede replicar los cambios de velocidad cronológicos en el "estado de transición (1) a (2)" y "estado de transición (2) a (3)", así como los del "estado de movimiento estable (2)". Además, debido a este método de análisis dinámico, el Programa de Selección del modelo ahora permite calcular parámetros que no han estado disponibles con el método de cálculo convencional, tales como los cálculos relativos a un metro de circuito de control, la operación hacia abajo de un cilindro, actuando sola operación de cilindro y circuito por medio de válvulas de escape rápido. Así, podemos ver que la característica de análisis dinámico adoptada en el Programa de Selección del modelo tiene una precisión de cálculo mayor que el método de área efectiva.

Tabla 2.4 Ecuaciones básicas del modelo dinámico¹**Ecuación de Estado**

$$\frac{dP_d}{dt} = \frac{1}{V_d} \left(\frac{P_d V_d}{\theta_d} \frac{d\theta_d}{dt} + R\theta_d G_d - P_d \frac{dV_d}{dt} \right)$$

Cámara de Salida

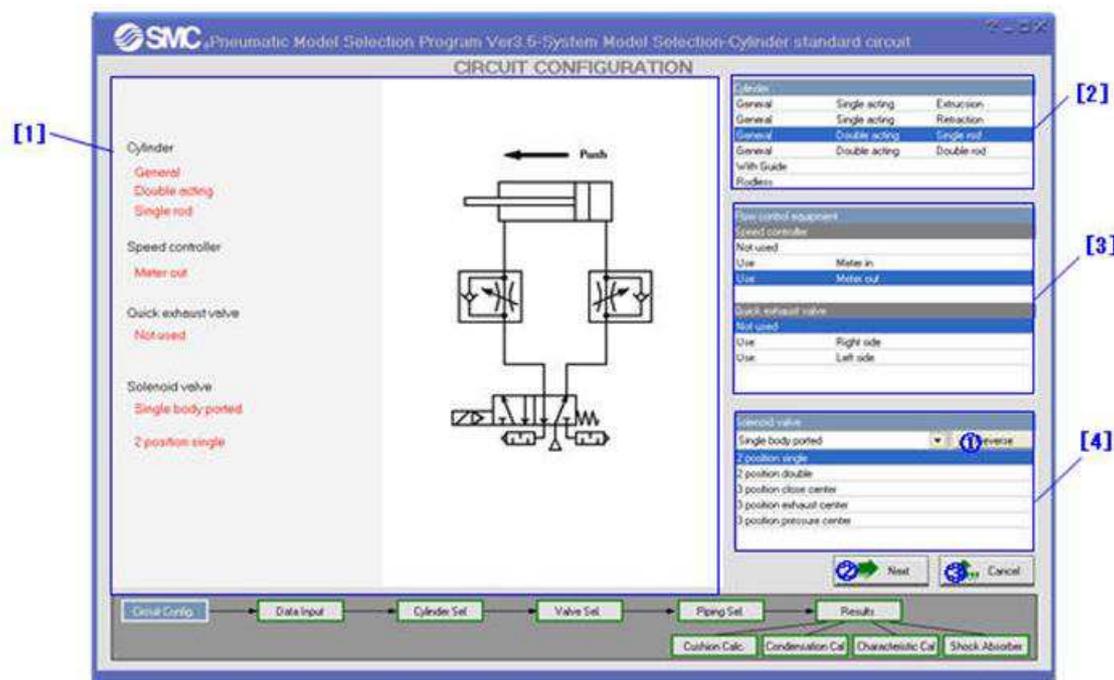
$$\frac{dP_u}{dt} = \frac{1}{V_u} \left(\frac{P_u V_u}{\theta_u} \frac{d\theta_u}{dt} + R\theta_u G_u - P_u \frac{dV_u}{dt} \right)$$

Cámara de Entrada**Ecuación de Movimiento**

$$M \frac{du_p}{dt} = P_u S_u - P_d S_d + P_a (S_d - S_u) - M g \sin \alpha - c u_p - F_q - F$$

2.7.4 CONFIGURACIÓN DEL CIRCUITO

En esta pantalla, el circuito se debe configurar seleccionando el tipo de cilindro en la zona [2], el equipo de control en la zona [3] y la válvula solenoide en la zona [4]. El circuito configurado se muestra en la zona [1] automáticamente.

Figura 2.24 Configuración del circuito²

¹ SMC. (2008). Manual Pneumatic Model Selection Program. SMC Corporation, Pag. 12

² SMC. (2008). Manual Pneumatic Model Selection Program. SMC Corporation, Pag. 15

2.7.5 CONDICIONES DE ENTRADA

En esta pantalla se seleccionan los parámetros de funcionamiento, carrera, tiempo de carrera, longitud de tubería, aplicación, rozamiento, etc.

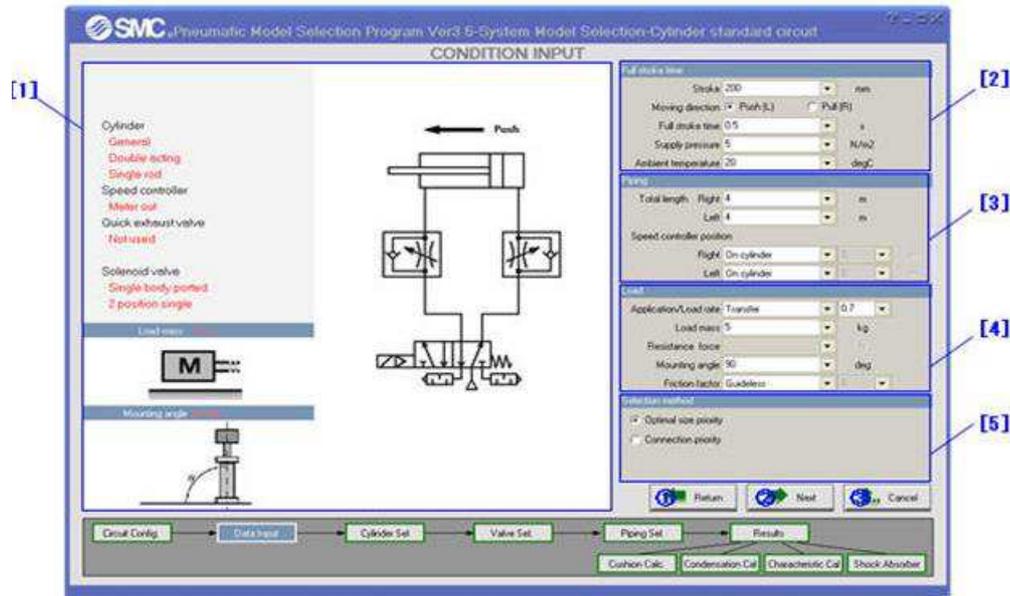


Figura 2.25 Condiciones de Entrada¹

2.7.6 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

En esta pantalla se selecciona la serie, el número de parte del cilindro y la forma de montaje, la aplicación y el coeficiente de fricción.

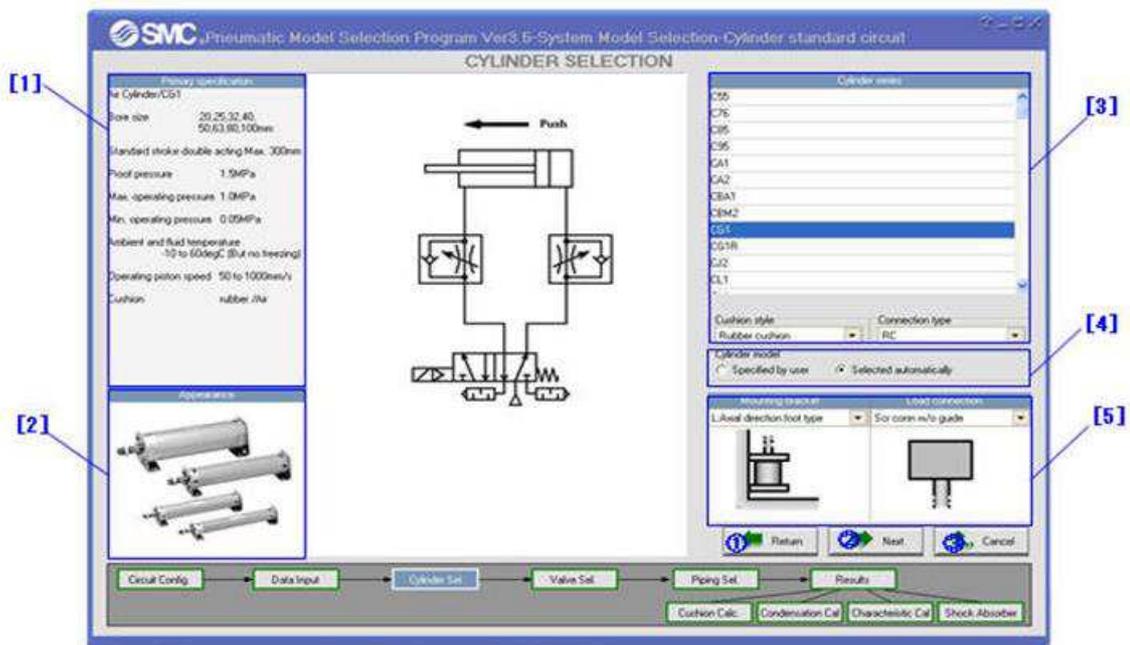


Figura 2.26 Selección del cilindro neumático¹

¹ SMC. (2008). Manual Pneumatic Model Selection Program. SMC Corporation, Pag. 16

2.7.7 SELECCIÓN DE VALVULA SOLENOIDE Y TUBERÍA DE AIRE

En estas pantallas se seleccionan el tipo de válvula solenoide, el tipo de roscas y la tubería de aire comprimido.

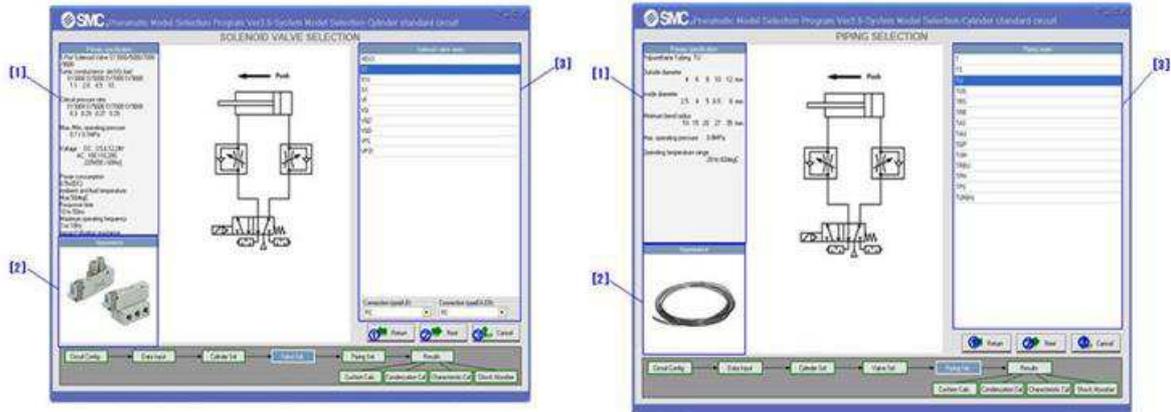


Figura 2.27 Selección de válvula solenoide y tubería¹

2.7.8 RESULTADOS Y CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

En esta pantalla se muestran los resultados de la selección y cálculos adicionales, tales como el cálculo de condensación.

En las zonas de [1] y [3], se muestran los resultados de la selección y las características del sistema. En las zonas de [2] y [4] se muestran el diagrama del circuito y las condiciones de entrada.

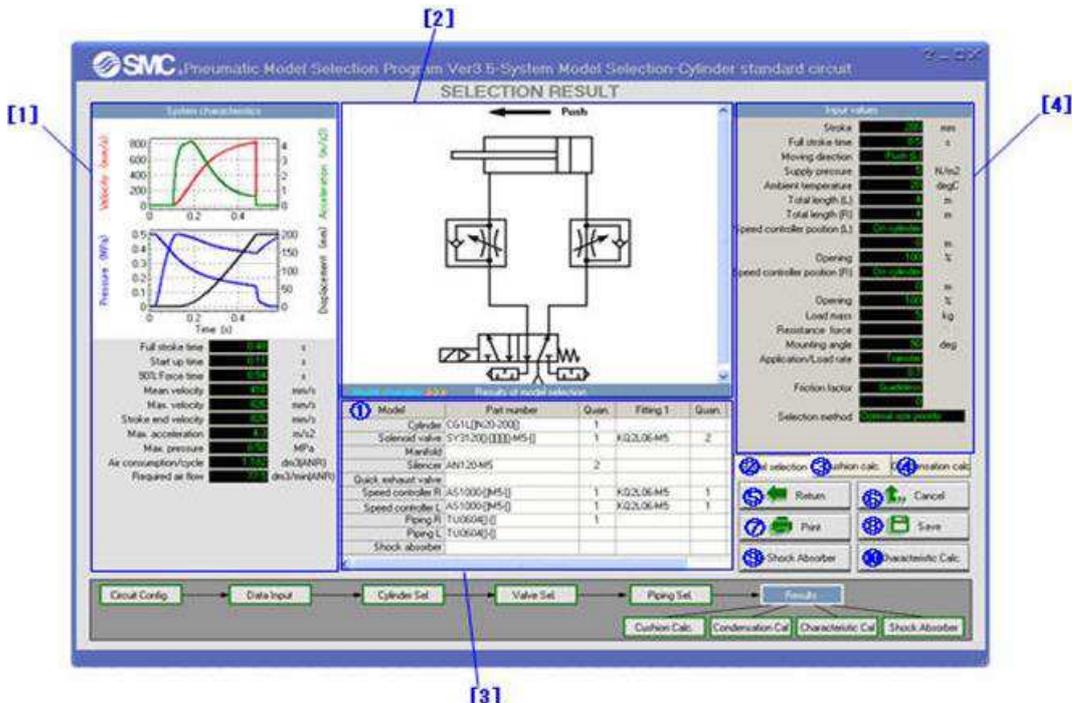


Figura 2.28 Resultados de la selección¹

¹ SMC. (2008). Manual Pneumatic Model Selection Program. SMC Corporation, Pag. 17

Las características del sistema mostrados en la zona [1] son:

- 1) Los cambios en la velocidad del pistón y la aceleración con respecto al tiempo.
- 2) Los cambios de presión en el cilindro en los lados de suministro y de escape y el desplazamiento del pistón contra el tiempo.
- 3) El tiempo de carrera.
- 4) El tiempo necesario para que el pistón empiece a moverse.
- 5) Tiempo requerido que el cilindro alcance el 90% de la fuerza teórica.
- 6) La velocidad promedio.
- 7) La velocidad máxima.
- 8) La velocidad al final de la carrera.
- 9) La aceleración máxima.
- 10) La máxima presión de aire en el cilindro.
- 11) Consumo de aire por ciclo.
- 12) El caudal de aire requerido.

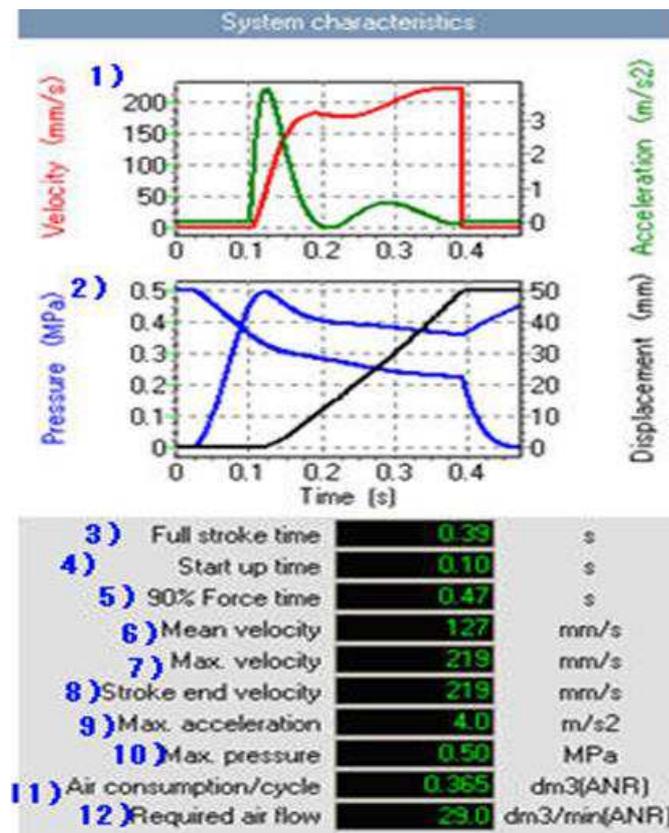


Figura 2.29 Características del sistema¹

¹ SMC. (2008). Manual Pneumatic Model Selection Program. SMC Corporation, Pag. 18

2.8 DEPÓSITO DE AIRE COMPRIMIDO¹

Las Funciones principales del depósito son:

- Obtener una considerable acumulación de energía para afrontar picos de consumo que superen la capacidad del compresor. Se dimensiona teniendo en cuenta un factor de utilización.
- Contribuir al enfriamiento del aire comprimido y la disminución de su velocidad actuando así como separadores de condensado y aceite
- Amortiguar los pulsos de presión convirtiendo un flujo discontinuo en continuo.
- Permitir la regulación del compresor compensando las diferencias entre el caudal generado y el consumo, los cuales trabajan con regímenes diferentes.

2.8.1 RIESGOS DE LOS DEPÓSITOS DE AIRE COMPRIMIDO

El principal riesgo que presentan, al estar sometidos a presión interna, es el de explosión, que puede venir determinada por alguna de las siguientes causas:

- Defectos de diseño del aparato.
- Defectos en la fase de construcción y montaje, en las cuales se tendrán muy en cuenta el proceso de soldadura de fondos, refuerzos, etc., y los efectos que el calor aportado por ella puede tener sobre las características de los materiales.
- Sobrepresión en el aparato por fallo de los sistemas de seguridad.
- Sobrepresión por presencia de fuego exterior.
- Disminución de espesores de sus materiales, por debajo de los límites aceptables por diseño, debido a la corrosión.
- Erosiones o golpes externos.
- Fisuras debidas a las vibraciones transmitidas por compresores instalados.
- Esfuerzos locales en la zona de conexión de la tubería de aire comprimido proveniente del compresor, debido al mal alineamiento, dilataciones y presión interna de la tubería.
- Fatiga de materiales debido a trabajo cíclico.

¹ Stefan, H.(2002). *Aire Comprimido Fuente de Energía*. FESTO AG&Co; Pág.102

2.8.2 ELEMENTOS DE SEGURIDAD

Estos aparatos cuyo diseño y construcción deberán seguir todos los pasos establecidos en el Código de diseño elegido referente a materiales, espesores de los mismos, procesos de soldadura, tratamientos térmicos, ensayos no destructivos, etc., deberán contar con un certificado de calidad que asegure que los anteriores pasos han sido seguidos cuando se trate de un aparato de construcción única, y del correspondiente registro de tipo si se trata de un aparato construido en serie, cuyas prescripciones son obligatorias en la mayor parte de los casos a tener de la legislación vigente.

Independientemente de ello, deben contar con elementos de seguridad:

- Las válvulas de seguridad deben ser reguladas a no más de un 10% por encima de la presión de trabajo y deberá poder descargar el total del caudal generado por el compresor. Deberá contar además con un dispositivo de accionamiento para poder probar periódicamente su funcionamiento.
- Presos tato para producir el arranque del compresor cuando la presión interior baje de un determinado valor y para producir la parada del compresor cuando la presión interior suba por encima de un determinado valor.
- Indicador de presión interna.
- Sistema de drenaje manual o automático; en el caso de drenaje manual, las válvulas serán de paso recto y total, con objeto de minimizar los residuos que puedan quedar retenidos y llegar a inutilizar la válvula de drenaje. En el caso de drenaje automático, tendrán la capacidad de descarga según la cantidad de líquido a eliminar, estando diseñadas para minimizar los residuos retenidos así como contar con un dispositivo manual para su comprobación.
- La disposición de un filtro inmediatamente antes de la válvula ayuda eficazmente a eliminar la presencia de residuos en las mismas.
- Contaran con las aperturas adecuadas para su inspección y mantenimiento.
- Todos los elementos de seguridad serán fácilmente accesibles.
- El depósito deberá ubicarse en un lugar fresco y seco, lo más cercano posible del compresor preferentemente fuera del edificio donde puede disipar parte del calor producido en el compresor. El depósito debe ser anclado firmemente al piso para evitar vibraciones debido a las pulsaciones del aire.
- Contaran con las siguientes placas de identificación, situadas de forma visible:

Una placa de diseño en la que figurará la presión de diseño y en su caso la máxima de servicio, número de registro y la fecha de primera prueba.

Una placa de identificación en la que constara entre otros datos, el nombre y razón social del fabricante, contraseña y fecha de registro.

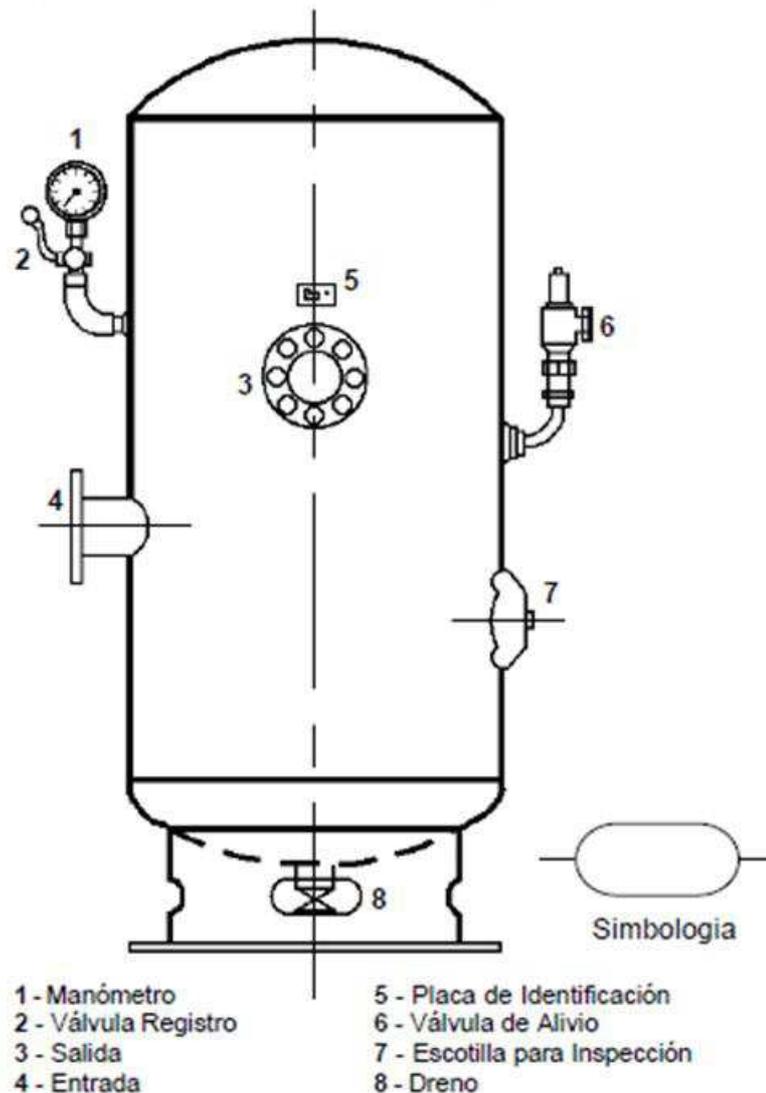


Figura 2.30 Accesorios del tanque¹

2.8.3 TAMAÑO DEL DEPÓSITO DE AIRE COMPRIMIDO

Aunque no existe una norma general de cómo ha de dimensionarse los depósitos, sí es cierto que deberían diseñarse en función de la demanda y del tamaño del compresor, estas puede ser constante, intermitente o instantánea y de igual manera utilizando los arranques por hora y los tiempos máximos de funcionamiento del compresor como parámetros de diseño.

¹ Parker Hannifin Ind. Com. Ltda; 2003; Tecnología Neumática industrial; Brazil; Pág 17

El tamaño de un acumulador de aire comprimido depende:

- Del caudal de suministro del compresor
- Del consumo de aire
- De la red de tuberías (volumen suplementario)
- Del tipo de regulación
- De la diferencia de presión admisible en el interior de la red.

Los depósitos suelen tener volúmenes de 0.1 a 20lt mientras que en estaciones centrales de compresores, tienen capacidades grandes de almacenamiento.

En tamaños pequeños la inspección se realizara por medio de una simple boca bridada de 100 a 150 mm de diámetro; mientras que en tamaños mayores estas bocas serán del tipo entrada de hombre (460 a 508 mm).

Su construcción deberá ser horizontal o vertical, prefiriéndose estos últimos por el menor espacio ocupado.

A modo de criterio de referencia se puede hacer el siguiente cálculo: si el depósito tienen que entregar aire comprimido de modo continuo, su capacidad es suficiente si corresponde a 1/8 hasta 1/10 de caudal en m³/min.

2.8.3.1 Tamaño del depósito para consumo irregular

El consumo se caracteriza por la alternancia irregular o regular de picos de consumo, bajo consumo o consumo nulo, donde el volumen del depósito V_{Dep} , expresado en m³, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$V_{Dep} = \frac{dt_{cons}}{dP} * (Q_{cons} - Q_{ef}) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

dt_{cons} Duración del pico de consumo de minutos.

dP Caída de presión admisible en el depósito, expresada en bar.

Q_{cons} Pico de consumo en m³/min. (Aspiración).

Q_{ef} Caudal efectivo en m³/min.

Además debe comprobarse que el tiempo entre consumos es suficiente para que el depósito vuelva a llenarse. El tiempo se calcula con la siguiente ecuación:

$$dt_{llen} = \frac{V_{Dep} * dP}{Q_{ef}} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

2.9 TEORÍAS DE FALLA¹

Al diseñar elementos mecánicos que resistan las fallas se debe estar seguro de que los esfuerzos internos no rebasen la resistencia del material. Si el que se empleará es dúctil, entonces lo que más interesa es la resistencia de fluencia, ya que una deformación permanente sería considerada como una falla, sin embargo, existen excepciones a esta regla.

Muchos de los materiales más frágiles, como los hierros colados no poseen un punto de fluencia, así que debe utilizarse la resistencia última como criterio de falla. Al diseñar elementos de materiales frágiles, también es necesario recordar que la resistencia última a la compresión es mucho mayor que a la tensión.

El factor de seguridad n se define por la ecuación.

$$n = \frac{S}{\sigma} \quad (\text{Ec. 2 - 13})$$

Donde, S es la resistencia del material y σ es el esfuerzo. En este caso, S también es el valor límite de σ . Por supuesto, si S es una resistencia al corte entonces σ debe ser un esfuerzo cortante, es decir, ambos valores deben ser correlativos.

2.9.1 TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

Esta teoría da predicciones seguras con respecto a los resultados de ensayos. Se emplea únicamente para predecir la fluencia. Recordando que para tensión simple, $\sigma = P/A$, y el máximo esfuerzo cortante ocurre en un plano que hace 45° con respecto al plano de tensión con una magnitud de $\zeta_{\max} = \sigma/2$. Entonces el máximo esfuerzo cortante de fluencia es $\zeta_{\max} = S_y/2$. Para un estado general de esfuerzos el máximo esfuerzo cortante viene dado por $\zeta_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$ (Ver figura 4-41). Entonces para un estado general de esfuerzos la teoría del esfuerzo cortante máximo predice la fluencia cuando

$$\zeta_{\max} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} > \frac{S_y}{2} \quad \text{o} \quad (\sigma_1 - \sigma_3) > S_y$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 211-217

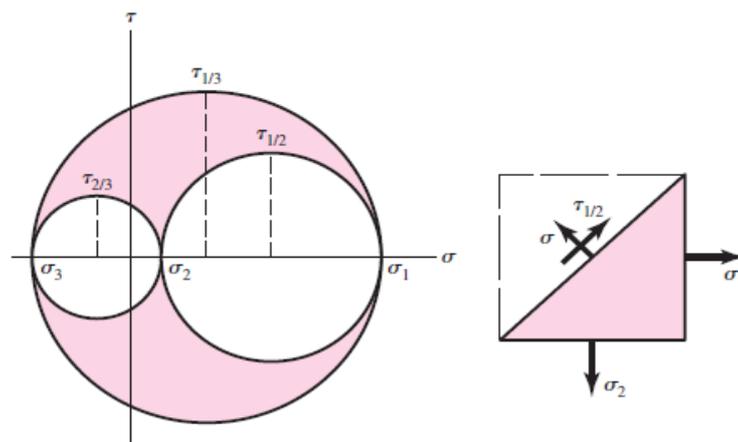


Figura 2.31 Estado general de esfuerzos¹

Esta teoría establece también que la resistencia de fluencia al cortante está dada por la ecuación:

$$S_{sy} = 0,5S_y \quad (\text{Ec. 2 - 14})$$

Para propósitos de diseño la ecuación que predice la fluencia puede ser modificada para incorporar un factor de seguridad.

$$\zeta_{max} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{o} \quad (\sigma_1 - \sigma_3) = \frac{S_y}{n} \quad (\text{Ec. 2 - 15})$$

2.9.2 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN

La teoría de la energía de distorsión es llamada teoría de la energía cortante o teoría de de Von Mises – Hencky.

Es la más conveniente para el caso de materiales dúctiles. Se emplea solo para definir el principio de fluencia.

Mediante la observación y la experimentación, se postuló: “La fluencia no es, de ninguna manera, un fenómeno de tensión simple, sino más bien estaba relacionada de algún modo con la distorsión (deformación angular) del elemento esforzado”.

Las primeras teorías de esta tendencia afirmaban que la fluencia se inicia cuando la energía total de deformación almacenada en el elemento esforzado, llega a ser

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 212

igual a la energía elástica que hay en un elemento contenido en la probeta de tensión en el punto de fluencia.

Estas teorías se han dejado de utilizar pero son las precursoras de la energía de distorsión como se la maneja actualmente.

Para el caso de esfuerzo biaxial, la ecuación representa una elipse.

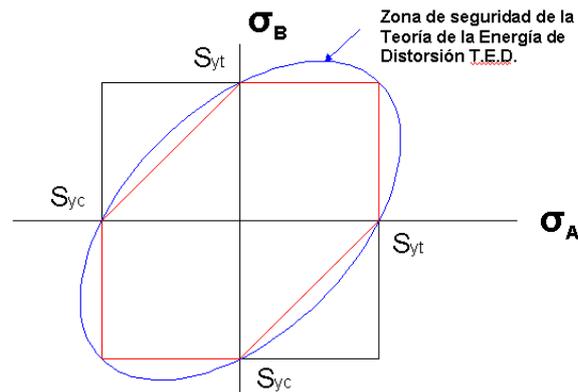


Figura 2.32 Teoría de la energía de distorsión¹

$$S_y'^2 = \sigma_A'^2 - \sigma_A' \sigma_B' + \sigma_B'^2 \quad (\text{Ecuación de una Elipse})$$

Para el caso de torsión pura $\sigma_B = -\sigma_A$ y $\tau = \sigma_A$; en consecuencia:

$$S_{sy} = 0,577S_y \quad (\text{Ec. 2 - 16})$$

Para diseño conviene definir el concepto de esfuerzo de Von Moises como:

$$\sigma_y'^2 = \sigma_A'^2 - \sigma_A' \sigma_B' + \sigma_B'^2$$

Es posible pasar por alto el análisis del círculo de Mohr en el caso especial de flexión y torsión combinadas, cuando se determina el esfuerzo de Von Moises. Un círculo de Mohr para tal estado revelará los dos principales esfuerzos:

$$\sigma_A = \frac{\sigma_x}{2} + \zeta_{xy} \quad \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} - \zeta_{xy}$$

Cuando ambos esfuerzos se sustituyen en la ecuación de Von Moises, resulta:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\zeta_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 2 - 17})$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 213

2.10 DISEÑO POR RESISTENCIA A LA FATIGA¹

En muchos casos hay que analizar elementos de máquinas que han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes y, sin embargo, después de un cuidadoso análisis se descubre que los esfuerzos máximos reales fueron inferiores a la resistencia última del material y a veces menores que la resistencia de fluencia. La característica más notable de estas fallas es que los esfuerzos se repitieron muchas veces. Por lo tanto, la falla se denomina falla por fatiga.

2.10.1 EL DIAGRAMA S-N

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario un gran número de pruebas debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con la viga rotatoria se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones de la viga que se requieren para la falla, los resultados se grafican obteniendo un diagrama llamado S-N.

En el caso de aceros se presenta el quiebre mostrado en la gráfica, y más allá de ese punto no ocurrirá la falla, cualquiera que sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente se denomina límite de resistencia a la fatiga, S_e o simplemente límite de fatiga. La gráfica nunca llega a ser horizontal para metales no ferrosos y sus aleaciones y, por lo tanto, no tienen límite de fatiga.

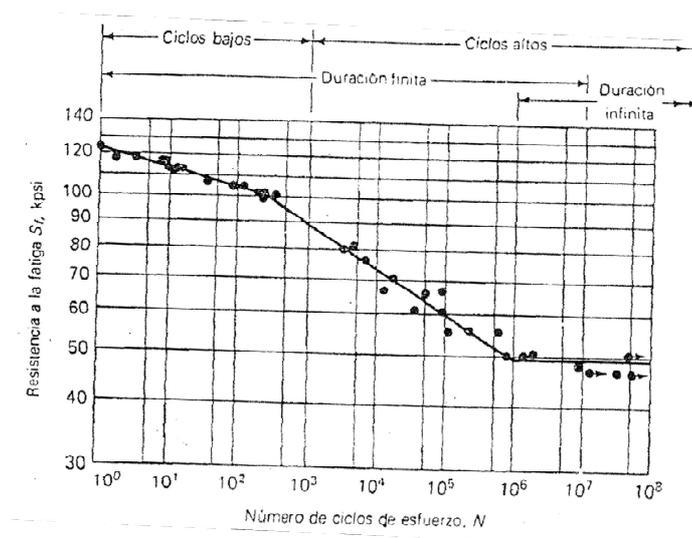


Figura 2.33 Diagrama S-N para el Acero UNS G41300²

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 258-312

² Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 266

La determinación experimental de los límites de resistencia a la fatiga es muy extensa y costosa. En el caso de un diseño preliminar y de prototipo, y también para algunos análisis de falla, se necesita un método rápido de estimación. Existe una gran cantidad de datos publicados acerca de resultados obtenidos mediante pruebas con la máquina de viga rotatoria y ensayos a tensión simple. Al graficarlos como en la siguiente figura, puede observarse si existe alguna correlación entre ambos conjuntos de resultados. La gráfica indica que el límite de resistencia a la fatiga varía para los aceros, desde aproximadamente 35% a 60% de resistencia a la tensión hasta un valor de S_{ut} cercano a 200 kpsi (1400 MPa). Comenzando $S_{ut} = 200$ kpsi, más o menos, la dispersión parece aumentar pero la tendencia es hacia la nivelación como lo indica la línea punteada horizontal en $S'_E = 100$ Kpsi..

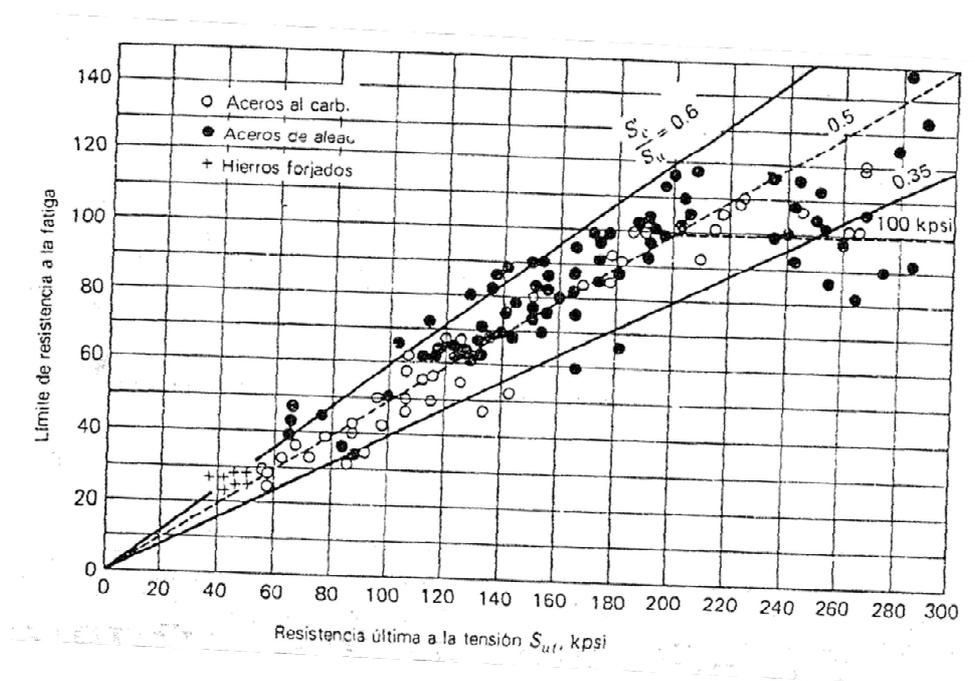


Figura 2.34 Límites de fatiga en función de la resistencia a la tensión¹

Para aceros, de la gráfica se estima el límite de fatiga como:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (\text{Ec 2-18})$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 266

2.10.2 FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE FATIGA

Se ha expresado que toda probeta para ensayo en una máquina de viga rotatoria utilizada para determinar límites de resistencia a la fatiga, se elabora con mucho cuidado y se ensaya en condiciones controladas en forma precisa. No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio.

Se ha propuesto una clasificación de los factores que modifican el límite de fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f * S'_e \quad (Ec. 2 - 19)$$

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

K_a = factor de superficie

K_b = factor de tamaño

K_c = factor de carga

K_d = factor de temperatura

K_e = factor de confiabilidad

Factor de superficie k_a

La superficie de la probeta de la viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimento especial en dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. Obviamente la mayoría de elementos de máquinas no tiene esta alta calidad de acabado

El factor de superficie factor depende de la calidad del acabado superficial del elemento y de la resistencia a la tracción del material. Para encontrar expresiones cuantitativas para acabados comunes (pulido, maquinado, o estirado en frío, laminados en caliente, y forjado), las coordenadas del límite de fatiga frente a la versus la resistencia a la tracción fueron recogidos por Lipson y Noll y reproducidos por Horger. Los datos pueden ser representados por la ecuación:

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (Ec. 2 - 20)$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tracción, a y b se encuentran en la tabla 2-5.

Tabla 2.5 Parámetros para el factor de superficie¹

| Acabado Superficial | Factor a Sut en MPa | Exponente b |
|------------------------------|---------------------|-------------|
| Fundición | 1,58 | -0,085 |
| Maquinado o Laminado en frío | 4,51 | -0,265 |
| Laminado en Caliente | 57,7 | -0,718 |
| Forja | 272 | -0,995 |

Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño ha sido evaluado en 133 estudios, los resultados para flexión y torsión se expresan con las siguientes ecuaciones:

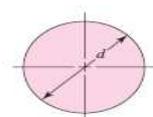
$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad 2,79 < d < 51 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2 - 21})$$

$$k_b = 1,51d^{-0,157} \quad 51 < d < 254 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2 - 22})$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, es decir, $k_b=1$.

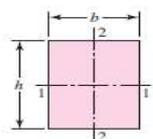
Uno de los problemas que surgen en el uso de estas ecuaciones es que hacer cuando una barra se somete a flexión pero no rota, o cuando la sección transversal del elemento mecánico no es circular, en estos casos se debe utilizar los diámetros y áreas equivalentes proporcionadas en la tabla 2-6.

