



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DEPARTAMENTO DE DISEÑO MECÁNICO Y AUTOMATIZACIÓN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO
SEMIAUTOMÁTICO PARA EL MONTAJE DE LA
SUSPENSION DELANTERA DE VEHÍCULOS.

Autores:
Jonathan Martinez

Richard Brea

Naguanagua, marzo 2015.



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DEPARTAMENTO DE DISEÑO MECANICO Y AUTOMATIZACIÓN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO
SEMIAUTOMÁTICO PARA EL MONTAJE DE LA
SUSPENSION DELANTERA DE VEHÍCULOS.

Autores:

Jonathan Martinez

Richard Brea

Tutor: Ing. Severian Neyda.

Naguanagua, marzo 2015.



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DEPARTAMENTO DE DISEÑO MECANICO Y AUTOMATIZACIÓN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO
SEMIAUTOMÁTICO PARA EL MONTAJE DE LA SUSPENSIÓN
DELANTERA DE VEHÍCULOS.

Autores:

Jonathan Martinez

Richard Brea

Trabajo Especial presentado ante el Departamento de Diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Naguanagua, marzo 2015

AGRADECIMIENTOS

A nuestra casa de estudios, la UNIVERSIDAD DE CARABOBO, allí aprendimos parte lo que somos; crecimiento personal y capacidad para enfrentar problemas. Les agradezco a todos los profesores su ayuda y paciencia para enseñarnos y formarnos.

A nuestros Padres, sin ellos nada de esto hubiese sido posible. Es importante resaltar a personas que fueron claves en la elaboración de este proyecto de forma exitosa:

Carlos Armas Pasante de Chrysler de Venezuela: Compañero de trabajo y una mente brillante, siempre dispuesto a colaborar en lo que le fuese solicitado. Néstor Timaure Ing. Matricería: Buena persona, con excelentes ideas y dispuesto a colaborarnos en cualquier duda o inconveniente que se presentó. Rafael Jaspe Matricero: Agradecemos por su colaboración en la elaboración del dispositivo y su completa disposición a la hora de trabajar y aportar ideas. Oliver Leal Líder de Taller de Matricería: Por su entrega al 100% con el proyecto, aporte de ideas excelentes y sentido de pertenencia con el dispositivo.

A nuestra tutora Neyda Severian Ing. Mecánica, por su compromiso, dedicación, buen humor y entrega, creo que hablo por ambos... no tenemos ninguna queja de usted. Le debemos mucho, no me queda más que desearle; miles de bendiciones a usted y su familia.

RICHARD BREA SEQUERA

AGRADECIMIENTOS

A mi Señor Jesús por la vida, por su amor y misericordia.

A mis padres, Yovanny y Alicia, por la vida, por su amor y dedicación.

A mi amada esposa Delsys, mi compañera de vida, por su amor, apoyo, paciencia y tolerancia, es una bendición compartir la vida contigo.

A mi hija, Victoria por existir y con solo una sonrisa ser el motor en los momentos más difíciles de la carrera.

A mis hermanas Yoaly y Yonalys por siempre estar ahí, apoyándome y motivándome.

A mis familiares por creer en mí; Reina, Abellali, Luzdary, David, Luis y todos mis primos.

A mis suegros Martha y Rodolfo que han sido incondicionales.

A Neyda Severian, Tutora, por su dedicación, paciencia y buen humor.

A Néstor Timaure, por su importantísima ayuda.

A Eirene Malvestuto, por siempre estar pendiente y dispuesta a ayudarme.

A los muchachos de neumática por su apoyo; Chicri, Arturo, Enrique y Félix

A los matriceros Oliver Leal y Rafael Jazpe, por su incalculable ayuda en la construcción del dispositivo, y Carlos Armas por sus aportes.

JONATHAN MARTINEZ

DEDICATORIA

Primeramente quiero agradecer a Dios todo Poderoso quien me acompaña siempre y me ha dado las fuerzas necesarias para avanzar en todo lo que me propongo. A mis padres Ely Sequera y Richard Brea por darme la vida, enseñarme valores y darme su apoyo... gracias nuevamente mama por ayudarme, siempre has estado allí. Se la dedico a mi tía- madrina, persona que me ha brindado una mano de manera incondicional y desinteresada, alegrándose e impulsándome a superarme a mí mismo cada día más. Betsy Brea estas palabras van para ti.

A mis Hermanos... ustedes también forman parte de mi impulso y les dedico este esfuerzo. Dedico estas líneas a Hismir Brea; gran persona, gran mujer y me lo demostró cuando más lo necesite, mil Gracias Tía. Se la dedico a Neyda Severian, gran amiga, gran persona, gran madre y sobre todo una tutora Increíble..., Nos enseñó mucho, de verdad gracias.

Y por último, pero no menos importante a todas las personas que han influido en mi vida de forma positiva, a ustedes también dedico este triunfo muchachos.

RICHARD BREA SEQUERA

DEDICATORIA

A mi Señor Jesús por sostenerme, darme salud y fuerza.

A mis padres, con todo mi amor.

A Delsys Theis, mi amada esposa, sin ti no habría sido posible

A mi Mayor Victoria, mi motor, mi Hija.

A Yoaly y Yonalys, mis princesas mágicas.

A la Reina, mi abuelita preciosa

A mis tías Abellali y Luzdary, este triunfo también es de ustedes.

A mis hermanos del Ministerio de Música Perseverancia.

A Maire, Mairelys, Jesús M., Jesús D., Yare, Luisa, Alejandra,
Angélica, Adriana, Xavier, Lismary, Si se puede Hermanos!

JONATHAN MARTINEZ

ÍNDICE GENERAL.

	pp.
ÍNDICE GENERAL.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
RESUMEN.....	XI
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	4
1 EL PROBLEMA.....	4
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	4
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	7
1.3 IMPORTANCIA.....	7
1.4 OBJETIVO GENERAL.....	9
1.4.1 <i>Objetivos específicos</i>	9
1.5 JUSTIFICACIÓN.....	10
1.6 LIMITACIONES.....	12
1.7 ALCANCE.....	12
CAPÍTULO II.....	14
2 MARCO TEÓRICO.....	14
2.1 ANTECEDENTES.....	14
2.2 BASES TEÓRICAS.....	19
2.2.1 <i>Suspensión automotriz</i>	20

2.2.1.1	Suspensión Independiente Mc PHERSON.....	21
2.2.2	<i>Diseño mecánico</i>	22
2.2.2.1	Fases del diseño.....	22
2.2.3	<i>Definiciones de fuerza cortante y momento flector.</i>	24
2.2.4	<i>Diagrama de corte y momento (método de las áreas).</i>	27
2.2.5	<i>Esfuerzos.</i>	33
2.2.5.1	Esfuerzo de tracción y compresión.	33
2.2.5.2	Esfuerzo cortante.	34
2.2.5.3	Esfuerzos debido a flexión.....	35
2.2.6	<i>Cargas variables-Teoría de fatiga.</i>	37
2.2.6.1	Resistencia a la fatiga y límite de fatiga.....	38
2.2.6.2	Variación de los esfuerzos.	40
2.2.6.3	Factores que afectan la resistencia a la fatiga.	42
2.2.6.4	Concentradores de esfuerzo.....	50
2.2.6.4.1	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga Kf, para vida infinita.	50
2.2.6.4.2	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita, Kff.	53
2.2.7	<i>Diseño por Corte. Método del Esfuerzo Cortante Máximo</i>	54
2.2.8	<i>Diseño por Compresión-Tracción. Método de la Energía de Distorsión.</i>	55
2.2.9	<i>Esfuerzos combinados variables-ecuación de diseño.</i>	56
2.2.10	<i>Neumática</i>	60
2.2.10.1	Diagramas Neumáticos	60
2.2.10.2	Válvulas Neumáticas.	63
2.2.10.3	Actuadores Neumáticos.....	70
2.2.11	<i>Automatización industrial</i>	74
2.2.12	<i>Manipulación manual de cargas</i>	77
2.2.13	<i>Criterios corporativos de ergonomía para Venezuela.</i>	79

2.3	BASES LEGALES.	80
CAPÍTULO III.....		81
3	MARCO METODOLÓGICO.....	81
3.1	NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.	81
3.2	TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	82
3.3	DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	83
3.3.1	<i>Modalidad de la Investigación.</i>	85
3.4	<i>POBLACIÓN Y MUESTRA.</i>	86
3.5	<i>TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS</i>	88
3.6	<i>VALIDACIÓN Y CONFIABILIDAD DE LOS INSTRUMENTOS.</i>	89
3.7	<i>ASPECTOS ECONÓMICOS.</i>	91
3.8	FLUJOGRAMA DEL PROCEDIMIENTO	92
3.9	FASES DEL PROYECTO	93
4	PROPUESTA DE DISEÑO	95
4.1	DETERMINACIÓN DE LAS VARIABLES DE DISEÑO.....	95
4.2	ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA A DISEÑAR.	97
4.3	ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	98
4.3.1	<i>Posible Solución 1</i>	98
4.3.2	<i>Posible Solución 2</i>	100
4.3.3	<i>Posible Solución 3</i>	101
4.3.4	<i>Posible Solución 4.</i>	103
4.4	APLICACIÓN DEL MÉTODO DE SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN.	105
4.4.1	<i>Método de ponderación de criterios y soluciones</i>	105

4.4.1.1	Comparación entre las posibles soluciones.....	105
4.4.1.2	Aplicación de limitaciones a las probables soluciones	105
4.5	ESPECIFICACIONES DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA (S2).	108
4.5.1	<i>Elementos que componen el dispositivo (S2).</i>	109
4.5.2	<i>Funcionamiento del dispositivo</i>	109
4.5.3	<i>Diseño y selección de los elementos constitutivos del dispositivo.</i>	111
4.5.3.1	Criterios de diseño.	111
4.5.3.2	Diseño de topes para sujeción.	113
4.5.3.3	Selección de la pinza neumática para sujeción de la suspensión.	118
4.5.3.4	Diseño de la barra de desplazamiento horizontal. (Elemento numero 3)	119
4.5.3.5	Selección del cilindro neumático 1.	136
4.5.3.6	Diseño de tapa de unión	147
4.5.3.7	Diseño de la barra guía de perfil U.....	150
4.5.3.8	Diseño de barra de posición.	158
4.5.3.9	Diseño del soporte de la barra de posición.....	162
4.5.3.10	Selección del cilindro neumático 2.....	164
4.5.3.11	Diseño del acople del cilindro neumático con la barra de posición	167
4.5.3.12	Diseño de la barra guía vertical.....	168
4.5.3.13	Base guía para la barra de posición.	170
4.5.4	<i>Diseño del sistema neumático.</i>	171
4.5.4.1	Proceso de sujeción de la suspensión (Etapa 1).....	171
4.5.4.2	Proceso de inserción de la suspensión y extracción del dispositivo (Etapas 3 y 4) 180	
4.5.5	<i>Selección de elementos de unión.</i>	189
4.5.6	<i>Estudio técnico.</i>	197
4.5.7	<i>Costos de fabricación.</i>	198
4.5.8	<i>Construcción del dispositivo.</i>	200

4.5.9	<i>Propuesta definitiva</i>	205
5	ANALISIS DE RESULTADOS	212
5.1	VARIABLES DEL PROCESO	212
5.1.1	<i>Peso del dispositivo</i>	212
5.1.2	<i>Retrabajos</i>	213
5.1.3	<i>Tiempo de operación</i>	214
6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	216
6.1	CONCLUSIONES.....	216
6.2	RECOMENDACIONES	218
7	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	219

ÍNDICE DE TABLAS.

	p.p
TABLA 1. FACTOR DE CONFIABILIDAD (Kc).....	47
TABLA 2. REPRESENTACIÓN DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS.....	62
TABLA 3. TIPOS DE ACCIONAMIENTO.	67
TABLA 4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS.	89
TABLA 5. VARIABLES QUE INFLUYEN EN EL PROCESO DE MONTAJE DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE VEHÍCULOS.	97
TABLA 6. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS POSIBLES SOLUCIONES	105
TABLA 7. APLICACIÓN DE LAS LIMITACIONES A LAS POSIBLES SOLUCIONES	106
TABLA 8. PONDERACIÓN DE CRITERIOS. (FUENTE PROPIA)	107
TABLA 9. PONDERACIÓN DE LA SOLUCIÓN 1 RESPECTO A CADA CRITERIO.	107
TABLA 10. PONDERACIÓN DE LA SOLUCIÓN 2 RESPECTO A CADA CRITERIO.	107
TABLA 11. PONDERACIÓN DE LA SOLUCIÓN 3 RESPECTO A CADA CRITERIO.....	108
TABLA 12 EVALUACIÓN FINAL PARA ESCOGENCIA DE LA MEJOR SOLUCIÓN.	108
TABLA 13. SELECCIÓN DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE ELEMENTOS DE SUJECIÓN.	117
TABLA 14 CARACTERÍSTICAS REQUERIDAS Y DISPONIBLES DEL CILINDRO NEUMÁTICO.....	147
TABLA 15. FACTOR DE SEGURIDAD TAPA DE UNIÓN.....	150
TABLA 16. DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DE LA BARRA DE POSICIÓN	161
TABLA 17. SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE LA BARRA DE POSICIÓN.	163
TABLA 18. CARACTERÍSTICAS REQUERIDAS Y DISPONIBLES DEL CILINDRO NEUMÁTICO 2.....	167
TABLA 19. DIMENSIONAMIENTO DE LA BARRA GUÍA VERTICAL.....	170
TABLA 20 CALIDADES DE ELEMENTOS DE UNIÓN ROSCADA.....	190
TABLA 21. ESPECIFICACIONES DE PERNOS DE ACERO A BAJO CARBONO.....	190

TABLA 22 PERNOS DE ACERO A BAJO CARBONO (LONGITUD DEL PERNO)	191
TABLA 23 TUERCAS DE SEGURIDAD	191
TABLA 24. RESUMEN DE ELEMENTOS DE UNIÓN SELECCIONADOS	196
TABLA 25. ELEMENTOS COMERCIALES.	197
TABLA 26. ELEMENTOS MANUFACTURADOS.	198
TABLA 27. COSTOS ASOCIADOS A LA FABRICACIÓN DEL DISPOSITIVO.	199
TABLA 28 LONGITUD INICIAL Y FINAL DE LOS PERFILES.....	202
TABLA 29 OPERACIONES REALIZADAS EN LA FABRICACIÓN DE LOS SOPORTES.	203
TABLA 30 MAQUINACIÓN DE ELEMENTOS.....	204

ÍNDICE DE FIGURAS.