Tabla 2.6 Áreas y diámetros equivalentes de perfiles estructurales comunes¹



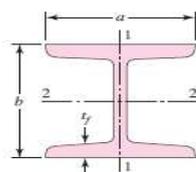
$$A_{0,95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_b = 0.370d$$

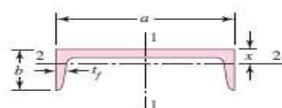


$$A_{0,95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_b = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{axis 1-1} \\ 0.05ba & \text{axis 2-2} \end{cases} \quad t_f > 0.025a$$



$$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{axis 1-1} \\ 0.052x\alpha + 0.1t_f(b-x) & \text{axis 2-2} \end{cases}$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 280

Factor de carga k_c

Cuando los ensayos de fatiga de viga rotatoria se llevan a cabo con carga de flexión, axial o torsión los límites de fatiga difieren con S_{ut} , los valores promedio de los factores de carga se especifican a continuación.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases} \quad (\text{Ec. 2-23})$$

Factor de temperatura k_d

Hasta 250°C la temperatura no influye en la resistencia a la fatiga, es decir, $k_d=1$.

Factor de confiabilidad k_e

La estimación de $S_e=0,5S_{ut}$ presenta desviaciones estándar de hasta el 8% en los estudios realizados. La tabla 2.7 muestra los factores de confiabilidad k_e correspondientes al 8% de desviación estándar del límite de fatiga.

Tabla 2.7 Factor de confiabilidad¹

| Confiabilidad, % | Factor de Confiabilidad k_e |
|------------------|-------------------------------|
| 50 | 1 |
| 90 | 0,897 |
| 95 | 0,868 |
| 99 | 0,814 |
| 99,9 | 0,753 |
| 99,99 | 0,702 |
| 99,999 | 0,659 |
| 99,9999 | 0,62 |

2.10.3 ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos fluctuantes en maquinaria a menudo toman la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotativas. Sin embargo, otros modelos, algunos de ellos bastante irregular, se producen. Se ha encontrado que en los patrones periódicos que presentan un solo máximo y un mínimo único de la fuerza, la forma de la onda no es importante, pero los picos tanto en el lado de alta (máxima) y el lado de baja (mínima) son importantes.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 285

Por lo tanto F_{max} y F_{min} en un ciclo de la fuerza se pueden utilizar para caracterizar el patrón de fuerza. También es cierto que van arriba y por debajo de una línea de base puede ser igualmente eficaz en la caracterización del patrón de fuerza. Si la fuerza más grande es F_{max} y la fuerza más pequeña es F_{min} , un componente constante y un componente alternante pueden ser definidos:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right|$$

Donde F_m es el componente promedio de la fuerza y F_a es la amplitud de la componente alternante de la fuerza.

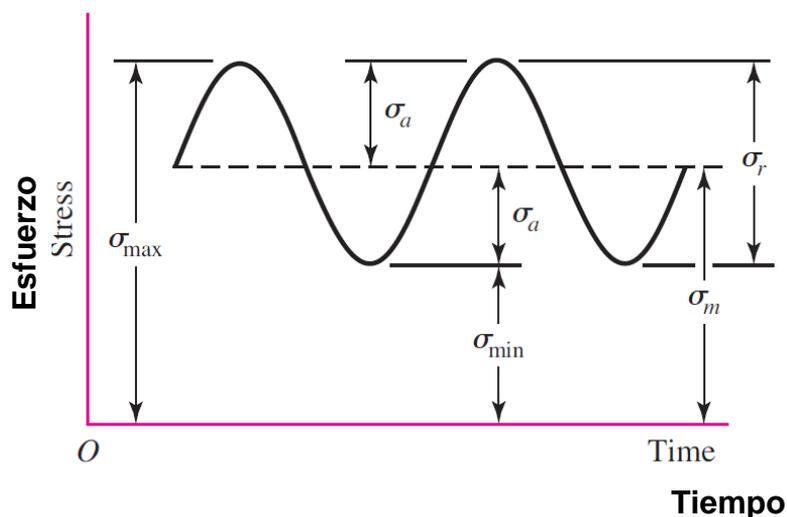


Figura 2.35 Esfuerzos fluctuantes¹

σ_{min} = Esfuerzo mínimo

σ_{max} = Esfuerzo máximo

σ_a = Amplitud del esfuerzo

σ_m = Esfuerzo medio

σ_r = Rango del esfuerzo

σ_s = Esfuerzo estático

De la gráfica son evidentes las relaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (Ec. 2 - 24)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (Ec. 2 - 25)$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 293

2.10.4 RESISTENCIA A LA FATIGA PARA ESFUERZOS FLUCTUANTES

En el diagrama de Goodman modificado el esfuerzo medio se grafica a lo largo del eje de abscisas y todos los demás componentes del esfuerzo se grafican en el eje de ordenadas, con la tensión en la dirección positiva. El límite de resistencia a la fatiga se grafica en el eje de ordenadas por encima y por debajo del origen. La línea del esfuerzo medio es una línea a 45° desde el origen hacia la resistencia a la tracción de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en las líneas construidas desde S_e (o S_f) por encima y por debajo del origen. Tenga en cuenta que la resistencia a la fluencia también se representa en los dos ejes, porque sería el criterio de fallo si σ_{\max} supera a S_y .

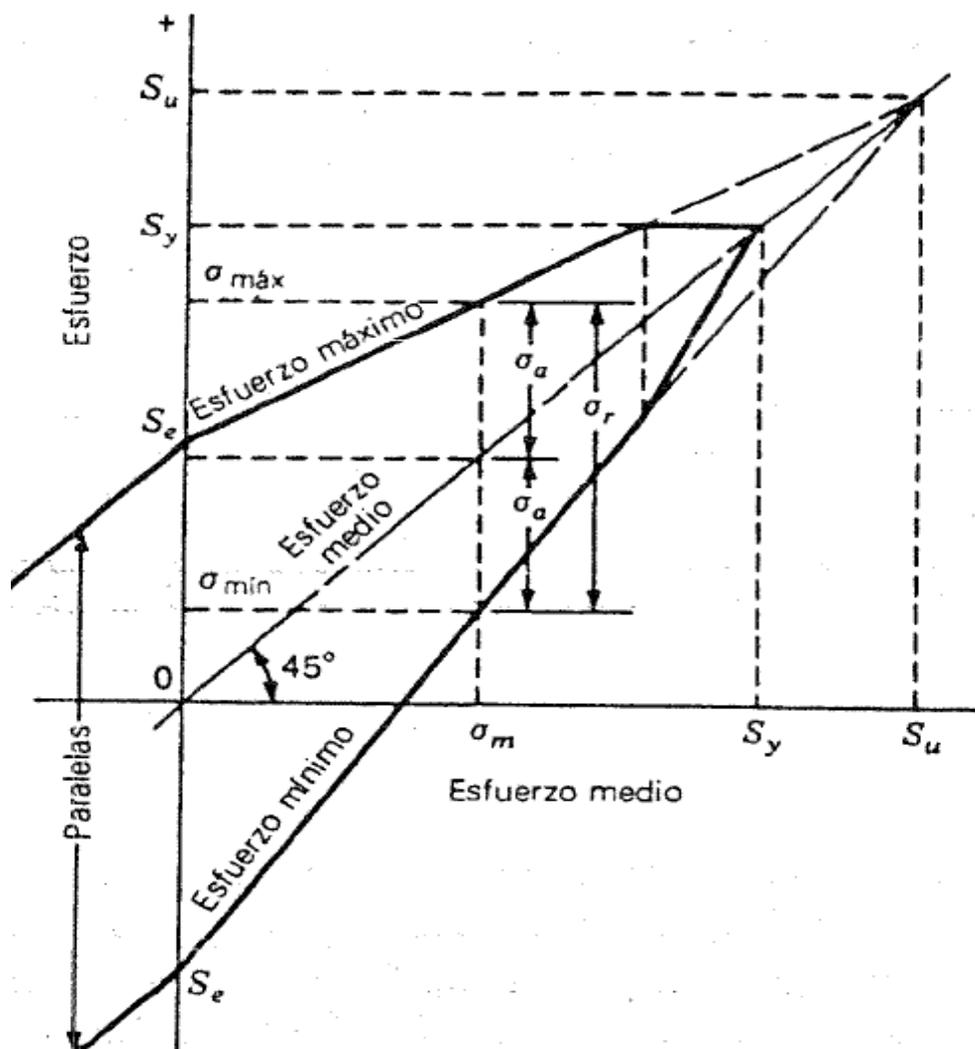


Figura 2.36 Diagrama de Goodman modificado¹

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 295

Otra forma de mostrar los resultados de la prueba se muestra en la figura. 2.37. Aquí el eje de abscisas representa la relación entre el esfuerzo medio y la resistencia a la rotura, con la tensión trazada a la derecha y a la izquierda de compresión. El eje de ordenadas se representa la relación entre la amplitud del esfuerzo y el límite de fatiga. La línea BC representa entonces el criterio de Goodman modificado. Tenga en cuenta que la existencia de la tensión de gama media en la región de compresión tiene poco efecto sobre el límite de resistencia.

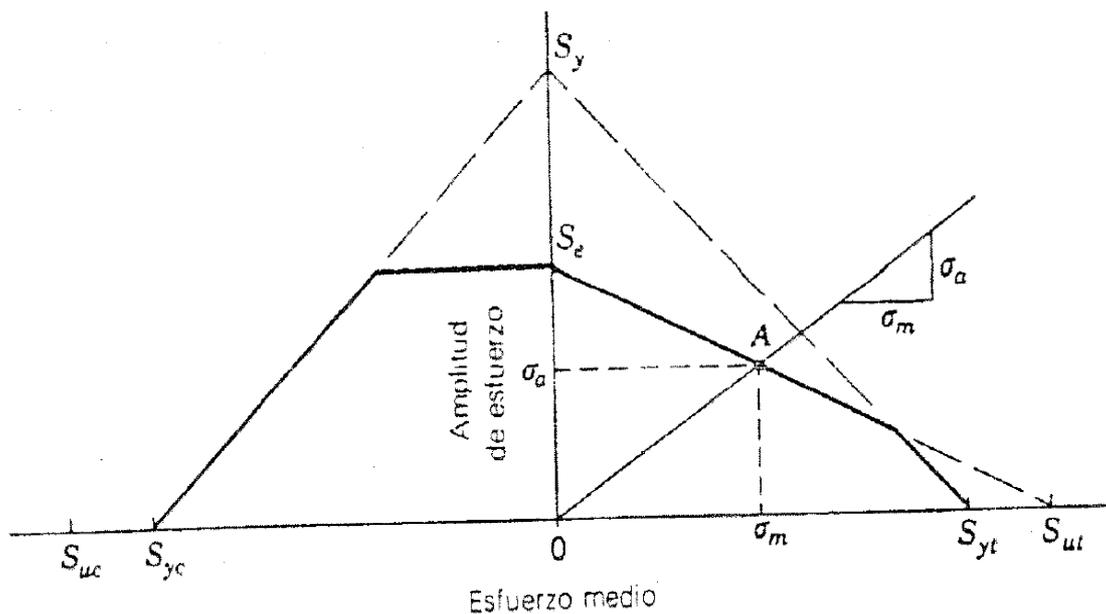


Figura 2.37 Diagrama de goodman-resultados experimentales¹

La ecuación criterio para la línea de Goodman es:

$$\left(\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}}\right) = 1 \quad (\text{Ec. 2 - 26})$$

Los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ pueden reemplazar a S_a y S_m , donde n es el factor de seguridad, luego la línea de Goodman es:

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right) = \frac{1}{n} \quad (\text{Ec. 2 - 26})$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 297

2.11 DISEÑO DE TORNILLOS Y SUJETADORES ROSCADOS¹

2.11.1 NORMAS Y ESTÁNDARES PARA ROSCAS

La terminología de roscas de tornillo, que se ilustra en la figura. 2.38, se explica de la siguiente manera: El paso es la distancia entre dos hilos adyacentes, medida en paralelo al eje de la rosca.

El diámetro mayor d es el diámetro mayor del tornillo. El diámetro menor (o raíz) d_r es el diámetro menor del tornillo. El diámetro de paso d_p es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor. El avance l , no se muestra, es la distancia que se mueve una tuerca paralelo al eje del tornillo cuando la tuerca da una vuelta. Para roscas de un solo hilo, como en la figura 2.38, el avance es el igual que el paso. Un tornillo de múltiples roscas es uno que tiene dos o más hilos cortados uno junto al otro, pernos, tornillos y tuercas estandarizadas tienen hilos individuales; En un tornillo de doble rosca el avance es igual a dos veces el paso, en un tornillo de triple rosca el avance es igual a 3 veces el paso, y así sucesivamente. Todas las roscas se hacen de acuerdo a la regla de la mano derecha a menos que se indique lo contrario. El ángulo de la rosca es 60° y las crestas de la rosca pueden ser ya sea plana o redondeada. La figura 2.48 muestra la geometría de la rosca de la M métrica y perfiles MJ. El perfil de M reemplaza la clase pulgadas y es el perfil básico de ISO 68 con 60° hilos simétricos. El perfil de MJ tiene un filete redondeado en la raíz de la rosca externa y un mayor diámetro menor de ambos los hilos de rosca internos y externos. Este perfil es especialmente útil cuando se requiere alta resistencia a la fatiga.

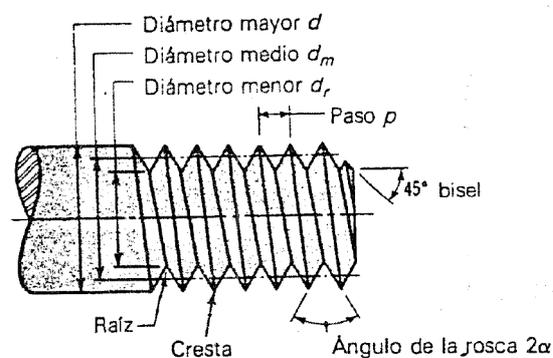


Figura 2.38 Nomenclatura de roscas estándar¹

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 397-436

Tabla 2.8 Diámetros y Áreas de roscas métricas de paso fino y basto¹

| Diámetro mayor nominal, d | Serie de paso basto | | | Serie de paso fino | | |
|-----------------------------|---------------------|------------------------------------|-------------------------------|--------------------|------------------------------------|-------------------------------|
| | Paso p | Área de esfuerzo de tensión, A_t | Área al diámetro menor, A_r | Paso p | Área de esfuerzo de tensión, A_t | Área al diámetro menor, A_r |
| 1.6 | 0.35 | 1.27 | 1.07 | | | |
| 2 | 0.4 | 2.07 | 1.79 | | | |
| 2.5 | 0.45 | 3.39 | 2.98 | | | |
| 3 | 0.5 | 5.03 | 4.47 | | | |
| 3.5 | 0.6 | 6.78 | 6.00 | | | |
| 4 | 0.7 | 8.78 | 7.75 | | | |
| 5 | 0.8 | 14.2 | 12.7 | | | |
| 6 | 1 | 20.1 | 17.9 | | | |
| 8 | 1.25 | 36.6 | 32.8 | 1 | 39.2 | 36.0 |
| 10 | 1.5 | 58.0 | 52.3 | 1.25 | 61.2 | 56.3 |
| 12 | 1.75 | 84.3 | 76.3 | 1.25 | 92.1 | 86.0 |

2.11.2 RIGIDEZ DE SUJETADORES ROSCADOS

Cuando se desea una conexión que puede desmontarse sin métodos destructivos y que sea lo suficientemente fuerte como para resistir cargas externas de tracción, cargas de momento, y las cargas de cizallamiento, o una combinación de estas, la articulación sencilla atornillada utilizando arandelas de acero endurecido es una buena solución .

Una sección transversal de una unión atornillada cargada a tensión se ilustra en la figura. 2.49. Observe el espacio libre proporcionado por los agujeros de los tornillos. Véase también, cómo las roscas del perno se extienden en el cuerpo de la conexión. Como se señaló anteriormente, el propósito del perno es para sujetar los dos, o más, partes juntas. Girando la tuerca se extiende el perno para producir la fuerza de sujeción. Esta fuerza de sujeción se llama la pretensión o la precarga del perno. Esta existe en la conexión después de que la tuerca ha sido ajustada no importa si la carga externa P a la tracción se ejerce o no. Por supuesto, ya que la fuerza de sujeción que produce la tensión en el perno, induce también compresión en los miembros atornillados. El índice de rigidez es la relación entre la fuerza aplicada al miembro y la deflexión producida por la fuerza. El agarre l de una conexión es el espesor total del material sujetado. En la figura. 2-49 el agarre es la suma de los espesores de los dos miembros y las dos arandelas.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 398

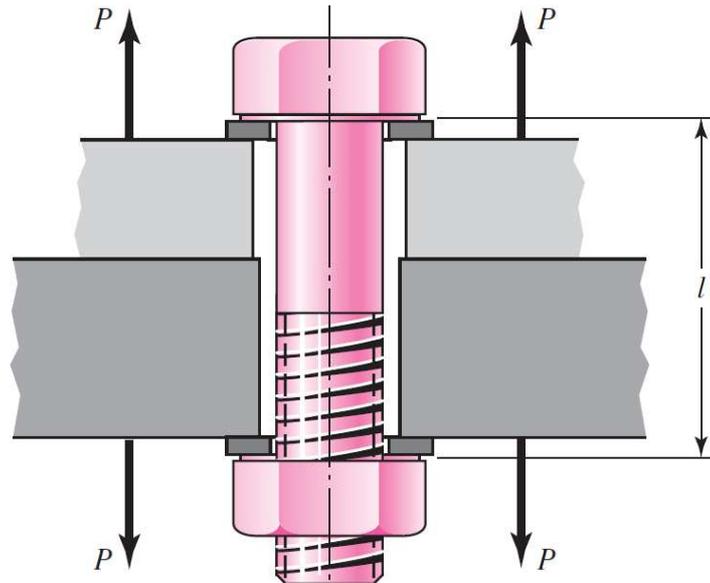


Figura 2.39 Tensión en juntas empernadas¹

La rigidez de la porción de un perno o tornillo dentro de la zona sujeta consistirá generalmente en dos partes, la porción de espiga no rosca y la de la parte rosca. Por lo tanto la constante de rigidez del perno es equivalente a la rigidez de dos resortes en serie.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad \text{or} \quad k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$$

Las constantes de resorte de las porciones rosca y no rosca del perno son respectivamente:

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad k_d = \frac{A_d E}{l_d}$$

Cuando la longitud no rosca es pequeña con respecto a la longitud rosca se puede utilizar directamente la expresión:

$$k_b = \frac{A * E}{l} \quad (\text{Ec. 2 - 27})$$

Donde k_b es la rigidez estimada del perno o sujetador rosca.

2.11.3 RIGIDEZ DE MIEMBROS ATORNILLADOS

Cuando existen dos o más miembros atornillados la constante de rigidez de la junta es equivalente a la rigidez de dos o más resortes en serie.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 411

Si una de las piezas es una empaquetadura suave, su rigidez en relación con las otras generalmente será tan pequeña que, para todos los fines de la práctica, el efecto de estas últimas se pueda despreciar y utilizar solo la del empaque.

Cuando el área en compresión no se puede determinar se sugiere utilizar el método del cono de presión de Rotsher para cálculos de rigidez, con un ángulo de cono fijo de 30°.

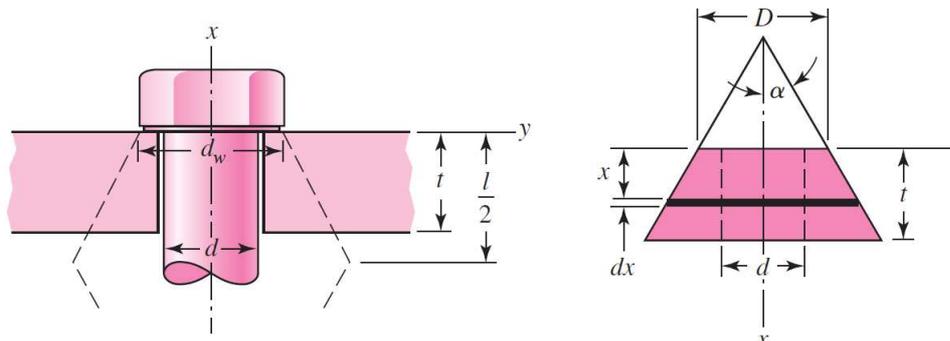


Figura 2.40 Compresión de miembros atornillados¹

Utilizando cálculo diferencial e Integral se ha establecido que la rigidez de dos miembros de una junta atornillada es:

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln\left[5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d}\right]} \quad (\text{Ec. 2 - 28})$$

2.11.4 RESISTENCIA DE SUJETADORES ROSCADOS

La tabla 2.9 presenta los grados y especificaciones de la mayor parte de los sujetadores roscados.

Tabla 2.9 Propiedades mecánicas para pernos, tornillos y espárragos²

| Grado métrico | Diámetro nominal | Resistencia a la prueba MPa | Resistencia a la tensión MPa | Resistencia de fluencia MPa |
|---------------|------------------|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| 4.6 | M5-M36 | 225 | 400 | 240 |
| 4.8 | M1.6-M16 | 310 | 420 | 340 |
| 5.8 | M5-M24 | 380 | 520 | 420 |
| 8.8 | M16-M36 | 600 | 830 | 660 |
| 9.8 | M1.6-M16 | 650 | 900 | 720 |
| 10.9 | M5-M36 | 830 | 1040 | 940 |
| 12.9 | M1.6-M36 | 970 | 1220 | 1100 |

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 414

² Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 420

La carga de prueba de un perno es la fuerza máxima que puede soportar sin que sufra deformación permanente. La resistencia a la prueba es el valor límite del esfuerzo, determinado utilizando la carga de prueba y el área de esfuerzo de tensión. Aunque la resistencia a la prueba y la resistencia de fluencia tienen algo en común, esta última generalmente es la más alta porque está basada en una deformación permanente de 0,2%.

2.11.5 TENSIÓN EN JUNTAS ATORNILLADAS

Cuando una carga P tracción externa, como en la figura. 2-49, se aplica a una conexión atornillada. Es de suponer, por supuesto, que la fuerza de sujeción, lo que vamos a llamar F_i precarga, se ha aplicado correctamente apretando la tuerca antes de aplicar P . La nomenclatura utilizada es:

F_i = Precarga del perno debida al apriete

P = Carga externa total sobre la junta atornillada

P_b = Porción de P tomada por el perno

P_m = Porción de P tomada por los elementos unidos

$F_b = P_b + F_i$ = Carga resultante sobre el perno

$F_m = P_m - F_i$ = Carga resultante sobre los elementos

C = Fracción de la carga externa P tomada por el perno

$1 - C$ = Fracción de la carga externa P tomada por los elementos

La carga de tensión P hace que la conexión se estire una distancia δ . Podemos relacionar esta deformación con la rigidez recordando que k es la fuerza dividida para la deformación.

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} \qquad \delta = \frac{P_m}{k_m} \qquad P_m = P_b \frac{k_m}{k_b}$$

$$P = P_b + P_m \qquad P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} = C P \qquad P_m = P - P_b = (1 - C) P$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{Ec. 2 - 29})$$

Donde C se denomina constante de rigidez de la junta atornillada.

La carga resultante en el perno es

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad F_m < 0$$

La carga resultante en los elementos conectados es:

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad F_m < 0$$

2.11.6 RELACIÓN ENTRE TORQUE DE APRIETE Y TENSIÓN

El torque necesario para deformar el sujetador roscado y producir la precarga necesaria para mantener la junta ensamblada es proporcional al producto de la precarga por el diámetro nominal del sujetador roscado.

$$T = K * F_i * d$$

Donde K se denomina coeficiente de torque de la junta atornillada.

La constante K depende del coeficiente de rozamiento de la rosca f y del coeficiente de rozamiento de la rosca f_c. En promedio f y f_c son aproximadamente 0.15, para este valor K = 0.2, no importa el tamaño de los pernos, ni si la rosca es basta o fina, por lo tanto la ecuación para calcular el torque necesario para producir una precarga deseada F_i cuando se conoce el diámetro nominal es

$$T = 0,2 * F_i * d \quad (\text{Ec. 2 - 30})$$

2.11.7 PRECARGA DE SUJETADORES ROSCADOS

Dividiendo la fuerza tomada por el perno para el área del perno se obtiene el esfuerzo en el perno.

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

El valor límite de este esfuerzo es el esfuerzo de prueba de la tabla 2.9, con la introducción de un factor de carga se obtiene.

$$\frac{CnP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = S_p$$

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP}$$

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (\text{Ec. 2 - 31})$$

Donde n se denomina factor de carga en lugar de factor de seguridad debido a que un valor de $n > 1$ garantiza que el esfuerzo es menor que el esfuerzo de prueba pero no garantiza que la carga externa es menor que la carga necesaria para separar la junta. Esta separación ocurre cuando la carga es completamente tomada por el perno, es decir $F_m = 0$. Llamando P_o al valor de la carga externa que produce la separación de la junta.

$$(1 - C)P_o - F_i = 0$$

El factor de separación que previene la separación es

$$n_o = \frac{P_o}{P}$$

Sustituyendo $P_o = n_o * P$ se obtiene:

$$n_o = \frac{F_i}{P * (1 - C)} \quad (\text{Ec. 2 - 32})$$

Para conexiones no permanentes se recomienda aplicar una precarga igual al 75% de la carga de prueba tanto para carga estática como para carga dinámica.

$$F_i = 0.75 * F_p \quad (\text{Ec. 2 - 33})$$

Donde F_p es la carga de prueba obtenida de la ecuación:

$$F_p = A_t * S_p \quad (\text{Ec. 2 - 34})$$

2.11.8 FATIGA EN JUNTAS ATORNILLADAS

El límite de fatiga para carga axial completamente corregido para sujetadores roscados SAE e ISO se muestra en la tabla 2.10.

Tabla 2.10 Resistencia a la fatiga de perno, tornillos y espárragos (Corregido)¹

| Grado o Clase | Diámetro | Límite de fatiga |
|---------------|------------------------------------|------------------|
| SAE 5 | $\frac{1}{4}$ -1 in | 18.6 kpsi |
| | $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ in | 16.3 kpsi |
| SAE 7 | $\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ in | 20.6 kpsi |
| SAE 8 | $\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ in | 23.2 kpsi |
| ISO 8.8 | M16-M36 | 129 MPa |
| ISO 9.8 | M1.6-M16 | 140 MPa |
| ISO 10.9 | M5-M36 | 162 MPa |
| ISO 12.9 | M1.6-M36 | 190 MPa |

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 430

La mayor parte del tiempo, el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de las uniones atornilladas se trata de una carga aplicada externamente que fluctúa entre cero y una carga máxima P . Esta situación se presenta por ejemplo en un tanque a presión existe o no, en estos casos, $F_{\max}=F_b$ y $F_{\min}=F_i$, la componente alternante de la fuerza es $F_a=(F_{\max} - F_{\min})/2 = (F_b - F_i)/2$, dividiendo esto para el área del perno se obtiene la componente alternante del esfuerzo:

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{(CP + F_i) - F_i}{2A_t} = \frac{CP}{2A_t} \quad (\text{Ec. 2 - 35})$$

El esfuerzo medio es igual a la componente alternante del esfuerzo más el esfuerzo mínimo, $\sigma_i=F_i/A_t$, lo cual resulta en

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (\text{Ec. 2 - 36})$$

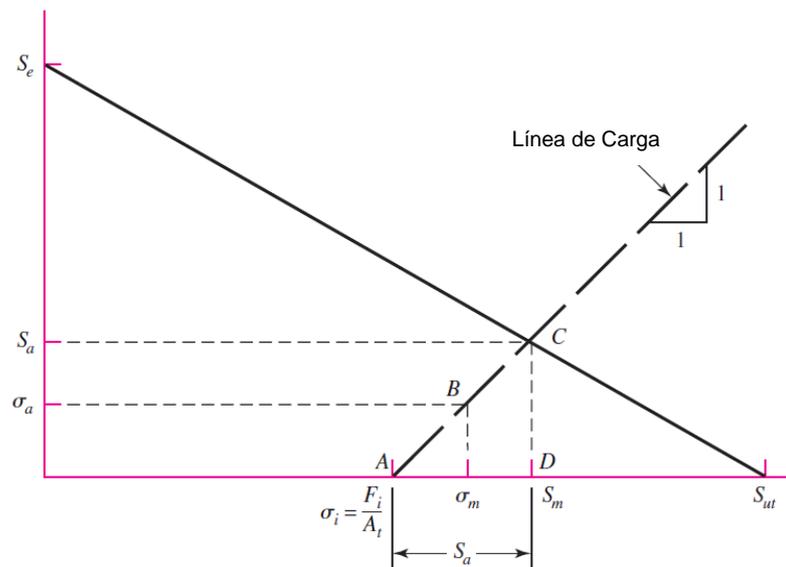


Figura 2.41 Diagrama de diseño para pernos con precarga sometidos a fatiga¹

En el diagrama de diseño la ecuación de la línea de cargas es

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \quad \text{o} \quad S_m = S_a + \sigma_i$$

Sustituyendo esta relación en ecuación de la línea de Goodman se obtiene:

$$S_a = \frac{S_e * (S_{ut} - \frac{F_i}{A_t})}{S_e + S_{ut}} \quad (\text{Ec. 2 - 37})$$

El factor de seguridad que previene la falla por fatiga es:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (\text{Ec. 2 - 38})$$

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 430

2.11.9 UNIONES ATORNILLADAS SOMETIDAS A CARGA CORTANTE

Las uniones atornilladas y las juntas remachadas con carga cortante se trata exactamente igual al diseñarlas y analizarlas.

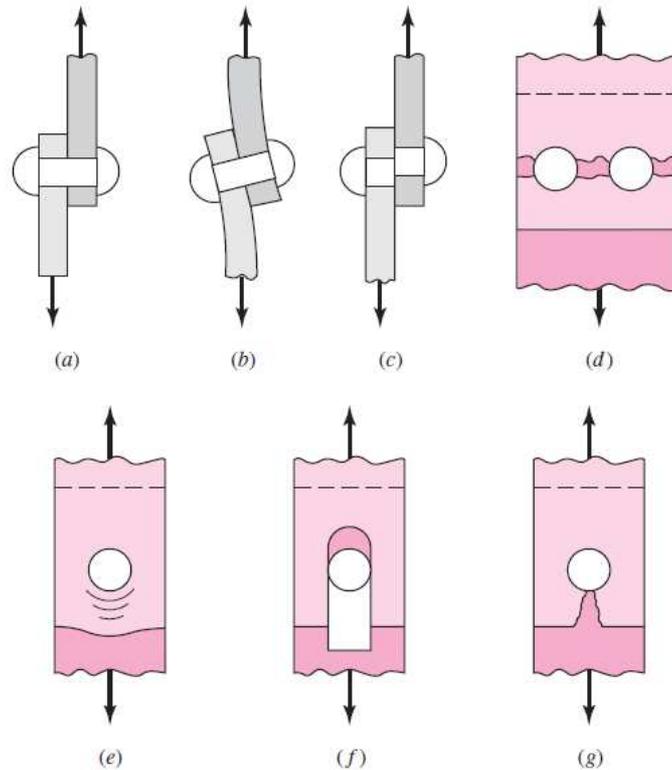


Figura 2.42 Modos de falla por carga cortante de una junta emperrada¹

En la figura 2.52 (a) se muestra una unión con un remache cargada al cortante. La figura 2.52 (b) indica la falla por flexión de los elementos emperrados. El momento de flexión es, aproximadamente, $M=Ft/2$, donde F es la fuerza cortante y t es el espesor total de las piezas sujetadas. Despreciando la concentración del esfuerzo, el esfuerzo por flexión es

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ec. 2 - 39})$$

Donde I/c es el módulo de sección del elemento sujetado más débil o del remache o los remaches. Aunque esta ecuación puede emplearse para determinar el esfuerzo por flexión, rara vez se utiliza en el diseño; en cambio su efecto se compensa incrementando el factor de seguridad.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 436

En la figura 2.52 (c) se indica la falla por cortante puro. El esfuerzo en el perno es

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 2 - 40})$$

Donde A es el área transversal de todos los sujetadores del grupo.

La ruptura de una de las placas por tensión pura, se ilustra en la figura 2.52 (d), el esfuerzo de tensión es

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 2 - 41})$$

Donde A es el área transversal neta de la placa, o sea, reducida en una cantidad correspondiente al área de todos los sujetadores.

En la figura 2.52 (e) se ilustra la falla por aplastamiento del perno o de la placa, este esfuerzo se calcula con la ecuación 2-41 pero en este caso A es el área proyectada de un solo perno $A=td$. Aquí t es el espesor de la placa más delgada y d es el diámetro del perno.

2.12 DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS¹

Una de las dificultades que el ingeniero de diseño encuentra al trabajar en este campo es el hecho de que a esta materia no se le ha dedicado el mismo estudio riguroso que a otros procesos, materiales y elementos mecánicos industriales debido a que las características geométricas no se prestan a un fácil tratamiento matemático. Esto significa que se ha introducido un elemento adicional de incertidumbre, lo cual debe compensarse con el uso de factores de seguridad de mayor magnitud en el diseño. Puesto a que se utiliza calor en la operación es posible que se produzcan cambios metalúrgicos el metal principal. Si confiabilidad de la pieza ha de ser muy alta conviene establecer un programa de ensayos para saber qué cambios o adiciones deben hacerse a los procedimientos para asegurar la mejor calidad.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 458-479

2.12.1 SOLDADURAS A TOPE Y DE FILETE

La figura 2.53 muestra una soldadura a tope con ranura en V sometida a una carga de tensión F . Para cargas de tensión o compresión el esfuerzo normal es

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (\text{Ec. 2 - 42})$$

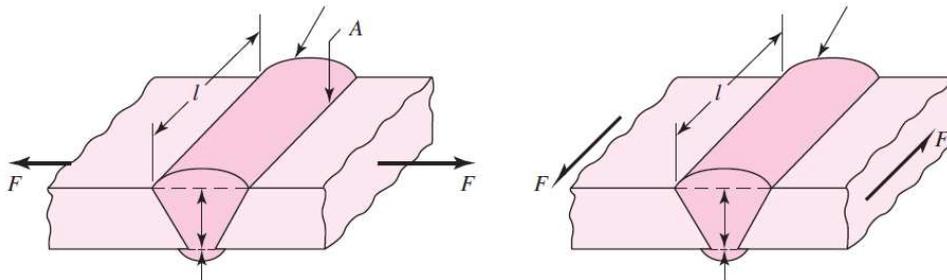


Figura 2.43 Soldadura típica a tope¹

Donde h es la medida de la garganta y l la longitud de soldadura. Debe notarse que el valor de h no incluye el espesor del refuerzo. Éste último sirve para compensar las grietas o huecos de la junta; pero varían un poco y origina concentración de esfuerzos en el punto A. Cuando existen cargas de fatiga una buena práctica es esmerilar o maquinar el refuerzo.

El esfuerzo medio en una junta a tope debido a la carga cortante es

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (\text{Ec. 2 - 43})$$

En la figura 2.54 se muestra una figura típica de filete transversal. La práctica común en el diseño de soldaduras siempre ha sido basar el tamaño de la junta en la magnitud del esfuerzo en el área de la garganta DB.

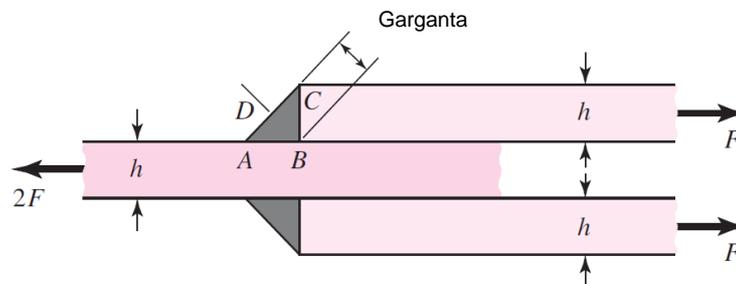


Figura 2.44 Soldadura de filetes transversales¹

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 461

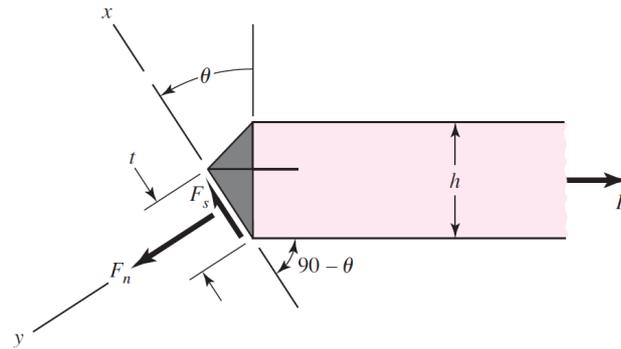


Figura 2.45 Diagrama de cuerpo libre-Filete transversal¹

En la figura 2.55 se ha aislado parte de la soldadura mostrada en la figura 2.54. Para un ángulo Θ de 45° el área de la garganta es $A = h \cdot l \cdot \cos 45^\circ = 0,707 \cdot h \cdot l$, donde l es la longitud de la unión soldada. Por lo tanto, el esfuerzo es

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,707hl}$$

Este esfuerzo puede dividirse en dos componentes, un esfuerzo cortante y un esfuerzo normal:

$$\tau = \sigma_x \cdot \cos 45^\circ = \frac{F}{hl} \quad \sigma = \sigma_x \cdot \sin 45^\circ = \frac{F}{hl}$$

Sin embargo, se acostumbra basar el esfuerzo cortante en el área de la garganta y despreciar totalmente normal. En consecuencia, el esfuerzo medio es

$$\tau = \frac{F}{0,707 \cdot hl} = \frac{1,414 \cdot F}{hl} \quad (\text{Ec. 2 - 44})$$

2.12.2 FLEXIÓN EN JUNTAS SOLDADAS

La figura 2.56 presenta un voladizo unido a un soporte mediante soldaduras de filete en las partes superior e inferior. Un diagrama de cuerpo libre de la viga mostraría una reacción de fuerza cortante V y una reacción de momento M . La primera produce cortante primario en la juntas, su magnitud es

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 2 - 45})$$

Donde A es el área total de la garganta.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 461

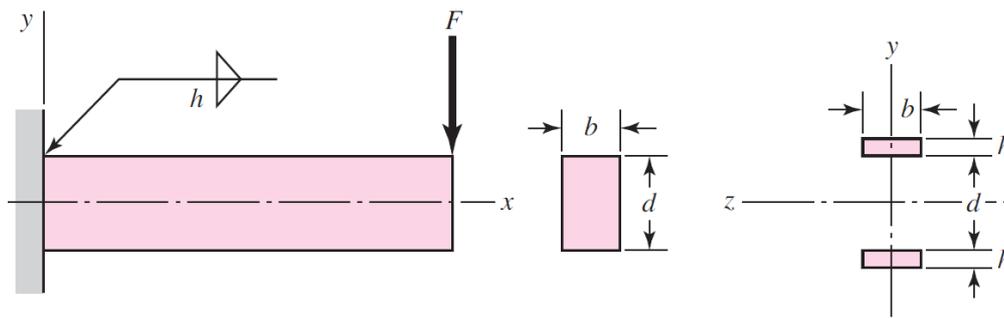


Figura 2.46 Voladizo de sección rectangular soldado en los bordes¹

El momento M produce un esfuerzo normal por flexión en las juntas. Aunque no es riguroso, en el análisis de esfuerzos en soldaduras se acostumbra suponer que el esfuerzo actúa perpendicularmente al área de garganta. Considerando como dos líneas las dos juntas el momento de inercia unitario es

$$I_u = \frac{bd^2}{2}$$

El momento de inercia de la junta se calcula multiplicando el valor de la garganta por el momento de inercia unitario.

$$I = 0,707h * I_u \quad (\text{Ec. 2 - 46})$$

Entonces, el momento de Inercia basado en la garganta de la soldadura será

$$I = 0,707h * \frac{bd^2}{2} \quad (\text{Ec. 2 - 46})$$

El esfuerzo normal resulta

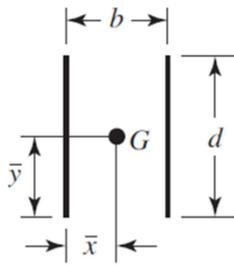
$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M\left(\frac{d}{2}\right)}{0,707bd^2h/2} = \frac{1,414M}{bdh} \quad (\text{Ec. 2 - 46})$$

Debido a las grandes incertidumbres que surgen en el análisis de esfuerzos en soldaduras, generalmente se prefiere la teoría más conservadora del esfuerzo cortante máximo.