FIGURA 1 LÍNEAS DE PRODUCCIÓN EN CHRYSLER L.L.C.	5
FIGURA 2 SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE MC PHERSON.....	22
FIGURA 3 SIGNO DE LA FUERZA CORTANTE..	25
FIGURA 4. SIGNO DEL MOMENTO FLECTOR..	27
FIGURA 5. VIGA SIMPLEMENTE APOYADA CON GRÁFICO DE UN ELEMENTO DIFERENCIAL DIFERENCIA DE DICHA VIGA..	28
FIGURA 6 RELACIÓN CARGA-CORTE (SIGNO)..	30
FIGURA 7. RELACIÓN CARGA-CORTE (INTENSIDAD).....	30
FIGURA 8. RELACIÓN CARGA-CORTE (DIAGRAMA).....	31
FIGURA 9. RELACIÓN CORTE-MOMENTO (SIGNO).....	32
FIGURA 10. RELACIÓN CORTE-MOMENTO (INTENSIDAD).....	32
FIGURA 11. RELACIÓN CORTE-MOMENTO (DIAGRAMA)..	33
FIGURA 12. DISTRIBUCIÓN TÍPICA DEL ESFUERZO DE FLEXIÓN EN LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE UNA VIGA.	36
FIGURA 13. CURVA ESFUERZO-TIEMPO DEL PUNTO CRÍTICO DE UN ELEMENTO.....	40
FIGURA 14 MODELO SINUSOIDAL DE LA CURVA S-T DEL PUNTO CRÍTICO DE UN ELEMENTO.....	41
FIGURA 15.FACTORES DE SUPERFICIE PARA EL ACERO.	45
FIGURA 16. CURVAS PARA LA DETERMINACIÓN DEL ÍNDICE DE SENSIBILIDAD A LA ENTALLA, Q.	52
FIGURA 17. MÉTODO DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN.....	56
FIGURA 18. ESQUEMA NEUMÁTICO.....	61
FIGURA 19. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE UNA VÁLVULA DISTRIBUIDORA.	64
FIGURA 20. REPRESENTACIÓN DE VÁLVULAS SEGÚN EL FUNCIONAMIENTO.	64
FIGURA 21. REPRESENTACIÓN DE LAS CONEXIONES DE LAS VÁLVULAS NEUMÁTICAS.	65
FIGURA 22.ESQUEMATIZACIÓN DE UNA VÁLVULA NEUMÁTICA.	65

FIGURA 23. CLASIFICACIÓN DE LAS VÁLVULAS SEGÚN POSICIÓN Y VÍAS.....	66
FIGURA 24. REGULADOR DE PRESIÓN Y SU SÍMBOLO.	68
FIGURA 25. REGULADOR DE CAUDAL Y SU SÍMBOLO.	69
FIGURA 26. CILINDRO DE SIMPLE EFECTO.	71
FIGURA 27. CILINDRO DE DOBLE EFECTO.....	74
FIGURA 28. CONSEJOS PARA MANIPULACIÓN DE CARGA.....	79
FIGURA 29. CRITERIOS CORPORATIVOS DE ERGONOMÍA PARA VENEZUELA.....	80
FIGURA 30. FLUJOGRAMA DEL PROCEDIMIENTO. FUENTE PROPIA.....	92
FIGURA 31. VISTA FRONTAL PROCESO DE MONTAJE DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA.....	96
FIGURA 32. VISTA SUPERIOR PROCESO DE MONTAJE DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA.....	96
FIGURA 33. POSIBLE SOLUCIÓN 1.....	99
FIGURA 34. POSIBLE SOLUCIÓN 2.....	100
FIGURA 35. POSIBLE SOLUCIÓN 3.....	102
FIGURA 36. POSIBLE SOLUCIÓN 4.....	103
FIGURA 37. ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	109
FIGURA 38. ELEMENTOS DE SUJECIÓN.....	114
FIGURA 39. TOPE DE SUJECIÓN.....	118
FIGURA 40. REPRESENTACIÓN DE LA PINZA NEUMÁTICA.....	119
FIGURA 41. CONFIGURACIÓN DE LA BARRA DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL.....	120
FIGURA 42. CATÁLOGO DE PERFILES U DE ACERO SABIMET. C.A.....	122
FIGURA 43. CATÁLOGO DE PERFILES U DE ALUMINIO ALUSTOCK. C.A.....	123
FIGURA 44. DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO PARA LA BARRA DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL.....	128
FIGURA 45. CONCENTRADOR DE ESFUERZOS BARRA DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL.....	132
FIGURA 46. COEFICIENTE TEÓRICO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS PARA UNA BARRA SOMETIDA A FLEXIÓN.....	133

FIGURA 47. SENSIBILIDAD A LA ENTALLADURA DE ALUMINIOS TRATADOS TÉRMICAMENTE.....	134
FIGURA 48. CILINDRO NEUMÁTICO 1	137
FIGURA 49 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE BARRA DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL	137
FIGURA 50 SISTEMA DE GUÍA LINEAL.....	140
FIGURA 51 DIAGRAMA FUERZA-PRESIÓN.....	145
FIGURA 52 DIAGRAMA DE PANDEO.....	146
FIGURA 53. TAPA DE UNIÓN.....	147
FIGURA 54. CONFIGURACIÓN DE LA BARRA GUÍA DE PERFIL U	150
FIGURA 55. DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO PARA LA BARRA GUÍA.....	153
FIGURA 56. CONCENTRADOR DE ESFUERZOS BARRA GUÍA.....	157
FIGURA 57. BARRA DE POSICIÓN	159
FIGURA 58. SOPORTE DE LA BARRA DE POSICIÓN	162
FIGURA 59. DESCRIPCIÓN Y APLICACIONES DE LOS AJUSTES PREFERENTES.	164
FIGURA 60. DIAGRAMA FUERZA-PRESIÓN	165
FIGURA 61. DIAGRAMA DE PANDEO.....	166
FIGURA 62. ACOPLE DE LA BARRA DE POSICIÓN CON EL CILINDRO NEUMÁTICO	167
FIGURA 63. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE Y CONFIGURACIÓN DE CARGAS BARRA GUÍA VERTICAL	168
FIGURA 64. CONFIGURACIÓN DE LA BASE GUÍA DE LA BARRA DE POSICIÓN	171
FIGURA 65. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE SUJECIÓN DE LA SUSPENSIÓN	172
FIGURA 66. DIAGRAMA DE CONSUMO DE AIRE.....	175
FIGURA 67. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN NEUMÁTICO DEL PROCESO DE SUJECIÓN DE LA SUSPENSIÓN.	177
FIGURA 68. PROCESO DE SUJECIÓN, ETAPA INICIAL, PINZA ABIERTA.	178
FIGURA 69. PROCESO DE SUJECIÓN, ETAPA FINAL, PINZA CERRADA.	179
FIGURA 70. DIAGRAMA DE FLUJO PROCESO DE INSERCIÓN DE LA SUSPENSIÓN Y EXTRACCIÓN DEL DISPOSITIVO	180

FIGURA 71. TIPOS DE CONEXIÓN DE VÁLVULAS NEUMÁTICAS A PARTIR DEL DIÁMETRO DEL ACTUADOR.....	184
FIGURA 72. DIAGRAMA DE FASE	186
FIGURA 73. DIAGRAMA DE DISTRIBUCIÓN NEUMÁTICO PARA LA INSERCIÓN DE LA SUSPENSIÓN Y EXTRACCIÓN DEL DISPOSITIVO.....	187
FIGURA 74. PROCESO DE INSERCIÓN DE LA SUSPENSIÓN. ETAPA INICIAL	188
FIGURA 75. PROCESO DE INSERCIÓN DE LA SUSPENSIÓN. ETAPA FINAL	189
FIGURA 76 CONFIGURACIÓN DE LA UNIÓN ENTRE LOS TOPES DE SUJECIÓN Y LA PINZA NEUMÁTICA	192
FIGURA 77 UNIÓN DE LA PINZA NEUMÁTICA CON LA BARRA 3	193
FIGURA 78. ESPECIFICACIONES DEL PASADOR.....	195
FIGURA 79. ESPECIFICACIONES DE ARANDELAS.....	195
FIGURA 80. PLAN DE TRABAJO PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL DISPOSITIVO PARA MONTAJE DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE VEHÍCULOS	201
FIGURA 81 PROCESO DE ENSAMBLAJE DEL DISPOSITIVO	205
FIGURA 82 CURVA DE COMPORTAMIENTO DEL PESO DEL DISPOSITIVO.....	212
FIGURA 83 COMPARACIÓN GRÁFICA DE LOS RETRABAJOS OCASIONADOS POR LOS DISPOSITIVOS PARA MONTAJE DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA	213
FIGURA 84 TIEMPO DE OPERACIÓN.....	214



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DEPARTAMENTO DE DISEÑO MECÁNICO Y AUTOMATIZACIÓN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO SEMIAUTOMÁTICO PARA EL MONTAJE DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE VEHÍCULOS

AUTOR (A):
JONATHAN MARTINEZ
RICHARD BREA
TUTOR:
ING. SEVERIAN NEYDA
ENERO, 2014

RESUMEN

El presente trabajo se orientó al diseño y construcción de un dispositivo para el montaje de la suspensión delantera de vehículos en la empresa Chrysler de Venezuela LLC, con la finalidad de dar una respuesta a la problemática surgida a partir de la utilización de un dispositivo que no se adaptaba a las condiciones ergonómicas, de calidad y producción de la empresa. Para ello se realizó una medición en sitio de las variables físicas significativas del proceso de montaje, lo que permitió definir las especificaciones del sistema a diseñar y el planteamiento de cuatro alternativas de solución, seleccionando la más adecuada por medio de la aplicación del método de ponderación de criterios, el cual permite evaluar y comparar cada idea planteada entre sí para garantizar la escogencia de la propuesta más óptima. Una vez seleccionada la mejor solución se procedió al diseño en detalle de cada elemento constitutivo, fundamentado en principios como frecuencia, peso, tipo de cargas y factor de seguridad establecidos, que permitieron delimitar aspectos resaltantes del proyecto como la selección de materiales y las dimensiones de las piezas, así como, el sistema de distribución neumático, con la respectiva selección de los elementos que lo componen (cilindros, válvulas, etc...) y su representación según normas internacionales.

Palabras claves: Diseño, Neumática, Semiautomático, Suspensión delantera, Ponderación de criterios

Línea de investigación: Diseño Mecánico.

INTRODUCCIÓN

El proceso productivo de una ensambladora automotriz debe ser tal que permita crear productos de calidad sin afectar la salud de sus trabajadores. Para ello es necesario que cuente con puestos de trabajo acorde a exigencias ergonómicas que garantizan productividad y salud ocupacional. A partir de este planteamiento surge la necesidad de diseñar sistemas que permitan llevar a cabo las operaciones de ensamblaje de los elementos que componen un vehículo, específicamente aquellos que por su peso puedan ocasionar lesiones al recurso humano que lleva a cabo la actividad.

El presente proyecto constituye una solución a la necesidad de optimizar el proceso de montaje de la suspensión delantera de vehículos en la empresa Chrysler de Venezuela L.L.C, mediante el diseño y construcción de un dispositivo semiautomático que cumpla las exigencias de ergonomía, costo y facilidad operativa establecidas por la institución.

El desarrollo del proyecto permite poner en práctica gran parte de los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, además pretende motivar a la elaboración de investigaciones futuras que permitan mejorar los procesos productivos de las diferentes industrias presentes en nuestro país.

El diseño y construcción del dispositivo semiautomático para el montaje de la suspensión delantera se estructura en seis capítulos los cuales se explican a continuación

En el capítulo I, se describe la situación problemática que se presenta en la línea de producción con la aplicación de un dispositivo que no es acorde con las condiciones requeridas para el montaje de la suspensión así como, la justificación, importancia, objetivos, limitaciones y alcance del proyecto.