En la tabla 2.11 se listan las propiedades de flexión de las juntas utilizadas en el presente proyecto.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 469

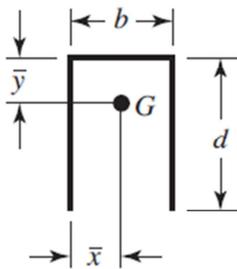
Tabla 2.11 Propiedades de flexión para soldaduras de filete¹



$$A = 1.414hd \quad I_u = \frac{d^3}{6}$$

$$\bar{x} = b/2$$

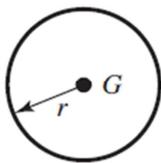
$$\bar{y} = d/2$$



$$A = 0.707h(b + 2d) \quad I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$$



$$A = 1.414\pi hr$$

$$I_u = \pi r^3$$

2.12.3 RESISTENCIA DE JUNTAS SOLDADAS

Al diseñar componentes soldados es preferible seleccionar un acero que permita efectuar una soldadura rápida y económica.

El diseñador puede elegir factores de seguridad o esfuerzos de trabajo con más confianza cuando sabe que valores se han utilizado. Uno de los mejores estándares en uso es el código o reglamento para construcción de edificios del "American Institute of Steel Construction" (AISC). Siempre que la carga sea la misma, el código admite que se considere el mismo esfuerzo en el metal de aporte que el metal principal. La tabla 2.12 contiene las formulas especificadas por el código para calcular estos esfuerzos admisibles.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 470

Tabla 2.12 Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura¹

| Tipo de carga | Tipo de soldadura | Esfuerzo permisible | n |
|---------------|-------------------|---------------------|-----------|
| Tensión | A tope | $0,6 \cdot S_y$ | 1,67 |
| Torsión | A tope | $0,9 \cdot S_y$ | 1,11 |
| Flexión | A tope | $0,6 \cdot S_y$ | 1,52-1,67 |
| Compresión | A tope | $0,6 \cdot S_y$ | 1,67 |
| Cortante | A tope o filete | $0,3 \cdot S_{ut}$ | |

2.13 DISEÑO DE CONECCIONES TUBULARES SOLDADAS²

Las soldaduras tubulares de filete realizadas mediante los procesos SMAW, GMAW, o FCAW que pueden realizarse sin calificar el procedimiento de soldadura siempre que el tamaño del cordón sea mayor que los valores mínimos detallados en la figura 2.47 debiendo cumplirse siempre $\beta < 1/3^3$.

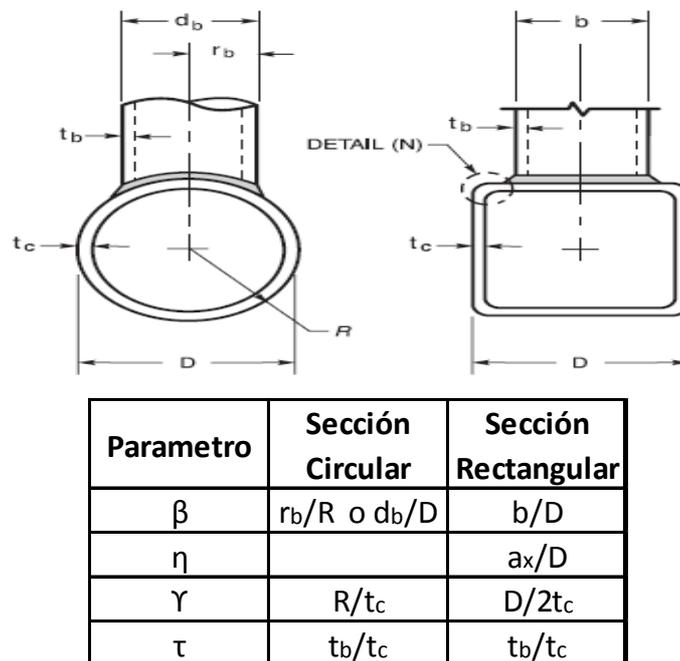


Figura 2.47 Tamaño mínimo de soldaduras de filete tubulares precalificadas.⁴

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 472

² AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M: USA*; Section 3.9.2

³ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M: USA*; Section 2.23.1.2; Page. 16

⁴ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M: USA*; Fig. 3.2 y 2.14; Pagés. 71 y 50

La sección 2.20.2 de la norma AWS D1.1 se refiere a las limitaciones de secciones circulares e indica que los tubos circulares deben cumplir la siguiente relación: $(D/t) < (3300/S_y)$; para S_y en kpsi¹.

La Norma AWS D1.1 indica en la sección 2.23.3 que el esfuerzo nominal en la soldadura de conexiones tubulares debe ser calculado con la siguiente fórmula.²

$$\tau_{Weld} = \frac{t_b}{t_w} \left(\frac{f_a}{K_a} * \frac{r_m}{r_w} + \frac{f_b}{K_b} * \frac{r_m^2}{r_w^2} \right) , \quad (Ec. 2 - 47)$$

t_b = Espesor del tubo de menor diámetro; t_w = Garganta Efectiva

f_a y f_b son los esfuerzos nominales axial y de flexión en el tubo.

K_a y K_b Son los factores de longitud y sección efectivos.³

$$K_a = \frac{1+(1/\sin \Phi)}{2}$$

$$K_b = \frac{3+(1/\sin \Phi)}{4\sin \Phi}$$

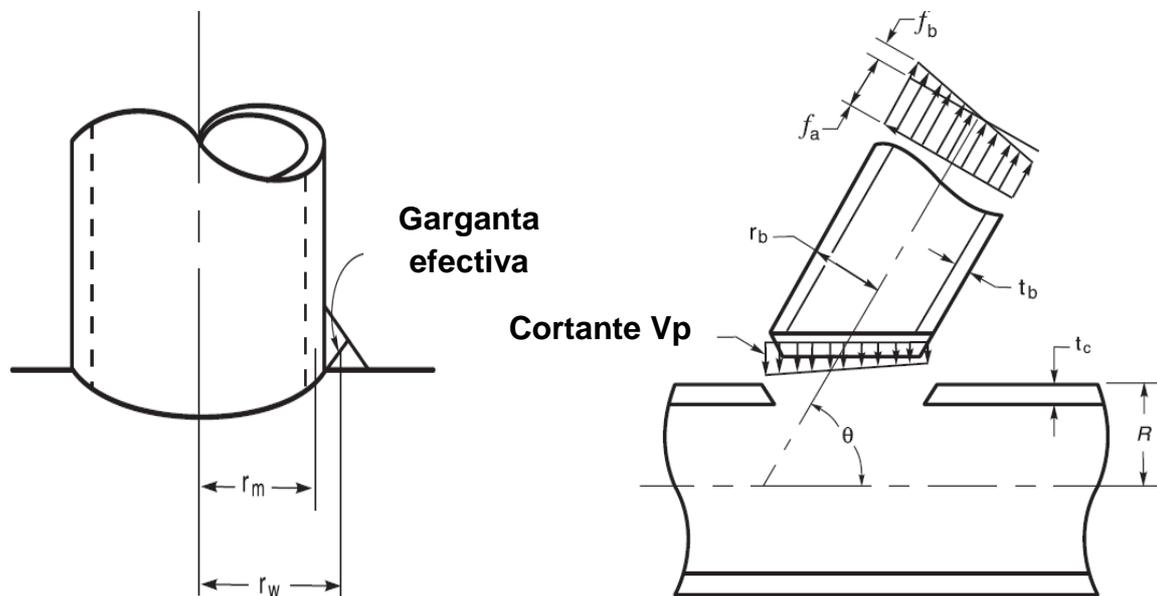


Figura 2.48 Parámetros de soldaduras para conexiones tubulares⁴

¹ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M*: USA; Section 2.20.2; Page. 15

² AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M*: USA; Section 2.23.3; Page. 17

³ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M*: USA; Section 2.23.4; Page. 17

⁴ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M*: USA; Fig. 2.16; Page. 52

Además La norma AWS D1.1 establece en la sección 2.20.6 que el esfuerzo máximo en soldaduras sometidas a fatiga no debe exceder los valores mostrados en la figura 2.49.

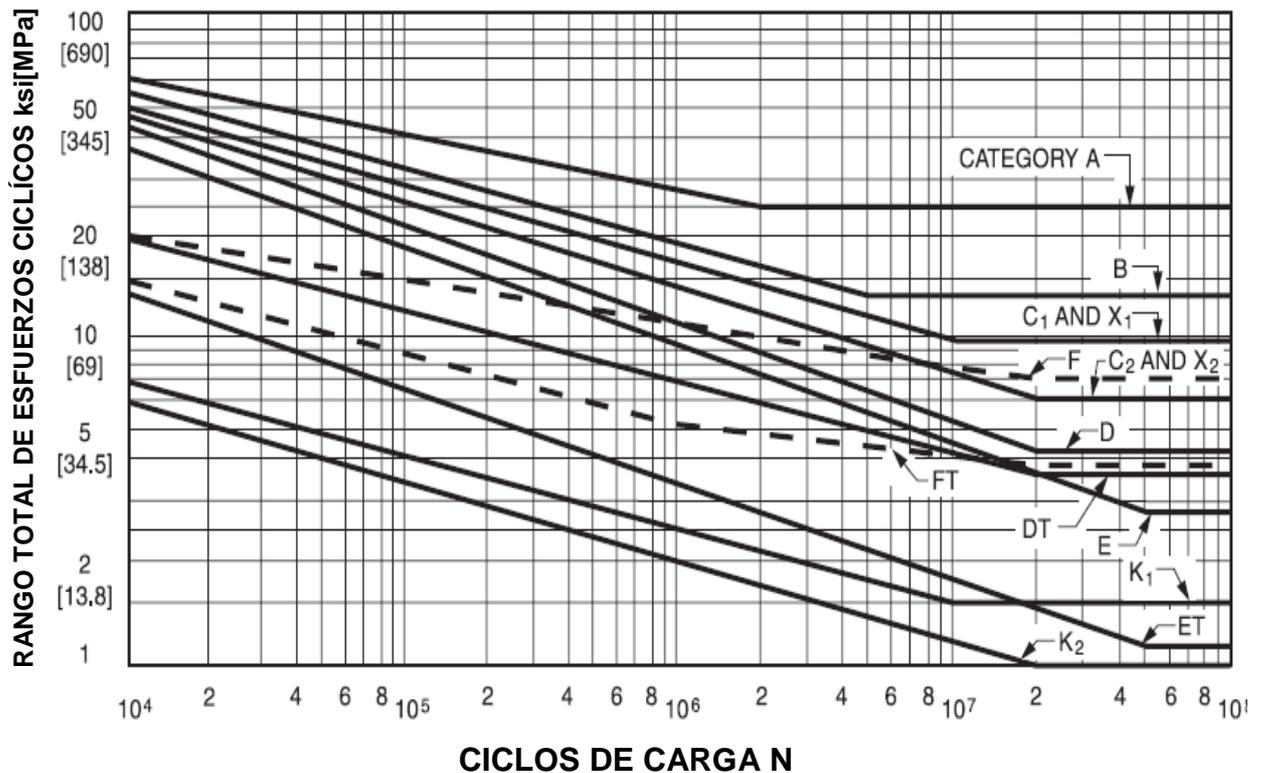


Figura 2.49 Esfuerzos permitidos en soldaduras tubulares sometidas a fatiga.¹

2.14 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS²

En la técnica de rodamientos se distinguen la carga dinámica y estática.

Una carga estática tiene lugar si el movimiento relativo entre los aros del rodamiento es nulo o muy lento ($n < 10$ RPM).

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \quad (\text{Ec. 2 - 48})$$

f_s , Factor de esfuerzos estáticos

C_o , Capacidad de carga estática

P_o , Carga estática equivalente

¹ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M*: USA; Fig. 2.13;Page 48

² FAG. (2000). RODAMIENTOS FAG. *Catálogo WL 41 520/3 SB*. Barcelona; Pág. 31

El factor de esfuerzos estáticos f_s , se toma como factor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes.

Para rodamientos que soportan carga tanto en la dirección radial como en la dirección axial se debe emplear la carga estática equivalente.

La Carga estática Equivalente P_o [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial y centrada en los rodamientos axiales.

P_o Origina la misma sollicitación en el punto de contacto más cargado entre cuerpos rodantes y camino de rodadura que la carga combinada real.

$$P_o = F_r + Y_o * F_a \quad [kN] \quad (Ec.2 - 49)$$

El factor axial Y_o está contenido en las tablas del catálogo del rodamiento.

2.15 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN VIGAS¹

La figura 2.60 presenta una viga con reacciones R_1 y R_2 en sus apoyos y cargadas con las fuerzas concentradas F_1 y F_2 y F_3 .

La dirección asignada al eje y determina la convención de signos para las fuerzas.

Las cargas F_1 , F_2 y F_3 son negativas porque actúan en la dirección opuesta a la del eje y, por lo tanto, R_1 y R_2 son positivas.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 71

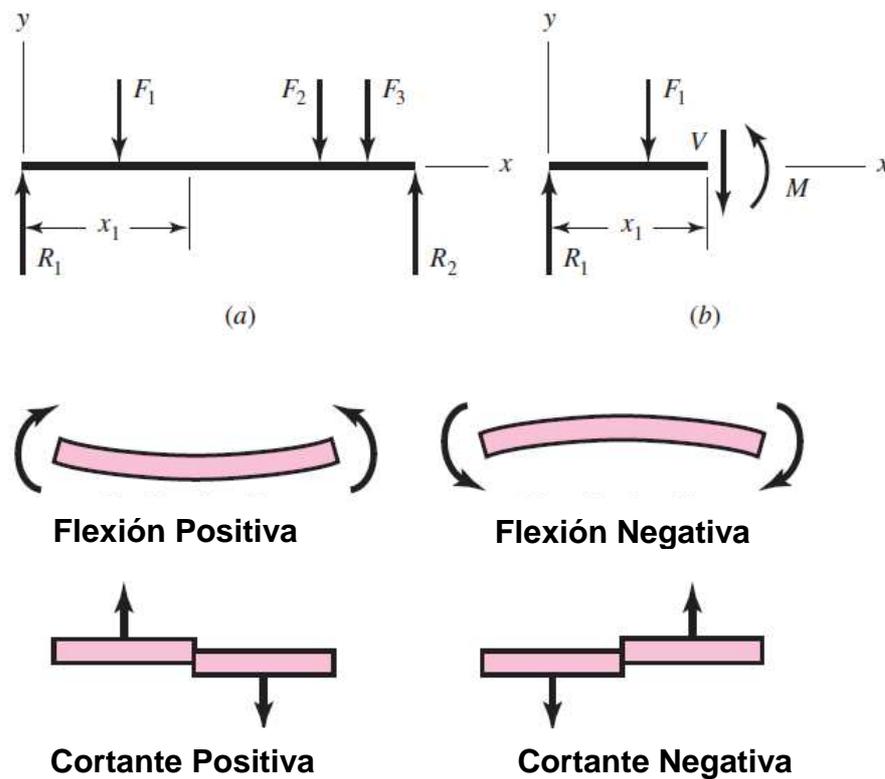


Figura 2. 50 Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada¹

Si la viga se corta según una sección situada en $x = x_1$, y se separa la parte de la izquierda como un cuerpo libre, entonces debe haber una fuerza cortante interna V y un momento flector M que actúen en la sección cortada para mantener el equilibrio. La fuerza cortante se determina sumando todas aquellas que queden a la izquierda de dicha sección. El momento flector es la suma de los momentos de las fuerzas citadas, tomados con respecto a un eje que esté en esa sección y sea perpendicular al plano de las fuerzas. La fuerza cortante y el momento flector están relacionados por la ecuación

$$V = \frac{dM}{dx}$$

Cuando una carga distribuida causa flexión la relación entre V y M es

$$\frac{dV}{dx} = \frac{d^2M}{dx^2} = q$$

Donde q es la intensidad de la carga distribuida.

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, pág. 72

Al integrar las ecuaciones anteriores se encuentran otras relaciones. Así integrando entre x_A y x_B , por ejemplo, se obtiene

$$\int_{V_A}^{V_B} dV = \int_{x_A}^{x_B} q dx = V_B - V_A$$

Esta ecuación establece que el cambio de fuerza cortante desde A hasta B es igual al área del diagrama de carga entre x_A y x_B .

De manera semejante

$$\int_{M_A}^{M_B} dM = \int_{x_A}^{x_B} V dx = M_B - M_A$$

Esta ecuación indica que el cambio de momento flector desde A hasta B es igual al área del diagrama de fuerza cortante entre x_A y x_B .

La figura 2.61 muestra las fórmulas para el cálculo de fuerza cortante, momento flector y deflexiones en vigas con carga central y carga distribuida uniforme.

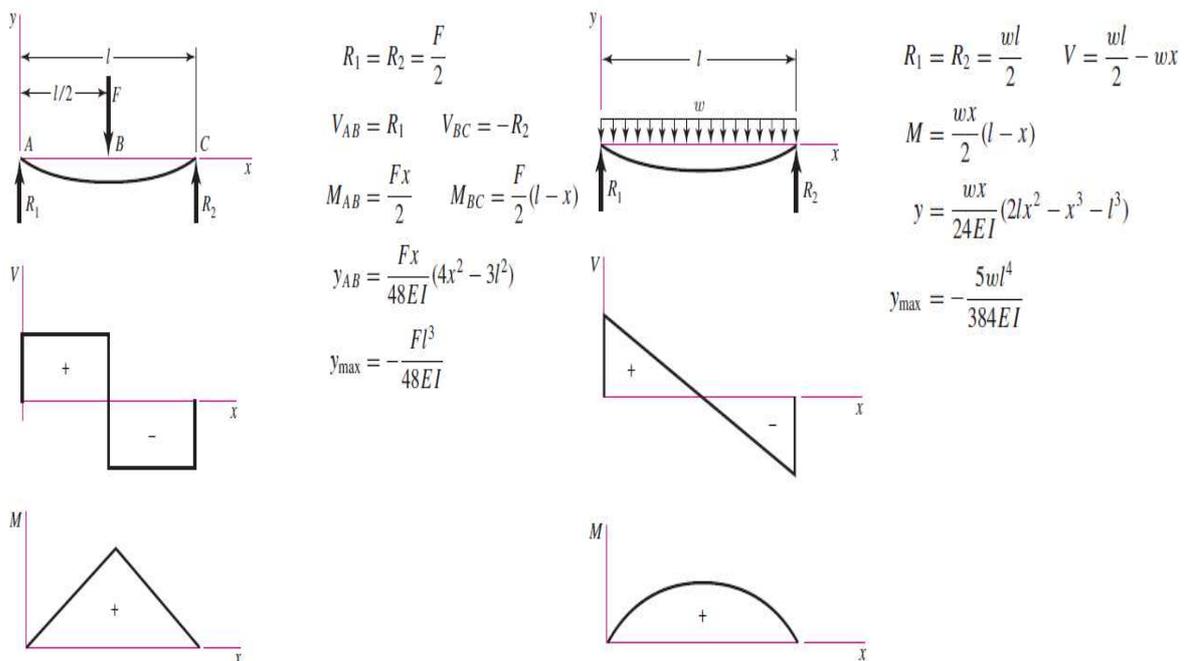


Figura 2.51 Fuerza cortante y Momento flector - Carga uniforme y puntual.¹

¹ Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición.*, Tabla A-9, Páginas 995-996

En el caso general, una sección transversal tiene una geometría arbitraria y la carga es aplicada arbitrariamente. El problema de una sección arbitraria es encontrar el sistema de coordenadas del centro de gravedad formado por los ejes principales de Inercia. Los ejes principales pueden ser encontrados usando las ecuaciones para transformación de momentos de Inercia o el círculo de Mohr de Inercia. Cuando el área tiene un eje de simetría es un caso especial simple porque los ejes principales son el eje de simetría y el eje perpendicular a este.

La carga puede ser aplicada directamente si los ejes principales de Inercia se conocen y el momento flector es aplicado alrededor de ellos.

Un caso más complejo se presenta cuando la dirección del momento flector no coincide con la dirección de ninguno de los ejes principales, en estos lo más simple es proyectar el Momento sobre cada uno de los ejes principales y encontrar sus componentes.

2.16 ESPECIFICACIÓN PARA CONSTRUCCIONES DE ACERO ANSI/AISC 360-10¹

2.16.1 DISPOSICIONES GENERALES

El diseño de miembros y conexiones deberá ser consistente con el comportamiento que se espera que tenga el sistema estructural y las hipótesis hechas en el análisis.

2.16.2 BASE DE DISEÑO

El diseño se realizará de acuerdo con las disposiciones del método Diseño en Base a Factores de Carga y Resistencia (LRFD) o las disposiciones del método Diseño en base a Resistencias Admisibles (ASD).

2.16.2.1 Resistencia Requerida

La resistencia requerida de los miembros estructurales y conexiones será determinada mediante análisis estructural para las combinaciones de carga que corresponda.

¹ AISC. (2010). *Specification for Structural Steel Building 360-10.*, Section B, Section F, Section H

2.16.2.2 Estados Límites

El diseño estará basado en el principio que cuando la estructura es sometida a las combinaciones de carga apropiadas, ningún estado límite aplicable, resistente o de servicio será excedido.

Los requerimientos de diseño en integridad estructural del código de construcción aplicable deberán estar basados en resistencias nominales, en lugar de resistencias de diseño (LRFD) o resistencias Admisibles (ASD) a menos que sea señalado de otra forma en el código de construcción aplicable. Los estados límites para las conexiones basados en deformaciones límite o fluencia de los componentes de la conexión no necesitan ser considerados. Para cumplir los requerimientos de integridad estructural.

2.16.2.3 Diseño por Resistencia Usando Diseño en Base a Factores de Carga y Resistencia (LRFD)

El Diseño de acuerdo a las disposiciones de Diseño en Base a Factores de Carga y Resistencia (LRFD) satisface los requisitos de esta Especificación cuando la resistencia de Diseño de cada componente estructural es mayor o igual a la resistencia requerida determinada de acuerdo con las combinaciones de Carga LRFD.

El diseño se realizará de acuerdo con la ecuación (x-x).

$$R_u < \Phi R_n \quad (\text{Ec. 2-50})$$

Dónde:

R_u = resistencia requerida (LRFD)

R_n = resistencia nominal

Φ = factor de resistencia

ΦR_n = resistencia de diseño

2.16.2.4 Diseño por Resistencia Usando Diseño en Base a Resistencias Admisibles (ASD)

El Diseño de acuerdo a las disposiciones de Diseño en Base a Resistencias Admisibles (ASD) satisface los requisitos de esta Especificación cuando la resistencia admisible de cada componente estructural es mayor o igual a la resistencia requerida determinada de acuerdo con las combinaciones de Carga ASD.

El diseño se realizará de acuerdo con la ecuación (x-x).

$$R_a < R_n / \Omega \quad (\text{Ec. 2-51})$$

Dónde:

R_a = resistencia requerida (LRFD)

R_n = resistencia nominal

Ω = factor de seguridad

R_n / Ω = resistencia admisible

2.16.3 DISEÑO DE MIEMBROS EN FLEXIÓN¹

Disposiciones Generales:

La resistencia de diseño en flexión, $\Phi_b M_n$, o la resistencia admisible en flexión,

M_n / Ω_b deben ser determinados de la siguiente manera:

(1) Para todas las disposiciones del capítulo:

$$\Phi_b = 0,9 \text{ (LRFD)} \quad \Omega_b = 1,67 \text{ (ASD)}$$

(2) Las Disposiciones en este capítulo están basadas en la suposición que los puntos de apoyo de vigas están restringidos contra la rotación al eje longitudinal (volcamiento).

(3) Para miembros con simetría simple con curvatura simple y todos los elementos doblemente simétricos:

¹ AISC. (2010). *Specification for Structural Steel Building 360-10.*, Section F

C_b = el factor de modificación por pandeo lateral-torsional para diagramas de momento no uniformes cuando ambos extremos del segmento no arriostrado están restringidos a volcamiento.

$$C_b = \frac{12,5M_{max}}{2,5M_{max} + 3M_A + 4M_B + 3M_C} \quad Ec. (2 - 52)$$

Dónde:

M_{max} = Máximo momento en el segmento, T-m (N-mm).

M_A = Máximo momento en 1er cuarto del segmento, T-m (N-mm).

M_B = Máximo momento en el centro del segmento, T-m (N-mm).

M_C = Máximo momento en 3er cuarto del segmento, T-m (N-mm).

Para voladizos colgados donde el extremo libre no está arriostrado, $C_b=1$

2.16.3.1 Ángulos Simples

Esta sección aplica para ángulos con o sin restricción lateral continua a lo largo de su longitud.

Los ángulos simples con restricción lateral-torsional continua a lo largo de su longitud podrán ser diseñados basadas en flexión en torno de sus ejes geométricos (x,y). Ángulos simples sin restricción lateral-torsional continua a lo largo de su longitud deben ser diseñados usando las disposiciones para flexión en torno a sus ejes principales.

Si el momento resultante tiene componentes sobre ambos ejes principales, con o sin carga axial, o el momento es uno de los ejes principales y además hay carga axial la razón de tensiones combinadas debe ser determinada empleando las disposiciones de la sección 2.16.4.

La resistencia de flexión nominal debe ser el menor valor obtenido de acuerdo con los estados límites de fluencia, pandeo lateral-torsional y pandeo local de ala.

2.16.3.1.1 Fluencia

$$M_n = 1,5M_y \quad \text{Ec. (2 - 53)}$$

M_y = Momento de primera fluencia en torno al eje de flexión, T-m (N-mm).

2.16.3.1.2 Pandeo Lateral torsional

Para ángulos simples sin restricción continua al pandeo lateral-torsional a lo largo de su longitud.

Cuando $M_e < M_y$

$$M_n = \left(0,92 - 0,17 \frac{M_e}{M_y} \right) M_y \quad \text{Ec. (2 - 54)}$$

Cuando $M_e > M_y$

$$M_n = \left(1,92 - 1,17 \sqrt{\frac{M_y}{M_e}} \right) M_y < 1,5M_y \quad \text{Ec. (2 - 55)}$$

Donde

M_e = Momento de pandeo elástico-torsional, es determinado de acuerdo con lo siguiente:

- (i) Para flexión en torno del eje principal mayor de un ángulo de alas iguales:

$$M_e = \frac{0,46Eb^2t^2C_b}{L_b} \quad \text{Ec. (2 - 56)}$$

- (ii) Para flexión en torno del eje principal mayor de un ángulo de las desiguales:

$$M_e = \frac{4,9EI_zC_b}{L_b^2} \left(\sqrt{\beta_w^2 + 0,052 \left(\frac{L_b t}{r_z} \right)^2} + \beta_w \right) \quad \text{Ec. (2 - 57)}$$

Donde

C_b Es calculado usando la ecuación 2-xx con un valor máximo de 1,5.

L_b = longitud no arriostrada lateralmente del miembro, cm (mm)

I_z = momento de inercia del eje principal menor, cm^4 (mm^4)

r_z = radio de giro del eje principal menor, cm^4 (mm^4)

t = espesor de ala del ángulo, cm (mm)

β_w Propiedad de la sección para ángulos de alas desiguales; positivas para alas cortas en compresión y negativas para alas largas en compresión. Cuando el ala larga esta en compresión en cualquier parte a lo largo de la longitud no arriostrada del miembro deberá usarse el valor negativo de β_w .

2.16.3.1.3 Pandeo Local de Ala

El estado límite de pandeo local del ala aplica cuando el borde extremo del ala está en compresión.

(a) Para secciones compactas, no aplica el estado límite de pandeo local del ala.

(b) Para secciones con alas no compactas

$$M_n = F_y S_c \left(2,43 - 1,72 \left(\frac{b}{t} \right) \sqrt{\frac{F_y}{E}} \right) \quad \text{Ec. (2 - 58)}$$

(c) Para secciones con alas esbeltas

$$M_n = F_{cr} S_c \quad \text{Ec. (2 - 59)}$$

Donde

b = longitud completa del ala en compresión, cm (mm)

S_c = módulo elástico de la sección referido al borde exterior en compresión relativo al eje de flexión, cm^3 (mm^3). Para flexión en torno a uno de los ejes geométricos de un ángulo de alas iguales sin arriostramiento lateral-torsional, S_c debe ser 0,8 veces el módulo de sección calculado en torno al eje geométrico.

2.16.4 MIEMBROS ASIMÉTRICOS Y OTROS SOLICITADOS A FLEXIÓN Y CARGA AXIAL¹

Para miembros asimétricos y otros solicitados a flexión y carga axial se debe verificar la siguiente condición:

$$\frac{f_{ra}}{F_{ca}} + \frac{f_{rbw}}{F_{cbw}} + \frac{f_{rbz}}{F_{cbz}} < 1,0 \quad \text{Ec. (2 - 60)}$$

Donde

f_{ra} = tensión axial requerida en el punto considerado, kgf/cm² (MPa)

F_{ca} = tensión axial disponible en el punto considerado, kgf/cm² (MPa)

f_{rbw}, f_{rbz} = tensión de flexión requerida en el punto considerado, kgf/cm² (MPa)

F_{rbw}, F_{rbz} = tensión de flexión disponible en el punto considerado, kgf/cm² (MPa)

W = subíndice que indica flexión en torno al eje principal mayor

z = subíndice que indica flexión en torno al eje principal menor

Para diseño en base a factores de carga y resistencia (LRFD):

f_{ra} = tensión axial requerida LRFD en el punto considerado, kgf/cm² (MPa)

$F_{ca} = \Phi_c F_{cr} =$ tensión axial de diseño, kgf/cm² (MPa)

$f_{rbw}, f_{rbz} =$ tensión de flexión requerida LRFD, kgf/cm² (MPa)

$F_{rbw}, F_{rbz} = \frac{\Phi_b M_n}{S} =$ tensión de flexión de diseño, kgf/cm² (MPa)

$\Phi_c =$ factor de resistencia en compresión 0,9

$\Phi_t =$ factor de resistencia en tracción

$\Phi_b =$ factor de resistencia en flexión 0,9

¹ AISC. (2010). *Specification for Structural Steel Building 360-10.*, Section H

Para diseño en base a Resistencias Admisibles (ASD):

f_{ra} = tensión axial requerida ASD en el punto considerado, kgf/cm² (MPa)

$F_{ca} = \frac{F_{cr}}{\Omega_c}$ = tensión axial admisible, kgf/cm² (MPa)

f_{rbw}, f_{rbz} = tensión de flexión requerida ASD, kgf/cm² (MPa)

$F_{rbw}, F_{rbz} = \frac{M_n}{\Omega_b S}$ = tensión de flexión admisible, kgf/cm² (MPa)

Ω_c = factor de seguridad en compresión 0,9

Ω_t = factor de seguridad en tracción

Ω_b = factor de seguridad en flexión 0,9

La ecuación 2-xx debe ser evaluada usando ejes principales de flexión.

2.16.5 DISEÑO PARA ESTABILIDAD¹

Requisitos Generales de Análisis

El Análisis deberá considerar las deformaciones por flexión, corte y fuerza axial, y las deformaciones de todos aquellos componentes y conexiones que contribuyan a los desplazamientos de la estructura.

Las deformaciones de los elementos estructurales y sus combinaciones, producidas por cargas de trabajo, serán tales que no perjudiquen el comportamiento de la estructura, en condiciones de servicio.

Las deflexiones transversales de elementos estructurales y sus combinaciones, incluyendo pisos, techos, muros divisorios y fachadas, producidas por cargas de trabajo, no deben exceder los valores máximos permisibles.

La tabla 2.13. Contiene información relativa a edificios industriales, bodegas, y otras construcciones semejantes, con estructura de acero.

¹ AISC. (2010). *Specification for Structural Steel Building 360-10.*, Section C

Tabla 2.13 Deflexión máxima para estructuras y miembros¹

| Elemento | Carga | Desplazamiento máximo |
|---|---|-----------------------|
| a) Desplazamientos verticales | | |
| Trabe carril | | |
| Grúa colgada o monorriel, clase A, B o C. | Carga vertical de la grúa (sin impacto) | $L/450$ ¹ |
| Grúa de puente | | |
| Clase A, B o C | Carga vertical de la grúa | $L/600$ ¹ |
| Clase D | | $L/800$ ¹ |

| Servicio | Mantenimiento | Ligero | Mediano | Pesado |
|----------|---------------|--------|---------|--------|
| Clase | A | B | C | D |

A menos que el criterio de diseño sea una estructura flexible, la deflexión calculada causada por la carga viva, debe estar entre los límites señalados en la tabla 2.13.

¹ NTU. (2011). *Desing of Steel Structures to Eurocode 3.*, Section 2

2.17 COCHE DE EMPUJE

El Subconjunto Coche de Empuje consta de un perfil estructural en U, el cual tiene en cada esquina dos ángulos L, uno de los ángulos sirve para ensamblar una garrucha y el otro para colocar un rodamiento que soporta la reacción que se genera debido a la inercia del "Dolly".

En la parte central se ensambla una unidad de rodamiento, la función de esta es evitar que el momento respecto al eje Z se transmita al cilindro neumático ya que el Coche de empuje puede girar libremente respecto al eje Z y el momento generado por la inercia del "Dolly" es resistido por los rodamientos laterales.

En la parte frontal se instala el Subconjunto Volante de Empuje.

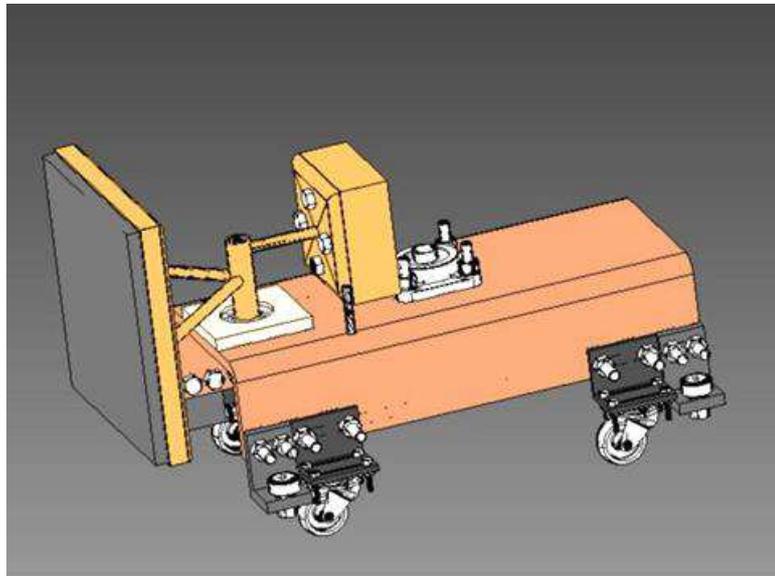


Figura 2.52 Coche de Empuje

2.17.1 VOLANTE DE EMPUJE

El Subconjunto Volante de Empuje se ensambla en la parte frontal del Coche de Empuje, consta de un cuadro formado por 4 ángulos L relleno de caucho en la parte frontal y de otro cuadro formado por 4 ángulos L y relleno de placas de acero como contrapeso de tal manera que el centro de gravedad coincida con el centro del rodamiento oscilante de rodillos que debe soportar carga radial debido a la inercia del "dolly" y carga axial porque soporta el peso de todo el Subconjunto.

Ambos cuadros se unen a un tubo central montado en el rodamiento por medio de tubos redondos soldados a los cuadros. El Tubo central entra en apriete con un Eje de acero 1018 montado en el agujero del rodamiento.

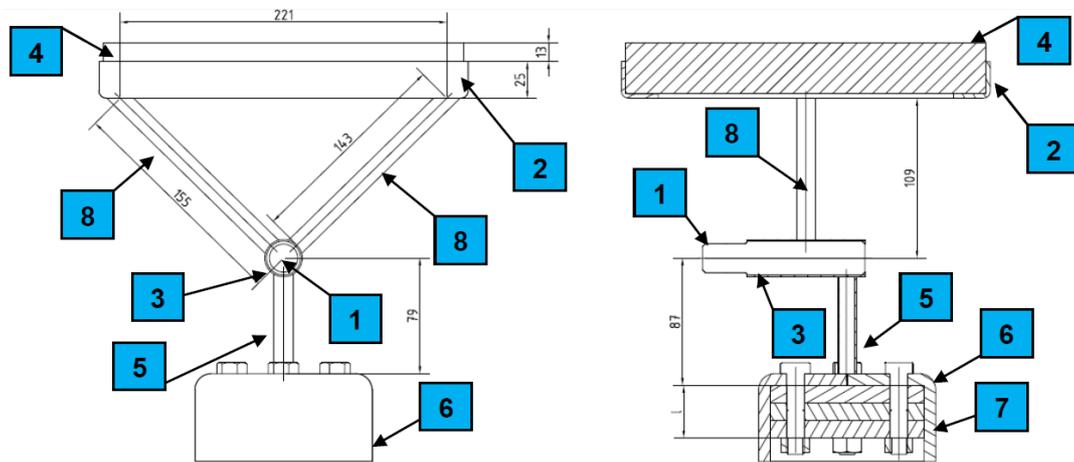


Figura 2.53 Volante de Empuje – Partes

2.17.1.1 Placa Contrapeso

El rodamiento oscilante de rodillos soporta carga radial y axial pero no momentos de flexión por lo que es necesario que el centro de gravedad del Volante de Empuje coincida con el eje del rodamiento, para esto es necesario colocar peso adicional en el cuadro posterior.

2.17.1.2 Soldaduras del volante de empuje

El diseño de las conexiones soldadas del presente proyecto está basado en la norma AWS D1.1, la sección 3 de esta norma se refiere a la precalificación de WPSs¹, los WPSs precalificados son excepciones a las pruebas de calificación de WPSs requeridas en la sección 4 de la norma.

Todos los WPS's para este proyecto (Anexo III) son precalificados en conformidad con los requerimientos de la sección 3 de la norma AWS D1.1.

Los tubos soldados al cuadro frontal y al cuadro contrapeso son de ½ "de diámetro, de acuerdo a la norma para que la soldadura se considere precalificada debe cumplirse $B < 1/3$ para esto el diámetro del tubo central debe ser 3 veces mayor por esta razón se selecciona un diámetro de 1 ½" para el tubo central.

¹ Welding Procedure Specifications (Especificaciones del Procedimiento de Soldadura)

La sección 2.20.2 de la norma AWS D1.1 se refiere a las limitaciones de secciones circulares e indica que los tubos circulares deben cumplir la siguiente relación: $(D/t) < (3300/S_y)$; para S_y en kpsi ¹.

Se verifica esta condición en el tubo central:

$$\frac{38.1}{0.95} < \frac{3300}{36}$$

$$40.1 < 91.6$$

El tamaño mínimo de las soldaduras precalificadas debe ser 1.5 veces el espesor del tubo por esta razón todas soldaduras del Volante de Empuje son de 3 mm (Anexo V).

En la figura 2.54 se detallan los diagramas de cuerpo libre de los componentes del Volante de Empuje, a partir de estos diagramas se calcularán las fuerzas y momentos que actúan sobre cada elemento.