En el capítulo II, se establece el marco teórico y referencial de estudios/análisis en investigaciones antes realizadas con el objeto de lograr la comprensión y entendimiento de las teorías que dan significado al presente trabajo.

En el capítulo III, se presenta el marco metodológico mediante el cual se sustenta la investigación; se define básicamente el tipo de investigación; su arquitectura de diseño; el objeto de estudio; se describen las diferentes etapas del desarrollo; así como de los instrumentos de recolección de información, su elaboración, técnicas y justificación pertinente que conlleva a la estructura del capítulo IV.

En el capítulo IV, se presenta la propuesta de diseño, las variables del proceso, el planteamiento de las posibles soluciones, selección de la mejor solución, diseño de cada elemento, diseño de la red de distribución neumática, así como un estudio técnico y económico que constituyen el estudio de la factibilidad del proyecto.

En el capítulo V, se presenta un análisis de los resultados obtenidos una vez realizadas las pruebas, analizando cada variable mejorada porcentualmente con el empleo del dispositivo.

La investigación finaliza con la presentación de las conclusiones y las respectivas implicaciones pertinentes, luego la bibliografía y anexos respectivos que diera a lugar.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

En este capítulo se presenta la situación problemática, que conllevó a establecerlas hipótesis o interrogantes del estudio, resaltando su importancia y originando los objetivos, justificación y alcance de la investigación.

1.1 Planteamiento del Problema

Chrysler de Venezuela LLC, es una ensambladora automotriz radicada en Venezuela desde hace 50 años, ensamblando vehículos de diferentes modelos los cuales se han posicionado en el mercado venezolano. La empresa produce actualmente tres modelos de vehículos, vehículo familiar Dodge Forza y dos modelos de camionetas la Jeep Cherokee y la Grand Cherokee, estos productos son codificados en planta como BK, KK y W2 respectivamente.

El proceso de ensamblaje de estos vehículos se divide en tres líneas de producción fundamentalmente, la primera línea se denomina BIW o carrocería que comprende el proceso de electropunto y latonería de los productos. La segunda comprende lo relacionado a la pintura y el acabado

superficial del vehículo y la tercera línea se conoce como TFC (tapicería, línea final y chasis) siendo esta última donde se ensamblan cada uno de los sistemas y autopartes internos y externos del automóvil. La figura 1 presenta un esquema de las líneas de producción de Chrysler L.L.C.

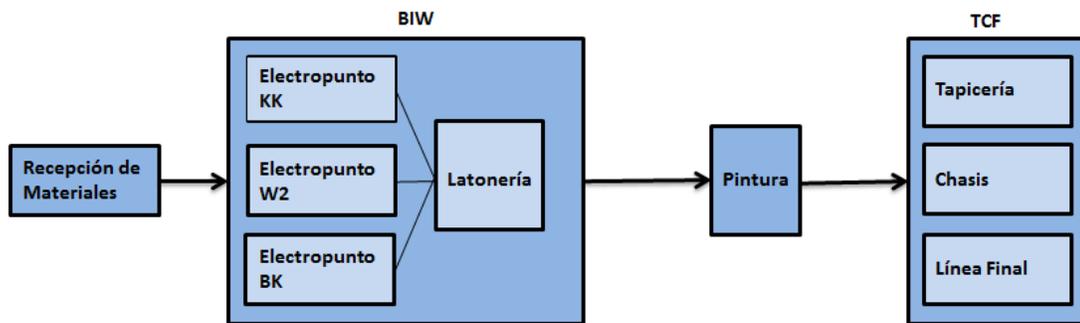


Figura 1 Líneas de producción en Chrysler L.L.C. Fuente propia

Uno de los sistemas incorporados en la línea TCF, es el sistema de suspensión de vehículos, éste permite absorber y suspender los movimientos que se producen en la carrocería, por efecto de las diferentes irregularidades del terreno, proporcionando un traslado estable, cómodo y seguro en el automóvil. Este proceso de incorporación o montaje de la suspensión, consiste en ubicar la suspensión en la base del vehículo y luego ser ajustado por medio de una herramienta neumática con un torque específico.

Actualmente en la línea TCF de esta empresa, se presentan dificultades en el montaje del sistema de suspensión delantera, el cual se

manifiesta en daños a la carrocería del vehículo, específicamente en el capot y guardafangos del mismo, éstos daños originan lo que se denomina en la empresa como retrabajos, llevando al vehículo nuevamente a operaciones en líneas anteriores, carrocería y pintura; ocasionando que no se cumpla con la producción diaria programada, reflejándose en pérdidas de tiempo y dinero.

Los problemas ocasionados por el dispositivo actual tienen origen en la geometría del mismo, cuya forma es similar a la letra "C", sujetándose de una grúa en el extremo superior y en el extremo inferior se coloca la suspensión produciendo que el dispositivo gire en torno al extremo superior. Otro inconveniente presentado es que no está adaptado a las necesidades actuales del proceso productivo, los vehículos llegan a la estación con el capote abierto y cuando se realiza el montaje el dispositivo golpea el capote y el guardafango produciendo abolladuras en la carrocería.

Como consecuencia de los daños y atrasos manifestados, los trabajadores del área eventualmente no utilizan el dispositivo neumático que se emplea para el montaje de la suspensión, agravando la situación, debido a que ésta actividad laboral es repetitiva y requiere manipulación de carga (peso y traslado del espiral), lo cual trae como consecuencia enfermedades ocupacionales como: lumbagos, calambres, sobre esfuerzo, entre otros y/o sufrir accidentes laborales cuya probabilidad de aparición disminuiría

otorgando mayor comodidad al puesto de trabajo con la ayuda del dispositivo.

1.2 Formulación del problema.

Por todo lo anteriormente expuesto surge la siguiente interrogante:
¿Es necesario realizar un nuevo diseño del dispositivo utilizado actualmente en el montaje de la suspensión delantera de los vehículos en la empresa Chrysler de Venezuela a fin de eliminar los retrabajos y mejorar la ergonomía en la actividad laboral?

1.3 Importancia.

Las actividades que se llevan a cabo en los diferentes niveles de organización humana, implican la necesidad de trasladarse de un lugar a otro, haciendo indispensable el uso de vehículos automotores, los cuales según sus propias características, dan respuesta a esta exigencia. Por lo tanto es imperante que los vehículos que transportan a las personas cumplan estándares de calidad que permitan llevar a cabo su función de forma segura para evitar accidentes automovilísticos, que pueden ocasionar grandes

daños, siendo causante de un gran número de pérdidas humanas en nuestro país y el mundo.

Un vehículo de calidad depende en altísima proporción de su proceso de fabricación, y es importante por ello garantizar la aplicación de los mejores métodos durante el desarrollo del mismo tomando en cuenta que la mejor metodología es aquella que permite otorgar al operario que lleva a cabo la actividad laboral la mayor comodidad posible, estableciendo condiciones ergonómicas que aseguren la satisfacción del personal en su puesto de trabajo, lo cual a su vez genera bienestar en el trabajador logrando que cumpla su operación de forma correcta.

El resultado de que una determinada empresa cuente con puestos de trabajo con condiciones ergonómicas aptas es la disminución de enfermedades ocupacionales. Siendo éste, un tema que actualmente presenta un auge importante por lo que establece la legislación laboral en Venezuela y que además representa un problema de características no deseadas para ninguna de las partes involucradas, en primer lugar porque la salud no tiene precio, la enfermedad es un estado no esperado por las personas, adicionalmente genera pérdidas humanas temporales o indefinidas en los puestos de trabajo que se traducen en pérdidas económicas en la producción.

Otro aspecto importante a considerar es la productividad de la empresa, ya que si se realizan mejoras a nivel del proceso de ensamblaje esto impactará en la producción, debido a que actualmente el proceso ocasiona retrabajos, y como consecuencia de esta pérdida de tiempo y por consiguiente de dinero, de allí la importancia de desarrollar un dispositivo que evite los daños manifestados en la carrocería de los vehículos e incremente el nivel de producción actual de la línea TCF a fin de cumplir con las metas estimadas de manufactura.

1.4 Objetivo general.

Diseñar y construir un dispositivo semiautomático para el montaje de la suspensión delantera de vehículos.

1.4.1 Objetivos específicos.

1. Diagnosticar los parámetros y variables que definen el proceso actual.
2. Generar posibles soluciones que permitan llevar a cabo la operación de montaje de suspensión delantera de forma óptima.
3. Realizar el diseño mecánico en detalle de la solución seleccionada.
4. Diseñar el sistema de control para la operación del dispositivo

5. Realizar la construcción en detalle de la solución seleccionada

1.5 Justificación

Los motivos por cuales se procede al diseño y construcción de un dispositivo para el montaje de la suspensión delantera de los vehículos modelo KK y W2 en Chrysler de Venezuela LLC; como alternativa de solución al problema manifestado en los retrabajos y uso del dispositivo actual en esa actividad laboral, se argumenta en los ámbitos siguientes:

Institucionalmente y pedagógicamente, La Universidad se ha orientado a la aplicación de herramientas tecnológicas, partiendo del hecho de que cada vez hay más conciencia en la necesidad de ofrecer mayor formación en materia de tecnología, para que el alumno pueda ampliar y aplicarlas al campo laboral actual. En este sentido diseñar y construir de un dispositivo para el montaje de la suspensión delantera de los vehículos modelo KK y W2 en Chrysler de Venezuela LLC, desarrolla la motivación en el estudio y aplicaciones tecnológicas, fomentando una actitud positiva hacia la extensión y diversificación en los recursos de enseñanza, y promoviendo un mayor interés en el abordaje de los problemas industriales al fortalecer la interacción, aprovechamiento de las ciencias en la tecnología, las cuales

permiten el desarrollo de la economía en todos sus aspectos, del cual es garante las universidades y sus egresados.

Tecnológicamente, debido a que la industria automotriz experimenta una enorme presión para reducir costos y permanecer competitivas, es por esto que aumentan constantemente la automatización en un esfuerzo para mejorar la calidad del producto, mejorar la productividad y disminuir los desperdicios. Por tanto el desarrollo de éste dispositivo representa una alternativa y una mirada para las empresas ensambladoras en la producción e inventiva nacional en automatización industrial.

Socialmente, se beneficiarán los trabajadores actuales y futuros de la línea TCF, éstos contarán con un dispositivo más acorde a su actividad laboral, minimizando los riesgos ocupacionales de la misma.

Académicamente constituye una retroalimentación entre la teoría y la aplicabilidad en la actividad laboral, fundamentado en las necesidades reales de la empresa, en cuanto a lo que ellos requieren o desean del proceso productivo, se conversara con los operarios para conocer sus impresiones en lo que refiere a las condiciones que ellos consideran aptas, a fin de realizar las mejoras a nivel productivo y ergonómico de los trabajadores aplicando leyes y teorías usadas para el diseño y la automatización.

El trabajo será centrado en diseñar y construir el dispositivo y que este sea implementado en la línea de producción para dar solución al problema de producción y operatividad en la línea de la empresa, la cual puede ser tomada como referencia en la mejora de otros equipos neumáticos de la misma u otra empresa de función económica similar, motivando y desarrollando la producción tecnológica de origen nacional.

1.6 Limitaciones.

- Disponibilidad de partes y tecnología asociada al sistema de control.
- Normativas de privacidad empresarial
- Situación económica actual de la empresa

1.7 Alcance

El diseño del dispositivo para montaje de suspensión delantera de KK y W2 se llevará a cabo en el departamento de TCF de la empresa automotriz Chrysler de Venezuela LLC ubicada en Valencia Estado Carabobo.

El diseño y construcción del dispositivo se realizará en un tiempo estimado de 6 meses a partir del mes de mayo del año 2014. La construcción será desarrollada en el taller de matricería de la empresa.

Chrysler LLC facilitará los medios para la construcción del dispositivo, poniendo a disposición sus maquinarias, herramientas y el personal humano que pueda aportar en el proceso de fabricación, así como los materiales, equipos y mecanismos a utilizar para el proyecto. Por lo cual el alcance de la presente investigación se proyecta al proceso de las ensambladoras nacionales acorde con la tecnología que las automotrices aplican en nuestro país.

Contribuir profesionalmente al desarrollo de los procesos industriales en el área de automatización.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

En esta sección se presenta el soporte teórico referente a tres aspectos genéricos que son: los antecedentes o estudios previos , que tienen pertinencia con la problemática expuesta, en el área temática automatización industrial, las bases teóricas, correspondiente a las teorías y postulados que tienen relación con las variables del estudio, a fin de lograr un mayor entendimiento en la comprensión de las mismas, y las bases legales que constituyen el marco jurídico de la investigación, indicando las leyes, decretos y reglamentos que lo sustentan; dando significado al presente trabajo.