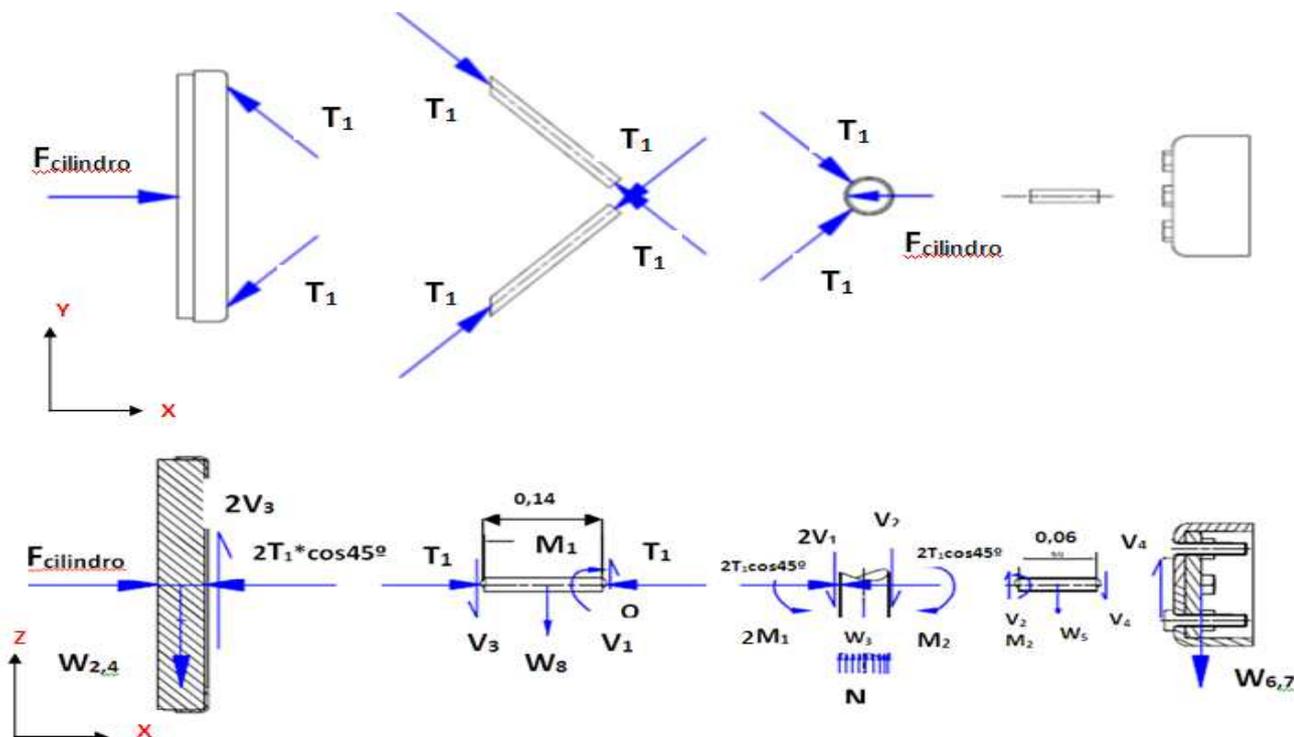


Figura 2.54 Diagramas de Cuerpo Libre – Volante de Empuje

¹ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M*: USA; Section 2.20.2; Page. 15

2.17.2 EJE VOLANTE-RODAMIENTO

El Tubo central del Volante de Empuje se monta en un eje de Acero 1018 y este a su vez se monta en un Rodamiento Oscilante de Rodillos.

Las fuerzas que actúan sobre el Eje de Acero 1018 son la Inercia del “Dolly” y las reacciones en el rodamiento.

En la figura 2.55 se muestra el diagrama de cuerpo libre del Eje, a partir de este diagrama se calcularán las fuerzas y momentos que actúan sobre el Eje.

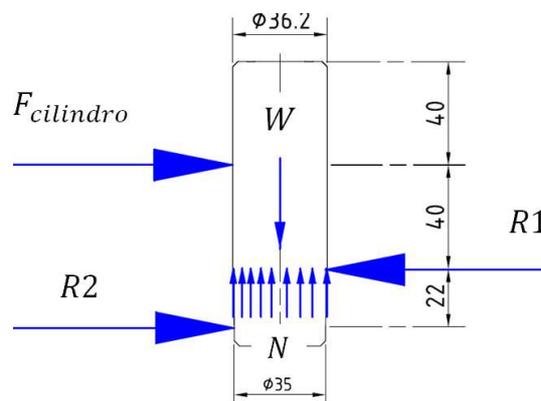


Figura 2.55 D.C.L. - Eje Volante de Empuje

2.17.3 RODAMIENTO OSCILANTE DE RODILLOS FAG 22207E

El Rodamiento oscilante de rodillos soporta carga radial debido a la inercia del “Dolly” y carga axial debido al peso del “Volante de Empuje”.

El rodamiento se aloja en un agujero de 18 mm de profundidad (6 mm en el perfil estructural y 12 mm en la placa soldada sobre el perfil).

En la figura 2.56 se detalla el diagrama de cuerpo libre del Rodamiento, a partir de este diagrama se calcularán las fuerzas y momentos que actúan sobre él.

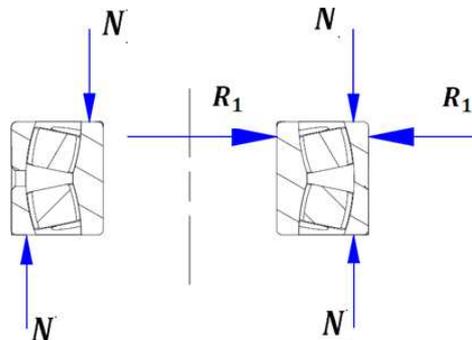


Figura 2.56 Diagrama de Cuerpo Libre Rodamiento FAG Oscilante de Rodillos

2.17.4 PLACA PARA RODAMIENTO FAG

Es la placa que aloja el rodamiento oscilante de rodillos.

En la figura 2.57 se detalla el diagrama de cuerpo libre de la placa.

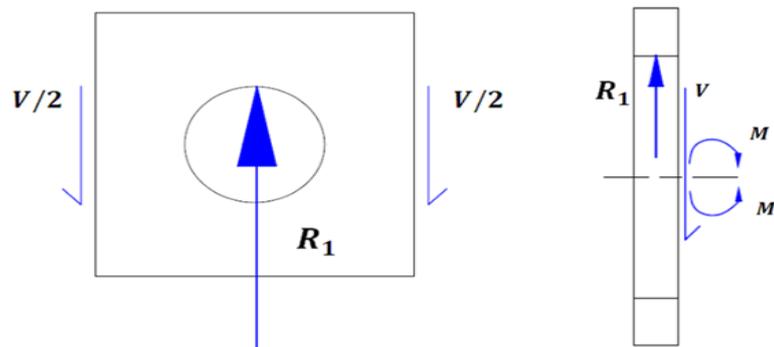


Figura 2.57 Diagrama de Cuerpo Libre-Placa para Rodamiento FAG

2.17.5 UNIDAD DE RODAMIENTO FAG

La Unidad de Rodamiento FAG resiste carga radial debido a la inercia del "Dolly".

La función de la unidad de rodamiento es evitar que el momento respecto al eje Z se transmita al cilindro neumático ya que el Coche de empuje puede girar libremente respecto al eje Z y el momento generado por la inercia del "Dolly" es resistido por los rodamientos laterales.

En la figura 2.58 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la Unidad de Rodamiento.

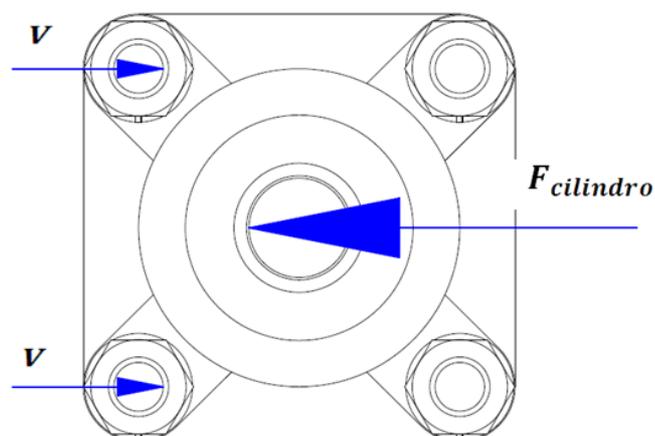


Figura 2.58 Diagrama de Cuerpo Libre Unidad de Rodamiento FAG

2.17.6 PERFIL ESTRUCTURAL U 200X100X12

El perfil estructural es el cuerpo del Coche de Empuje.

En el centro del perfil se ensambla una unidad de rodamiento con 4 pernos, la fuerza del cilindro se transmite al perfil estructural por medio de los pernos, mientras que la resistencia del "Dolly" es transmitida al rodamiento oscilante de rodillos en la parte frontal.

En la figura 2.59 se detalla el diagrama de cuerpo libre del perfil, a partir de este diagrama se calcularán las fuerzas y momentos que actúan sobre el perfil.

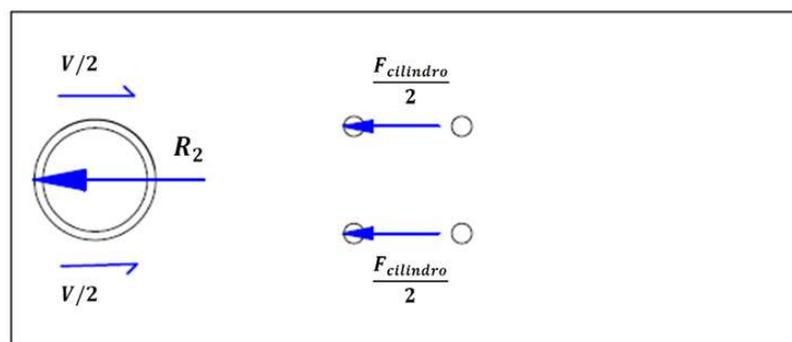


Figura 2.59 Diagrama de Cuerpo Libre - Perfil Estructural

2.17.7 GARRUCHAS

Las garruchas soportan el peso total del Coche de Empuje pero debido a que el Centro de gravedad se encuentra desplazado hacia delante del centro, las garruchas delanteras soportan la mayor parte de la carga.

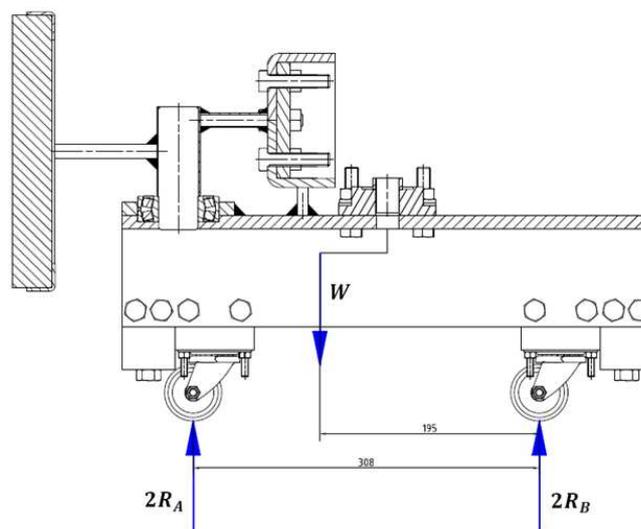


Figura 2.60 Carga soportada por las garruchas

2.17.8 RODILLO GUÍA (CAM FOLLOWER) THK

El rodillo guía es un rodamiento compacto y altamente rígido con un eje incorporado. El rodamiento es de agujas y se usa como un rodillo de guía para mecanismos de la leva o movimiento rectilíneo.

Su anillo exterior gira, manteniendo contacto directo con la superficie de contacto, este producto es de paredes gruesas y están diseñados para soportar carga de impacto.

En el interior de la pista exterior están incorporados los rodillos de agujas y la jaula de precisión. Esto evita la torsión del Eje y logra un rendimiento excelente. Como resultado, el producto es capaz de soportar altas revoluciones.

Hay dos tipos de pistas: esférica y cilíndrica. La pista exterior esférica absorbe fácilmente una distorsión del centro del eje cuando el seguidor de leva se instala y ayuda a aliviar una carga parcial.

El rodillo se utiliza en una amplia gama de aplicaciones, como mecanismo de leva de máquinas automáticas, así como sistema de transporte, transportadores, máquinas de encuadernación, centros de mecanizado, etc.

En el presente proyecto la fuerza del cilindro se transmite a la chumacera a través de un eje, la chumacera permite que el coche de Empuje gire libremente alrededor del eje, esto no sucede gracias a que los rodillos laterales soportan la carga radial y ruedan en los perfiles laterales.



Figura 2.61 Rodillo Guía (Cam Follower) THK¹

¹ THK (2009); Catálogo General-Descripción Técnica de Productos

2.18 SUB CONJUNTO PLACA - EJE

El Subconjunto Placa-Eje consta de una placa que se ensambla a la placa móvil del cilindro neumático y de un eje de Acero soldado en el centro de la placa, dicho eje transmite la fuerza proporcionada por el cilindro al Coche de Empuje.

2.18.1 SOLDADURA DEL EJE DE ACERO

El diseño de las conexiones soldadas del presente proyecto está basado en la norma AWS D1.1, la sección 3 de esta norma se refiere a la precalificación de WPSs¹, los WPSs precalificados son excepciones a las pruebas de calificación de WPSs requeridas en la sección 4 de la norma.

Para que un WPS sea precalificado debe estar en conformidad con todos los requerimientos aplicables de la sección 3 de la norma.

Todos los WPS's para este proyecto (Anexo III) son precalificados en conformidad con los requerimientos de la sección 3 de la norma AWS D1.1.

La sección 7 de esta norma se refiere a la soldadura de Ejes de acero sobre placas de acero.

La sección 7.2.6 de la norma indica que el material del tocho de acero debe ser conformado en frío y de un grado ASTM 1010 hasta el 1020. El tocho soldado a la placa es de acero ASTM 1018.

El Eje en cuestión tiene 22 mm de diámetro, el tamaño mínimo de la soldadura debe ser de 8 mm, el tamaño de la soldadura del Eje en cuestión es de 10 mm.

Tabla 2.14 Tamaño mínimo para la soldadura de Ejes²

| Tamaño mínimo de soldaduras de filete para ejes de diámetro menor | |
|--|-------------------------------|
| Diámetro del Eje (mm) | Tamaño mínimo del filete (mm) |
| De 6 a 11 | 5 |
| 12 | 6 |
| 16,20,22 | 8 |
| 25 | 10 |

¹ Welding Procedure Specifications (Especificaciones del Procedimiento de Soldadura)

² AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M*: USA, Table 7.2, Page. 258

El espesor de la placa base debe ser mayor a la tercera parte del diámetro del eje¹. El diámetro del eje es de 22 mm por lo tanto el espesor mínimo de la placa debe ser de 7,33 mm. Se selecciona una placa de 12 mm de espesor.

En la figura 2.62 se detalla el diagrama de cuerpo libre del Eje, a partir de este diagrama se calcularán las fuerzas y momentos que actúan sobre el mismo.

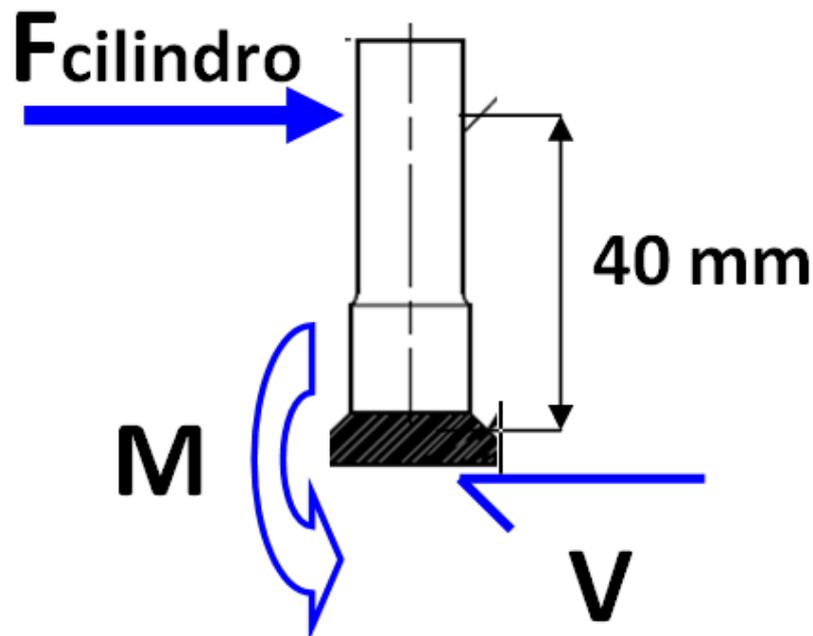


Figura 2.62 Diagrama de cuerpo libre - Eje Chumacera

2.19 ESTRUCTURA METÁLICA

2.19.1 ÁNGULO 80X80X12

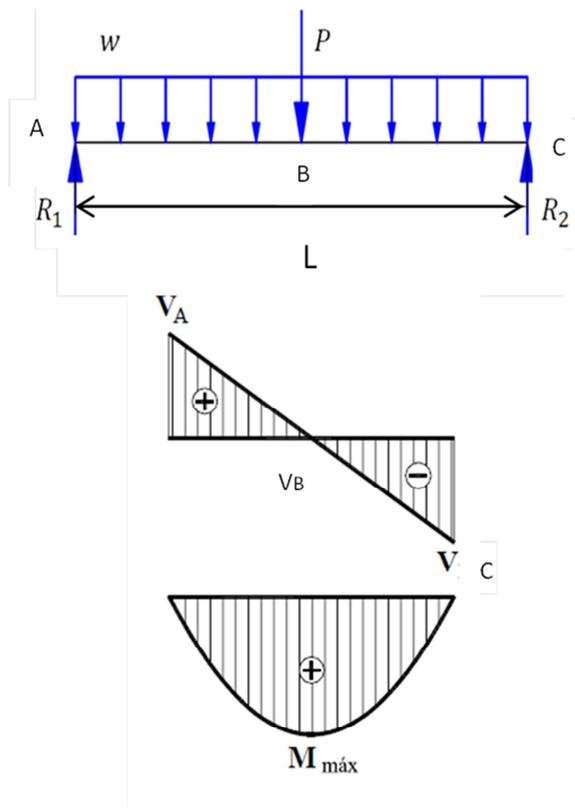
Los perfiles estructurales L 80X80X12 sirven de Riel ya que sobre ellos se desplaza el Subconjunto denominado Coche de Empuje.

El perfil está apoyado en cuatro puntos, Soporta su propio peso, el peso del Coche de Empuje, y las reacciones generadas en los rodamientos laterales.

El perfil tiene 4 apoyos, es una viga hiperestática, sin embargo, se calculará la deflexión y los factores de seguridad suponiendo que el perfil solo tiene dos apoyos.

¹ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M: USA*, Section 7.2.7

La figura 2.63 muestra el Diagrama de Cuerpo Libre del Ángulo, en el punto más crítico cuando el coche de Empuje se encuentra en la mitad del perfil.



$$R_1 = R_2 = \frac{P}{2} + \frac{wL}{2}$$

$$V_{AB} = \frac{wL}{2} - wx + \frac{P}{2} \quad V_{BC} = \frac{wL}{2} - wx - \frac{P}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{Px}{2} + \frac{wx}{2}(L-x) \quad M_{BC} = \frac{P(L-x)}{2} + \frac{wx}{2}(L-x)$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{PL}{4} + \frac{wL^2}{8}$$

Figura 2.63 D.C.L, Diagramas de fuerza cortante y Momento flector - Angulo 80X80X12

CAPÍTULO III

PREFACTIBILIDAD

3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El esfuerzo físico que realizan los operadores para empujar los coches cargados es mayor a los límites establecidos por Ómnibus BB Transportes S.A por lo que el analista de ergonomía ha determinado la necesidad de diseñar y construir un sistema para empujar las carrocerías, lo cual, disminuirá el tiempo de ejecución de la tarea, reduciría esfuerzos y movimientos, mejoraría las condiciones de trabajo e incrementaría la productividad.

El sistema mecánico es un plan acción de la ensambladora GM-OBB frente a un problema de ergonomía de la planta de suelda, funcionará en un espacio cerrado, protegido de las condiciones ambientales, con disponibilidad de energía neumática y personal capacitado para realizar operaciones de mantenimiento.

3.1.1 SITUACIÓN ACTUAL

El Operador camina 15 metros, empuja manualmente el “Dolly” hasta que este se enganche con el sistema de cadenas subterráneo ya existente y camina 5 metros de regreso a su puesto de trabajo.

3.1.2 SITUACIÓN FUTURA

El Operador permanece en su puesto de trabajo, acciona el mecanismo mediante una botonera de control, el mecanismo empuja el “Dolly” hasta que se enganche con el sistema de cadenas subterráneo ya existente.

3.2 ESTUDIO DE MERCADO

La decisión de construir un mecanismo de empuje parte de la manifestación de una necesidad o del reconocimiento de una oportunidad de mejora en la planta de suelda de GM-OBB.

El diseño del mecanismo de empuje se realizó a petición explícita del Analista de Ergonomía y del Ingeniero de Manufactura de GM-OBB. La definición y alcance del proyecto se establecieron a través de especificaciones técnicas establecidas por el Ingeniero de Manufactura de GM-OBB por lo tanto no hubo la necesidad de realizar un estudio de mercado.

3.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

- El mecanismo ha de diseñarse para movilizar carrocerías de hasta 750 kg.
- El mecanismo ha de diseñarse para operación manual o semiautomática.
- No se encuentran en la industria local máquinas o sistemas similares para la observación de soluciones que permitan optimizar el diseño.
- El problema ergonómico se presenta en dos estaciones de trabajo adyacentes, se debe implementar un mecanismo de empuje en cada una de estas estaciones de trabajo.
- El ciclo constituido por las Etapas 1 y 2 del sistema mecánico debe repetirse cada 3 minutos.

3.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

3.4.1 NECESIDADES Y DESEOS DEL USUARIO

- En la 1era Etapa el coche de 6 metros de largo conocido en GM-OBB como “Dolly” cargado con la carrocería debe moverse 7 metros en línea recta e ingresar completamente en un elevador hidráulico.
- En la 2da Etapa, el coche cargado con la carrocería debe salir del elevador y moverse por una trayectoria curva ya existente cuyo radio de curvatura es de 4 metros y su longitud aproximada es de 10 metros hasta que el “Dolly” se enganche con el sistema de cadenas subterráneo ya existente.
- El sistema debe controlarse con una botonera.
- El peso total del “Dolly”, la carrocería y el sistema no debe ser mayor que la capacidad del elevador hidráulico que es 1500 kg.
- El ciclo constituido por las Etapas 1 y 2 del sistema mecánico debe repetirse cada 3 minutos.
- El sistema debe ser fácil de montar y desmontar.
- El sistema debe ser de fácil mantenimiento.
- El sistema debe ser completamente seguro, se debe evitar el accionamiento del sistema mientras el elevador hidráulico se encuentra bajando o subiendo.

3.4.2 FUERZA REQUERIDA PARA VENCER LA INERCIA DEL “DOLLY”

Para determinar la fuerza horizontal necesaria para vencer la inercia de un “dolly” cargado con la carrocería más pesada (Luv Dmax CD) se utilizó un dinamómetro digital, con el cual se determinó que esta fuerza es de 30 Kgf (300 N).



Figura 3.1 Fuerza Requerida para vencer la Inercia del “Dolly”

Se conoce que el “dolly” cargado con la carrocería Luv Dmax Cabina Doble pesa 300 Kg (3000 N). Con este dato se determina el coeficiente de rozamiento entre las garruchas metálicas y la plancha de acero utilizando la ecuación (2-2).

$$f_r = \frac{P}{L} = \frac{300}{3000} = 0,1$$

Se calcula la fuerza necesaria para vencer la inercia del “dolly” para el caso extremo en el que el sistema debe empujar un peso de 850 Kg (750 Kg carrocería + 100 Kg “dolly”) utilizando la ecuación (2-1).

$$P = f_r * L = 0,1 * 8500 \text{ N} = 850 \text{ N}$$

3.4.3 CASA DE LA CALIDAD

La determinación de las especificaciones técnicas se hace con la ayuda de la Casa de la Calidad¹ (ANEXO I).

Tabla 3.1 Especificaciones Técnicas²

| | | | | |
|--|--------------|---|------------|--|
| Empresa cliente: ENSAMBLADORA GENERAL MOTORS OMNIBUS TRANSPORTES S.A. | | Producto: DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERÍAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA GM-OBB | | Fecha inicial: 2012-03-01 |
| | | | | Página 1 |
| ESPECIFICACIONES | | | | |
| Concepto | Fecha | Propone | R/D | Descripción |
| Función | 2012-03-30 | C | R | En el 2do piso Empujar el "Dolly cargado 7 metros en línea recta. |
| | | C | R | En el 1er piso Empujar la carrocería 4 metros por la trayectoria curva ya existente. |
| Dimensiones | 2012-03-30 | I | R | El espacio disponible en el elevador y debajo del Dolly es de 6X2X0,3 metros |
| Fuerza | 2012-03-30 | I | R | La fuerza de diseño para vencer la inercia del "Dolly" cargado es de 850 N. |
| Peso | 2012-03-30 | I | R | El peso del conjunto "Dolly", carrocería y sistema mecánico debe ser menor a 1500 kg |

¹ Riba C.(2002); Diseño Concurrente; ROMEVA; 2002; Pág. 178

² Formato tomado de Riba C.(2002); Diseño Concurrente; ROMEVA; 2002; Pág. 88

| | | | | |
|------------------|------------|---|---|--|
| Control | 2012-03-30 | C | R | Sistema semiautomático, se activa con botonera de control |
| Seguridad | 2012-03-30 | I | R | Se debe impedir el funcionamiento del mecanismo mientras el elevador hidráulico se encuentra subiendo o bajando. |
| Velocidad | 2012-03-30 | C | R | El ciclo conformado por la etapa 1 y la etapa 2 debe repetirse cada 3 minutos. |

Propone: C = Cliente; M = Marketing; D = diseño; F = Fabricación
R/D: R = Requerimiento ; D = Deseo

3.4.4 MODO DE OPERACIÓN

La función principal del sistema es empujar el “Dolly” cargado con carrocerías de hasta 750 kg la distancia necesaria en cada una de las etapas.

- En la 1era Etapa el coche de 6 metros de largo conocido en GM-OBB como “Dolly” cargado con la carrocería debe moverse 7 metros en línea recta e ingresar completamente en un elevador hidráulico.
- En la 2da Etapa, el coche cargado con la carrocería debe salir del elevador y moverse por una trayectoria curva ya existente cuyo radio de curvatura es de 4 metros y su longitud aproximada es de 10 metros hasta que el “Dolly” se enganche con el sistema de cadenas subterráneo ya existente.

La función global del sistema se representa en la siguiente figura:

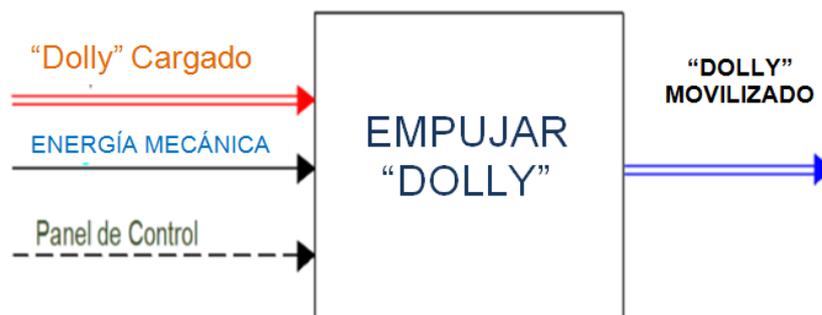


Figura 3.2 Función global del sistema

CAPÍTULO IV

FACTIBILIDAD

4.1 PRESENTACIÓN DE ALTERNATIVAS

4.1.1 SISTEMA ACCIONADO POR ACTUADOR NEUMÁTICO

Sistema mecánico conformado por un actuador neumático sin vástago articulado mecánicamente, la fuerza necesaria para empujar el “Dolly” cargado con la carrocería depende de la presión en el pistón del actuador y la velocidad del pistón depende principalmente del caudal de aire. El actuador se acciona con una botonera de control y retorna automáticamente al llegar al final de carrera.



Figura 4.1 Cilindro Sin vástago SMC Serie MY1C¹

Ventajas

El aire es abundante e ilimitado, se puede disponer de él gratuitamente en cualquier lugar.

No precisa de un conducto de retorno porque el aire regresa nuevamente a la atmósfera.

El aire es anti de flagrante, es decir no hay riesgo de explosión. Puede utilizarse en lugares húmedos sin riesgo con la electricidad estática.

La fuerza ejercida por el pistón se controla regulando la presión.

Su instalación y montaje es sencilla.

Mantenimiento sencillo, energía limpia.

¹ SMC. (2008). Mechanically Jointed Rodless Cylinder Series MY1. Tokyo, Page 39

Desventajas

La Preparación del aire comprimido requiere la instalación de unidades de mantenimiento para el filtro de aire, Regulación de presión y lubricación de componentes mecánicos.

El ruido producido durante el funcionamiento puede ser molesto.

La presión de trabajo del actuador y por lo tanto la fuerza del pistón es limitada.

4.1.2 MECANISMO PIÑÓN-CREMALLERA

Mecanismo Piñón –Cremallera accionado por motor reductor. El piñón se desplaza por la cremallera ejerciendo la fuerza para empujar el “Dolly”. El mecanismo se acciona con una botonera de control y se puede lograr que retorne automáticamente al llegar al final de carrera programando un PLC.



Figura 4.2 Mecanismo Piñón-cremallera accionado por motor reductor¹

Ventajas

Sistema diseñado para empujar cargas pesadas.

Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.

Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.

Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.

Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.

¹ Hepcomotion (2010); Catálogo HDS2 Sistema de Carga Pesada.

Desventajas

La instalación es compleja debido a que no se posee energía eléctrica trifásica en el lugar donde se va a instalar el mecanismo.

Necesita limitadores de corriente y relés de sobrecarga.

Mantenimiento más complejo que el sistema neumático.

4.1.3 SISTEMA ACCIONADO POR ACTUADOR HIDRÁULICO

Sistema mecánico conformado por un actuador hidráulico, la fuerza necesaria para empujar el “Dolly” cargado con la carrocería depende de la presión en el pistón del actuador y la velocidad del pistón depende principalmente del caudal de aceite. El actuador se acciona con una botonera de control y retorna automáticamente al llegar al final de carrera.

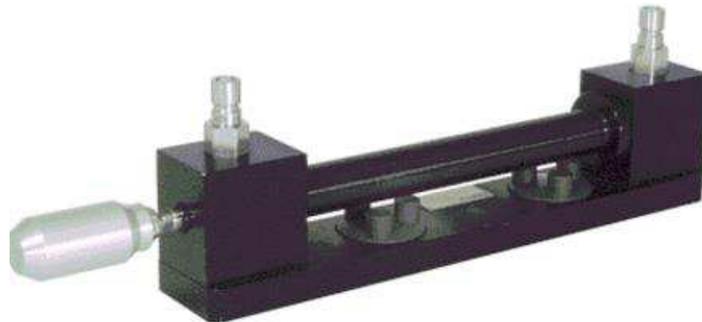


Figura 4.3 Actuador Hidráulico¹

Ventajas

Las fuerzas en el sistema hidráulico son reguladas de manera continua.

El sistema hidráulico puede llegar hasta su total parada, evitando que sufra sobrecargas o tendencia a calentamiento.

Los elementos hidráulicos son reversibles, esto quiere decir que se los puede frenar mientras se encuentran en marcha.

¹ Roldan, J. (2003). *Neumática hidráulica y electricidad aplicada*. Madrid, Pág 83

Este tipo de sistema debido a que su fluido interno (aceite) produce una flexibilidad ya que se adapta a las tuberías y su fuerza se transmite como una barra de acero.

Desventajas

En los sistemas hidráulicos la velocidad con que estos funcionan es baja.

En el momento de realizar cualquier tipo de mantenimiento, es un poco tediosa ya que al momento de manipular el aceite, los aparatos y tuberías se tiene mucha dificultad.

El mantenimiento debe ser extremadamente riguroso.

En este tipo de sistemas el costo de los materiales es elevado por lo que requiere mayor inversión.

4.2 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la evaluación de alternativas se utiliza el método ordinal corregido de criterios ponderados¹.

Los criterios para realizar la evaluación de las alternativas de diseño son:

- a) **Peso.-** El conjunto Dolly, carrocería y sistema mecánico debe pesar menos de 1500 kg.
- b) **Facilidad de Montaje.-** El sistema no debe ser complejo, su montaje debe ser sencillo y rápido.
- c) **Mantenimiento.-** Las labores de mantenimiento deben ser sencillas.
- d) **Tamaño.-** En la 2da Etapa el tamaño está limitado por la plataforma del elevador, la cual tiene un área de 2,5X7 metros de la cual el "Dolly" ocupa un área de 1,5X6 metros.
- e) **Control.-** El sistema se debe controlar con una botonera de control.
- f) **Seguridad.-** El sistema debe estar deshabilitado mientras el elevador hidráulico se encuentra subiendo o bajando.

¹ Riba C.; Diseño Concurrente; ROMEVA; 2002; Pág. 59

- g) **Velocidad.**- El ciclo de dos etapas debe repetirse cada 3 minutos.
 h) **Costo.**- El presupuesto máximo para el proyecto es de 30000 USD.

4.2.1 PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO

Peso>Seguridad>Tamaño>Montaje>Velocidad>Control>Costo>Mantenimiento

Tabla 4.1 Peso específico de cada criterio de evaluación

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | Σ | $\Sigma+1$ | Ponderado |
|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--------------|-------------|------------|
| 1 Peso | — | 1 | 1 | 0,5 | 1 | 0,5 | 1 | 1 | 6 | 7 | 19,18 |
| 2 Facilidad de Montaje | 0 | — | 1 | 0,5 | 1 | 0 | 0,5 | 1 | 4 | 5 | 13,70 |
| 3 Mantenimiento | 0 | 0 | — | 0 | 0 | 0,5 | 0 | 0 | 0,5 | 1,5 | 4,11 |
| 4 Tamaño | 0,5 | 0,5 | 1 | — | 0,5 | 0,5 | 1 | 0,5 | 4,5 | 5,5 | 15,07 |
| 5 Control | 0 | 0 | 1 | 0,5 | — | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 3 | 4 | 10,96 |
| 6 Seguridad | 0,5 | 1 | 0,5 | 0,5 | 1 | — | 0,5 | 1 | 5 | 6 | 16,44 |
| 7 Velocidad | 0 | 0,5 | 1 | 0 | 0,5 | 0,5 | — | 1 | 3,5 | 4,5 | 12,33 |
| 8 Costo | 0 | 0 | 1 | 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | — | 2 | 3 | 8,22 |
| | | | | | | | | | Total | 36,5 | 100 |

4.2.2 EVALUACIÓN DE CRITERIOS

Tabla 4.2 Evaluación criterio Peso

| PESO | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\Sigma + 1$ | PONDERADO |
|------------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|-------------|
| SOLUCIÓN A | | 1 | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN B | 0 | | 0,5 | 1,5 | 0,25 |
| SOLUCIÓN C | 0 | 0,5 | | 1,5 | 0,25 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución A > Solución B=Solución C | | | | | |

Tabla 4.3 Evaluación criterio Facilidad de Montaje

| MONTAJE | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\Sigma + 1$ | PONDERADO |
|--------------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|-------------|
| SOLUCIÓN A | | 1 | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN B | 0 | | 0 | 1 | 0,17 |
| SOLUCIÓN C | 0 | 1 | | 2 | 0,33 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución A > Solución C > Solución B | | | | | |

Tabla 4.4 Evaluación criterio Mantenimiento

| MANTENIMIENTO | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\Sigma + 1$ | PONDERADO |
|--------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------|
| SOLUCIÓN A | | 1 | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN B | 0 | | 1 | 2 | 0,33 |
| SOLUCIÓN C | 0 | 0 | | 1 | 0,17 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución A > Solución B > Solución C | | | | | |

Tabla 4.5 Evaluación criterio Tamaño

| TAMAÑO | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\Sigma + 1$ | PONDERADO |
|--------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------|
| SOLUCIÓN A | | 1 | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN B | 0 | | 0,5 | 1,5 | 0,25 |
| SOLUCIÓN C | 0 | 0,5 | | 1,5 | 0,25 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución A > Solución B = Solución C | | | | | |

Tabla 4.6 Evaluación criterio Control

| CONTROL | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\Sigma + 1$ | PONDERADO |
|--------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------|
| SOLUCIÓN A | | 0 | 0,5 | 1,5 | 0,25 |
| SOLUCIÓN B | 1 | | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN C | 0,5 | 0 | | 1,5 | 0,25 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución B > Solución A = Solución C | | | | | |

Tabla 4.7 Evaluación criterio Seguridad

| SEGURIDAD | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\Sigma + 1$ | PONDERADO |
|--------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------|
| SOLUCIÓN A | | 1 | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN B | 0 | | 1 | 2 | 0,33 |
| SOLUCIÓN C | 0 | 0 | | 1 | 0,17 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución A > Solución B > Solución C | | | | | |

Tabla 4.8 Evaluación criterio Velocidad

| VELOCIDAD | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\Sigma + 1$ | PONDERADO |
|--------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------|
| SOLUCIÓN A | | 1 | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN B | 0 | | 1 | 2 | 0,33 |
| SOLUCIÓN C | 0 | 0 | | 1 | 0,17 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución A > Solución B > Solución C | | | | | |

Tabla 4.9 Evaluación criterio Costo

| COSTO | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C | $\sum + 1$ | PONDERADO |
|--------------------------------------|------------|------------|------------|------------|-----------|
| SOLUCIÓN A | | 1 | 1 | 3 | 0,50 |
| SOLUCIÓN B | 0 | | 1 | 2 | 0,33 |
| SOLUCIÓN C | 0 | 0 | | 1 | 0,17 |
| | | | SUMA | 6 | 1,00 |
| Solución A > Solución B > Solución C | | | | | |

4.2.3 TABLA DE CONCLUSIONES

Tabla 4.10 Tabla de conclusiones de la evaluación

| PARÁMETRO | FACTOR | SOLUCIÓN A | SOLUCIÓN B | SOLUCIÓN C |
|---|--------|------------|------------|------------|
| Peso | 19,18 | 0,50 | 9,59 | 0,25 |
| Facilidad de Montaje | 13,70 | 0,50 | 6,85 | 0,17 |
| Mantenimiento | 4,11 | 0,50 | 2,05 | 0,33 |
| Tamaño | 15,07 | 0,50 | 7,53 | 0,25 |
| Control | 10,96 | 0,25 | 2,74 | 0,50 |
| Seguridad | 16,44 | 0,50 | 8,22 | 0,33 |
| Velocidad | 12,33 | 0,50 | 6,16 | 0,33 |
| Costo | 8,22 | 0,50 | 4,11 | 0,33 |
| $\sum F_{\text{criterio}} * F_{\text{alternativa}}$ | | 47,26 | | 30,02 |
| PRIORIDAD | | 1 | 2 | 3 |

4.2.4 CONCLUSIONES DE LA EVALUACIÓN

Con base a los resultados obtenidos de la evaluación por el método ordinal corregido de criterios ponderados, se elige la alternativa 1:

SISTEMA ACCIONADO POR ACTUADOR NEUMÁTICO SIN VÁSTAGO ARTICULADO MECÁNICAMENTE.

4.3 DISEÑO DEL MECANISMO SELECCIONADO

El sistema está conformado por dos mecanismos de empuje idénticos (uno para cada etapa de movimiento) cada uno de los cuales está conformado por un actuador neumático sin vástago articulado mecánicamente de 4 metros de carrera, el cual está montado sobre perfiles estructurales tipo G, la fuerza que proporciona el cilindro se transmite a un subconjunto denominado coche de empuje por medio de un eje acoplado a una unidad de rodamiento, dicho coche de empuje se desplaza sobre perfiles estructurales L mientras empuja al conjunto coche – carrocería con su parte frontal, la cual, consta de un cuadro relleno de caucho para evitar el desgaste por fricción de metal con metal.

Al analizar el diseño de los elementos de esta estructura se considera el propósito fundamental de los diseñadores de estructuras, el cual es crear una estructura económica, funcional y segura en el momento de realizar la manipulación.