2.1 Antecedentes

Abad y Romero (2008) *“DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN SISTEMA ERGONÓMICO SEMIATOMÁTICO PARA EL MONTAJE DE BATERÍAS EN LA LINEA DE PRODUCCIÓN DE AUTOS”* diseñaron un dispositivo ergonómico para el montaje de baterías en una línea de producción de automóviles cuya finalidad era satisfacer una necesidad específica de la

manufactura en el sector automotriz local. Ellos fundamentaron el diseño del dispositivo en la propuesta de diferentes soluciones, basados en los parámetros y funcionalidades del diseño según criterios establecidos por el financista del proyecto. Las pautas que delimitaron la escogencia de la mejor solución fueron eficiencia, facilidad de operación y bajo costo, para posteriormente fijar las partes constitutivas del prototipo, la selección de elementos normalizados y el dimensionamiento general del sistema ergonómico para el montaje de las baterías. El aporte dado por este trabajo a es la metodología para la escogencia de la mejor solución a partir de criterios fijados.

Medina y Veloz (2010) *“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR ELECTRO NEUMÁTICO PORTÁTIL PARA MONTAJE Y DESMONTAJE DE LAS RUEDAS Y SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO”* desarrollaron un proyecto para llevar a cabo el diseño de un elevador electro neumático para el montaje y desmontaje de las ruedas y la suspensión de un vehículo estableciendo parámetros de diseño como capacidad máxima que debía soportar, distancia máxima entre ejes, ancho máximo, distancia mínima entre las ruedas y los servicios o procesos que se llevarían a cabo en el vehículo mediante el uso del elevador. Una vez fijados los parámetros se llevó a cabo el modelado del dispositivo en un software de diseño como lo es Solidworks., el cual es un software de análisis que permite ajustar los

principios de diseño y localizar los fallos prematuros en los proyectos permitiendo construir máquinas, herramientas, y estructuras con mayor precisión en los cálculos de diseño logrando reducir costos, peso, y brindando un mayor factor de seguridad. El aporte dado por este proyecto está asociado al establecimiento de parámetros de diseño que permiten delimitar las variables a considerar para llevar a cabo el trabajo.

Bravo y Sánchez (2010) *“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL CAMBIO DE MARCHA DE UNA CAJA DE VELICIDADES MECÁNICAS DE UN VEHÍCULO MARCA CHEVROLET Y MONTAJE EN UN BANCO DIDÁCTICO”* realizaron un trabajo de grado en el cual diseñaron un sistema para automatizar los cambios de marcha de una caja velocidades mecánica de un vehículo Chevrolet, utilizando como sistema de automatización el neumático, considerando sus ventajas, características y constitución sobre la utilización de los micro controladores como los PLCs, utilizados para comandar elementos neumáticos. El diseño estableció que se llevaran a cabo los cambios de marcha toda vez que sean pulsados botones colocados en el volante, dichos botones correspondían al embrague y el resto a cada una de las velocidades que posee el vehículo y al ser pulsados emiten una señal a un microprocesador y este a su vez ordenara la apertura o cierre de los elementos neumáticos garantizando la puesta en marcha del sistema y el cumplimiento de la función requerida. El

aporte dado por este proyecto está asociado al accionamiento de la maquina construida, ya que permite tener una referencia para el diseño y elaboración del sistema neumático.

Rengifo (2012) "*DIMENSIONAMIENTO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIPULADOR NEUMÁTICO PARA EL MONTAJE DE RUEDAS, EN LA LÍNEA DE ENSAMBLE DE CAMIONES HYUNDAI, PARA LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ AYMESA*" diseñó un manipulador neumático para el montaje de ruedas en una línea de ensamblaje de camiones Hyundai, "con la finalidad de aumentar la producción, reducir la intervención directa del ser humano y crear un ambiente de trabajo seguro, razón por la cual los sistemas ergonómicos tienen gran importancia y cabida en el sector industrial". El diseño de este manipulador contó con el aire comprimido como principal factor para su desarrollo, ya que este resulta un tipo de energía potencialmente útil y económica en comparación con otros tipos de energía, dando como resultado una inversión completamente ventajosa. El diseño se basó en el diagrama camino-paso donde se observó que en la preparación del equipo antes de tomar el neumático los cilindros de extensión actúan ensanchando la base para la carga y permanecen en esa posición hasta que se cumple un tiempo t_1 , que conlleva a que todas las operaciones sean efectuadas y la carga sea liberada por completo. El balancín por su parte actúa una vez que los cilindros de extensión ensancharon la base del

manipulador y permitieron tomar los neumáticos para de manera consecutiva engravidarla permitiendo que la carga sea levantada, posicionada y fijada en el tambor de un modelo de camión, lo cual lleva un tiempo t_2 menor en magnitud con respecto a t_1 . Cuando el proceso anterior se ha cumplido el balancín neumático permite liberar la carga y volver a las condiciones iniciales, para que el proceso reinicie si es el caso. De este trabajo se extrae el uso del diagrama camino paso para el diseño de la red neumática, que permite observar claramente el movimiento simultaneo de varios cilindros neumáticos.

Lame (2013) *“DISEÑO DE LA AUTOMATIZACIÓN DE PROCESOS DE EMPAQUE, DE ARMADO DE CAJAS CORRUGADAS EN LA LÍNEA DE BLISTEADO DE CEPILLOS N°1 DE COLGATE PALMOLIVE”* realizó el diseño de la automatización del proceso de empaques de armado de caja de una línea de producción en Colgate Palmolive en Colombia, en dicho trabajo estableció el uso del método de ingeniería concurrente, que establece los pasos a seguir para lograr con éxito el objetivo. Este método incluye la identificación clara de las necesidades, las especificaciones del producto, la generación de conceptos, la selección de conceptos, la arquitectura de productos y finalmente se establece la estrategia de control, para así concluir los beneficios que trae el proyecto a la empresa y a los operarios que

ejecutan tales acciones. Siendo este método el principal aporte al presente trabajo

2.2 Bases teóricas

Según (Hernández Sampieri, 2001, pág. 52)“Al construir el marco teórico, debemos centrarnos en el problema de investigación que nos ocupa y no divagar en otros temas ajenos al estudio. Un buen marco teórico no es aquel que contiene muchas páginas, si no el que trata con profundidad únicamente los aspectos que se relacionan con el problema y que vincula lógicamente y coherentemente con los conceptos y proposiciones existentes en estudio anteriores.”

En este sentido la orientación del marco teórico para el presente trabajo se estructuró de la siguiente forma:

- Suspensión automotriz.
- Diseño mecánico.
- Neumática
- Automatización industrial.

2.2.1 Suspensión automotriz

El sistema de suspensión de un automóvil es el conjunto de elementos que actúan entre los órganos no suspendidos, siendo estos ejes y ruedas; y órganos suspendidos, como el bastidor, carrocería y pasajeros. (Fernández 2008)

La principal misión de la suspensión es absorber las posibles irregularidades del terreno, ayudando así a favorecer la comodidad del conductor y de los pasajeros, al mismo tiempo que asegura la estabilidad y direccionalidad del vehículo manteniendo el contacto entre neumático y calzada ya que, las fuerzas de interacción entre éstos son las únicas que permiten el control del vehículo. En el caso de que se produjera una reducción de dicho contacto, disminuiría también la capacidad de controlar el vehículo y por tanto la seguridad. Además de las funciones anteriores, el sistema de suspensión debe cumplir otras funciones complementarias como transmitir las fuerzas de aceleración y de frenada entre los ejes y bastidor, resistir el par motor y de frenada, así como los efectos de las curvas, conservar el ángulo de dirección en todo el recorrido, el paralelismo entre ejes y la perpendicularidad del bastidor y aguantar la carga del vehículo. (Aparicio, Vera y Díaz 1995)

2.2.1.1 Suspensión Independiente Mc PHERSON.

Es uno de los sistemas más empleados en el eje delantero por la gran estabilidad que confiere al vehículo. El conjunto está compuesto por un muelle helicoidal en cuyo interior va montado el amortiguador. La parte superior del conjunto (torreta) va anclada al chasis y la parte inferior donde se sujeta el amortiguador va anclada a la porta mangueta de la rueda. El amortiguador está dotado de una plataforma en la cual se apoya el muelle helicoidal que lo rodea y, por el extremo superior, se apoyan en la carrocería el conjunto muelle helicoidal y amortiguador.

En este sistema (figura 2), los movimientos de subida y bajada de la rueda son absorbidos por el muelle, cuyas oscilaciones atenúa el correspondiente amortiguador. Teniendo la ventaja de que el ángulo que forman las ruedas con el suelo en cualquier circunstancia varía muy poco. Este tipo de suspensión necesita una gran resistencia de la carrocería por debajo de las aletas delanteras, que es donde se apoya el muelle y, por tanto, donde se transmiten los esfuerzos de la suspensión. Lógicamente, el conjunto amortiguador y muelle giran con la orientación de la rueda, describiendo un ángulo proporcional al efectuado en el volante y, por supuesto en las ruedas. (Moratalaz 2010).



Figura 2 *Suspensión Independiente Mc Pherson. (Fuente aficionadosalamecanica.net/suspension. 2014)*

2.2.2 Diseño mecánico

Es el diseño de objetos y sistema de naturaleza mecánica, piezas, mecanismos, máquinas, instrumentos y dispositivos diversos. En sus partes hace uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales y las ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería”. (Shigley, Mischke& Correa2002).

2.2.2.1 Fases del diseño.

Rondón (2002. P8) sostuvo que el diseño “consiste en un proceso de aprendizaje de absorción de tecnología, que permita describir, explicar y anticipar el comportamiento real del proceso creativo del diseño industrial-

académico desde su origen hasta la conquista técnica del producto como consumo, como proceso y como medio de producción industrial”.

Las fases del diseño son:

I.- Reconocer las necesidades creadas por nosotros y por otros para la satisfacción de esas necesidades, que nos crea dependencia o por nosotros para tener autonomía soberana y ser autosuficiente y autoabastecible. Las necesidades son formuladas a través de enunciados concretos y específicos, y se debe reconocer eficientemente por simplificaciones y restricciones en que son tratados y se sugiere que se controle y se ajuste frecuentemente, de modo que sea corregido por iteración cuando sea necesario.

II.- Crear un pre diseño: Consiste en establecer las ideas a través de la observación, la percepción, la reproducción, la síntesis, el análisis, etc.

III.-Preparar un modelo teórico materializado: Este medio evalúa la cualidad de la idea creada para cumplir los requisitos de satisfacción de las necesidades, materializando el concepto estructurado del prototipo o maqueta, de su comportamiento funcional, sus ventajas adquiridas y desventajas.

IV.-Probar y evaluar el modelo: Esta consiste en diagnosticar la funcionalidad de modelo a través de simulación, pruebas en vacío y ensayos de medición y experimentales en laboratorios y con cargas en los bancos de pruebas y talleres. Estos pasos comparan los resultados de las representaciones con la realidad y los ajustes, que se deben hacer con los cálculos matemáticos y los ensayos.

V.-Mejorar el diseño. Este consiste en la retroalimentación del diseño a través del proceso de iteración para efectuar las mejoras y ajuste del paso II. La característica de este paso es la distinción de diseño de la ingeniería de máquinas respecto a otros diseños de la ingeniería u otras disciplinas para la solución técnica de necesidades y problemas sociales.

VI.- Publicar y comunicar el diseño. Este paso trata de informar a través de un sistema lingüístico y logístico formalizado escrito, oral y gráfico de los resultados de este proceso existencial y creativo de la ingeniería moderna. (RONDON O. 2002. P8-9).

2.2.3 Definiciones de fuerza cortante y momento flector.

Se define la fuerza cortante como la sumatoria de la componente perpendicular al eje, de las fuerzas externas situadas a la izquierda o a la derecha de una sección de viga estudiada:

$$V_{a-a} = \sum F_{y\text{izq } a-a} = \sum F_{y\text{der } a-a} \quad (2.1)$$

La convención de signos más común, es aquella que considera positiva la fuerza cortante que hace deslizar hacia arriba, la porción de viga situada a la izquierda de la sección estudiada, en caso contrario se considera negativa. En otras palabras cuando la sumatoria de fuerzas a la izquierda de la sección es positiva la fuerza cortante tiene el mismo signo, igual para el caso contrario, tal como se muestra en la figura 3.

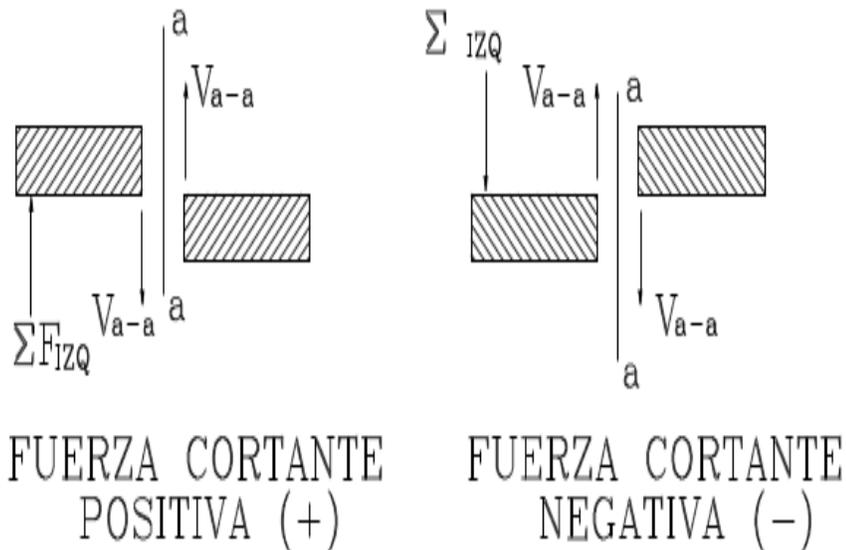


Figura 3 Signo de la fuerza cortante. (Fuente Rodríguez A. Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007).

- Momento Flector

El equilibrio rotacional de los segmentos de viga estudiados se logra con la aparición de un Momento Flector M_{a-a} . De esta manera este se puede definir como la sumatoria de los momentos de las fuerzas externas situadas a la izquierda o a la derecha de la sección estudiada, considerando que el plano de aplicación de las fuerzas es XY (hoja de papel), y la dirección del momento flector es perpendicular a este, es decir el eje particular Z:

$$M_{a-a} = \sum M_{izq\ a-a} = \sum M_{ider\ a-a} \quad (2.2)$$

En cuanto al signo del momento flector, es importante resaltar que este no depende de su sentido de rotación, tal como sucede con el momento de equilibrio, sino más bien de la curvatura que sufre la viga por la aplicación del mismo. De tal manera que una curvatura cóncava hacia arriba se considera positiva, lo contrario es negativo.

Los momentos flectores positivos generan tracción o alargamiento en las fibras inferiores de la viga y compresión o acortamiento en las superiores, los negativos producen lo contrario, como se muestra en la parte superior de la figura anterior.

En la figura 4 se ilustra esta convención.

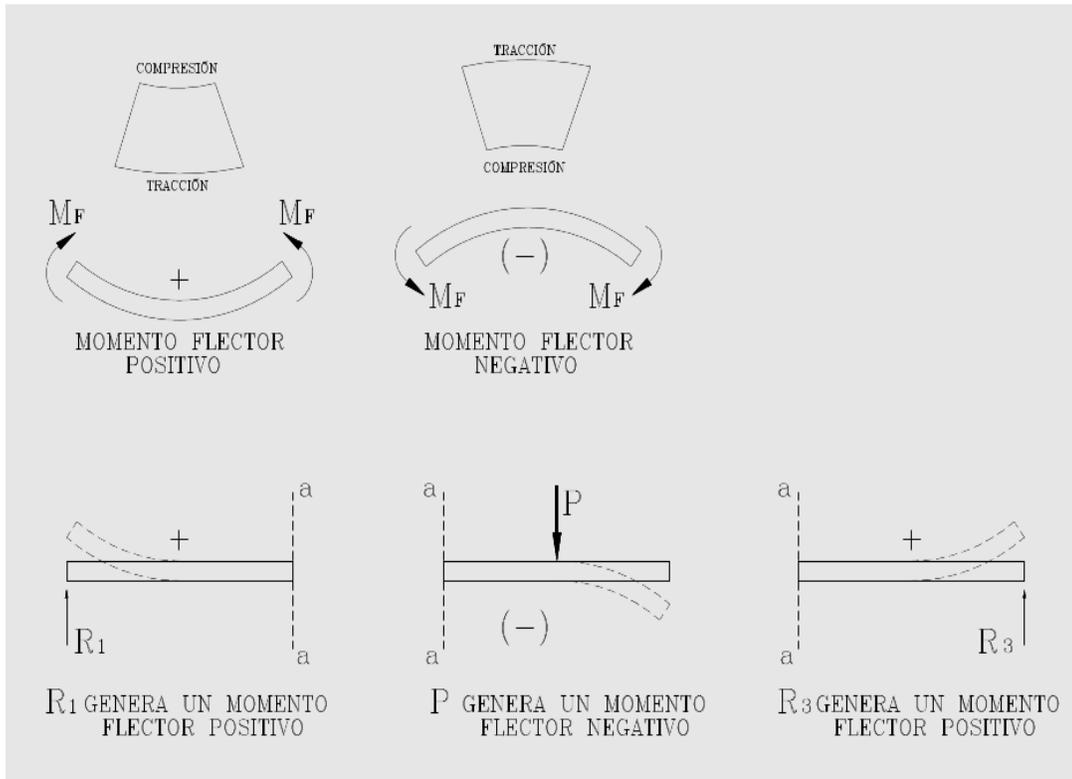


Figura 4. Signo del momento flector. (Fuente Rodríguez A. Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007).

2.2.4 Diagrama de corte y momento (método de las áreas).

Resulta particularmente importante, conocer no solo el valor del corte y del momento flexionante en un punto de la viga, sino más bien a lo largo de todo el elemento, debido a que en su diseño, se debe considerar la condición más desfavorable de esfuerzo resistente en el interior del sólido, por lograr esto se construyen los llamados diagramas de fuerza cortante y momento

flector. La realización de estos diagramas requiere conocer la relación existente entre las cargas externas y las fuerzas internas de corte y momento flector.

En la Figura 5, se ha considerado una viga simplemente apoyada, con un sistema de cargas distribuida general “q”, de signo positivo, por tener sentido vertical hacia arriba. 1 y 2 representan dos secciones de la viga separadas una distancia dx. A la derecha se ha graficado en forma ampliada, el diagrama de cuerpo libre del elemento diferencial de viga contenido entre las secciones 01 y 02, que incluye tanto las fuerzas externas “q”, como las fuerzas internas V y M, las cuales se supusieron con signo positivo. Para la cara de la sección 01, los valores de fuerzas cortantes y momentos flexionantes son respectivamente V y M, mientras que para la sección 02, son los valores de la sección 01 más un cierto diferencial dV y dM respectivamente.

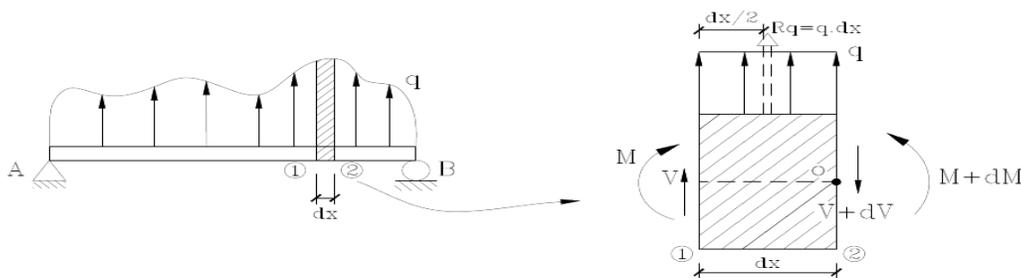


Figura 5. Viga simplemente apoyada con gráfico de un elemento diferencial diferencia de dicha viga. ((Fuente Rodríguez A. Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007).

Equilibrando el elemento diferencial tenemos:

Relación Carga – Corte: por sumatoria de fuerzas verticales,

$$\sum F_y = 0 \quad dV = q * dx \quad (2.3)$$

Integrando

$$\int V dV = \int X q dx \quad ; \text{ de 1 a 2}$$

$$V_2 - V_1 = \Delta V = (\text{Área}) \text{Carga} \quad (2.4)$$

De esta manera se encuentran las siguientes relaciones:

1- $q = dV/dx$, Donde q : intensidad de carga; dv/dx : Pendiente diagrama de corte.

a - El signo de la carga, define la inclinación de la pendiente del diagrama de corte.

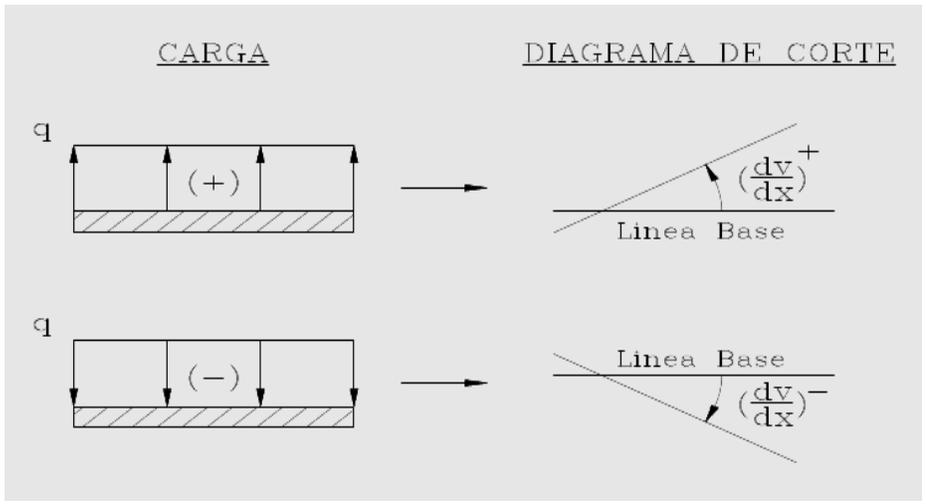


Figura 6 Relación carga-corte (signo). (Fuente Rodríguez A. Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007).

b - La intensidad de la carga “q” define la variación de la pendiente del diagrama de corte.

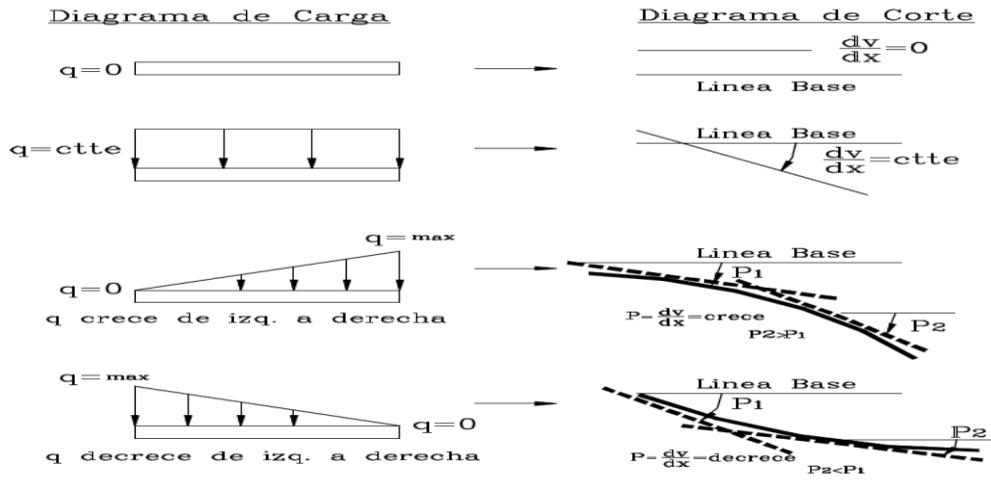


Figura 7. Relación carga-corte (intensidad) ((Fuente Rodríguez A. Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007).

2- Se puede calcular el corte en la sección 02, con el corte anterior en la sección 01, más el área del diagrama de carga existente entre las secciones 01 y 02:

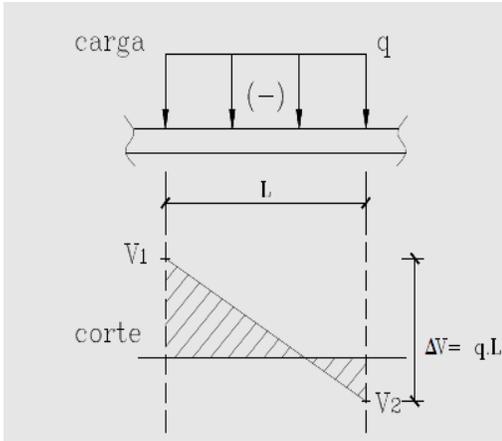


Figura 8. Relación carga-corte (diagrama).(Fuente Rodríguez A. *Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007*).

Relación Corte – Momento: por sumatoria de momentos en el punto “0”:

$$\sum M_B = 0 \quad dM = V \cdot dx \quad (2.5)$$

Integrando

$$\int dM = \int V dx \quad ; \text{ De 1 a 2}$$

$$M_2 - M_1 = \Delta M = (\text{Área})\text{Corte} \quad (2.6)$$

Las relaciones entre corte y momento son:

3- $V = dM/dx$, donde V : intensidad del diag. DeCorte; dM/dx : Pendiente diagrama de momentos

- a. El signo del diagrama de corte, define la inclinación de la pendiente del diagrama de momentos:

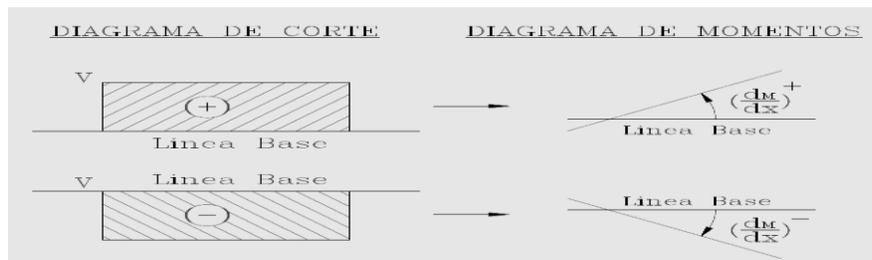


Figura 9. Relación corte-momento (signo). (Fuente Rodríguez A. Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007).