El sistema de empuje, cada uno de los elementos que conforman dicho sistema y las diferentes posiciones que puede adoptar, es la base para el diseño y se presenta un esquema del SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR COCHES CARGADOS CON CARROCERÍAS DE HASTA 750 KG.

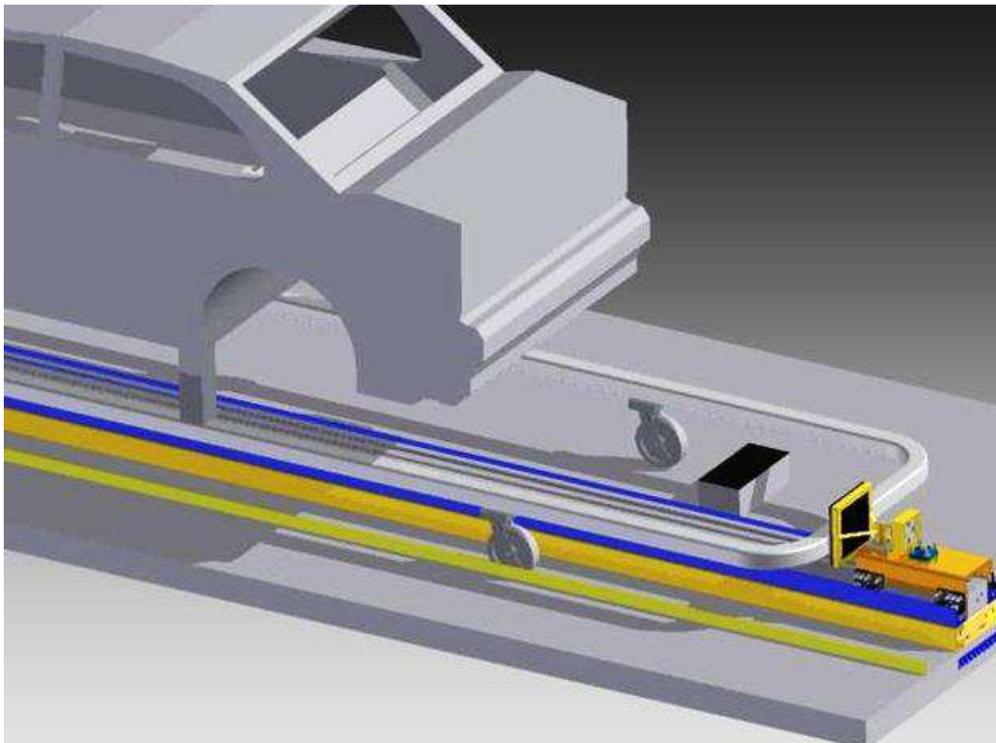


Figura 4.4 Esquema del Mecanismo de Empuje

El diseño de dichos elementos está basado en especificaciones de las normas AISC, AISI, AWS, ASME, ASTM, además se utiliza conocimientos impartidos en las cátedras de Resistencia de Materiales, Principios y control de Soldadura, Dinámica y Neumática.

El sistema adecuado de potencia toma la teoría de la tecnología neumática industrial, así como también catálogos de los elementos presentes y logra obtener los parámetros de diseño.

La mayoría de los materiales seleccionados para el diseño se toma de los existentes en el mercado local, con el fin de abaratar costos.

En la figura 4.5 se detallan los componentes del mecanismo de empuje.

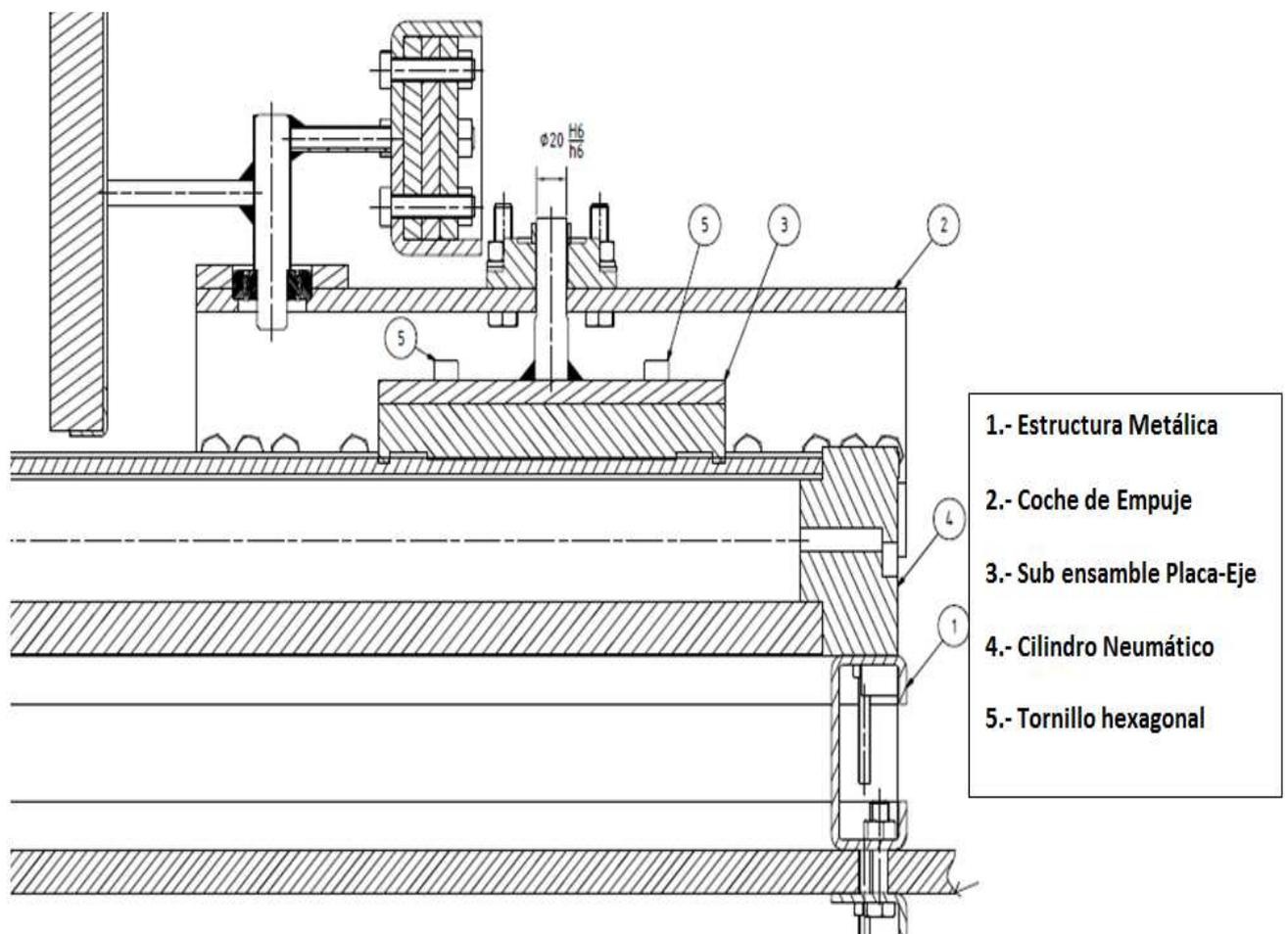


Figura 4.5 Componentes del Mecanismo de Empuje

En la figura 4.6 se presenta el diagrama de cuerpo libre del mecanismo.

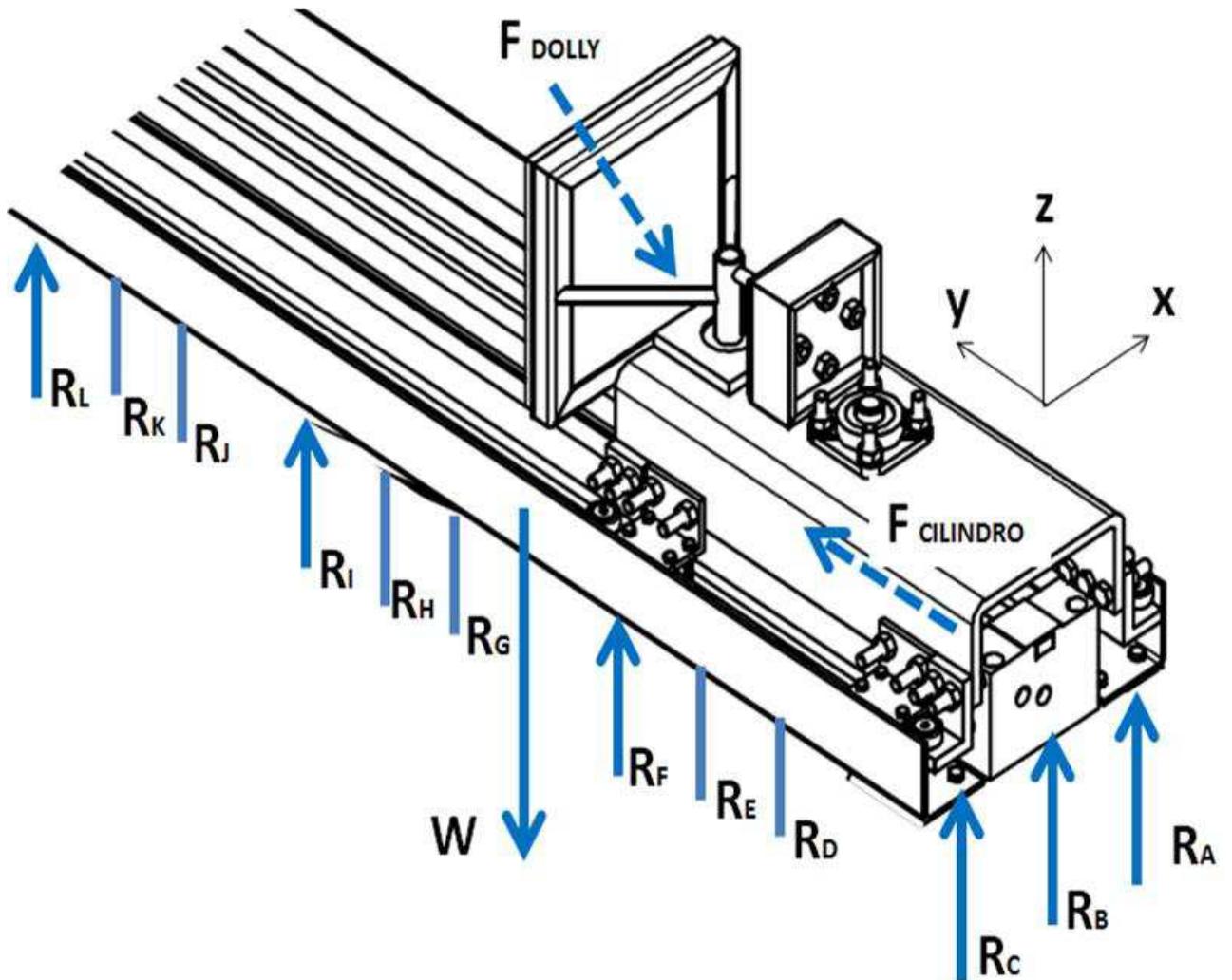


Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre del Mecanismo de Empuje

4.3.1 DETERMINACIÓN DEL PESO DEL MECANISMO DE EMPUJE

El peso de los elementos seleccionados de catálogo se obtiene del mismo.

El peso por metro lineal de los perfiles estructurales se obtiene de catálogo, el peso total del perfil se obtiene multiplicando este valor por la longitud del perfil.

El peso de los elementos fabricados en acero estructural se obtiene multiplicando su volumen por la densidad del acero ($7,8 \frac{g}{cm^3}$).

En la tabla 4.11 se detalla el peso de cada uno de los elementos del mecanismo de empuje el cual tiene un peso total de 215 Kg.

Tabla 4.11 Peso del Mecanismo de Empuje

| PESO ERGONÓMICO GM BODY | | | | | | | | |
|------------------------------|----------|---------------------------|----------|------------|------------------|----------|---------------|-------------|
| Subconjunto | Posición | Descripción | Longitud | Peso /m Kg | Peso Unitario Kg | Cantidad | Peso Total Kg | % |
| 1.00. Estructura Metálica | 1 | Ángulo 50X50X5 - A | 0,318 | 3,6 | 1,14 | 2 | 2,29 | 1,06% |
| | 2 | Ángulo 50X50X5 - B | 0,318 | 3,6 | 1,14 | 2 | 2,29 | 1,06% |
| | 3 | Ángulo 50X50X5 - C | 0,318 | 3,6 | 1,14 | 2 | 2,29 | 1,06% |
| | 4 | Ángulo 25X25X3 - A | 1,413 | 1,06 | 1,50 | 2 | 3,00 | 1,39% |
| | 5 | Ángulo 25X25X3 - B | 1,712 | 1,06 | 1,81 | 1 | 1,81 | 0,84% |
| | 6 | Correa G 100X50X5 - A | 0,1 | 8,52 | 0,85 | 2 | 1,70 | 0,79% |
| | 7 | Correa G 100X50X5 - B | 0,1 | 8,52 | 0,85 | 2 | 1,70 | 0,79% |
| | 8 | Correa G 100X50X5 - C | 0,1 | 8,52 | 0,85 | 2 | 1,70 | 0,79% |
| | 9 | Correa G 100X50X5 - D | 0,1 | 8,52 | 0,85 | 2 | 1,70 | 0,79% |
| | 10 | Correa G 100X50X5 - E | 0,218 | 8,52 | 1,86 | 2 | 3,71 | 1,72% |
| | 11 | Correa G 100X50X5 - F | 0,218 | 8,52 | 1,86 | 2 | 3,71 | 1,72% |
| | 12 | Ángulo 80X80X3 - A | 4,46 | 4,82 | 21,50 | 1 | 21,50 | 9,98% |
| | 13 | Ángulo 80X80X3 - B | 4,46 | 4,82 | 21,50 | 1 | 21,50 | 9,98% |
| 2.00. Coche de Empuje | 1 | Perfil U 200X100X12 | 0,471 | 35,05 | 16,51 | 1 | 16,51 | 7,66% |
| | 2 | Placa para rodamiento | XXX | XXX | 0,95 | 1 | 0,95 | 0,44% |
| | 3 | Ménsula para Garrucha | XXX | XXX | 0,20 | 4 | 0,80 | 0,37% |
| | 4 | Ménsula para cam follower | XXX | XXX | 0,25 | 4 | 1,00 | 0,46% |
| | 5 | Cam Follower THK | XXX | XXX | 0,10 | 4 | 0,40 | 0,19% |
| | 11 | Garrucha de poliamida 2" | XXX | XXX | 1,50 | 4 | 6,00 | 2,79% |
| | 12 | Unidad de Rodamiento FAG | XXX | XXX | 0,80 | 1 | 0,80 | 0,37% |
| | 13 | Rodamiento FAG | XXX | XXX | 0,20 | 1 | 0,20 | 0,09% |
| | 14 | Eje-Volante-Rodamiento | XXX | XXX | 1,00 | 1 | 1,00 | 0,46% |
| | 15 | Volante de Empuje | XXXX | XXX | 6,64 | 1 | 6,64 | 3,08% |
| | 16 | Placa contrapeso | XXX | XXX | 1,00 | 1 | 1,00 | 0,46% |
| | 17 | Caucho | XXX | XXX | 2,00 | 1 | 2,00 | 0,93% |
| | 18 | Tope para volante | XXX | XXX | 0,10 | 2 | 0,20 | 0,09% |
| 3.00. SUB ENSAMBLE PLACA EJE | --- | Sub Ensable Placa - Eje | XXX | XXX | 4,00 | 1 | 4,00 | 1,86% |
| 4.00. CILINDRO NEUMÁTICO | --- | Cilindro Neumático | XXX | XXX | 105,00 | 1 | 105,00 | 48,74% |
| | | | | | | | 215 | 100% |

4.3.2 VERIFICACIÓN DE LA RESISTENCIA DEL ELEVADOR

Debido a que uno de los mecanismos se debe montar sobre el elevador se verifica que el elevador soporte esta carga.

El Elevador está diseñado para levantar una carga máxima de 1500 kg.

De acuerdo a la información Proporcionada por OBB el Coche conocido en OBB como "Dolly" construido con Tubo cuadrado de 75 mm y garruchas metálicas pesa aproximadamente 100 kg y cargado con la carrocería Luv Dmax Doble Cabina (Sin Puertas ni balde) pesa aproximadamente 300 kg.

El alcance del presente proyecto establece movilizar carrocerías de hasta 750 kg, esto sumado al peso del "Dolly" cargado y al peso del Mecanismo de Empuje resulta en una carga total de 1121 kg.

De esta manera se verifica que aunque se monte una carrocería de 750 kg que es tres veces el peso de una carrocería actual el Elevador soportará la carga total ya que el mismo está diseñado para una carga máxima de 1500 kg.

4.3.3 SELECCIÓN DEL ACTUADOR NEUMÁTICO

El actuador neumático adecuado para esta aplicación es un actuador neumático sin vástago articulado mecánicamente.

La carrera del cilindro debe ser de 4 metros para que el "dolly" llegue al punto en donde se engancha con el sistema de arrastre subterráneo.

La normativita interna de GM-OBB obliga a que solo determinadas marcas de equipos, maquinaria y herramientas sean adquiridas por el departamento de compras razón por la cual se selecciona un actuador neumático sin vástago articulado mecánicamente de la marca SMC.

La marca SMC ofrece una amplia gama actuadores neumáticos sin vástago articulados mecánicamente, de esta amplia gama se pre selecciona el modelo MY1C el cual es un actuador sin vástago guiado por rodamientos de agujas, diseñado para largas carreras y tiene alta resistencia a los momentos generados por la carga.

4.3.3.1 Fuerza requerida para empujar el coche cargado al tomar la curva

Debido a que la trayectoria del coche en la segunda etapa no es lineal la fuerza que debe proporcionar el actuador neumático es mayor que la fuerza de rozamiento máxima.

Para determinar esta fuerza se dibuja la trayectoria del coche (ANEXO V) y el diagrama de Cuerpo Libre al final de la carrera del actuador (ANEXO VI).

Del análisis de la trayectoria se determina que el radio de curvatura del coche al final de la carrera del actuador es de 3308 mm.

La velocidad máxima del actuador es de 1 m/s (ANEXO IV)

Se calcula la aceleración normal máxima para $v=1$ m/s utilizando la ecuación (2-3)

$$a_{Nmax} = \frac{1^2}{3,308} = 0,3 \text{ m/s}^2$$

Se calcula la Fuerza normal máxima para $a_N = 0,3 \text{ m/s}^2$ con la ecuación (2-4).

$$F_{Nmax} = 850 * 0,3 = 255 \text{ N}$$

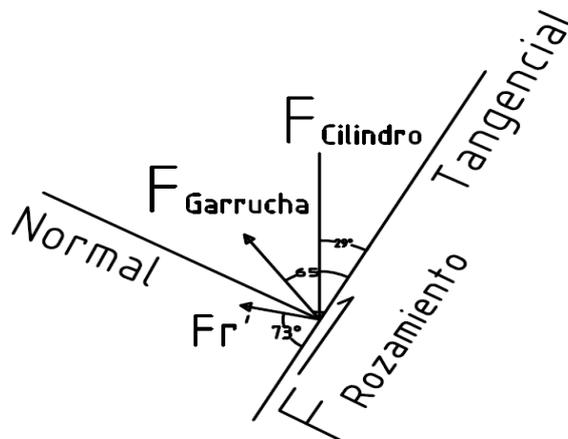


Figura 4.7 Diagrama de Cuerpo Libre - Centro de Gravedad "Dolly"

La fuerza que debe ejercer el cilindro se obtiene resolviendo el sistema de ecuaciones formado por las ecuaciones (2-5) y (2-6).

$$0.87462 * F_{Cilindro} - 0.4226 * F_{Garrucha} = 850 \quad (2-5)$$

$$-0.4848 * F_{Cilindro} + 0.9063 * F_{Garrucha} = 255 \quad (2-6)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$F_{Cilindro} = 1494 \text{ N}$$

$$F_{Garrucha} = 1081 \text{ N}$$

4.3.3.2 Selección del actuador neumático sin vástago (SMC)

Se selecciona el modelo MY1C63-4000 con un diámetro de pistón de 63 mm y una longitud de carrera de 4 metros que proporciona una fuerza teórica de 1247 [N] a 0,4 [MPa] y 1559 [N] a 0,5 [MPa].

Tabla 4.12 Fuerza Teórica Cilindro Neumático¹

| Diámetro del Pistón (mm) | Área del Pistón (mm ²) | Presión de Operación (MPa) | | | | | | | Unidades: N |
|--------------------------|------------------------------------|----------------------------|-----|------|------|------|------|------|-------------|
| | | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | |
| | | 16 | 201 | 40 | 60 | 80 | 101 | 121 | 141 |
| 20 | 314 | 63 | 94 | 126 | 157 | 188 | 220 | 251 | |
| 25 | 491 | 98 | 147 | 196 | 245 | 295 | 344 | 393 | |
| 32 | 804 | 161 | 241 | 322 | 402 | 483 | 563 | 643 | |
| 40 | 1257 | 251 | 377 | 503 | 628 | 754 | 880 | 1005 | |
| 50 | 1964 | 393 | 589 | 785 | 982 | 1178 | 1374 | 1571 | |
| 63 | 3117 | 623 | 935 | 1247 | 1559 | 1870 | 2182 | 2494 | |

4.3.3.3 Centro de gravedad de la carga

La placa deslizante del cilindro neumático soporta el peso del Subconjunto Placa-Eje, el cual pesa 4 kg (Tabla 4.10)

De acuerdo al catálogo del fabricante el origen del sistema de coordenadas se encuentra en el centro de la placa deslizante.

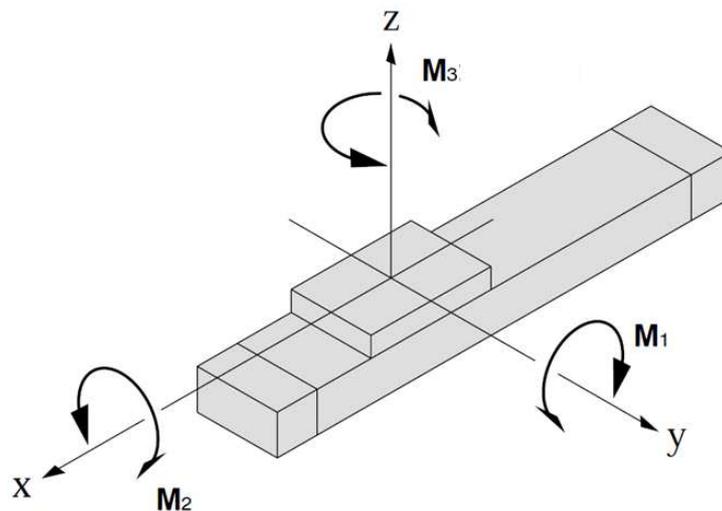


Figura 4.8 Coordenadas y Momentos del Cilindro neumático²

¹ SMC. (2008). Mechanically Jointed Rodless Cylinder Series MY1. Tokyo; Page. 45

² SMC. (2008). Mechanically Jointed Rodless Cylinder Series MY1. Tokyo; Page. 4

Las coordenadas X e Y del Centro de Gravedad del Sub Conjunto Placa-Eje son cero debido a que la placa del Sub Conjunto es de las mismas dimensiones que la placa del cilindro y el Eje está soldado al centro de la placa.

La placa pesa 3,6 Kg y las coordenadas de su centro gravedad son (0, 0,6) mm. El Eje pesa 0,4 Kg y las coordenadas de su centro de gravedad son (0,0, 51) mm.

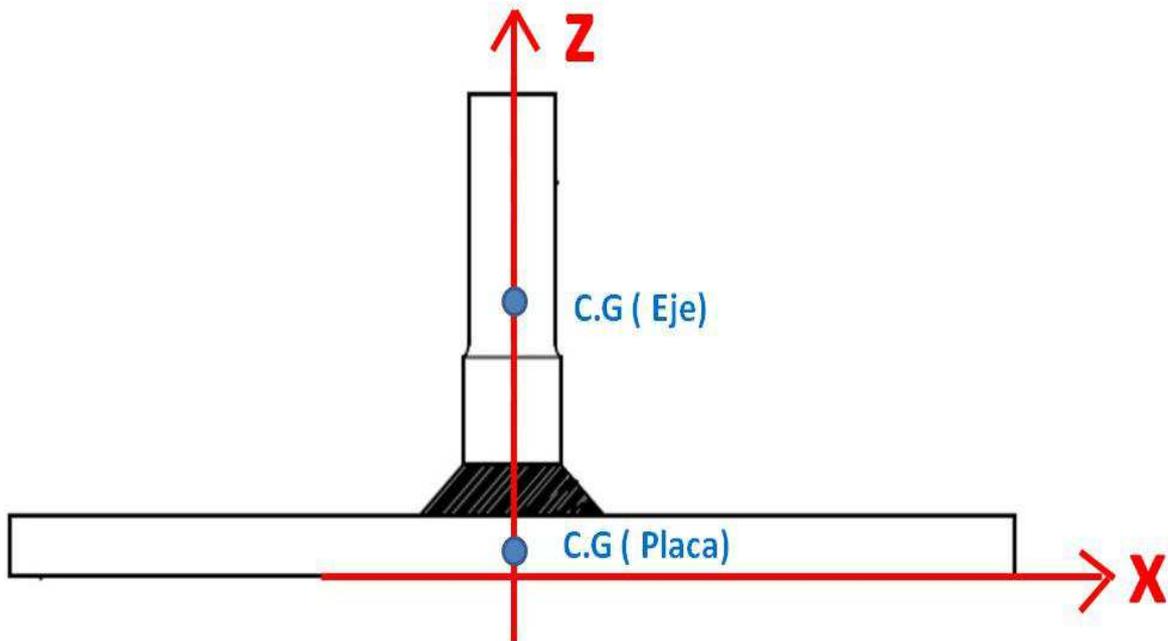


Figura 4.9 Centros de gravedad Sub ensamble Placa - Eje

Se calcula la coordenada Z del Centro de gravedad utilizando la ecuación (2-7).

$$Z = \frac{3,6*6+0,4*51}{4} = 10,5 \text{ mm}$$

Las coordenadas del Centro de Gravedad del Subconjunto son (0, 0, 10.5) mm.

4.3.3.4 Cálculo del factor de carga para carga estática

La carga máxima permitida según el catálogo es 130 kg (Figura 2-31)

El factor de carga se calcula utilizando la ecuación (2-8).

$$\alpha_1 = m_1 / m_{1 \text{ max}} = 4 / 130 = 0,03$$

4.3.3.5 Cálculo de factores de carga para momentos

El Máximo momento permitido respecto al eje Y es 150 N*m (Figura 2.31)

4.3.3.5.1 Momento debido a la carga de Impacto al final de la carrera

Se calcula el momento dinámico (M_E) debido a la carga equivalente de Impacto (F_E) para el peor caso posible ($v_p = 1$ m/s) utilizando la ecuación (2-10).

$$M_{E1} = 0,05 * 1 * 4 * 10,5 = 2,1 \text{ N.m}$$

El factor de carga se calcula utilizando la ecuación (2-8).

$$\text{Factor de carga } \alpha_2 = M_{E1} / M_{1 \text{ max}} = 2,1 / 150 = 0,014$$

4.3.3.5.2 Momento debido a la Inercia del "Dolly"

Uno de los principales objetivos de diseño es que el Sub Conjunto Coche de Empuje resista los momentos respecto a los ejes X y Z de tal manera que el cilindro neumático resiste únicamente el momento respecto al eje Y.

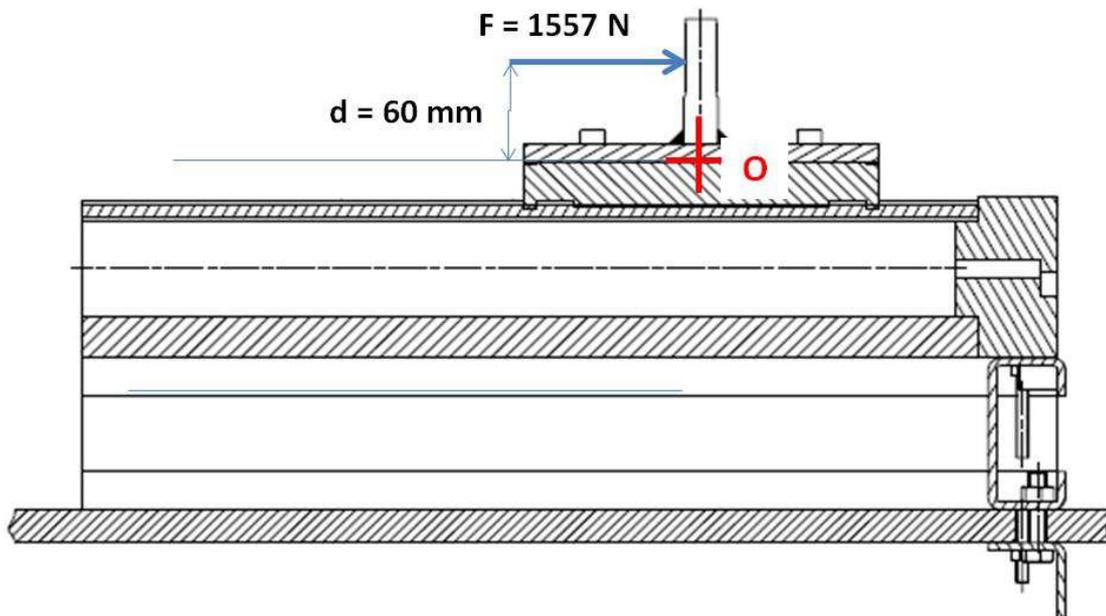


Figura 4.10 Momento debido a la Inercia del Dolly

$$M_1 = 1557 * 0,06 = 93,42 \text{ N.m}$$

El factor de carga se calcula mediante la ecuación (2-8).

$$\text{Factor de carga } \alpha_3 = M_1 / M_{1 \text{ max}} = 93,42 / 150 = 0,623$$

4.3.3.5.3 Suma y evaluación de factores de carga

Para la evaluación de factores se utiliza la ecuación (2-9)

$$\sum \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 0,03 + 0,014 + 0,623 = 0,667 < 1$$

La sumatoria de los factores de carga es menor que 1 por lo tanto el modelo seleccionado es apropiado para la aplicación.

4.3.3.6 Circuito neumático

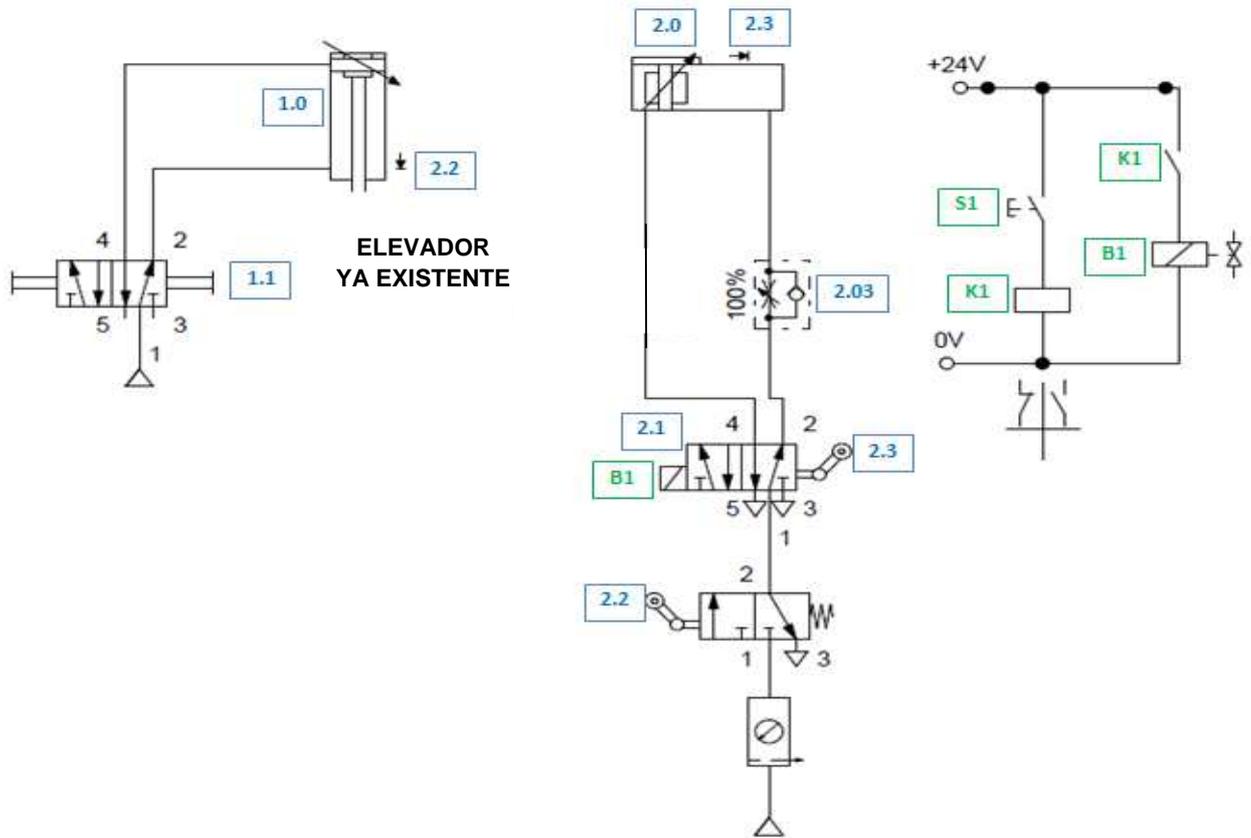


Figura 4.11 Circuito Neumático

El circuito neumático está diseñado de tal manera que el sistema se presuriza únicamente cuando el elevador hidráulico (1.0) se encuentra en el punto muerto inferior para eliminar el riesgo de activar el cilindro neumático (2.0) mientras el elevador está bajando, esto se logra colocando una válvula 3/2 con accionamiento por rodillo escamotable (2.2) que cambia de posición cuando el elevador hidráulico (1.0) llega al punto muerto inferior presurizando la válvula 5/2 (2.1) que comanda el cilindro neumático (2.0).

Para accionar el cilindro neumático (2.0) se debe presionar el pulsador S1 para energizar el Relé, cerrar el contacto K1, energizar el solenoide B1 y cambiar de posición la válvula 5/2 (2.1). Cuando el cilindro (2.0) llega al final de su carrera presiona el accionamiento escamotable (2.3) y retorna automáticamente.

Adicionalmente el circuito consta de un regulador de flujo (2.03) para regular el caudal de salida con lo cual se obtiene una velocidad del pistón casi constante y un movimiento relativamente estable.

4.3.3.7 Cálculo del caudal de aire requerido

El ciclo conformado por las dos etapas de movimiento debe repetirse cada 3 minutos de los cuales 2 minutos el elevador hidráulico se encuentra en movimiento y 30 segundos son tiempos muertos por lo que los tiempos de carrera de los actuadores neumáticos no deben sumar más de 30 segundos.

En base a esto se calcula el caudal requerido para que el tiempo de carrera de cada uno de los actuadores sea de 10 segundos.

La velocidad del pistón se calcula dividiendo la longitud de carrera entre el tiempo de carrera.

$$v \frac{L}{t} = \frac{4000}{10} = 400 \text{ mm/s}$$

El caudal requerido para la carrera se calcula multiplicando la velocidad del pistón por el área del pistón (Tabla 4.12).

$$Q_{carrera} = v * A = 4 * 0,3117 * 60 = 74,8 \text{ l/min}$$

El caudal requerido para el ciclo de trabajo es el doble del caudal de carrera.

$$Q_{ciclo} = 149,6 \text{ l/min}$$

4.3.3.8 Simulación en SMC-Pneumatic Model Selection Program

Se realizó la simulación en El software SMC-Pneumatic Model Selection Program, disponible en la página web de SMC Corporation.

Se ingresó las condiciones de entrada correspondientes al presente proyecto, los resultados se encuentran en el ANEXO II.

Los resultados más relevantes son el tiempo real de carrera de 9,51 [s] que es ligeramente menor que el tiempo de carrera teórico y el flujo de aire requerido (491 lt/min) ya que se debe verificar que la línea de aire donde se va instalar el cilindro provea este caudal antes instalar el sistema, en caso de que el caudal sea insuficiente se debe instalar un depósito de aire antes de la unidad de mantenimiento.

Cabe recalcar que el caudal calculado por el programa es notablemente mayor que el caudal calculado en la sección 4.3.3.4 debido a que el caudal se calculó para una velocidad constante de 40 mm/s pero en realidad la velocidad varía en forma casi lineal desde 0 hasta 570 mm/s, además el programa calcula el caudal que se consume en tuberías, mangueras y válvulas etc.

4.3.3.9 Cálculo del tamaño del depósito

El presente proyecto se caracteriza por tener picos de consumo de aire comprimido cuando el cilindro neumático se pone en funcionamiento.

De la simulación se obtiene un caudal de consumo.

$$Q_{cons} = 491 \left[\frac{dm^3}{min} \right] \left(0,49 \left[\frac{m^3}{min} \right] \right)$$

El caudal efectivo se toma como el valor mínimo de la línea.

$$Q_{efec} = 0,4 \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

El volumen del depósito, expresado en m^3 , se calcula con la ecuación (2-11).

$$V_{Dep} = \frac{0,25}{1} * (0,49 - 0,4) = 0,02 [m^3] \quad (20 \text{ lt})$$

Además se debe comprobar si las pausas entre consumos de aire son suficientes para que el depósito vuelva a llenarse. El tiempo necesario para conseguirlo se calcula mediante la ecuación (2-12).

$$t_{llen} = \frac{0,02 * 1}{0,4} = 0,05 [min] \quad (3 [s])$$

El tiempo de llenado es menor que el tiempo entre las pausas de consumo.

4.3.4 CÁLCULO DEL COCHE DE EMPUJE

En esta sección se calculan cada uno de los elementos del Coche de Empuje.

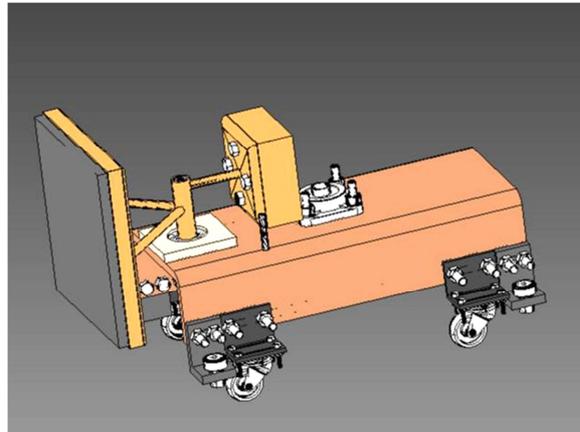


Figura 4.12 Coche de Empuje

4.3.4.1 Cálculo del Volante de empuje

De la geometría y disposición del centro del Volante se obtiene las dimensiones de los Tubos redondos, los tubos delanteros tienen 143 mm de longitud y forman un ángulo de 90° mientras que el tubo posterior mide 66 mm.

4.3.4.1.1 Cálculo del espesor de la Placa Contrapeso

El rodamiento oscilante de rodillos soporta carga radial y axial pero no momentos de flexión por lo que es necesario que el centro de gravedad del Volante de Empuje coincida con el eje del rodamiento, para esto es necesario colocar peso adicional en el cuadro posterior.