- b. La Intensidad del diagrama de corte, define la variación de la pendiente del diagrama de momentos, como se muestra a continuación:

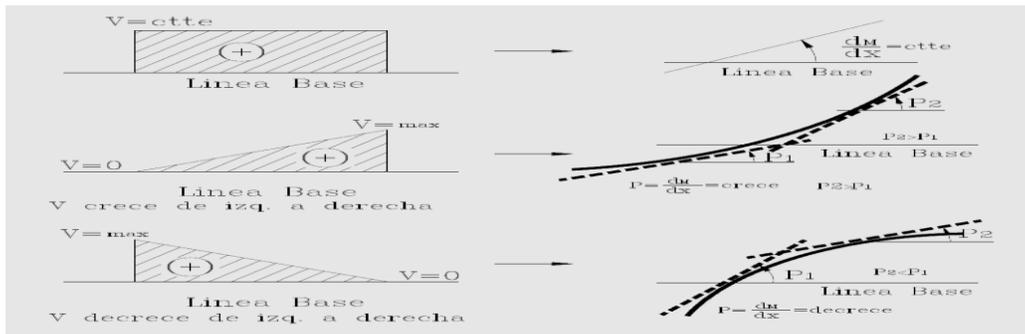


Figura 10. Relación corte-momento (intensidad)

4- Se puede calcular el momento en la sección 02, con el momento anterior en la sección 01, más el área del diagrama de corte existente entre la sección 01 y 02:

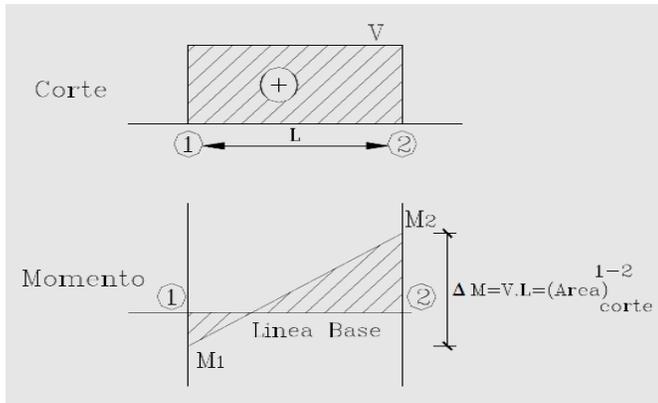


Figura 11. Relación corte-momento (diagrama). (Fuente Rodríguez A. Teoría y práctica de resistencia de materiales 2007).

2.2.5 Esfuerzos.

2.2.5.1 Esfuerzo de tracción y compresión.

Mott (2006, P90) define el esfuerzo como “la resistencia interna de una unidad de área de un material contra una carga externa aplicada”.

Para un elemento portátil en el que la carga externa está uniformemente distribuida a través de su área de sección transversal, se

calcula la magnitud del esfuerzo con la fórmula del esfuerzo directo (Mott 2006):

$$\sigma = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area}} = \frac{F}{A} \quad (2.7)$$

Dónde:

F = fuerza externa aplicada

A= área de la sección transversal

2.2.5.2 Esfuerzo cortante.

El esfuerzo cortante se produce cuando la fuerza aplicada tiende a cortar el elemento como si fuera unas tijeras o una navaja. (Mott 2006).

El método para calcular el esfuerzo cortante directo es similar al cálculo del esfuerzo de tensión o compresión directo, ya que se supone que la fuerza aplicada esta uniformemente distribuida a través de la sección transversal de la pieza que soporta la fuerza. El símbolo con el cual se representa el esfuerzo cortante es la letra griega τ . La fórmula para determinar el esfuerzo cortante se puede escribir como sigue (Mott 2006):

$$\tau = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area al corte}} = \frac{F}{A} \quad (2.8)$$

2.2.5.3 Esfuerzos debido a flexión.

Una viga es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Esas cargas producen momentos de flexión en la viga, los cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzos de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, esto es, de compresión y tracción. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de una viga está en la parte más alejada del eje neutro de la sección. En ese punto la fórmula de flexión muestra como resultado el esfuerzo (Mott 2006):

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.9)$$

Dónde:

M = magnitud del momento de flexión en esa sección.

I = momento de inercia del área transversal referido a su eje neutro.

c = distancia del eje neutro a la fibra más alejada. En la sección transversal del elemento.

La magnitud del esfuerzo de flexión varía linealmente dentro del área transversal, desde el valor cero en el eje neutro, hasta el esfuerzo de tensión máximo en un lado del eje neutro y hasta el esfuerzo de compresión máximo en el lado contrario. La figura 12 muestra la distribución típica del esfuerzo de flexión en la sección transversal de una viga. Observe que la distribución de esfuerzos es independiente de la forma de la sección transversal.

También observe que existe flexión positiva cuando la forma flexionada de la viga es cóncava hacia arriba, lo que causa compresión en la parte superior de la sección transversal y tensión en la parte inferior. Por el contrario la flexión negativa provoca que la viga sea cóncava hacia abajo.

(Mott 2006. P105)

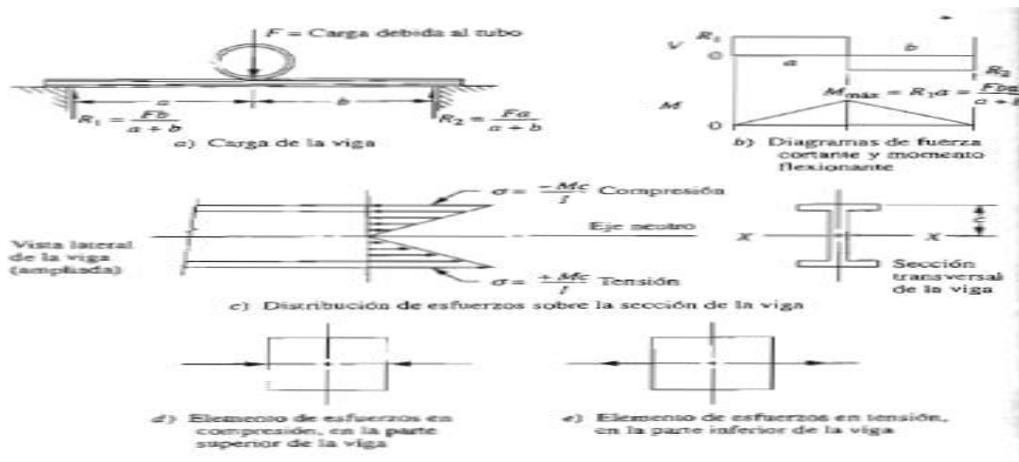


Figura 12. Distribución típica del esfuerzo de flexión en la sección transversal de una viga. Fuente Mott 2006. Diseño de Elementos de máquinas. Página 106

2.2.6 Cargas variables-Teoría de fatiga.

Muchos de los elementos de máquinas, tales como cigüeñales, árboles, ejes, bielas y resortes, son sometidos a cargas variables. El comportamiento de los materiales bajo este tipo de carga es diferente a aquel bajo cargas estáticas; mientras que una pieza soporta una gran carga estática, la misma puede fallar con una carga mucho menor si ésta se repite un gran número de veces. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir grietas que crecen a medida que éstos se repiten, hasta que se produce la falla total; este fenómeno se denomina fatiga. Por lo tanto, el diseño de elementos sometidos a cargas variables debe hacerse mediante una teoría que tenga en cuenta los factores que influyen en la aparición y desarrollo de las grietas, las cuales pueden producir la falla después de cierto número de repeticiones (ciclos) de esfuerzo. La teoría que estudia el comportamiento de los materiales sometidos a cargas variables se conoce como teoría de fatiga. (Vanegas 2011, Cap. 5 P1)

Si las cargas variables sobre un elemento son de magnitud suficiente como para producir fluencia en ciertos puntos, es posible que después de cierto tiempo aparezca una grieta microscópica. Normalmente, ésta se genera en la vecindad de una discontinuidad o en un punto que soporta un gran esfuerzo o una gran fluctuación de éste. La grieta que se inicia es un

concentrador de esfuerzos altamente nocivo; por lo tanto, tiende a expandirse con cada fluctuación de los esfuerzos. Efectivamente, la grieta crece gradualmente (con cada ciclo de esfuerzo), a lo largo de planos normales al esfuerzo máximo a tracción. A pesar de que en materiales dúctiles los esfuerzos cortantes son los encargados de iniciar las grietas, los esfuerzos normales de tracción son los que actúan en la grieta tratando de abrirla y haciendo que crezca. La sección del material se reduce con el crecimiento gradual de la grieta, hasta que finalmente se rompe cuando la combinación del tamaño de la grieta y de la magnitud del esfuerzo nominal (que depende del tamaño remanente de la sección) produce una fractura súbita de tipo frágil. (Vanegas 2011, Cap. 5 P4)

2.2.6.1 Resistencia a la fatiga y límite de fatiga.

La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general es el valor del esfuerzo que puede resistir un material para un determinado número de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es infinita el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga.

Límites y resistencia a la fatiga de algunos materiales comunes (Vanegas 2011, Cap. 5 P9-10):

a. Aceros de bajo carbono, aleados e inoxidables:

$$S_e' = 0.5S_u \quad \text{Si } S_u < 1380 \text{ MPa} \quad (2.10.a)$$

$$S_e' = 690 \text{ MPa} \quad \text{Si } S_u > 1380 \text{ MPa} \quad (2.10.b)$$

Dónde:

S_e' = resistencia a la fatiga (MPa)

S_u = Esfuerzo ultimo del material (MPa)

b. Otros materiales

A continuación se dan las ecuaciones para determinar los límites de fatiga aproximados de algunos materiales ferrosos fundidos y las resistencias a la fatiga de las aleaciones de aluminio y de cobre, para una duración de 5×10^8 ciclos. Al igual que para el acero, estas ecuaciones son aproximaciones de datos experimentales.

- Aleaciones de aluminio:

$$S_{f@5 \times 10^8}' \approx 0.4 S_u \quad \text{para } S_u < 330 \text{ MPa} \quad (2.11.a)$$

$$S_{f'_{@5x10^8}} \approx 132 \text{ MPa para } S_u > 330 \text{ MPa} \quad (2.11.b)$$

- Aleaciones de cobre:

$$S_{f'_{@5x10^8}} \approx 0.4 S_u \quad \text{para } S_u < 276 \text{ MPa} \quad (2.12.a)$$

$$S_{f'_{@5x10^8}} \approx 96 \text{ MPa para } S_u > 276 \text{ MPa} \quad (2.12.b)$$

2.2.6.2 Variación de los esfuerzos.

En un elemento sometido a cargas variables, los esfuerzos pueden variar con respecto al tiempo, t , de una forma muy irregular como se observa en la figura 13.

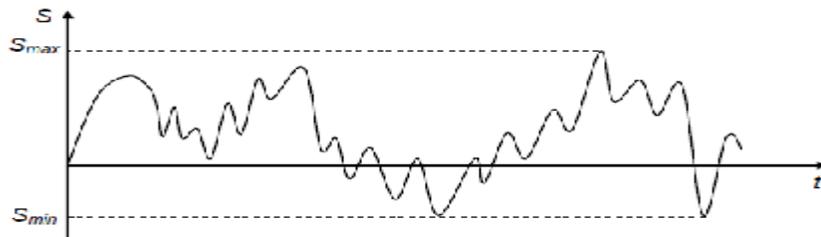


Figura 13. Curva esfuerzo-tiempo del punto crítico de un elemento. Fuente Vanegas. Conceptos básicos sobre diseño de elementos de máquinas.2011. Página 11

El modelo de falla por fatiga estudiado en este libro se basa en el diagrama de Wohler el cual se obtiene con pruebas sobre probetas sometidas a flexión giratoria. Este tipo de carga produce una variación sinusoidal de los esfuerzos; por lo tanto, en esta teoría se modela cualquier tipo de variación de esfuerzos de una manera sinusoidal. (Vanegas 2011)

La figura 14 muestra un modelo de variación sinusoidal para la variación real de esfuerzos de la figura 13. Los valores de los esfuerzos máximo y mínimo se han mantenido iguales a los valores reales, y el periodo (o la frecuencia) fue escogido de tal manera que parezca similar al de la curva real.

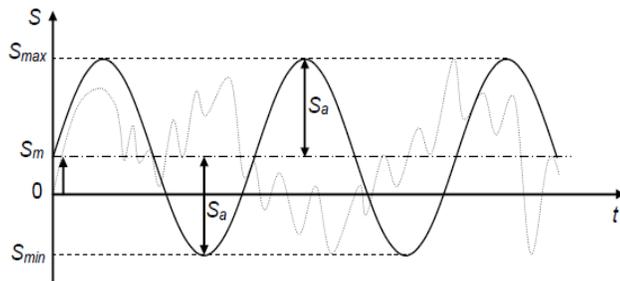


Figura 14 Modelo sinusoidal de la curva S-t del punto crítico de un elemento. Fuente Vanegas. Conceptos básicos sobre diseño de elementos de máquinas. 2011. Página 12

Las variables o parámetros de un modelo como el de la figura 15 son:

S_{max} : esfuerzo máximo.