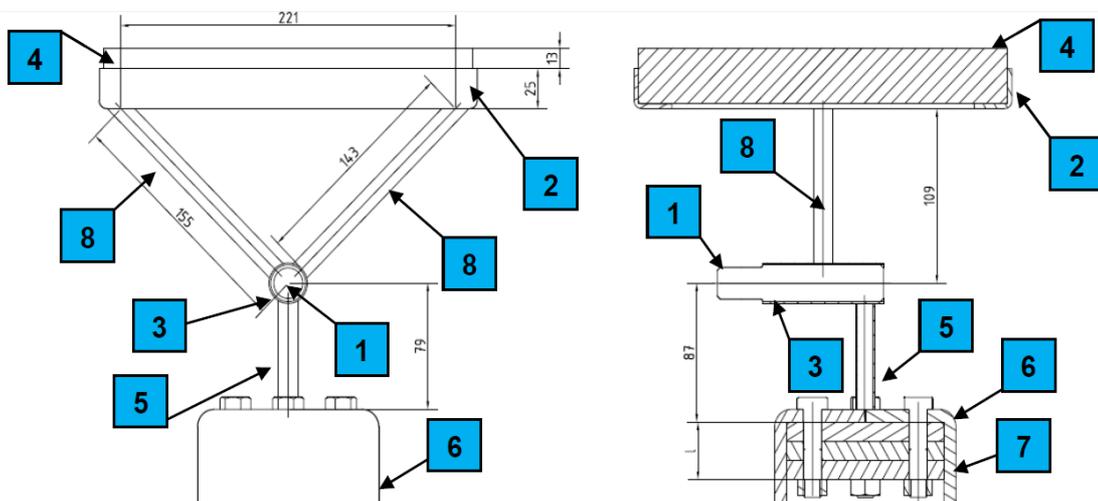


Figura 4.13 Volante de Empuje – Partes

Tabla 4.13 Centros de Gravedad - Partes Volante de Empuje

| ITEM i | DESCRIPCIÓN | CENTRO DE GRAVEDAD Xi (cm) | PESO W (KG) | Xi*W |
|-----------|----------------------|----------------------------------|----------------|----------------------------|
| 1 | Eje de Acero | 0 | 1 | 0,0 |
| 2 | Cuadro Frontal | 11,6 | 1,06 | 12,3 |
| 3 | Tubo Central | 0 | 0,1 | 0,0 |
| 4 | Caucho | 13 | 2,08 | 27,0 |
| 5 | Tubo Posterior | -4,6 | 0,023 | -0,1 |
| 6 | Cuadro Contrapeso | -8,8 | 3,28 | -28,9 |
| 7 | Placa Contrapeso | -8,7-(l/2) | 0,85*l | -7,4*l-0,43*l ² |
| 8 | Tubos cuadro frontal | 5,5 | 0,1 | 0,6 |

El espesor de la placa se determina con la ecuación (2-7).

$$X^* m_T = X_1^* m_1 + X_2^* m_2 + X_3^* m_3 + X_4^* m_4 + X_5^* m_5 + X_6^* m_6 + X_7^* m_7 + X_8^* m_8$$

$$0 = 1.06 * 11.6 + 2.08 * 13 - 0.023 * 4.6 - 3.28 * 8.8 - 7.4 * l - 0.43 * l^2 + 0.1 * 5.5$$

$$0.43 * l^2 + 7.4 * l - 10.4 = 0$$

$$l^2 + 17.21 * l - 24.2 = 0$$

Resolviendo la ecuación se obtiene $l = 1,2$ cm.

Se instala una placa cuadrada de 10,4 cm de lado y 12 mm de espesor.

El peso total del Volante de empuje, Eje y Placa contrapeso es de 8,7 Kg.

4.3.4.1.2 Cálculo de las Soldaduras del Volante de Empuje

En la figura 4.14 se detallan los diagramas de cuerpo libre de los componentes del Volante de Empuje, a partir de estos diagramas se calculan las fuerzas y momentos que actúan sobre cada elemento.

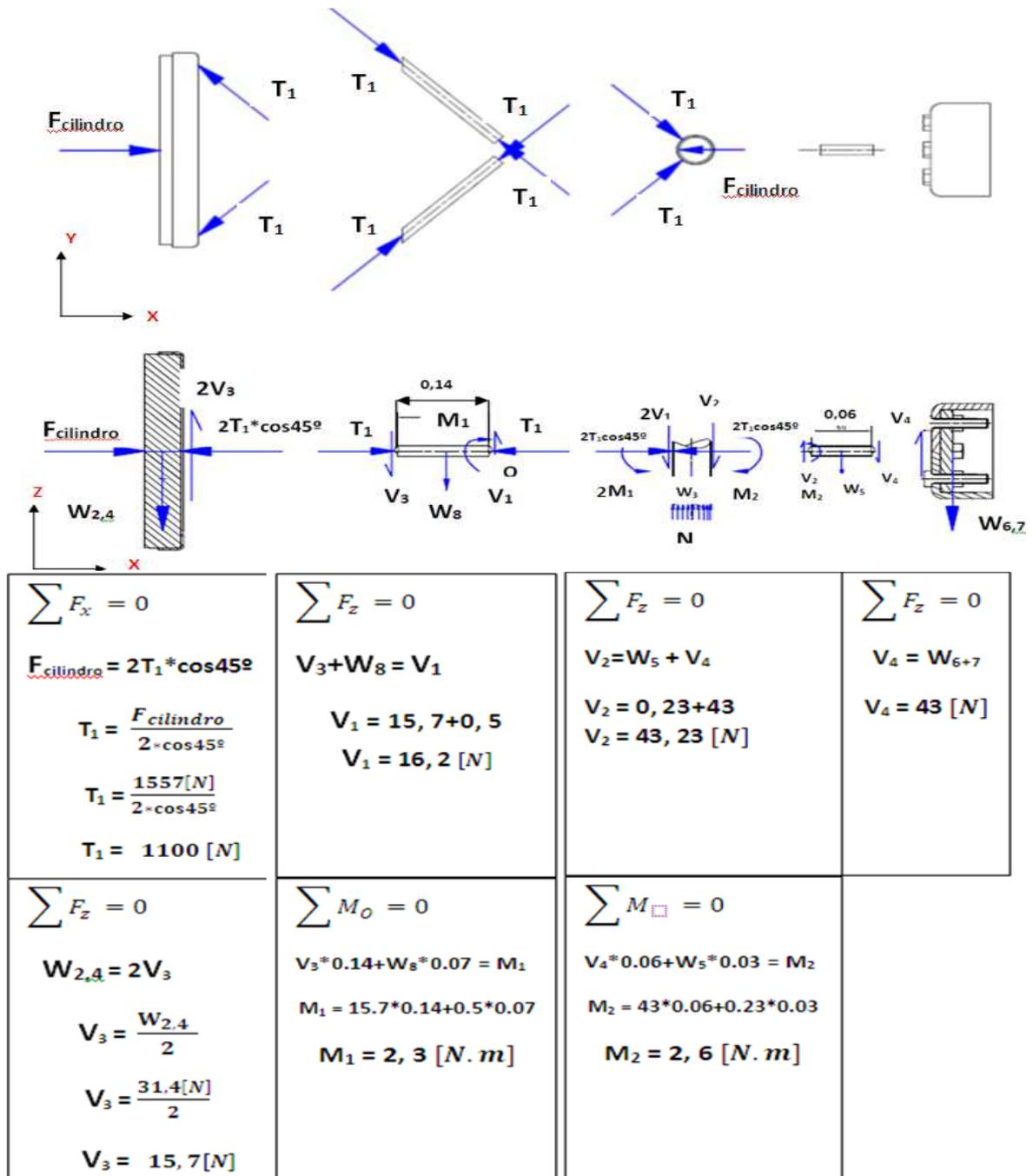


Figura 4.14 D.C.L y Sumatoria de Fuerzas – Volante de Empuje

La soldadura de los tubos que conectan el cuadro frontal con el Tubo central es la que soporta la fuerza transmitida por el cilindro neumático y el peso del cuadro frontal por lo tanto es la que está sometida a mayores esfuerzos.

A continuación se calcula los esfuerzos y el factor de seguridad para carga dinámica entre los tubos horizontales y el Cuadro frontal.

El esfuerzo máximo en el tubo se produce cuando el cilindro empuja el dolly, en este momento el tubo soporta el esfuerzo de flexión debido al peso del cuadro frontal y el esfuerzo de compresión debido a la inercia del "Dolly".

Para calcular este esfuerzo se incorpora las ecuaciones (2-39) y (2-41) en una sola ecuación.

$$\sigma_{\max \text{ Tubo}} = - \frac{M_1 * c}{I} - \frac{F_{\text{cilindro}}}{A}$$

El diámetro exterior de los tubos es de ½" y su espesor es de 1,10 mm.

El Área y el Momento de Inercia se obtienen del catálogo de DIPAC.

$$A = 0,4 \text{ cm}^2 = 40 \text{ mm}^2 ; I = 0,07 \text{ cm}^4 = 700 \text{ mm}^4 ; c = \frac{D_{\text{ext}}}{2} = \frac{12,7}{2} = 6,35 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\max \text{ Tubo}} = - \frac{2300 * 6,35}{700} - \frac{1557}{40} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{\max \text{ Tubo}} = - 20,9 - 38,8 \text{ [MPa]} = -59,7 \text{ [MPa]}$$

Cuando el cilindro neumático permanece en reposo el tubo soporta solamente el esfuerzo de flexión debido al peso del cuadro frontal, el cual se calcula con la ecuación (2-39).

$$\sigma_{\min \text{ Tubo}} = - \frac{M_1 * c}{I} = 20,9 \text{ [MPa]}$$

El máximo esfuerzo cortante en el tubo se calcula con la ecuación (2-40).

$$\tau_{\text{Tubo}} = \frac{V_1}{A} = \frac{16,2}{40} = 0,4 \text{ [MPa]}$$

Los esfuerzos de Von Moissess calculan con la ecuación (2-17).

$$\sigma'_{\max \text{ Tubo}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 * \tau_{\text{Tubo}}^2} = \sqrt{59,7^2 + 3 * 0,4^2} = 59,8 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma'_{\min \text{ Tubo}} = \sqrt{\sigma_{\min}^2 + 3 * \tau_{\text{Tubo}}^2} = \sqrt{20,9^2 + 3 * 0,4^2} = 21 \text{ [Mpa]}$$

El esfuerzo medio y la amplitud del esfuerzo se calculan utilizando las ecuaciones (2-24) y (2-25).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{59,8 + 21}{2} = 40,4 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{59,8 - 21}{2} = 19,4 \text{ [MPa]}$$

Los tubos son de acero estructural A36 cuyas propiedades son:

$$S_y = 36 \text{ Ksi (248 MPa)} ; S_{ut} = 59 \text{ Ksi (406 MPa)}$$

Shigley recomienda estimar la resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria como la mitad de la última resistencia del material (Ecuación 2-18).

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 406 \text{ MPa} = 203 \text{ MPa}$$

El factor de superficie K_a para las soldaduras y el metal primario en sus alrededores se calcula con la ecuación (2-20).

$$K_a = 39,9 * 59^{-0,995} = 0,69$$

El factor de tamaño se calcula con la ecuación (2-21).

$$K_b = 1,24 * d^{-0,107} = 1,24 * 12,7^{-0,107} = 0,95$$

Para carga axial el factor de carga es $K_c = 0,85$;

La temperatura no influye, por lo tanto $K_d = 1$

Para una confiabilidad del 95% $K_e = 0.868$ (Tabla 2.7).

La resistencia a la fatiga para la soldadura se calcula con la ecuación (2-19)

$$S_e = 203 * 0,69 * 0,95 * 0,85 * 1 * 0,868 = 98,2 \text{ [Mpa]}$$

En la figura 4.15 se muestra el diagrama de fatiga para el metal base los tubos del volante del empuje.

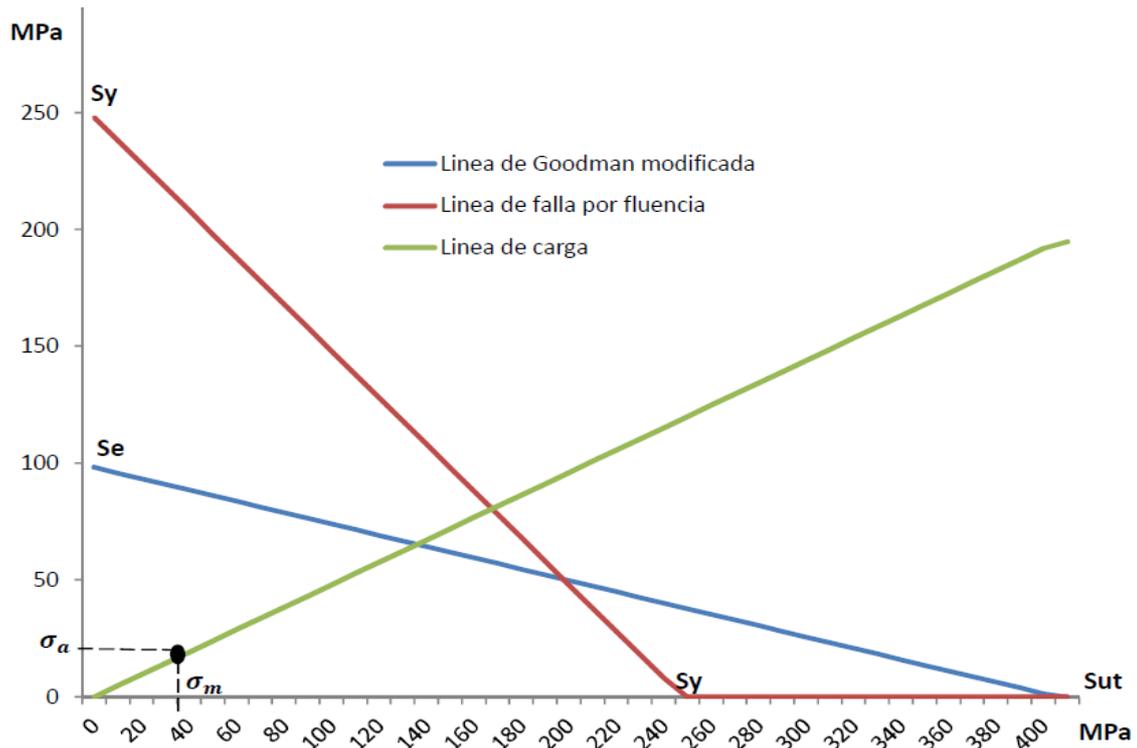


Figura 4.15 Diagrama de Fatiga – Tubos Volante de Empuje

El factor de seguridad para carga dinámica se calcula con la ecuación (2-26).

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{19,4}{98,2} + \frac{40,4}{406} \right)$$

$$n = 3,4$$

No obstante, El reglamento AISC indica que para soldaduras de filete el esfuerzo en el metal base no debe superar el 30% de su límite de fluencia (Tabla 2.12)

$$\sigma'_{\max \text{ Tubo}} < 0,3 * S_y$$

$$59,8 \text{ [MPa]} < 74,4 \text{ [MPa]}$$

A continuación se calcula los esfuerzos y el factor de seguridad para la soldadura de los tubos horizontales y el Tubo central usando la ecuación (2-47).

Del Catálogo de DIPAC, para el tubo de ½" se deduce:

$$t_b = 1,1 \text{ mm} ; r_m = 5,75 \text{ mm} ; r_w = 8,35 \text{ mm}$$

La altura del cordón es de 3 mm, por lo tanto la garganta efectiva es:

$$t_w = 3 * \cos 45^\circ = 2,1 \text{ mm}$$

El ángulo entre los tubos es $\Phi = 90^\circ$, por lo tanto: $K_a = K_b = 1$

El esfuerzo máximo en la soldadura se produce cuando el cilindro empuja el dolly, en este momento el tubo soporta el esfuerzo de flexión debido al peso del cuadro frontal y el esfuerzo de compresión debido a la inercia del dolly.

$$f_a = - \frac{F_{cilindro}}{A} = - \frac{1557}{40} \text{ [MPa]} = 38,8 \text{ [MPa]}$$

$$f_b = - \frac{M_1 * c}{I} = - \frac{2300 * 6,35}{700} \text{ [MPa]} = 20,6 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{\max \text{ weld}} = \frac{1,1}{2,1} \left(\frac{38,8}{1} * \frac{5,75}{8,35} + \frac{20,6}{1} * \frac{5,75^2}{8,35^2} \right) = 19,2 \text{ [MPa]}$$

En cambio cuando el cilindro permanece en el reposo la soldadura soporta solamente el esfuerzo de flexión debido al peso del cuadro frontal.

$$f_a = 0$$

$$f_b = - \frac{M_1 * c}{I} = - \frac{2300 * 6,35}{700} \text{ [MPa]} = 20,6 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{\min \text{ weld}} = \frac{1,1}{2,1} \left(\frac{20,6}{1} * \frac{5,75^2}{8,35^2} \right) = 5,2 \text{ [MPa]}$$

La norma AWS D1.1 establece que los esfuerzos en soldaduras de filete deben considerarse como esfuerzo cortante aplicado sobre el área efectiva sin importar la dirección de la carga aplicada.¹

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{19,2 + 5,2}{2} = 12,35 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{19,2 - 5,2}{2} = 7 \text{ [MPa]}$$

Shigley recomienda estimar la última resistencia al cortante como la mitad de la última resistencia del material.

¹ Norma AWS D1.1 ; Sección 2.5.4.1 ; Pág. 8

$$S_{us} = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 406 = 203 \text{ MPa}$$

$$S_{se} = 0,5 * S_{us} = 0,5 * 203 = 49,1 \text{ MPa}$$

En la figura 4.16 se muestra el diagrama de fatiga para la soldadura de los tubos del volante del empuje.

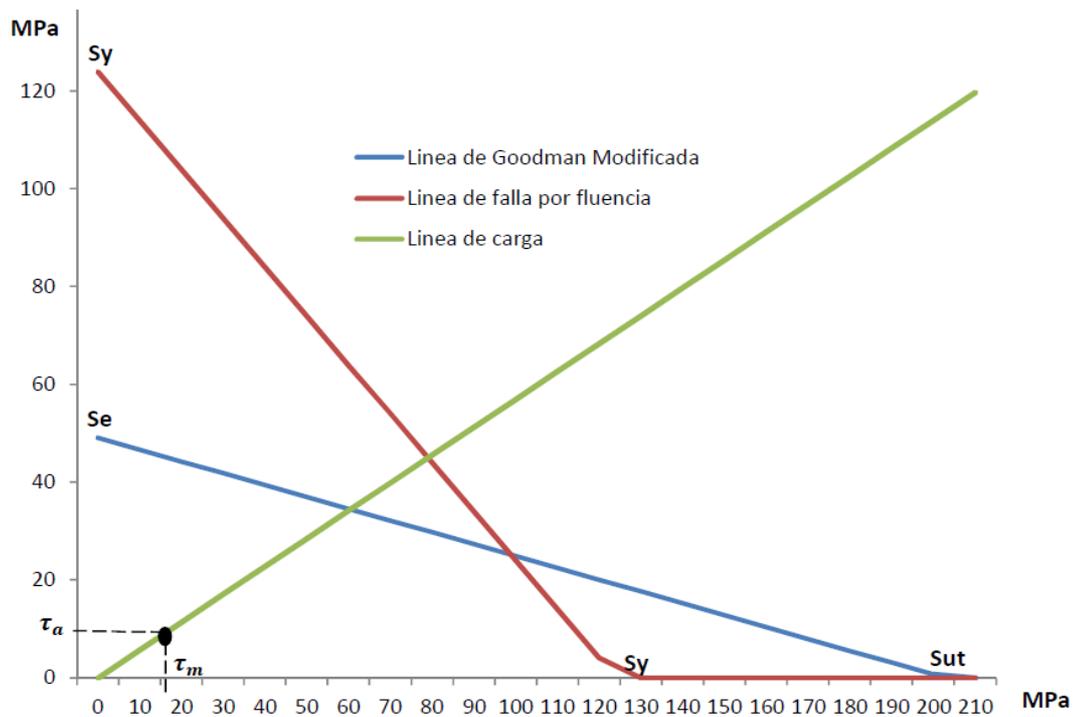


Figura 4.16 Diagrama de Fatiga – Soldadura Tubos Volante de Empuje

El factor de seguridad para carga dinámica se calcula con la ecuación (2-26).

$$\left(\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{us}} \right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{7}{49,1} + \frac{12,35}{203} \right)$$

$$n = 4,9$$

No obstante, la norma AWS D1.1 establece en la sección 2.20.6 que el esfuerzo máximo en soldaduras sometidas a fatiga no debe exceder los valores mostrados en la figura 2.59 para la categoría FT. El esfuerzo permitido de fatiga para vida infinita es de 34,5 [MPa].

$$\tau_{\max \text{ weld}} < 34,5 \text{ [MPa]}$$

$$19,2 \text{ [MPa]} < 34,5 \text{ [MPa]}$$

4.3.4.2 Cálculo del Eje volante-rodamiento

El Tubo central del Volante de Empuje se monta en un eje de Acero 1018 y este a su vez se monta en un Rodamiento Oscilante de Rodillos.

Las fuerzas que actúan sobre el Eje de Acero 1018 son la Inercia del “Dolly” y las reacciones en el rodamiento.

En la figura 4.17 se muestra el diagrama de cuerpo libre del Eje, a partir de este diagrama se calculan las fuerzas y momentos que actúan sobre el Eje.

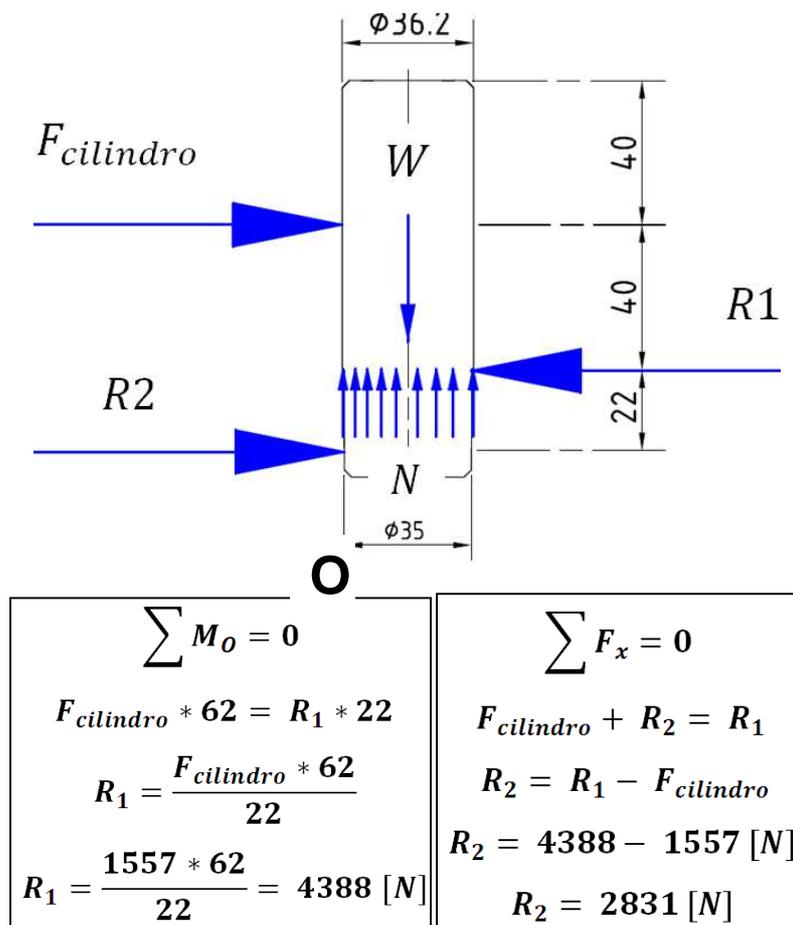


Figura 4.17 D.C.L. y Sumatoria de Fuerzas - Eje Volante de Empuje

$$V_{max} = -1557 \text{ [N]} \quad M_{max} = -1557 * 40 * 10^{-3} = 62,3 \text{ [N * m]}$$

Se calcula el esfuerzo cortante con la ecuación (2-40).

$$\tau = \frac{V_{max}}{A} \quad A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 35^2}{4} = 962 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{1557}{962} = 1,62 \text{ [MPa]}$$

Se calcula el esfuerzo por flexión con la ecuación (2-39).

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{I}; \quad I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 35^4}{64} = 73662 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{max} = - \frac{62300 * 17,5}{73662} = 14,8 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo de Von Moises se calcula con la ecuación (2-17).

$$\sigma'_{Von Moises} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{14,8^2 + 3 * 1,62^2} = 15 \text{ [MPa]}$$

Cuando el Sistema está en reposo $\sigma_{min} = 0$, por lo tanto:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma'_{Von Moises}}{2} = \frac{15}{2} = 7,5 \text{ [MPa]}$$

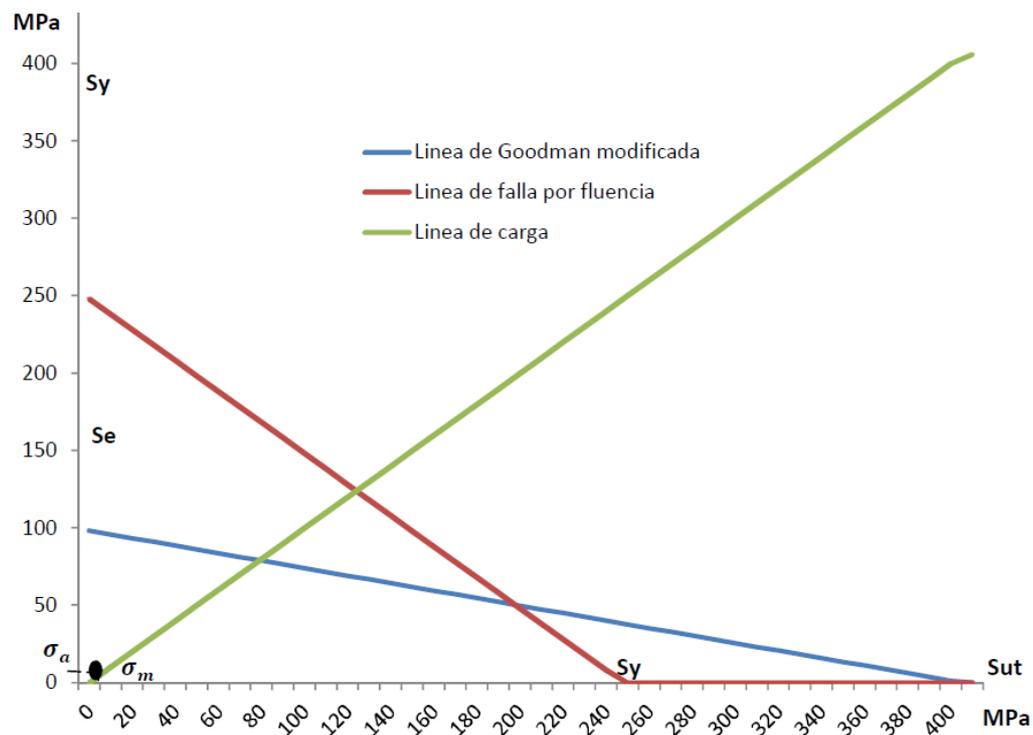


Figura 4.18 Diagrama de Fatiga – Eje Volante de Empuje

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_e y S_{ut} calculados para los tubos del volante de empuje.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{7,5}{98,2} + \frac{7,5}{406} \right)$$

$$n = 10,5$$

4.3.4.3 Rodamiento oscilante de rodillos FAG 22207E

En la figura 4.19 se detalla el diagrama de cuerpo libre del Rodamiento, a partir de este diagrama se calculan las fuerzas y momentos que actúan sobre él.

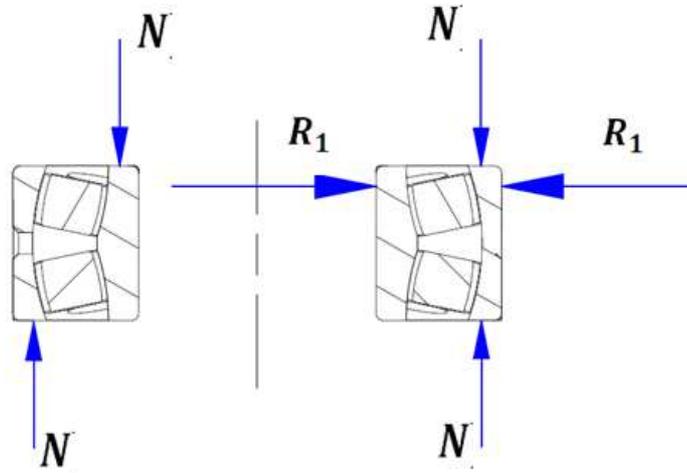


Figura 4.19 Diagrama de Cuerpo Libre Rodamiento FAG Oscilante de Rodillos

R_1 Es la fuerza transmitida por el Eje. $R_1 = 4388 [N]$

N Es la suma del peso del “Volante de Empuje”, Eje y el propio peso del rodamiento. $N = 87 [N]$

4.3.4.3.1 Factor de esfuerzos estáticos

El diámetro interno del rodamiento es de 35 mm.

El rodamiento en cuestión gira $\frac{1}{4}$ de revolución en un tiempo aproximado de 4s cuando el “Dolly” toma la curva.

$$n = \frac{1/4}{4} * 60 = 4 \text{ RPM}$$

El rodamiento en cuestión está sometido a sollicitación estática ($n < 10$ RPM), se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

El factor axial Y_o y la capacidad de carga se obtienen del catálogo FAG.

$$Y_o = 2,12^1 \quad C_o = 83 \text{ [kN]}^2$$

$$F_r = R_1 = 4,39 \text{ [kN]} \quad F_a = N = 0,09 \text{ [kN]}$$

La carga equivalente se obtiene utilizando la ecuación (2-49).

$$P_o = 4,39 + 2,12 * 0,09 = 4,6 \text{ [kN]}$$

El factor de esfuerzos estático se calcula con la ecuación (2-48).

$$f_s = \frac{83}{4,6} = 18$$

4.3.4.4 Cálculo de la Placa para rodamiento FAG

La placa que aloja el rodamiento está sometida a un esfuerzo de aplastamiento en el agujero y su soldadura soporta el esfuerzo de flexión.

En la figura 4.20 se detalla el diagrama de cuerpo libre de la placa.

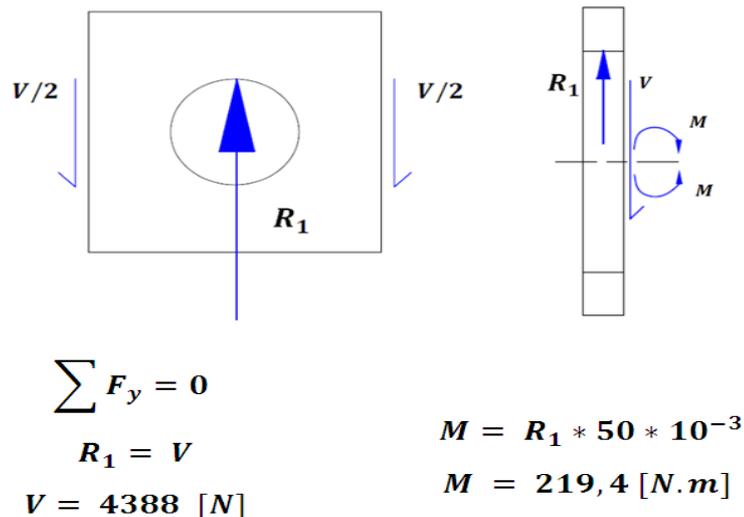


Figura 4.20 Diagrama de Cuerpo Libre-Placa para Rodamiento FAG

4.3.4.4.1 Esfuerzo de aplastamiento en el agujero

Cuando el cilindro empuja la carga se genera un esfuerzo de aplastamiento en el agujero de la placa, el cual se calcula con la ecuación (2-41).

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{R_1}{D * t} = \frac{4388}{72 * 12} = 5,1 \text{ [MPa]}$$

¹ Catálogo FAG WL 41 520/3 SB Pág. 371

² Catálogo FAG WL 41 520/3 SB Pág. 371

Cuando el Sistema está en reposo $\sigma_{min} = 0$, de las ecuaciones (2-24) y (2-25) se obtiene:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma'_{aplastamiento}}{2} = \frac{5,1}{2} = 2,505 \text{ [MPa]}$$

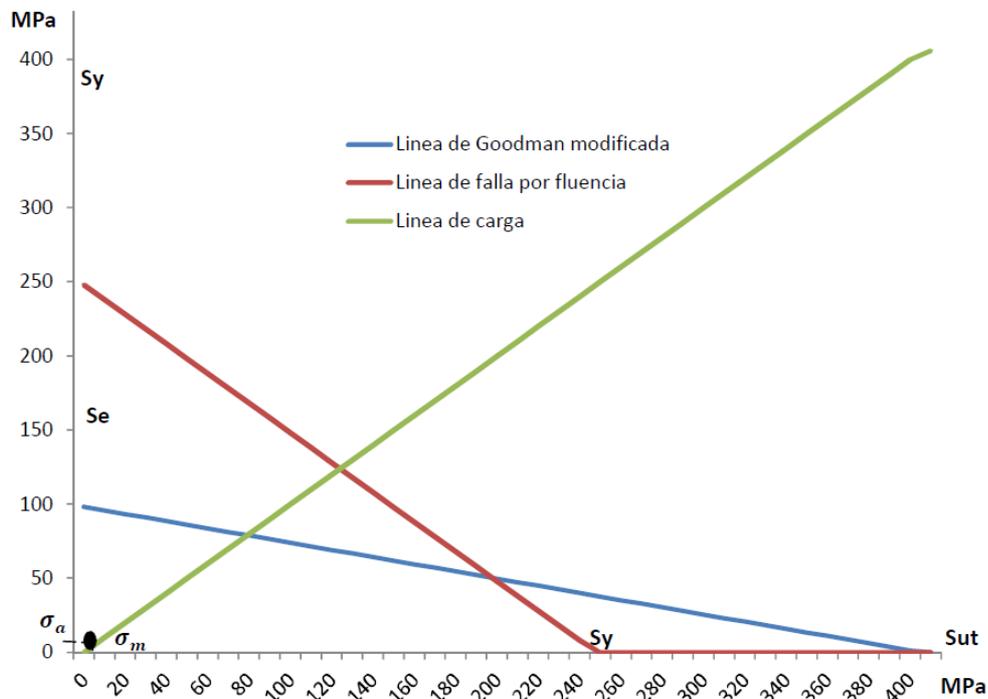


Figura 4.21 Diagrama de Fatiga – Placa para rodamiento FAG

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_e y S_{ut} calculados para los tubos del volante de empuje.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{2,505}{98,2} + \frac{2,505}{406} \right)$$

$$n = 31$$

4.3.4.4.2 Esfuerzo en la soldadura de la placa

Cuando el cilindro empuja la carga se genera un esfuerzo de flexión en la soldadura de la placa.

La placa es cuadrada, de lado $b = d = 100\text{mm}$, la soldadura es de 8 mm.

Las Fórmulas para el cálculo del Área de la garganta y el Momento de Inercia unitario se encuentran en la tabla 2.11.

$$x = \frac{b}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ mm} ; y = \frac{d^2}{b+2d} = \frac{100^2}{300} = 33,3 \text{ mm}$$

$$A = 0,707h(b + 2d) = 0,707 * 8(100 + 2 * 100) = 1697 \text{ mm}^2$$

$$I_u = \frac{2*d^3}{3} - 2d^2 * y + (b + 2d) * y^2 = 1'666\,667 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{4388}{1697} = 2,6 \text{ [MPa]}$$

El Momento de inercia se calcula con la ecuación (2-46.)

$$I = 0.707 * 8 * I_u = 9'426\,667 \text{ mm}^4$$

El esfuerzo por flexión se calcula con la ecuación (2-39).

$$\sigma = \frac{M * (d - y)}{I} = \frac{219\,400 * (100 - 33.3)}{9'426\,667} = 1,55 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo de Von Moises se calcula con la ecuación (2-17).

$$\sigma'_{\text{Von Moises}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{1,55^2 + 3 * 2,6^2} = 4,76 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma'_{\text{Von Moises}}}{2} = \frac{4,76}{2} = 2,38 \text{ [MPa]}$$

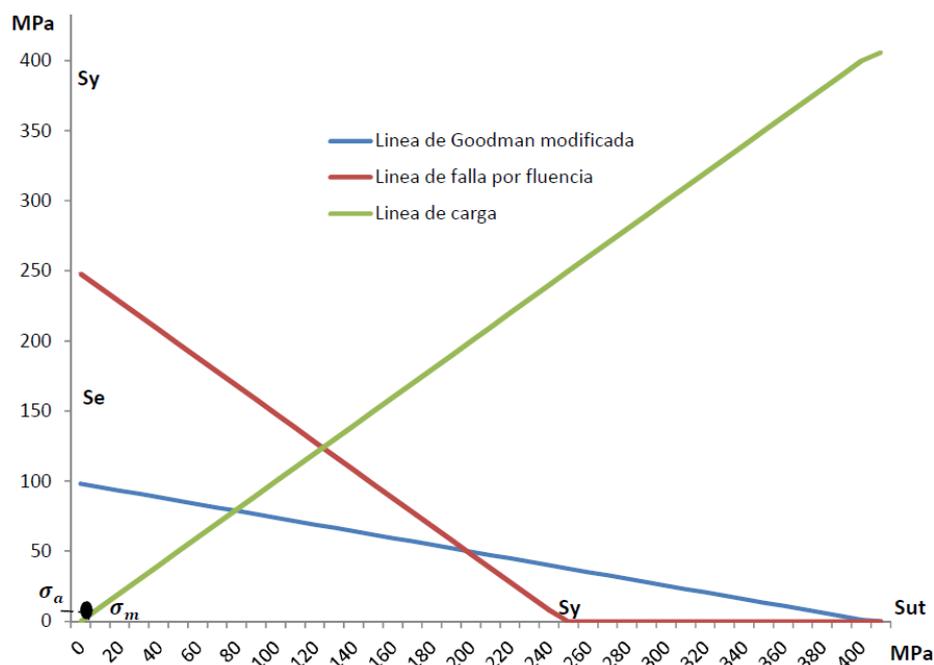


Figura 4.22 Diagrama de Fatiga – Soldadura Placa para rodamiento FAG

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_e y S_{ut} calculados para los tubos y cuadro frontal.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{2.38}{46,1} + \frac{2.38}{203} \right)$$

$$n = 16,6$$

4.3.4.5 Cálculo de la Unidad de rodamiento FAG

La Unidad de Rodamiento FAG resiste carga radial debido a la inercia del “Dolly”.

La función de la unidad de rodamiento es evitar que el momento respecto al eje Z se transmita al cilindro neumático ya que el Coche de empuje puede girar libremente respecto al eje Z y el momento generado por la inercia del “Dolly” es resistido por los rodamientos laterales.

En la figura 4.21 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la Unidad.

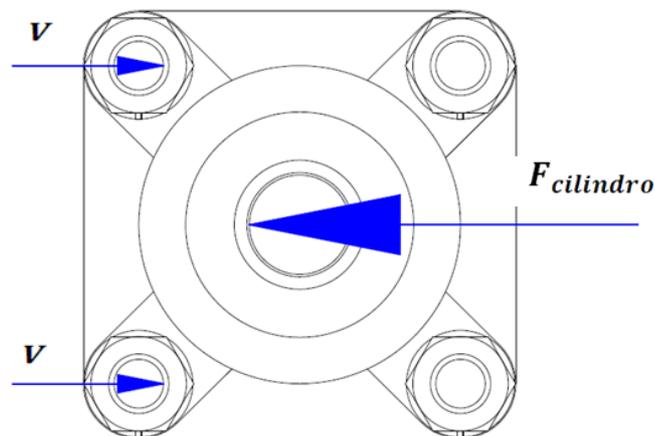


Figura 4.23 Diagrama de Cuerpo Libre Unidad de Rodamiento FAG

$$F_{cilindro} = 1557 [N] \quad V = 778 [N]$$

4.3.4.5.1 Factor de esfuerzos estáticos

El diámetro interno del rodamiento es de 20 mm.