S_{min} : esfuerzo mínimo.

S_m : esfuerzo medio (o promedio).

S_a : esfuerzo alternativo (amplitud de la onda).

R: relación de esfuerzos; es la relación entre el esfuerzo mínimo y el esfuerzo máximo.

De la figura 16 pueden obtenerse las dos primeras de las siguientes relaciones:

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} \quad (2.13)$$

$$S_a = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} \quad (2.14)$$

2.2.6.3 Factores que afectan la resistencia a la fatiga.

En las secciones precedentes se habló del diagrama de Wohler, a partir del cual se obtienen el límite de fatiga y las resistencias a la fatiga. Como se dijo, estas propiedades están basadas en probetas de ensayo normalizadas (usualmente de 0.3 in de diámetro en la sección más delgada), de superficies altamente pulidas (pulido a espejo), trabajando bajo condiciones ambientales favorables, como por ejemplo, en ausencia de corrosión y a temperaturas “normales”.

En general, las características de los elementos de máquinas y de su entorno difieren de aquellas de las probetas de ensayo. Las piezas suelen tener mayores rugosidades, ya que obtener una superficie pulida a espejo es un procedimiento costoso. Las temperaturas de trabajo pueden ser “bajas”, tendiendo a fragilizar los materiales, o “muy altas”, reduciendo la resistencia del material o produciendo el fenómeno de termofluencia (“creep”). Los elementos pueden tener concentradores de esfuerzos o pueden estar en presencia de agentes corrosivos. Factores como éstos se estudiarán en esta sección, y se presentarán las variables que involucran sus efectos sobre la falla de los materiales.

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

- (a) Estado superficial.
- (b) Tamaño de la pieza.
- (c) Variabilidad en los procesos de manufactura.
- (d) Temperatura.
- (e) Efectos varios (corrosión, esfuerzos residuales y otros).
- (f) Tipo de carga.
- (g) Concentradores de esfuerzos.

Los efectos de los aspectos (a) hasta (f) sobre la resistencia a la fatiga se cuantifican mediante los factores

Ka, Kb, Kc, Kd, Ke y Kcarg, cuyo producto se designa con el término K:

$$K = k_a k_b k_c k_d k_e k_{car} \quad (2.16)$$

a. Factor de superficie (Ka).

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

El factor de superficie, Ka, es el coeficiente que tiene en cuenta el efecto del acabado superficial sobre la resistencia del material a las cargas variables y está en el intervalo [0,1]. Para el caso de elementos pulidos a espejo Ka = 1, ya que este tipo de superficie es el que tienen las probetas para determinar el límite de fatiga; por lo tanto, no habría necesidad de hacer corrección por estado superficial. La figura 15 presenta los resultados de

ensayos experimentales efectuados sobre probetas de acero con diferentes acabados superficiales.

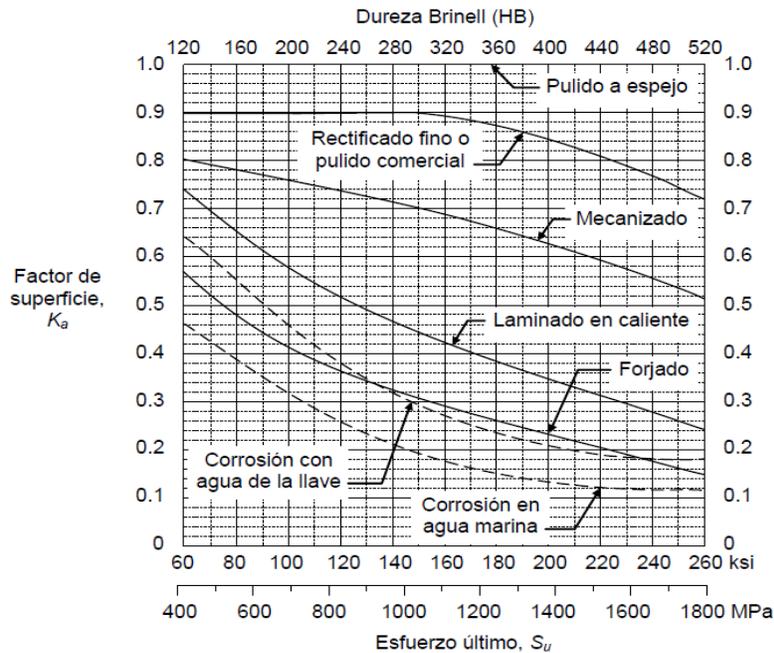


Figura 15. Factores de superficie para el acero. Fuente: Juvinall. 1967. Página 234 Pueden aplicarse a otros metales dúctiles, pero como valores aproximados.

b. Factor de tamaño (k_b)

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, aunque para carga axial no existe este efecto.

La pérdida de resistencia al aumentar los tamaños de las piezas se debe a que hay una mayor probabilidad de que exista un defecto en el volumen que soporta los mayores esfuerzos.

Para diámetros menores que 8 mm (que es aproximadamente el tamaño usual de las probetas de ensayo para fatiga), la resistencia a la fatiga de la pieza se toma igual al límite de fatiga, es decir, se toma $K_b = 1$. Los datos experimentales para diámetros mayores de 250 mm son muy escasos (por su elevado costo); se sugiere tomar $K_b = 0.6$ para diámetros mayores a 250 mm.

Las siguientes ecuaciones pueden usarse para determinar el factor de tamaño de piezas de acero sometidas a flexión o torsión:

$$k_b = 1 \quad \text{si } d_e < 8\text{mm} \quad (2.17.a)$$

$$k_b = 1,189d_e^{-0.097}, \text{ si } 8\text{mm} < d_e < 250\text{mm} \quad (2.17.b)$$

$$k_b = 0.6 \quad \text{si } d_e > 250\text{mm} \quad (2.17.c)$$

Para aplicar la ecuación 2.17 a secciones no circulares y sollicitaciones diferentes a flexión giratoria, se debe determinar un diámetro equivalente, d_e .

c. Factor de confiabilidad (Kc).

El factor de confiabilidad, Kc, corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 1. Factor de confiabilidad (Kc). Fuente: Vanegas L. Conceptos básicos sobre diseño de elementos de máquinas.2011. Página 12

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
Kc	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Al igual que Ka y Kb, el factor de confiabilidad varía entre 0 y 1. Teóricamente, una confiabilidad del 100% no se podría lograr ya que la campana de Gauss se extiende hasta menos infinito; sin embargo los datos reales se extienden en un rango finito de valores. Para propósitos prácticos, una confiabilidad teórica del 99.9% sería suficiente en muchos casos. El diseñador decide con que confiabilidad trabaja, aunque es bueno recordar

que el factor de seguridad, N, tiene en cuenta también las incertidumbres en las propiedades del material y en los datos experimentales.

d. Factor de temperatura (k_d).

Las propiedades de un material dependen de su temperatura. Por ejemplo, un acero puede fragilizarse al ser sometido a “bajas” temperaturas, y la resistencia a la fatiga puede reducirse notoriamente por encima de unos 500 °C. Para tener en cuenta el efecto de reducción de resistencia a la fatiga, se utiliza el factor de temperatura, k_d , que varía entre 0 y 1, dependiendo de la temperatura: cero cuando la resistencia es nula y uno cuando la resistencia para vida infinita es igual al límite de fatiga, es decir, cuando la temperatura no modifica la resistencia.

De acuerdo con datos experimentales en los aceros, el límite de fatiga permanece más o menos constante entre la temperatura “ambiente” y 450 °C, y comienza a reducirse rápidamente por encima de este valor.

La siguiente ecuación empírica puede utilizarse para determinar el factor de temperatura de un acero:

$$k_d = 1 \quad \text{si } T_{emp} \leq 450 \text{ °C} \quad (2.18.a)$$

$$k_d = 1 - (0.0058)(T_{emp} - 450) \text{ si } T_{emp} \geq 450 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (2.18.b)}$$

e. Factor de efectos varios (Ke).

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor Ke. Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. En general, ke varía entre 0 y 1; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar Ke = 1.

f. Factor de carga (kf).

El comportamiento a la fatiga de un elemento depende también del tipo de carga al cual se somete. Las resistencias a la rotura y a la fluencia de un material son diferentes para esfuerzos cortantes y normales; sucede lo mismo con la resistencia a la fatiga. Además, también hay diferencia entre carga axial y flexión, a pesar de que ambos tipos de carga generan esfuerzos normales. El límite de fatiga es una propiedad determinada para flexión giratoria, y debemos calcular una resistencia a la fatiga para los tipos de carga restantes (Vanegas 2011).

La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina factor de carga, K_{car} . Entonces, de acuerdo con lo dicho en el párrafo anterior, tenemos que:

$$k_{car} = 1 \text{ para flexión} \quad (2.19.a)$$

$$k_{car} = 0.7 \text{ para carga axial} \quad (2.19.b)$$

$$k_{car} = 0.577 \text{ para torsión y cortante} \quad (2.19.c)$$

2.2.6.4 Concentradores de esfuerzo

2.2.6.4.1 Factor de concentración de esfuerzos por fatiga K_f , para vida infinita.

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga, K_f , es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, con el fin de obtener un valor “corregido” del esfuerzo, que tenga en cuenta el efecto de la discontinuidad. (Vanegas 2006).

Este factor se aplica al esfuerzo alternativo. De acuerdo con estudios experimentales, K_f depende de; (i) el coeficiente teórico de concentración de esfuerzos, K_t , (ii) el material y (iii) el radio, r , de la discontinuidad. (Vanegas 2006).

Para tener en cuenta estos dos últimos, se define el índice de sensibilidad a la entalla, q , el cual es un coeficiente cuyo valor representa qué tan sensible es el material a la discontinuidad de radio r (qué tanto se afecta su resistencia a la fatiga). El coeficiente q varía desde 0, cuando el material no tiene sensibilidad a la discontinuidad, hasta 1, cuando el material es totalmente sensible a ésta. (Vanegas 2011).

El índice de sensibilidad a la entalla se ha definido matemáticamente como:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (2.20)$$

Dónde:

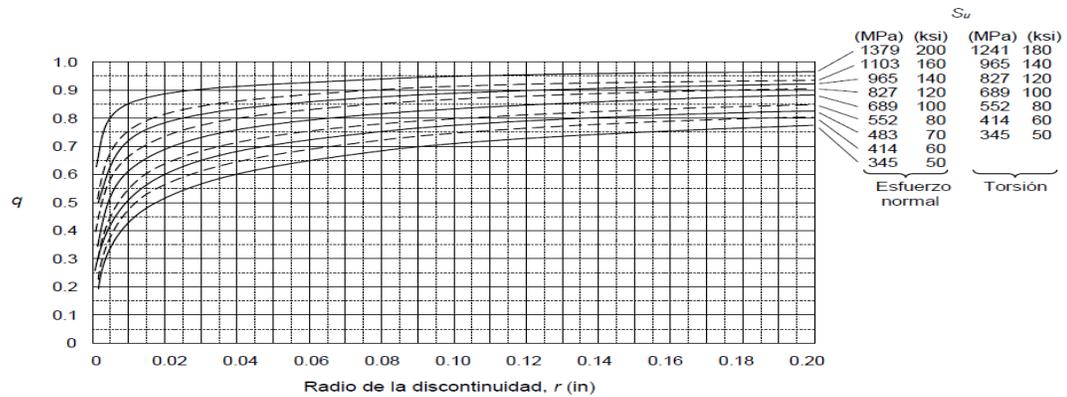
$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (2.21)$$

El valor de q se obtiene a partir de:

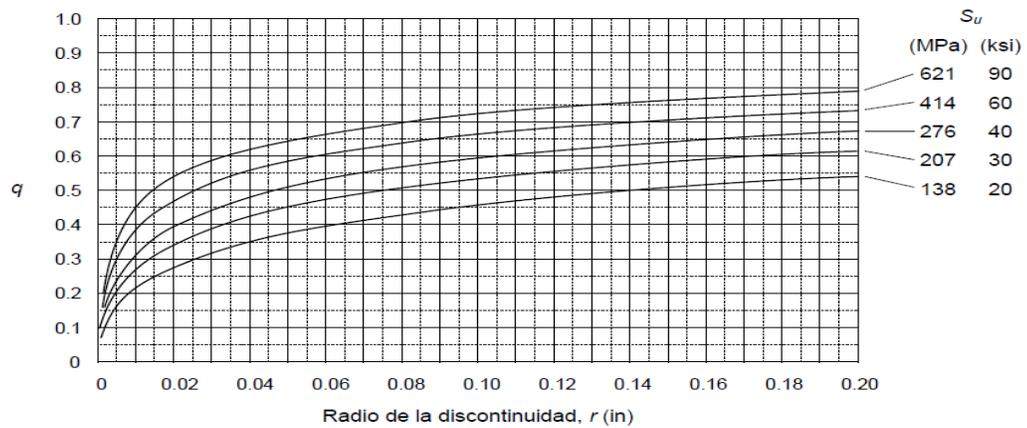
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.22)$$

Donde r es el radio de la discontinuidad y \sqrt{a} es una constante que depende del material y que se denomina constante de Neuber.