La capacidad de carga se obtiene del catálogo FAG.

$$C_o = 6,55 \text{ [kN]}^1$$

El factor de esfuerzos estático se calcula con la ecuación (2-48).

$$f_s = \frac{6,55}{1,557} = 4,2$$

4.3.4.5.2 Esfuerzo en los pernos de la Unidad de Rodamiento

Los pernos de la unidad de rodamiento están sometidos a flexión y a cortante, se asume que dos pernos resisten toda la carga cortante y los dos pernos restantes están sometidos a flexión.

$$V = \frac{F_{cilindro}}{2} = \frac{1557}{2} = 778,5 \text{ [N]}$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 12^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

$$M = V * (t/2) = 778,5 * 12 * 10^{-3} = 9,35 \text{ [N.m]}$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 12^4}{64} = 1018 \text{ mm}^4$$

El esfuerzo cortante se calcula con la ecuación (2-45).

$$\tau = \frac{778,5}{113,1} = 6,9 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo debido a la flexión se calcula con la ecuación (2-39)

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{9350 * 12}{1018} = 110 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo de Von Moises se calcula con la ecuación (2-17).

$$\sigma'_{Von Moises} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{110^2 + 3 * 6,9^2} = 111 \text{ [Mpa]}$$

Cuando el Sistema está en reposo $\sigma = 0$, por lo tanto:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma'_{Von Moises}}{2} = \frac{111}{2} = 55,5 \text{ [MPa]}$$

¹ Catálogo FAG WL 41 520/3 SB Pág. 514

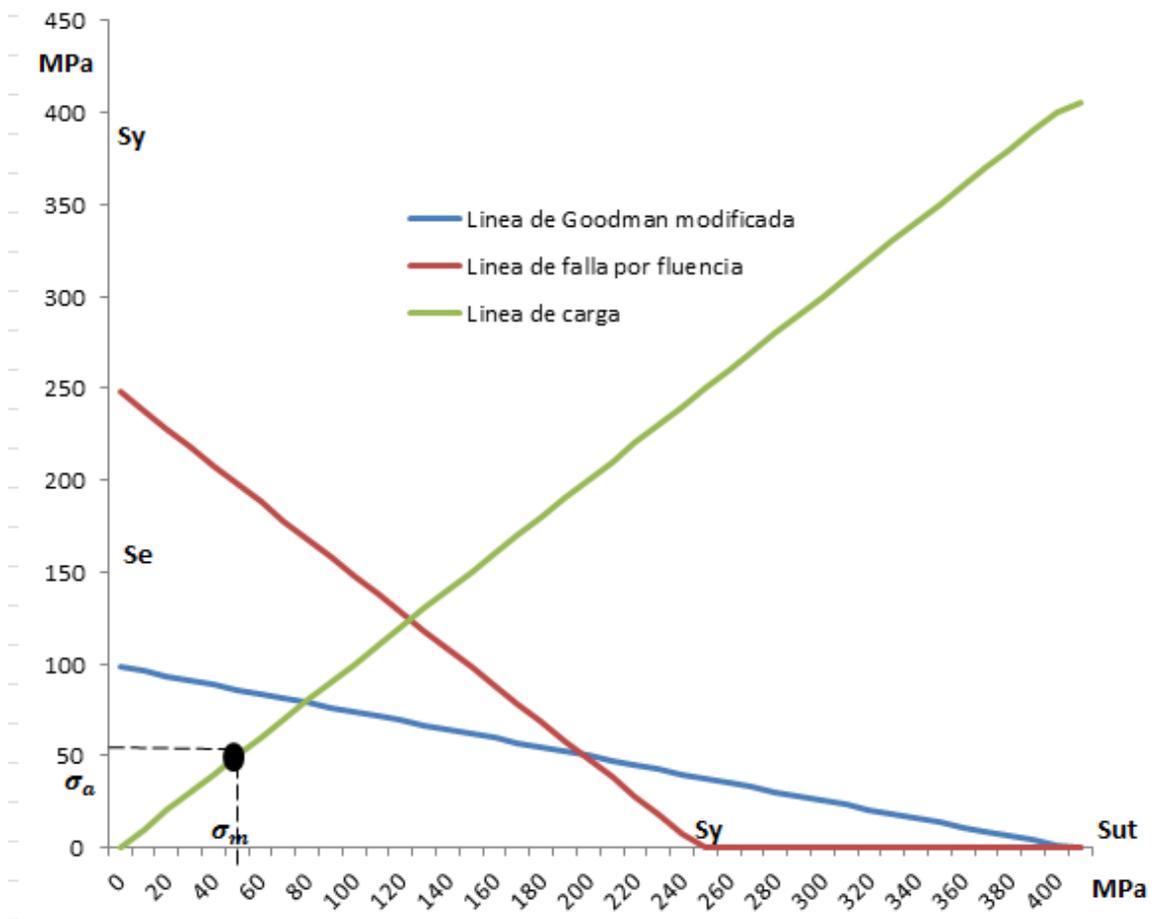


Figura 4.24 Diagrama de Fatiga – Pernos Unidad de Rodamiento

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_e y S_{us} calculados para los tubos y cuadro frontal.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} \right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{55,5}{98,2} + \frac{55,5}{406} \right)$$

$$n = 1,4$$

4.3.4.6 Cálculo del Perfil Estructural U 200X100X12

El perfil estructural es el cuerpo del Coche de Empuje.

En el centro del perfil se ensambla una unidad de rodamiento con 4 pernos, la fuerza del cilindro se transmite al perfil estructural por medio de los pernos, mientras que la resistencia del "Dolly" es transmitida al rodamiento oscilante de rodillos en la parte frontal.

En la figura 4.22 se detalla el diagrama de cuerpo libre del perfil, a partir de este diagrama se calculan las fuerzas y momentos que actúan sobre el perfil.

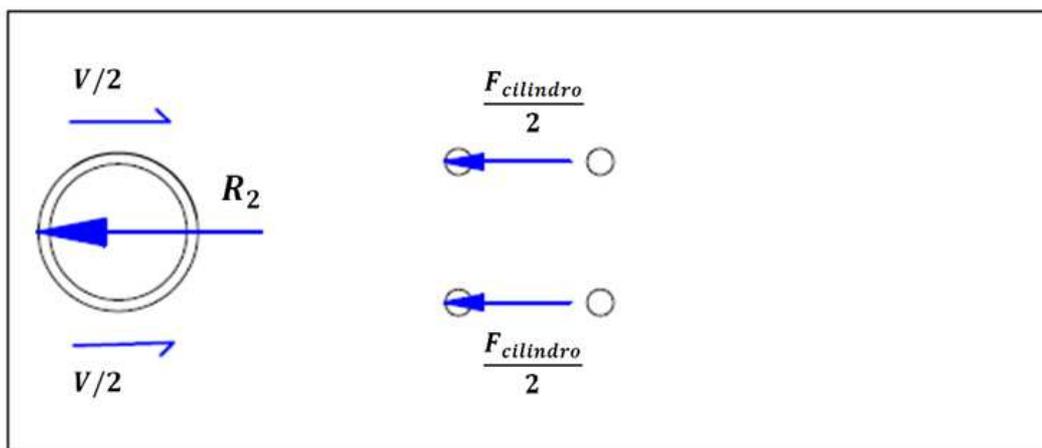


Figura 4.25 Diagrama de Cuerpo Libre - Perfil Estructural

La Reacción R_2 es transmitida por el rodamiento de rodillos, la fuerza cortante V es la resistencia de la soldadura.

$$R_2 = 2831 \text{ [N]} \quad V = 4388 \text{ [N]}$$

4.3.4.6.1 Esfuerzo de aplastamiento en los agujeros centrales

Cuando el cilindro empuja la carga se genera un esfuerzo de aplastamiento en los agujeros que alojan a los pernos de la unidad de rodamiento, dicho esfuerzo se calcula con la ecuación (2-42).

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{\frac{F_{\text{cilindro}}}{2}}{d \cdot t} = \frac{\frac{1557}{2}}{12 \cdot 12} = \frac{778,5}{12 \cdot 12} = 5,4 \text{ [MPa]}$$

Cuando el Sistema está en reposo $\sigma_{\text{min}} = 0$, por lo tanto:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\text{aplastamiento}}}{2} = \frac{5,4}{2} = 2,7 \text{ [MPa]}$$

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_e y S_{ut} calculados para los tubos del volante de empuje.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{2,7}{98,2} + \frac{2,7}{406}\right)$$

$$n = 29$$

4.3.4.6.2 Esfuerzo de aplastamiento en el agujero del rodamiento

Cuando el cilindro empuja la carga se genera un esfuerzo de aplastamiento en el agujero de la placa, dicho esfuerzo se calcula con la ecuación (2-42).

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{R_2}{D*t} = \frac{2831}{72*6} = 6,6 \text{ [MPa]}$$

Cuando el Sistema está en reposo $\sigma_{min} = 0$, por lo tanto:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma'_{aplastamiento}}{2} = \frac{3,3}{2} = 5,1 \text{ [MPa]}$$

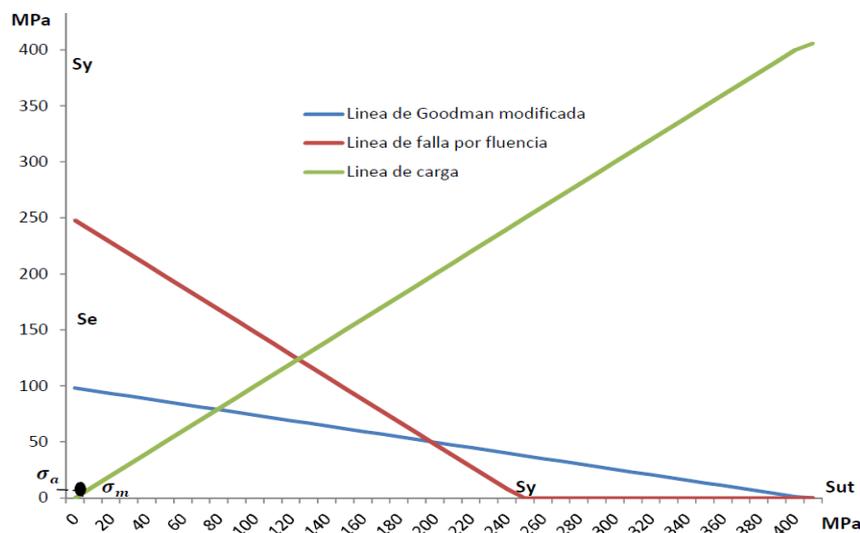


Figura 4.26 Diagrama de Fatiga – Agujero para rodamiento FAG

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_e y S_{ut} calculados para los tubos del volante de empuje.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{3,3}{98,2} + \frac{3,3}{406}\right)$$

$$n = 24$$

4.3.4.7 Centro de gravedad del coche de empuje

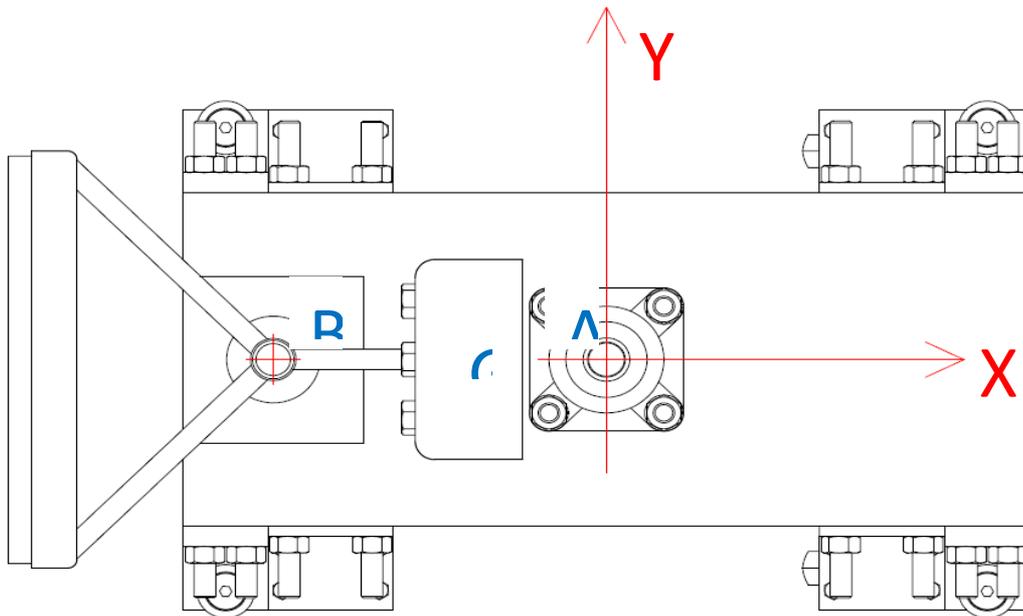


Figura 4.27 Centro de Gravedad del Coche de Empuje

El Perfil U, las ménsulas, los rodamientos, las garruchas y la unidad de rodamiento tienen un centro de gravedad común en el punto A (0,0) y el peso de todo este conjunto se obtiene de la tabla 4.10, $W_A = 25,5$ Kg.

De manera similar la placa para el rodamiento de rodillos, el rodamiento de rodillos el eje, el volante de empuje, las placas contrapeso y el caucho tienen un centro de gravedad común en el punto B (-186, 0) y el peso de todo este conjunto se obtiene de la tabla 4.10, $W_B = 12$ Kg.

La coordenada Y de los centros de gravedad de ambos grupos es cero por lo tanto la coordenada Y del centro de gravedad del Coche de Empuje es 0.

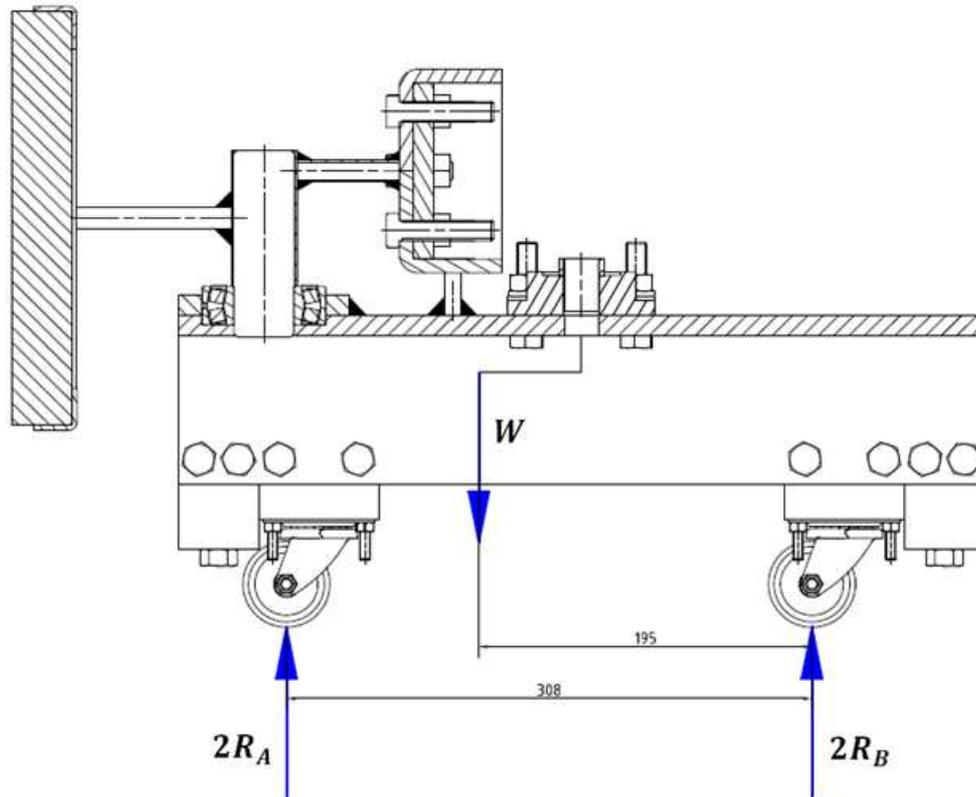
La coordenada X se calcula con la ecuación (2-7).

$$X_G = \frac{Xa*Wa + Xb*Wb}{Wa + Wb} = \frac{-186*12}{37.5} = -60 \text{ mm}$$

El Centro de gravedad del Coche de Empuje es G (-60, 0).

4.3.4.8 Cálculo de Garruchas

Las garruchas soportan el peso total del Coche de Empuje pero debido a que el Centro de gravedad se encuentra desplazado hacia delante del centro, las garruchas delanteras soportan la mayor parte de la carga.



$$\sum M_B = 0$$

$$W * 195 = 2 * R_A * 308$$

$$2 * R_A = \frac{120 * 195}{308}$$

$$2 * R_A = 76 [N]$$

$$R_A = 38 [N]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$W = 2 * R_A + 2 * R_B$$

$$2 * R_B = W - 2 * R_A$$

$$2 * R_B = 120 - 76$$

$$2 * R_B = 44 [N]$$

$$R_B = 22 [N]$$

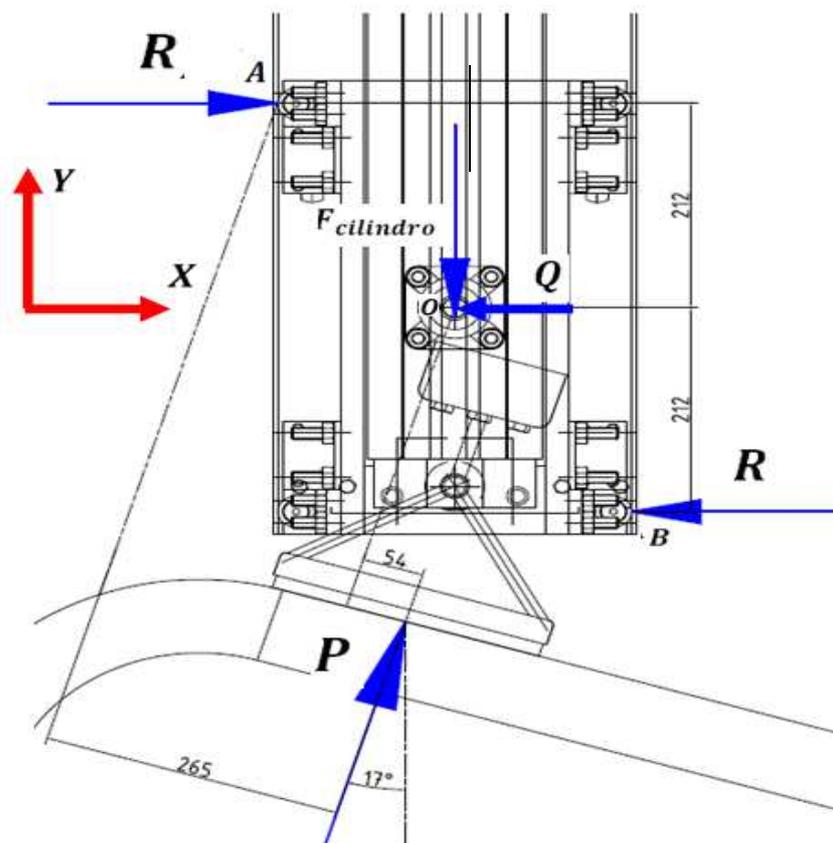
Figura 4.28 Carga soportada por las garruchas

La máxima carga soportada por las garruchas es 38 N (8,4 lbs.), De acuerdo al catálogo del Fabricante SHEPHERD (ANEXO IV) la capacidad de carga dinámica de las garruchas de 2" de diámetro es 125 lb., por tanto, se concluye que las garruchas son adecuadas para la aplicación.

4.3.4.9 Cálculo del Rodillo Guía (Cam Follower) THK

En el presente proyecto la fuerza del cilindro se transmite a la chumacera a través de un eje, la chumacera permite que el coche de Empuje gire libremente alrededor del eje, esto no sucede gracias a que los rodillos laterales soportan la carga radial y ruedan en los perfiles laterales.

En la figura 4.25 se muestra el diagrama de cuerpo libre del Coche de Empuje, a partir de este diagrama se calculan las reacciones en los rodillos laterales.



$$\sum F_y = 0 \qquad \sum M_O = 0 \qquad \sum F_x = 0$$

$$F_{cilindro} = P * \cos(17^\circ) \qquad 424 * R = 54 * P \qquad Q = P * \sen(17^\circ)$$

$$P = \frac{F_{cilindro}}{\cos(17^\circ)} \qquad R = \frac{54 * P}{424} \qquad Q = 1628 * \sen(17^\circ)$$

$$P = \frac{1557}{\cos(17^\circ)} \qquad R = \frac{54 * 1628}{424} \qquad Q = 476 [N]$$

$$P = 1628 [N] \qquad R = 207 [N]$$

Figura 4.29 Carga soportada por los rodillos

El rodamiento en cuestión está sometido a carga estática, la capacidad de carga estática se obtiene del catálogo THK y el factor de esfuerzos estático se calcula con la ecuación (2-48).

$$C_o = 9,79 \text{ [kN]}^1 \quad P_o = R = 0,207 \text{ [kN]}$$

$$f_s = \frac{9,79}{0,207} = 47$$

4.3.5 CÁLCULO DEL SUB CONJUNTO PLACA - EJE

El Subconjunto Placa-Eje consta de una placa que se ensambla a la placa móvil del cilindro neumático y de un eje de Acero soldado en el centro de la placa, dicho eje transmite la fuerza proporcionada por el cilindro al Coche de Empuje.

4.3.5.1 Cálculo de la Soldadura del Eje de Acero

El diseño de las conexiones soldadas del presente proyecto está basado en la norma AWS D1.1, la sección 3 de esta norma se refiere a la precalificación de WPSs², los WPSs precalificados son excepciones a las pruebas de calificación de WPSs requeridas en la sección 4 de la norma.

Para que un WPS sea precalificado debe estar en conformidad con todos los requerimientos aplicables de la sección 3 de la norma.

Todos los WPS's para este proyecto (Anexo III) son precalificados en conformidad con los requerimientos de la sección 3 de la norma AWS D1.1.

La sección 7 de esta norma se refiere a la soldadura de Ejes de acero sobre placas de acero.

La sección 7.2.6 de la norma indica que el material del tocho de acero debe ser conformado en frío y de un grado ASTM 1010 hasta el 1020. El tocho soldado a la placa es de acero ASTM 1018.

El Eje en cuestión tiene 22 mm de diámetro, el tamaño mínimo de la soldadura debe ser de 8 mm, el tamaño de la soldadura del Eje en cuestión es de 10 mm.

¹ THK (2009); Catálogo General-Descripción Técnica de Productos Pág. B-813

² Welding Procedure Specifications (Especificaciones del Procedimiento de Soldadura)

Tabla 4.14 Tamaño mínimo para la soldadura de Ejes¹

| Tamaño mínimo de soldaduras de filete para ejes de diámetro menor | |
|--|-------------------------------|
| Diámetro del Eje (mm) | Tamaño mínimo del filete (mm) |
| De 6 a 11 | 5 |
| 12 | 6 |
| 16,20,22 | 8 |
| 25 | 10 |

El espesor de la placa base debe ser mayor a la tercera parte del diámetro del eje². El diámetro del eje es de 22 mm por lo tanto el espesor mínimo de la placa debe ser de 7,33 mm. Se selecciona una placa de 12 mm de espesor.

En la figura 4.26 se detalla el diagrama de cuerpo libre del Eje, a partir de este diagrama se calculan las fuerzas y momentos que actúan sobre el mismo.

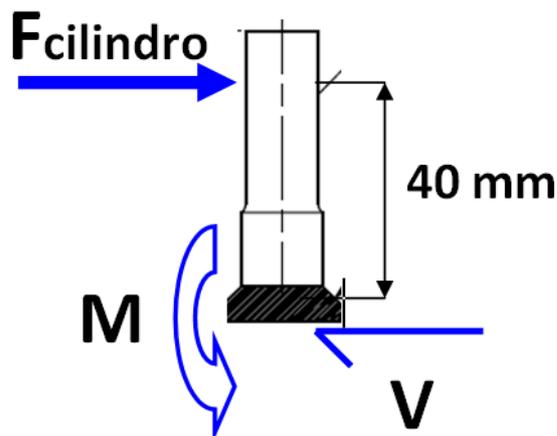


Figura 4.30 Diagrama de cuerpo libre - Eje Chumacera

Las Fórmulas para el cálculo del Área de la garganta y el Momento de Inercia unitario se encuentran en la tabla 2.11.

$$A = 1,414 * \pi * h * r = 1,414 * \pi * 10 * 11 = 489 \text{ mm}^2$$

$$I_u = \pi * r^3 = \pi * 11^3 = 4182 \text{ mm}^3$$

El momento de Inercia se calcula con la ecuación (2-46).

¹ AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M:2002*. USA., Table 7.2, Page. 258

² AWS (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M:2002*. USA, Section 7.2.7

$$I = 0.707 * h * I_u = 0.707 * 10 * 4182 = 29563 \text{ mm}^4$$

El esfuerzo cortante se calcula con la ecuación (2-45).

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{1557}{489} = 3,2 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo por flexión se calcula con la ecuación (2-39).

$$\sigma = \frac{M * r}{I} = \frac{1557 * 40 * 11}{29563} = 23 \text{ [MPa]};$$

El esfuerzo de Von Moises se calcula con la ecuación (2-17).

$$\sigma'_{Von Moises} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{23^2 + 3 * 3,2^2} = 24 \text{ [MPa]}$$

La norma AWS D1.1 indica que cuando el esfuerzo es menor a 69 [MPa] no es necesaria la evaluación de falla por fatiga.¹

No obstante, se calcula el factor de seguridad para carga dinámica.

Cuando el Sistema está en reposo $\sigma_{min} = 0$, por lo tanto:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma'_{Von Moises}}{2} = \frac{24}{2} = 12 \text{ [MPa]}$$

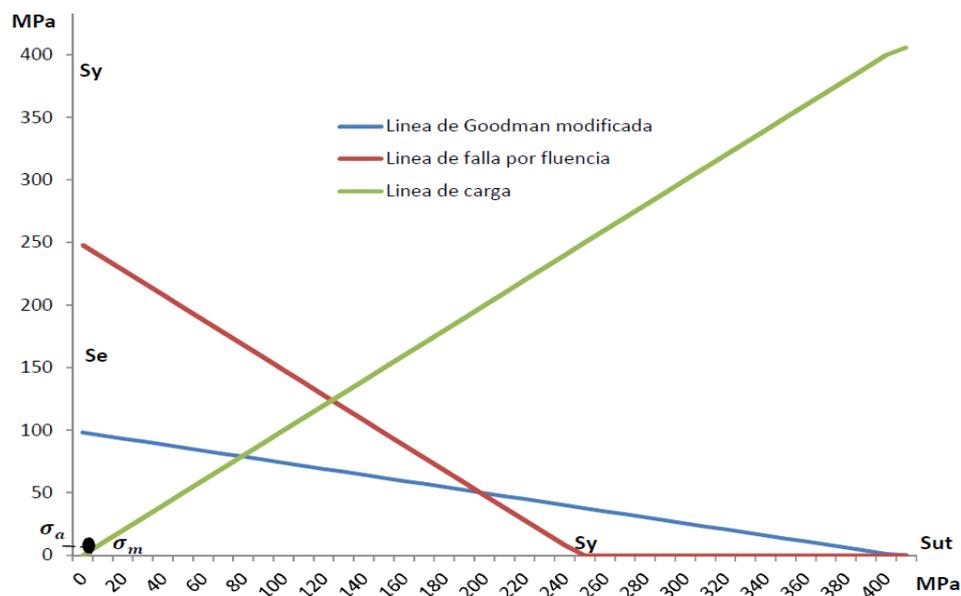


Figura 4.31 Diagrama de Fatiga – Soldadura Eje Chumacera

¹ Norma AWS D1.1, Table 2.4, Page 33.

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_e y S_{ut} calculados para los tubos de volante de empuje.

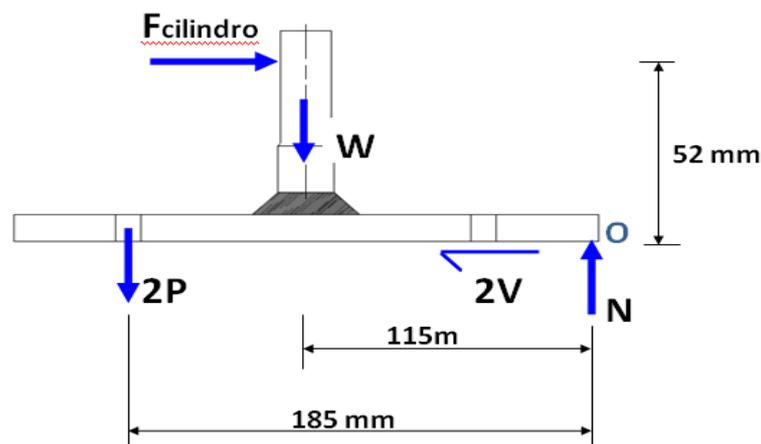
$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{12}{98,2} + \frac{12}{406}\right)$$

$$n = 6,6$$

4.3.5.2 Esfuerzos en los pernos de la placa

Los pernos de la placa están sometidos a tensión y a corte debido a la inercia del “dolly” y al momento producido por la misma.

Para efectos de cálculo se asume que dos pernos resisten toda la carga de tensión y los dos restantes resisten toda la carga cortante.



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{cilindro} = 2 * V$$

$$V = \frac{F_{cilindro}}{2}$$

$$V = \frac{1557}{2}$$

$$V = 779 [N]$$

$$\sum M_O = 0$$

$$F_C * 52 = W * 115 + 2P * 185$$

$$P = \frac{F_C * 52 - W * 115}{2 * 185}$$

$$P = \frac{1557 * 52 - 40 * 115}{370}$$

$$P = 206 [N]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N = W + 2 * P$$

$$N = 40 + 2 * 206$$

$$N = 452 [N]$$

Figura 4.32 Diagrama de cuerpo libre- Sub Conjunto Placa-Eje

4.3.5.2.1 Precarga en los pernos sometidos a tensión cíclica

Los agujeros de la placa del cilindro neumático son de 10 mm de diámetro y de 16 mm de profundidad, esto más la placa de 12 mm resulta en una profundidad total de 28 mm, se seleccionan pernos M10 grado métrico 9.8 y 25 mm de largo.

La constante de rigidez del perno se calcula con la ecuación (2-27).

$$k_b = \frac{A \cdot E}{l} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot E}{4 \cdot l} = \frac{\pi \cdot 10^2 \cdot 207}{4 \cdot 25} = 650 \left[\frac{MN}{m} \right]$$

La constante de rigidez de las piezas se calcula con la ecuación (2-28).

$$k_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \frac{0.5774 \cdot l + 0.5 \cdot d}{0.5774 \cdot l + 2.5 \cdot d} \right]} = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot 207 \cdot 10}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \frac{0.5774 \cdot 25 + 0.5 \cdot 10}{0.5774 \cdot 25 + 2.5 \cdot 10} \right]} = 2082 \left[\frac{MN}{m} \right]$$

La fracción de la carga tomada por el perno se calcula con la ecuación (2-29).

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{650}{650 + 2082} = 0,24$$

El área de tensión A_t y el esfuerzo de prueba se obtienen de la tabla 2.9,

$$A_t = 58 \text{ mm}^2 \quad S_p = 650 \text{ MPa.}$$

La Precarga del perno se calcula con la ecuación (2-33).

$$F_i = 0,75 \cdot F_p = 0,75 \cdot A_t \cdot S_p = 0,25 \cdot 58 \cdot 650 = 9,43 \text{ [kN]}$$

El factor de carga previene que el esfuerzo en el perno sea mayor que el esfuerzo de prueba y se calcula con la ecuación (2-31).

$$n = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{650 \cdot 58 - 9430}{0,24 \cdot 206} = 572$$

Si la carga P es muy alta la junta se separará y el perno tomará toda la carga, el factor que previene este evento se calcula con la ecuación (2-31).

$$n_o = \frac{F_i}{P \cdot (1 - C)} = \frac{9430}{206 \cdot (1 - 0,24)} = 60$$

La amplitud de esfuerzo se calcula con la ecuación (2-35).

$$\sigma_a = \frac{C \cdot P}{2 \cdot A_t} = \frac{0,24 \cdot 206}{2 \cdot 58} = 0,43 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo medio se calcula con la ecuación (2-36).

$$\sigma_m = \frac{C \cdot P}{2 \cdot A_t} + \frac{F_i}{A_t} = \frac{0,24 \cdot 206}{2 \cdot 58} + \frac{9430}{58} = 163,43 \text{ [MPa]}$$

La resistencia a la fatiga de los pernos se obtiene de la tabla 2.10, $S_e = 140 \text{ [MPa]}$

El límite de la amplitud del esfuerzo se calcula con la ecuación (2-37).

$$S_a = \frac{S_e \cdot \left(S_{ut} - \frac{F_i}{A_t} \right)}{S_e + S_{ut}} = \frac{140 \cdot (900 - 163)}{140 + 900} = 99 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad para la amplitud se calcula con la ecuación (2-38).

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = 1 = \frac{99}{0,43} = 230$$

El Torque con el que se debe montar los pernos se calcula con la ecuación (2-30).

$$T = K \cdot F_i \cdot d = 0,2 \cdot 9,43 \cdot 10 = 19 \text{ [N.m]}$$

¹ Shigley's Mechanical Engineering Design 8th Edition, Eq. (8-44), Pag. 434

4.3.5.2.2 Esfuerzo cortante en los pernos de la placa

En la figura 4.27 se determinó la carga cortante en cada perno $V = 779 [N]$.

El esfuerzo cortante en cada perno se calcula con la ecuación (2-40).

$$\tau = \frac{V}{A_t} = \frac{779}{58} = 13,4 [MPa]$$

Cuando el Sistema está en reposo $\tau = 0$, por lo tanto:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{13,4}{2} = 6,7 [MPa]$$

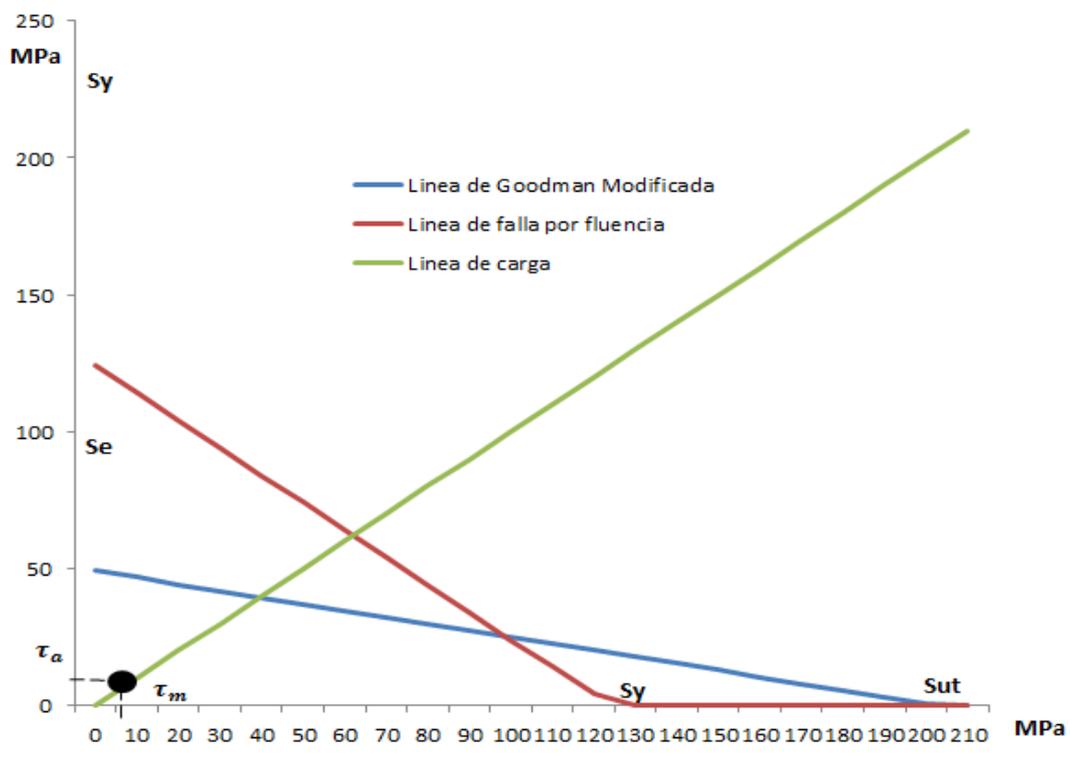


Figura 4.33 Diagrama de Fatiga – Pernos Placa base

Se Calcula el factor de seguridad para carga dinámica con los valores de S_{se} y S_{us} calculados para las soldaduras del tubo central del Volante de Empuje.

El factor de seguridad para dinámica se calcula a partir de la ecuación de Goodman modificada (2-26).

$$\left(\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{us}} \right) = \frac{1}{n} = \left(\frac{6,7}{49,1} + \frac{6,7}{203} \right)$$

$$n = 5,9$$

4.3.6 SELECCIÓN DE PERFILES LATERALES

Los perfiles laterales sirven de riel ya que sobre ellos se desplaza el Subconjunto denominado Coche de empuje.

El perfil está apoyado en cuatro puntos, Soporta su propio peso, el peso del Coche de Empuje, y las reacciones generadas en los rodamientos laterales, sin embargo se calcula el perfil suponiendo que solo tiene 2 apoyos.

Sobre el perfil se deben asentar las garruchas del Coche de Empuje y en la pared lateral deben rodar los rodillos guía, el perfil que más se adapta a este requerimiento es el ángulo L de 80X80 mm.

Se selecciona un espesor de 12 mm y se verifica que cumpla con las disposiciones de la norma AISC 360-10, se calcula el momento nominal con los criterios de fluencia, pandeo lateral torsional, pandeo local de ala y se calcula el momento admisible del ángulo con el menor valor obtenido.

4.3.6.1 Diagrama de Fuerza cortante y momento flector

El perfil está sometido a flexión por la carga distribuida debido a su propio peso y también por la carga puntual P debida al peso del Coche de Empuje.

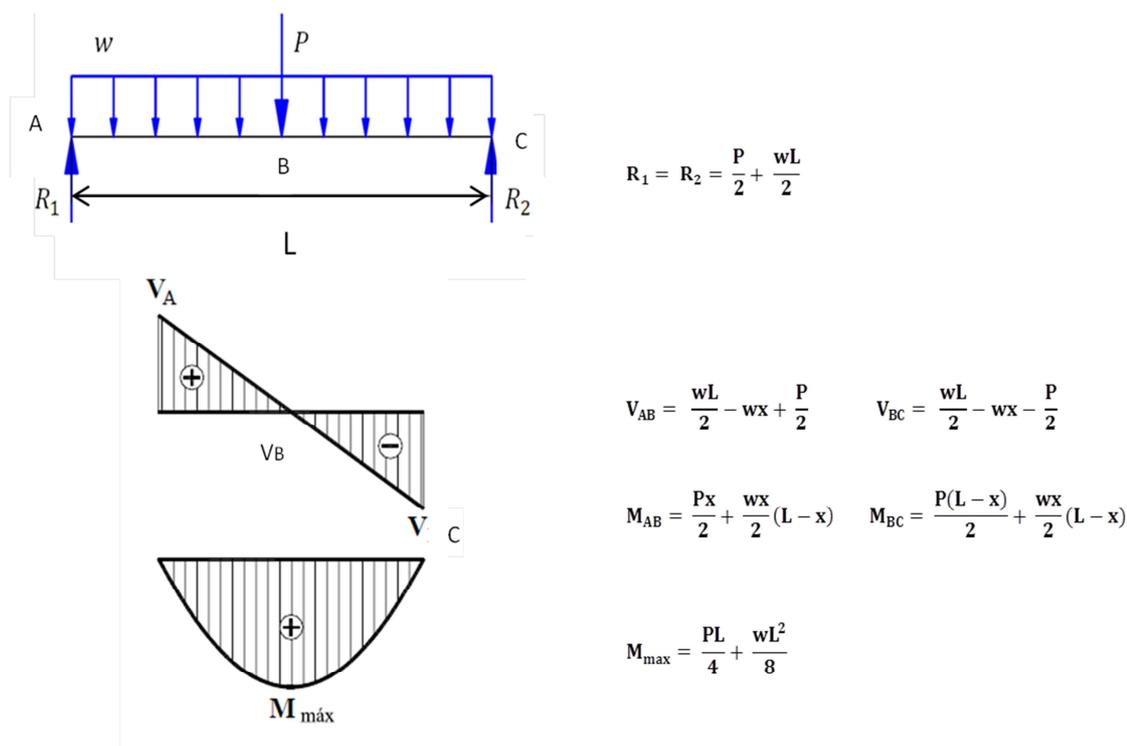


Figura 4.34 D.C.L, Diagramas de fuerza cortante y Momento flector - Angulo 80X80X12

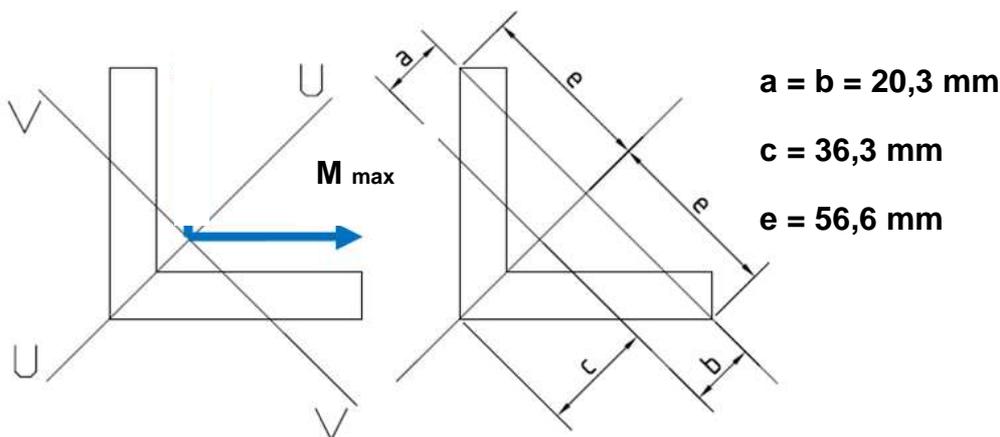
El Momento máximo se encuentra en la mitad del perfil.

La densidad lineal del ángulo se obtiene del catálogo de DIPAC, $w = 136,3$ [N/m].

La carga puntual P es la mitad del peso del coche de empuje $P = 216$ N.

$$M_{max} = \frac{PL}{4} + \frac{wL^2}{8} = \frac{216 * 4,460}{4} + \frac{136,3L^2}{8} = 580 \text{ [N * m]}$$

Los ejes principales en un perfil L son el eje de simetría (U-U) y el eje perpendicular (V-V), los momentos máximo respecto al eje geométrico se debe proyectar sobre los ejes principales y luego calcular los estados límites de fluencia, pandeo lateral torsional y pandeo local de ala en los puntos más alejados del centro de gravedad, para esto se deben utilizar los momentos de inercia con respecto a los ejes principales y las distancias perpendiculares de los puntos (A, B y C) a los ejes principales.



$$M_{Vmax} = M_{Umax} = M_{max} * \text{sen}45^\circ = 410 \text{ [N.m]}$$

Figura 4.35 Ejes y Momentos principales – Angulo 80X8012

4.3.6.2 Estado límite de fluencia

Las propiedades del perfil se obtienen del catálogo de DIPAC.

$$A = 1683 \text{ mm}^2 \quad w = 136,3 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad I_x = I_y = 970500 \text{ mm}^4 \quad x = y = 25,7 \text{ mm}$$

$$r_u = 31 \text{ mm}; \quad I_u = A * r_u^2 = 1617363 \text{ mm}^4; \quad S_u = \frac{I_u}{e} = 28575,32 \text{ mm}^3$$

$$r_v = 13,8 \text{ mm}; \quad I_v = A * r_v^2 = 320510,5 \text{ mm}^4; \quad S_v = \frac{I_v}{c} = 8829,5 \text{ mm}^3$$

$$M_y = \frac{S_y I_v}{c} = \frac{248 * 320510,5}{36,3} * 10^{-3} = 2189,7 \text{ [N * m]}$$

El momento nominal para el estado de fluencia se obtiene con la ecuación 2-53.

$$M_n = 1,5M_y = 1,5 * 2189,7 = 3284,6 \text{ [N * m]}$$

4.3.6.3 Estado límite de Pandeo Lateral Torsional

Para calcular el factor de modificación por pandeo lateral es necesario calcular los momentos en el 1er cuarto en la mitad y en el 3er cuarto del perfil.

$$M_A = M_{(1,115)} = \frac{216 * 1,115}{2} + \frac{136,3 * 1,115 * 3,345}{2} = 375 \text{ [N * m]}$$

$$M_B = M_{max} = 580 \text{ [N * m]}$$

$$M_C = M_{(3,345)} = \frac{216 * 1,115}{2} + \frac{136,3 * 3,345 * 1,115}{2} = 375 \text{ [N * m]}$$

El factor de modificación por pandeo lateral se calcula con la ecuación 2-52.

$$C_b = \frac{12,5M_{max}}{2,5M_{max} + 3M_A + 4M_B + 3M_C} = \frac{12,5 * 580}{6,5 * 580 + 6 * 375} = 1,2$$

El Momento de pandeo elástico-torsional se calcula con la ecuación 2-56.

$$M_e = \frac{0,46 * 207 + 80^2 12^2 * 1,2}{4460} = 23611 \text{ [N * m]}$$

El momento nominal se calcula con la ecuación 2-55.

$$M_n = \left(1,92 - 1,17 \sqrt{\frac{M_y}{M_e}} \right) M_y = \left(1,92 - 1,17 \sqrt{\frac{2189,7}{23611}} \right) * 2189,7 = 3424 \text{ [N * m]}$$

4.3.6.4 Estado límite de Pandeo local de ala

El módulo elástico de la sección se obtiene dividiendo el momento de inercia para la distancia al punto más alejado al eje de flexión.

$$S'_c = \frac{I_x}{b - x} = \frac{970500}{55} = 17645,5 \text{ mm}^3$$

Para flexión en torno a uno de los ejes geométricos de un ángulo de alas iguales sin arrostramiento lateral-torsional, S_c debe ser 0,8 veces el módulo de sección calculado en torno al eje geométrico.

$$S_c = 0,8 * S'_c = 14116,4$$

El momento nominal se calcula con la ecuación 2-58.

$$M_n = 248 * 14116,4 * \left(2,43 - 1,72 \left(\frac{80}{12} \right) \sqrt{\frac{248}{207000}} \right) = 7117,6 \text{ [N * m]}$$

4.3.6.5 Momento de Diseño Admisible ASD

La resistencia de flexión nominal debe ser el menor valor obtenido de acuerdo con los estados límites de fluencia, pandeo lateral-torsional y pandeo local de ala.

El menor valor es el valor obtenido para el estado límite de fluencia.

$$M_n = 3284,6 \text{ [N * m]}$$

El factor de seguridad para flexión es $\Omega_b = 1,67$.

$$M_{admisible} = \frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{3284,6}{1,67} = 1967 \text{ [N * m]}$$

Los momentos producidos por las cargas de la estructura deben ser menores al momento admisible de diseño.

$$M_{requerido} < M_{admisible}$$

$$580 < 1967$$

Para miembros asimétricos y otros solicitados a flexión y carga axial deben cumplir la condición planteada por la ecuación 2-60.

$$\frac{f_{ra}}{F_{ca}} + \frac{f_{rbw}}{F_{cbw}} + \frac{f_{rbz}}{F_{cbz}} < 1,0$$

$$F_{cbw} = \frac{M_n}{\Omega_b * S_u} = \frac{3284,6 * 10^3}{1,67 * 28575,32} = 68,33 \text{ [MPa]}$$

$$F_{cbz} = \frac{M_n}{\Omega_b * S_v} = \frac{3284,6 * 10^3}{1,67 * 8829,5} = 222,8 \text{ [MPa]}$$

Los momentos máximos alrededor de los ejes principales de inercia se obtienen de la figura 4.35.

$$M_{Vmax} = M_{Umax} = M_{max} * \text{sen}45^\circ = 410 \text{ [N * m]}$$

$$f_{rbw} = \frac{M_{Umax}}{S_u} = \frac{410 * 10^3}{28575,32} = 14,4 \text{ [MPa]}$$

$$f_{rbz} = \frac{M_{Vmax}}{S_v} = \frac{410 * 10^3}{8829,5} = 46,4 \text{ [MPa]}$$

$$0,42 < 1,0$$

Por lo tanto el perfil cumple con la norma AISC 360-10.

4.3.6.6 Deflexión máxima

La norma Diseño de Estructuras Metálicas Eurocode 3 recomienda una deflexión máxima de $L/800$ (Tabla 2.13) para rieles de puente grúa clase D (Tabla 2.13).

$$y_{max} = \frac{L}{800} = \frac{4460}{800} = 5,58 \text{ mm}$$

La deflexión máxima se calcula con la ecuación (2-xx).

$$y_{max} = \left(\frac{216 * 4460^3}{48 * 207000 * 970500} + \frac{5 * 0,136 * 4460}{384 * 207000 * 970500} \right) = 5,48 \text{ mm}$$

La deflexión máxima calculada para dos apoyos es cercana al límite recomendado pero en realidad (5,95), el perfil estará apoyado en 4 puntos por lo tanto los momentos y deflexiones serán menores a los calculados.

4.3.7 PROCESO CONSTRUCTIVO

El proceso constructivo se refiere al conjunto de operaciones necesarias para transformar la materia prima en productos con valor agregado empleando mano de obra, máquinas y herramientas.

Un proceso de fabricación adecuado garantiza la optimización de los recursos económicos y materiales.

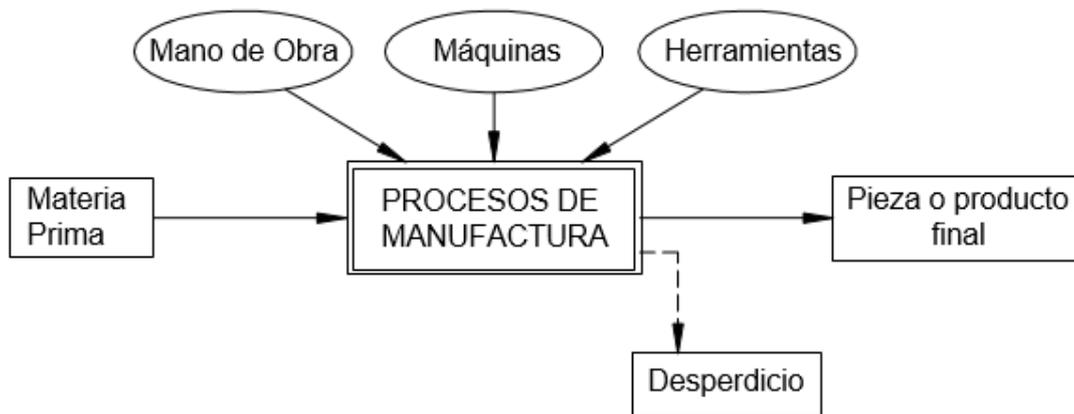


Figura 4.36 Esquema de un proceso de fabricación

El proceso constructivo del mecanismo de empuje se describe a continuación:

- Fabricar las diferentes piezas y partes del mecanismo de empuje en un taller mecánico de acuerdo a los planos de taller (ANEXO IX) y las hojas de procesos (ANEXO III).
- Ensamblar el Subconjunto Placa-Eje en un taller mecánico de acuerdo al plano de este Subconjunto (ANEXO VIII) y al procedimiento de soldadura establecido para el mismo (ANEXO III).
- Ensamblar el Subconjunto Volante de Empuje en un taller mecánico de acuerdo al plano de este Subconjunto (ANEXO VIII) y al procedimiento de soldadura establecido para el mismo (ANEXO III).

- Ensamblar el Subconjunto Coche de Empuje en un taller mecánico de acuerdo al plano de este Subconjunto (Anexo VIII) y al procedimiento de soldadura establecido para el mismo (ANEXO III).
- Montar la Estructura Metálica de acuerdo a los planos de ubicación (ANEXO VII) y el plano de la Estructura (ANEXO VIII).
- Montar el Actuador neumático sobre la estructura de acuerdo al plano de conjunto del mecanismo (ANEXO VIII).
- Montar el Subconjunto Placa-Eje en la placa del Actuador neumático de acuerdo al plano de conjunto del mecanismo (ANEXO VIII).
- Montar el Subconjunto Coche de Empuje de acuerdo al plano de conjunto del mecanismo (ANEXO VIII).
- Instalar la tubería de aire, las válvulas y accionamientos neumáticos de acuerdo al plano del circuito neumático (ANEXO VIII). El sistema se debe conectar a las tomas de aire ya existentes.

4.3.8 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Se ha establecido un conjunto de pruebas a realizar al mecanismo de empuje con la finalidad de comprobar el correcto funcionamiento de los diferentes Subconjuntos, así como también el cumplimiento de los requerimientos y especificaciones planteadas.

Las pruebas se deben realizar en vacío y con carga.

Estas pruebas deben evaluar los siguientes aspectos:

- Ensamblaje: sistemas mecánico, eléctrico y electrónico.
- Empuje de “Dolly” cargado con la carrocería más pesada.
- Retorno automático.
- Tiempo de ciclo del mecanismo de empuje.

4.3.8.1 Pruebas en vacío

- Verificar el correcto ensamble de cada uno de los elementos del sistema:

Satisfactorio: Todos los elementos están ensamblados de acorde con los planos de conjunto.

No satisfactorio: Existen elementos que no están ensamblados de acorde a los planos de conjunto (ANEXO VIII), elementos no asegurados.

- Lubricación:

Satisfactorio: El nivel de aceite del FRL supera la mitad del recipiente.

No Satisfactorio: El nivel de aceite del FRL es menor que la mitad del recipiente.

- Presión de Aire:

Satisfactorio: El Regulador del FRL se encuentra entre 4 y 6 bares.

No Satisfactorio: El Regulador del FRL no se encuentra entre 4 y 6 bares.

- Instalaciones neumáticas, eléctricas y electrónicas:

Satisfactorio: El Regulador del FRL se encuentra entre 4 y 6 bares.

No Satisfactorio: El Regulador del FRL no se encuentra entre 4 y 6 bares.

4.3.8.2 Pruebas con carga

- Mecanismo de Empuje:

Satisfactorio: El mecanismo empuja el “Dolly” cargado con la carrocería más pesada y lo saca del elevador.

No satisfactorio: El mecanismo no empuja el “Dolly” cargado con la carrocería más pesada o no lo saca del elevador.

- Retorno Automático:

Satisfactorio: El pistón del Actuador neumático retorna automáticamente al terminar la carrera.

No satisfactorio: El pistón del Actuador neumático no retorna automáticamente al terminar la carrera.

- Tiempo de Ciclo:

Satisfactorio: El tiempo de ciclo considerando los tiempos de trabajo y retorno de los dos sistemas es menor a 3 minutos.

No satisfactorio: El tiempo de ciclo considerando los tiempos de trabajo y retorno de los dos sistemas es mayor a 3 minutos.

4.3.8.3 Formato para protocolo de pruebas

Tabla 4.15 Formato para Protocolo de Pruebas

| PROTOCOLO DE PRUEBAS | | |
|--|----------------|------------------|
| SISTEMA MECÁNICO PARA EMPUJAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCEÍAS DE HASTA 750 KG | | |
| Cliente: | Responsable/s: | |
| Fecha: | | |
| Orden de Trabajo: | | |
| PRUEBAS EN VACÍO | ESTADO | |
| | Satisfactorio | No Satisfactorio |
| 1.- Verificar el correcto ensamble de cada uno de los elementos del sistema | | |
| 2.- Lubricación | | |
| 3.- Presión de Aire | | |
| 4.- Instalaciones neumáticas y eléctrica | | |
| PRUEBAS CON CARGA | ESTADO | |
| | Satisfactorio | No Satisfactorio |
| 1.- Mecanismo de Empuje | | |
| 2.- Retorno Automático | | |
| 3.- Tiempo de ciclo | | |
| NOTAS: | | |

4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO - PRESUPUESTARIO

Para realizar el análisis económico-presupuestario se debe tomar en consideración los costos directos e indirectos, los que se detallan mediante costos unitarios (Ver Tablas 4.15 a 4.18).

Los precios para el presente análisis fueron tomados de la lista de precios de Marzo de 2013 de la Cámara de la Construcción de Quito

4.4.1 COSTOS DIRECTOS

Son aquellos que están directamente involucrados con la construcción física de la máquina; toma en cuenta: compra de materiales, mano de obra, herramientas, maquinaria y equipo utilizado.

4.4.2 COSTOS INDIRECTOS

Son aquellos que no se relacionan directamente con la manufactura, forman parte del costo de producción; incluyen la utilidad y gastos administrativos.

Tabla 4.16 Costo Unitario – Estructura Metálica

| ESCUELA POLITECNICA NACIONAL | | | | | |
|--|-----------------------------|---------------|----------|----------------|----------------|
| NOMBRE DEL PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERÍAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A | | | | | |
| ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS | | | | | |
| CODIGO: | 1,00 | | | | |
| RUBRO: | ESTRUCTURA METÁLICA | | | | |
| UNIDAD: | [U] | | | R(U/H) | 0,014 |
| | | | | K(H/U) | 72,00 |
| 1: EQUIPOS (MAQUINARIAS) | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | TARIFA HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| HERRAMIENTA MENOR | 24,00 | 0,50 | 12,00 | 12,00 | 1,41% |
| CORTADORA PLASMA | 24,00 | 6,00 | 144,00 | 144,00 | 16,97% |
| TALADRO | 24,00 | 3,00 | 72,00 | 72,00 | 8,49% |
| | | | | | |
| SUBTOTAL EQUIPOS | | | | 228,00 | 26,87% |
| 2:- PERSONAL | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | JORNAL / HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| AYUDANTE EN GENERAL | 24,00 | 2,00 | 48,00 | 48,00 | 5,66% |
| SOLDADOR | 24,00 | 6,00 | 144,00 | 144,00 | 16,97% |
| ASISTENTE DE SOLDADOR | 24,00 | 2,00 | 48,00 | 48,00 | 5,66% |
| TALADRADOR | 24,00 | 3,50 | 84,00 | 84,00 | 9,90% |
| | | | | | |
| SUBTOTAL PERSONAL | | | | 324,00 | 38,19% |
| 3:- MATERIALES | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| ÁNGULO 50X50X5 (L=6m) | U | 1,00 | 35,00 | 35,00 | 4,13% |
| ÁNGULO 25X25X3 (L=6m) | U | 1,00 | 10,00 | 10,00 | 1,18% |
| ÁNGULO 80X80X4 (L=6m) | U | 2,00 | 45,00 | 90,00 | 10,61% |
| CORREA G 100X50X5 (L=6m) | U | 1,00 | 60,00 | 60,00 | 7,07% |
| PERNO M12X2 | U | 8,00 | 1,50 | 12,00 | 1,41% |
| TUERCA M12X2 | U | 8,00 | 0,50 | 4,00 | 0,47% |
| ARANDELA PLANA M12 | U | 8,00 | 0,25 | 2,00 | 0,24% |
| PERNO M8X1,5 | U | 28,00 | 1,00 | 28,00 | 3,30% |
| TUERCA M8X1,5 | U | 28,00 | 0,35 | 9,80 | 1,16% |
| ARANDELA PLANA M8X1,5 | U | 28,00 | 0,20 | 5,60 | 0,66% |
| | | | | | |
| SUBTOTAL MATERIALES | | | | 256,40 | 30,22% |
| 4:- TRANSPORTE | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| CAMION DE CARGA | U | 1,00 | 40,00 | 40,00 | 4,71% |
| | | | | | |
| SUBTOTAL TRANSPORTE | | | | 40,00 | 4,71% |
| TOTAL COSTOS DIRECTOS | | | | 848,40 | 100,00% |
| COSTO INDIRECTO | UTILIDADES (30%) | | | 254,52 | |
| | ADMINISTRATIVOS (5%) | | | 42,42 | |
| | FISCALIZACIÓN (5%) | | | 42,42 | |
| | SERVICIOS (5%) | | | 42,42 | |
| | OTROS (2%) | | | 16,97 | |
| PRECIO UNITARIO | | | | 1247,15 | |

Tabla 4.17 Costo Unitario – Sistema Neumático

| ESCUELA POLITECNICA NACIONAL | | | | | |
|--|-----------------------------|---------------|---------------|-----------------|----------------|
| NOMBRE DEL PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERÍAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A | | | | | |
| ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS | | | | | |
| CODIGO: | 4,00 | | | | |
| RUBRO: | SISTEMA NEUMÁTICO | | | | |
| UNIDAD: | [U] | | R(U/H) | 0,063 | |
| | | | K(H/U) | 16,00 | |
| 1: EQUIPOS (MAQUINARIAS) | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | TARIFA HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| HERRAMIENTA MENOR | 8,00 | 0,50 | 4,00 | 4,00 | 0,05% |
| TALADRO | 8,00 | 3,00 | 24,00 | 24,00 | 0,32% |
| SUBTOTAL EQUIPOS | | | | 28,00 | 0,37% |
| 2:- PERSONAL | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | JORNAL / HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| AYUDANTE EN GENERAL | 8,00 | 2,00 | 16,00 | 16,00 | 0,21% |
| TÉCNICO ELECTROMECAÁNICO | 8,00 | 5,00 | 40,00 | 40,00 | 0,53% |
| TALADRADOR | 8,00 | 3,50 | 28,00 | 28,00 | 0,37% |
| SUBTOTAL PERSONAL | | | | 84,00 | 1,12% |
| 3:- MATERIALES | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| CILINDRO SMC MY1C63-4000 | U | 1,00 | 6390,00 | 6390,00 | 85,26% |
| VÁLVULA DE ESCAPE RÁPIDO | U | 1,00 | 45,00 | 45,00 | 0,60% |
| VÁLVULA 5/2 | U | 1,00 | 75,00 | 75,00 | 1,00% |
| VÁLVULA 3/2 | U | 1,00 | 55,00 | 55,00 | 0,73% |
| FRL | U | 1,00 | 95,00 | 95,00 | 1,27% |
| TRANSFORMADOR 110 AC-24DC | U | 1,00 | 125,00 | 125,00 | 1,67% |
| TUBERIA DE AIRE COMPRIMIDO | m | 30,00 | 2,50 | 75,00 | 1,00% |
| CABLE SUCRE 2X16 | m | 40,00 | 3,50 | 140,00 | 1,87% |
| CABLE SUCRE 2X12 | m | 10,00 | 5,50 | 55,00 | 0,73% |
| ACOPLES NEUMÁTICOS | U | 25,00 | 1,50 | 37,50 | 0,50% |
| DEPÓSITO DE AIRE | U | 1,00 | 220,00 | 220,00 | 2,94% |
| FUNGIBLES | GLB | 1,00 | 30,00 | 30,00 | 0,40% |
| SUBTOTAL MATERIALES | | | | 7342,50 | 97,97% |
| 4:- TRANSPORTE | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| CAMION DE CARGA | U | 1,00 | 40,00 | 40,00 | 0,53% |
| SUBTOTAL TRANSPORTE | | | | 40,00 | 0,53% |
| TOTAL COSTOS DIRECTOS | | | | 7494,50 | 100,00% |
| COSTO INDIRECTO | UTILIDADES (30%) | | | 2248,35 | |
| | ADMINISTRATIVOS (5%) | | | 374,73 | |
| | FISCALIZACIÓN (5%) | | | 374,73 | |
| | SERVICIOS (5%) | | | 374,73 | |
| | OTROS (2%) | | | 149,89 | |
| PRECIO UNITARIO | | | | 11016,92 | |

Tabla 4.18 Costo Unitario – Sub ensamble Placa-Eje

| ESCUELA POLITECNICA NACIONAL | | | | | |
|---|-----------------------------|---------------|----------|----------------|----------------|
| NOMBRE DEL PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERÍAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A | | | | | |
| ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS | | | | | |
| CODIGO: | 3,00 | | | | |
| RUBRO: | SUB ENSAMBLE PLACA-EJE | | | | |
| UNIDAD: | [U] | | R(U/H) | 0,063 | |
| | | | K(H/U) | 16,00 | |
| 1: EQUIPOS (MAQUINARIAS) | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | TARIFA HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| FRESADORA | 4,00 | 4,50 | 18,00 | 18,00 | 5,62% |
| CORTADORA PLASMA | 4,00 | 6,00 | 24,00 | 24,00 | 7,49% |
| TALADRO | 4,00 | 3,00 | 12,00 | 12,00 | 3,74% |
| SOLDADORA 300A | 4,00 | 4,50 | 18,00 | 18,00 | 5,62% |
| SUBTOTAL EQUIPOS | | | | 72,00 | 22,46% |
| 2:-PERSONAL | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | JORNAL / HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| AYUDANTE EN GENERAL | 4,00 | 2,00 | 8,00 | 8,00 | 2,50% |
| SOLDADOR | 4,00 | 6,00 | 24,00 | 24,00 | 7,49% |
| ASISTENTE DE SOLDADOR | 4,00 | 2,00 | 8,00 | 8,00 | 2,50% |
| TÉCNICO MECÁNICO | 4,00 | 3,50 | 14,00 | 14,00 | 4,37% |
| SUBTOTAL PERSONAL | | | | 54,00 | 16,85% |
| 3:-MATERIALES | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| PLACA ACERO A36 1X1m,e=12 | U | 1,00 | 135,00 | 135,00 | 42,12% |
| TOCHO AC 1018 D=28.6 (1m) | U | 1,00 | 10,00 | 10,00 | 3,12% |
| ELECTRODO 7018 | KG | 1,00 | 4,50 | 4,50 | 1,40% |
| PERNO M12X1,25 | U | 4,00 | 1,25 | 5,00 | 1,56% |
| SUBTOTAL MATERIALES | | | | 154,50 | 48,21% |
| 4:-TRANSPORTE | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| CAMION DE CARGA | U | 1,00 | 40,00 | 40,00 | 12,48% |
| SUBTOTAL TRANSPORTE | | | | 40,00 | 12,48% |
| TOTAL COSTOS DIRECTOS | | | | 320,50 | 100,00% |
| COSTO INDIRECTO | UTILIDADES (30%) | | | 96,15 | |
| | ADMINISTRATIVOS (5%) | | | 16,03 | |
| | FISCALIZACIÓN (5%) | | | 16,03 | |
| | SERVICIOS (5%) | | | 16,03 | |
| | OTROS (2%) | | | 6,41 | |
| PRECIO UNITARIO | | | | 471,14 | |

Tabla 4.19 Costo Unitario – Coche de Empuje

| ESCUELA POLITECNICA NACIONAL | | | | | |
|--|-----------------|---------------|---------------|-----------------------------|----------------|
| NOMBRE DEL PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA MOVILIZAR EN DOS ETAPAS COCHES CARGADOS CON CARROCERÍAS DE HASTA 750 KG EN LA ENSAMBLADORA OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A | | | | | |
| ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS | | | | | |
| CODIGO: | 2,00 | | | | |
| RUBRO: | COCHE DE EMPUJE | | | | |
| UNIDAD: | [U] | | R(U/H) | 0,063 | |
| | | | K(H/U) | 16,00 | |
| 1: EQUIPOS (MAQUINARIAS) | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | TARIFA HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| FRESADORA | 4,00 | 4,50 | 18,00 | 18,00 | 1,10% |
| CORTADORA PLASMA | 4,00 | 6,00 | 24,00 | 24,00 | 1,47% |
| TALADRO | 4,00 | 3,00 | 12,00 | 12,00 | 0,74% |
| SOLDADORA 300A | 4,00 | 4,50 | 18,00 | 18,00 | 1,10% |
| SUBTOTAL EQUIPOS | | | | 72,00 | 4,42% |
| 2:- PERSONAL | | | | | |
| DESCRIPCION | CANTIDAD HORAS | JORNAL / HORA | COSTO | COSTO UNITARIO | % |
| AYUDANTE EN GENERAL | 4,00 | 2,00 | 8,00 | 8,00 | 0,49% |
| SOLDADOR | 4,00 | 6,00 | 24,00 | 24,00 | 1,47% |
| ASISTENTE DE SOLDADOR | 4,00 | 2,00 | 8,00 | 8,00 | 0,49% |
| TÉCNICO MECÁNICO | 4,00 | 3,50 | 14,00 | 14,00 | 0,86% |
| SUBTOTAL PERSONAL | | | | 54,00 | 3,31% |
| 3:- MATERIALES | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| CANAL U 200X100 e=12mm | m | 0,50 | 50,00 | 25,00 | 1,53% |
| TOCHO AC 1018 D=152,3 (1m) | m | 0,50 | 280,00 | 140,00 | 8,59% |
| PLATINA AC 1045 80X25mm | KG | 32,00 | 2,25 | 72,00 | 4,42% |
| RODILLO LEVA THK CF12-1 UU | U | 4,00 | 90,00 | 360,00 | 22,10% |
| GARRUCHA POLIAMIDA 2" | U | 4,00 | 30,00 | 120,00 | 7,37% |
| CHUMACERA FAG F16204 | U | 1,00 | 130,00 | 130,00 | 7,98% |
| RODAMIENTO FAG 21304 | U | 1,00 | 250,00 | 250,00 | 15,35% |
| PLACA ACERO A36 1X1m,e=12 | U | 1,00 | 135,00 | 135,00 | 8,29% |
| PLANCHA CAUCHO NEOPRENO | U | 1,00 | 80,00 | 80,00 | 4,91% |
| ÁNGULO 25X25X3 (L=6m) | U | 1,00 | 10,00 | 10,00 | 0,61% |
| ÁNGULO 60X60X3 (L=6m) | U | 1,00 | 45,00 | 45,00 | 2,76% |
| TUBO 1" | U | 1,00 | 12,00 | 12,00 | 0,74% |
| TUBO 1/2" | U | 1,00 | 4,00 | 4,00 | 0,25% |
| FUNGIBLES(PERNOS,TUERCAS,ETC) | GLB | 1,00 | 80,00 | 80,00 | 4,91% |
| SUBTOTAL MATERIALES | | | | 1463,00 | 81,15% |
| 4:- TRANSPORTE | | | | | |
| DESCRIPCION | UNIDAD | CANTIDAD | UNITARIO | CONSUMO | % |
| CAMION DE CARGA | U | 1,00 | 40,00 | 40,00 | 2,46% |
| SUBTOTAL TRANSPORTE | | | | 40,00 | 2,46% |
| TOTAL COSTOS DIRECTOS | | | | 1629,00 | 100,00% |
| COSTO INDIRECTO | | | | UTILIDADES (30%) | 488,70 |
| | | | | ADMINISTRATIVOS (5%) | 81,45 |
| | | | | FISCALIZACIÓN (5%) | 81,45 |
| | | | | SERVICIOS (5%) | 81,45 |
| | | | | OTROS (2%) | 32,58 |
| PRECIO UNITARIO | | | | 2394,63 | |

4.5 ANÁLISIS COSTO - BENEFICIO

Actualmente GM-OBB está en capacidad de ensamblar 350 vehículos diarios en 2 turnos de 8 horas y tiene el objetivo de superar las 400 unidades diarias, pero esto no sería factible si se sigue empujando manualmente las carrocerías en la estación 15 del área de suelda donde se desarrolla el presente proyecto, por este motivo la implementación del presente proyecto es necesaria para para cumplir los objetivos de la ensambladora.

4.5.1 COSTOS

El costo de la inversión inicial se determinó en la sección anterior en \$30259,66.

Se estima un costo de mantenimiento de \$50 mensuales, \$10 por concepto de repuestos, considerando una vida útil de 10 años la depreciación sería de \$1000 anuales considerando una depreciación lineal.

Estos costos se estiman para el año 1, para los años siguientes los valores de mantenimiento y repuestos se duplican mientras la depreciación se mantienen en \$1000 anuales. Estos costos se detallan en la tabla 4.20.

Tabla 4.21 Costos de mantenimiento, repuestos y depreciación

| RUBROS | Egreso Mensual Año 1 | Egreso Año 1 | Egreso Año 2 | Egreso Año 3 | Egreso Año 4 | Egreso Año 5 | Egreso Año 6 | Egreso Año 7 | Egreso Año 8 | Egreso Año 9 | Egreso Año 10 |
|---------------|----------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Mantenimiento | 50 | 600 | 1200 | 1800 | 2400 | 3000 | 3600 | 4200 | 4800 | 5400 | 6000 |
| Repuestos | 10 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 |
| Depreciación | 83,33 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| TOTAL | 143,33 | 1720,00 | 2320,00 | 2920,00 | 3520,00 | 4120,00 | 4720,00 | 5320,00 | 5920,00 | 6520,00 | 7120,00 |

4.5.2 BENEFICIOS

La implementación del presente proyecto permitirá ensamblar diariamente 50 unidades más, el auto más económico ensamblado en GM-OBB tiene un costo de alrededor de \$16000, considerando una utilidad de tan solo el \$1% se obtiene un beneficio de \$8000 diarios y \$1'920 000 anuales una vez alcanzado el objetivo de ensamblar 400 unidades diarias.

Existen otros beneficios intangibles que deben ser tomados en cuenta; por ejemplo, la moral de los empleados, la seguridad, la ergonomía, las obligaciones legales y la satisfacción del cliente.

4.5.3 RELACIÓN COSTO – BENEFICIO

Para determinar la relación costo beneficio se calcula el valor Actual neto de los costos y el valor actual neto de los beneficios año tras año estimando una vida útil de 10 años, luego se suman estos valores y se obtiene el valor actual neto total tanto para los costos como para los beneficios.

$$VNA = \sum_{i=1}^n \frac{\text{valores}_i}{(1 + \text{tasa})^i}$$

Para el cálculo se utilizó la tasa de interés referencial para el segmento productivo ecuatoriano que para el mes de Abril del 2013 fue del 11,2%. (Este dato se tomó de la página web del Banco Central del Ecuador).

Tabla 4.22 VAN Costos vs VAN Beneficios

| PERIODO | COSTOS ANUAL | VAN COSTO ANUAL | BENEFICIO ANUAL | VAN BENEFICIO ANUAL |
|---------|--------------|-----------------|-----------------|---------------------|
| 0 | 30259,66 | \$ 30.259,66 | 0 | \$ 0,00 |
| 1 | 1720 | \$ 1.546,76 | 1920000 | \$ 1.726.618,71 |
| 2 | 240 | \$ 194,09 | 1920000 | \$ 1.552.714,66 |
| 3 | 3160 | \$ 2.298,12 | 1920000 | \$ 1.396.326,14 |
| 4 | 3880 | \$ 2.537,54 | 1920000 | \$ 1.255.688,97 |
| 5 | 4600 | \$ 2.705,42 | 1920000 | \$ 1.129.216,70 |
| 6 | 5320 | \$ 2.813,73 | 1920000 | \$ 1.015.482,64 |
| 7 | 6040 | \$ 2.872,79 | 1920000 | \$ 913.203,82 |
| 8 | 6760 | \$ 2.891,40 | 1920000 | \$ 821.226,45 |
| 9 | 7480 | \$ 2.877,12 | 1920000 | \$ 738.513,00 |
| 10 | 8200 | \$ 2.836,39 | 1920000 | \$ 664.130,39 |
| | | \$ 53.833,02 | | \$ 11.213.121,48 |

La relación Costo / Beneficio se obtiene dividiendo el Valor Actual Neto de los Beneficios para el Valor Actual Neto de los Costos.

$$\frac{B}{C} = \frac{VAN_{Beneficios}}{VAN_{Costos}} = \frac{\$53\,833,02}{\$11'213\,121,48} = 208$$

La relación costo-beneficio es mayor a 1 por lo tanto el proyecto es rentable.

Cabe aclarar que para aumentar su nivel de producción, GM-OBB ha invertido más de 70 millones de dólares desde el año 2011 y el presente proyecto es apenas una pequeña parte de esta enorme inversión.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- El presente diseño cumple el objetivo principal del proyecto, este es diseñar un sistema semiautomático para movilizar en dos etapas coches cargados con carrocerías de hasta 750 kg.
- El presente diseño elimina el esfuerzo humano y por ende mejora las condiciones de trabajo.
- Con la implementación del presente proyecto, el tiempo de transporte de la carrocería es menor que el tiempo de operación de la planta de suelda de la ensambladora.
- El presente diseño facilita el montaje y las tareas de mantenimiento.
- El diseño del sistema evita el riesgo de activar el cilindro mientras el elevador hidráulico se encuentra en movimiento ya que el sistema se presuriza únicamente cuando el elevador hidráulico se encuentra en el punto muerto inferior.
- EL peso total del sistema sumado al peso del “Dolly” cargado con una carrocería de 750 kg sigue siendo menor que la capacidad de carga del elevador hidráulico.
- Los factores de Seguridad de los componentes del mecanismo de empuje son mayores a 2.2, acorde a las recomendaciones establecidas para el diseño de este tipo de equipos.

- El caudal calculado por el programa es notablemente mayor que el caudal calculado en la sección 4.3.3.4 debido a que el caudal se calculó para una velocidad constante de 40 mm/s pero en realidad la velocidad varia en forma casi lineal desde 0 hasta 570 mm/s, además el programa calcula el caudal total de consumo incluyendo tuberías, mangueras y válvulas.
- La implementación del mecanismo diseñado en el presente proyecto es necesaria para lograr el objetivo de aumentar el nivel de producción de GM-OBB, para lo cual la ensambladora ha invertido más de 70 millones de dólares desde el año 2011 y el presente proyecto es apenas una pequeña parte de esta enorme inversión.
- En el presente proyecto existen otros beneficios intangibles que deben ser tomados en cuenta; por ejemplo, la autoestima de los empleados, la seguridad, la ergonomía, el cumplimiento de las obligaciones laborales y legales de la ensambladora.

5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda que un soldador experimentado realice las soldaduras con el fin de garantizar que las soldaduras se realicen de acuerdo los WPS's (ANEXO III) para evitar soldaduras de mala calidad.
- Se recomienda realizar inspecciones de fugas de aire periódicamente con el fin de evitar presión baja en el cilindro o caudal insuficiente en el sistema.
- La fabricación de los diferentes elementos se debe realizar de acuerdo a los planos anexos y con las tolerancias indicadas para que el sistema funcione adecuadamente.
- Se recomienda no exceder la capacidad de carga del sistema (750 kg) ya que se pone en riesgo la integridad de los operadores y además existe el riesgo de exceder la capacidad de carga del elevador.
- Se recomienda instalar una unidad de mantenimiento (Filtro-Regulador-Lubricador) antes del sistema neumático con el fin de garantizar la calidad y cantidad del aire comprimido.

BIBLIOGRAFÍA

- AISC. (2010). *Specification for Structural Steel Building 360-10*. Chicago: AISC.
- American Welding Society. (2002). *Structural Welding Code AWS D.1.1/D1.1M:2002*. USA.
- FAG. (2000). RODAMIENTOS FAG. *Catálogo WL 41 520/3 SB*. Barcelona, España: FAG Sales Europe GmbH .
- General Motors. (2007). *Guía de Operaciones 12.0 Sistema Global de Manufactura*.
- INEN. (1981). *Código de Dibujo Técnico Mecánico*. Quito.
- Merian, J. (1976). *ESTÁTICA*. Barcelona: REVERTÉ S.A.
- Parker Hannifin Ind. Com. Ltda. (2003). *Tecnología Neumática Industrial*. Brazil: Parker Hannifin Corporation.
- Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Madrid: Grupo Editorial ETSEIB-UPC.
- Shigley, J. (1989). *Manual de Diseño Mecánico 4ta Edición*. Mexico, D.F.: McGraw- Hill.
- Shigley, J. (2006). *Diseño en Ingeniería Mecánica 8va Edición*. México, D.F.: McGraw-Hill.
- SMC. (2008). Mechanically Jointed Rodless Cylinder Series MY1. *CAT.ES20-112*. Tokyo.
- Stefan, H. (2002). *Aire Comprimido Fuente de Energía*. FESTO AG&Co.