La figura 18 muestra curvas para determinar el factor de sensibilidad a la entalla para aceros y aluminios tratados térmicamente.



(a) Aceros



(b) Aluminio tratado térmicamente (-T)

Figura 16. Curvas para la determinación del índice de sensibilidad a la entalla, q . Fuente Vanegas. Conceptos básicos sobre diseño de elementos de máquinas. 2011. Página 23

2.2.6.4.2 Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio, K_{fm}

El factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio, al igual que K_f , es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, con el fin de obtener un valor “corregido” de esfuerzo. Este factor se aplica al esfuerzo medio para materiales dúctiles. El valor de K_{fm} depende de la fluencia localizada que pudiera ocurrir alrededor de la discontinuidad. Las ecuaciones para el cálculo de K_{fm} se muestran a continuación. (Vanegas 2011).

$$\text{Si } K_f |S_{max}| < S_y \text{ entonces } k_{fm} = k_f \quad (2.23.a)$$

$$\text{Si } K_f |S_{max}| > S_y \text{ y } K_f |S_{min}| < S_y \text{ entonces } k_{fm} = \frac{S_y - k_f S_a}{|S_m|} \quad (2.23.b)$$

$$\text{Si } K_f |S_{max} - S_{min}| > 2S_y \text{ entonces } k_{fm} = 0 \quad (2.23.c)$$

2.2.6.4.2 Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita, K_{ff} .

El efecto del concentrador de esfuerzos sobre la resistencia a la fatiga varía con el número de ciclos. Recuérdese que una discontinuidad en un material dúctil sometido a una carga estática, prácticamente no afecta la resistencia de la pieza. Pues bien, al pasar de un ciclo de carga a un número

indefinido de ciclos de carga sobre materiales dúctiles, el efecto de la discontinuidad sobre la resistencia pasa de ser nulo a ser máximo. (Vanegas 2011).

El efecto de los concentradores sobre la resistencia a la fatiga en vida finita se tiene en cuenta mediante el factor de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita, K_{ff} . Este valor, al igual que K_f , es mayor o igual a 1 y se aplica al esfuerzo alternativo. De acuerdo con datos experimentales sobre aceros de baja resistencia, $K_{ff} = 1$ para vidas menores de 1000 ciclos, lo que significa que la resistencia a la fatiga no se ve afectada por la concentración de esfuerzos. El coeficiente K_{ff} aumenta hasta alcanzar el valor de K_f cuando el número de ciclos es de 10^6 .

Norton usa siempre la ecuación 2.24, la cual sería conservadora para los aceros y materiales dúctiles de baja resistencia.

$$K_{ff} = K_f \quad (2.24)$$

2.2.7 Diseño por Corte. Método del Esfuerzo Cortante Máximo

El método de la predicción de falla por esfuerzo cortante máximo establece que un material dúctil comienza a ceder cuando el esfuerzo cortante máximo en un componente bajo carga es mayor que en un espécimen de prueba de tensión cuando se inicia la fluencia. Un análisis con Círculo de Morh para la prueba de tensión uniaxial indica que el esfuerzo cortante máximo es la mitad del esfuerzo de tensión aplicado. Por lo que para diseñar debe usarse la siguiente ecuación (Mott 2006):

$$\tau_{max} < \tau_d = \frac{S_{SY}}{N} = 0.5 \frac{S_Y}{N} \quad (2.25)$$

2.2.8 Diseño por Compresión-Tracción. Método de la Energía de Distorsión.

Se ha demostrado que el Método de la Energía de Distorsión es el mejor estimador de la falla para materiales dúctiles bajo carga estática o para esfuerzos normales, cortantes o combinados totalmente reversibles. Conocido como esfuerzo de Von Mises, que se puede calcular para esfuerzos biaxiales, con los esfuerzos principales máximos y mínimos (Mott 2006).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad (2.26)$$

Se Predice la falla si $\sigma' > S_y$. En el método para el esfuerzo biaxial se requiere que el esfuerzo aplicado en la tercera dimensión ortogonal sea cero.

Para diseñar se puede aplicar el factor de diseño a la resistencia de fluencia y entonces emplear.

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad (2.27)$$

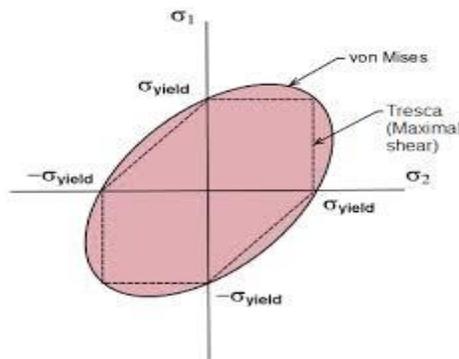


Figura 17. Método de la energía de distorsión. Fuente Mott R. Diseño de elementos de máquinas 2006. Página 190

2.2.9 Esfuerzos combinados variables-ecuación de diseño.

En secciones precedentes se estudiaron las ecuaciones de diseño para cargas variables simples. En esta sección se termina el estudio de la teoría de fatiga, tratando el caso de esfuerzos multiaxiales, el cual es común en la práctica.

Los diferentes esfuerzos que actúan en un punto crítico de un elemento pueden ser:

- (a) Mutuamente sincrónicos en fase, es decir, actuando con la misma frecuencia y alcanzando sus valores máximos (y mínimos) simultáneamente.
- (b) Mutuamente sincrónicos fuera de fase, es decir, con igual frecuencia, pero los máximos (y mínimos) no se alcanzan simultáneamente.
- (c) Asincrónicos (con diferente frecuencia).
- (d) Aleatorios.
- (e) Alguna combinación de los anteriores.

En el caso (a), los esfuerzos varían de una manera tal que los planos principales no cambian con el tiempo; es decir, los esfuerzos principales cambian en magnitud pero no en dirección. Este caso se denomina esfuerzo multiaxial simple. Los casos en los cuales los esfuerzos principales cambian

de dirección con el tiempo, son asincrónicos o están fuera de fase se denominan esfuerzo multiaxial complejo.

Son muchas las posibles combinaciones y sólo unos pocos casos han sido estudiados. La literatura sugiere que asumir que las cargas son sincrónicas en fase (esfuerzo multiaxial simple) usualmente arroja resultados satisfactorios para el diseño de máquinas y usualmente, aunque no siempre, conservativos (Vanegas 2011).

- Método von Mises

En este método, se determina un esfuerzo equivalente de Von Mises con los diferentes esfuerzos alternativos en el punto de análisis y el correspondiente esfuerzo equivalente para los esfuerzos medios:

$$\sigma_{me} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xxm} - \sigma_{yym})^2 + (\sigma_{yym} - \sigma_{zzm})^2 + (\sigma_{zzm} - \sigma_{xxm})^2 + 6(\tau_{xym}^2 + \tau_{yzm}^2 + \tau_{zxm}^2)}{2}} \quad (2.27)$$

$$\sigma_{ae} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xxa} - \sigma_{yya})^2 + (\sigma_{yya} - \sigma_{zza})^2 + (\sigma_{zza} - \sigma_{xxa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2)}{2}} \quad (2.28)$$

O para un estado de esfuerzo plano:

$$\sigma_{me} = \sqrt{\sigma_{XXm}^2 + \sigma_{YYm}^2 - \sigma_{XXm}\sigma_{YYm} + 3\tau_{XYm}^2} \quad (2.29)$$

$$\sigma_{ae} = \sqrt{\sigma_{XXa}^2 + \sigma_{YYa}^2 - \sigma_{XXa}\sigma_{YYa} + 3\tau_{XYa}^2} \quad (2.30)$$

Donde σ_{me} y σ_{ae} son los esfuerzos equivalentes medio y alternativo, respectivamente, y las componentes medias y alternativas de los esfuerzos normales (σ_{XX} , σ_{YY} , σ_{ZZ}) y cortantes (τ_{XY} , τ_{YZ} , τ_{ZX}) se obtienen con los diferentes esfuerzos que actúan en el punto de análisis (S_{XXm} , S_{YYm} , S_{ZZm} , S_{sXYm} , S_{sYZm} , S_{sZXm} , S_{XXa} , S_{YYa} , S_{ZZa} , S_{sXYa} , S_{sYZa} , S_{sZXa}), multiplicando cada uno de éstos por el correspondiente factor de concentración de esfuerzos por fatiga K_{fm} o K_{fa} .

- Ecuación de diseño para materiales dúctiles.

Según Norton R (1999), “la línea de Goodman modificada es la preferida y puede aplicarse para el diseño de elementos de máquinas tanto para materiales dúctiles como frágiles”. La ecuación de diseño para este método viene la dada por:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{me}}{S_u} + \frac{\sigma_{ae}}{S_n} \quad (2.31)$$

2.2.10 Neumática

La neumática es una de las tecnologías más antiguas de uso industrial, que ha hecho de las líneas productivas campos de germinación de múltiples aplicaciones, que van desde herramientas manuales, como martillos y destornilladores, hasta pesadas prensas y extrusores; desde bombas y válvulas para el suministro de aire de sistemas de movimiento, hasta precisos dosificadores para la industria química y alimenticia. Las tecnologías se comprimen el uso del aire comprimido se ha extendido a múltiples campos de la manufactura y ensamble, pero paradójicamente la tecnología de compresión de aire en sí misma no mostró una evolución sobresaliente durante sus ya varios siglos de existencia (Deppert, Stoll 1999).

2.2.10.1 Diagramas Neumáticos

Es la representación técnica de un circuito neumático que consta de todos los elementos neumáticos, tales como actuadores, válvulas, filtros, reguladores, lubricadores, entre otros elementos, con la finalidad de que al interrelacionarlos entre si desempeñen una función específica como por ejemplo mecanismos autónomos de producción, manipuladores neumáticos,

sistemas de control, etc..La disposición y ubicación de estos depende principalmente de su funcionalidad así como la participación en un sistema de control neumático.

En la figura 18 se muestra la ubicación de cada elemento y equipo en un esquema neumático, de manera que para el diseño y desarrollo de un sistema de control se debe tener en cuenta el orden planteado para de esta manera hacer más fácil su implementación y ejecución (Deppert, Stoll 1999).



Figura 18. Esquema Neumático. Fuente barreda-soto.blogspot.com/neumática. 2012

La codificación o designación que se hace a cada elemento o equipo dentro de un esquema neumático es por medio de números, los cuales indican la función que cada uno representa en un sistema de control , la

disposición numérica que representa una determinada función se muestra en la tabla 2:

Tabla 2. Representación de Elementos Neumáticos (Fuente barredasoto.blogspot.com/neumática. 2012)

Representación	Codificación Numérica
Elementos de Trabajo. Actuadores neumáticos	1.0, 2.0, 3.0
Elementos de gobierno	1.1, 2.1, 3.1
Elemento de pilotaje y envío de señales (tienen números pares cuando influyen en el avance del actuador)	1.2, 2.4, 2.2, 2.4, 3.2
Elemento de pilotaje y envío de señales (tienen números impares cuando influyen en el retroceso del actuador)	1.3, 1.5, 2.3, 2.5, 3.3
Elementos auxiliares que de una u otra manera influyen en los eslabones de mando	0.1, 0.2, 0.3
Elementos de regulación, que intervienen en el control y regulación de aire comprimido	1.02, 1.03, 2.02

2.2.10.2 Válvulas Neumáticas.

Se denomina válvula a todo dispositivo capaz de controlar el aire comprimido. Las funciones de control se pueden dividir en tres categorías.

a. Distribución:

Estas válvulas tienen la finalidad de abrir, cerrar o derivar el flujo de aire comprimido sin modificar sus características físicas de caudal y presión. A fin de que el cilindro, desde la posición de reposo, pase a asumir una posición distinta o a efectuar movimientos, el aire debe entrar alternativamente en cada cámara que determine el recorrido y a la vez descargarse de la opuesta.

Simbología:

Las válvulas distribuidoras se representan por medio de cuadrados y la cantidad de cuadrados determina la cantidad de posiciones de la válvula.

La figura 19 muestra la representación gráfica de una válvula distribuidora



Figura 19. Representación gráfica de una válvula distribuidora.

El funcionamiento se representa esquemáticamente en el interior de los cuadros, las líneas representan tuberías o conductos y las flechas el sentido de circulación del fluido. Las posiciones de cierre dentro de las casillas se representan mediante líneas transversales y la unión de conductos o tuberías se representan por medio de puntos, ver figura 20.

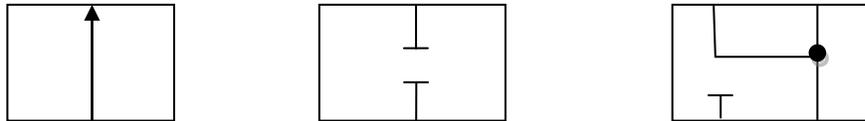


Figura 20. Representación de válvulas según el funcionamiento.

Las conexiones de entrada y salida se representan por medio de líneas unidas a la casilla que esquematiza la posición de reposo o inicial. Las otras posiciones se obtienen desplazando lateralmente los cuadrados hasta que las conexiones coincidan, ver figura 21.



Figura 21. Representación de las conexiones de las válvulas neumáticas.

La designación de una válvula distribuidora depende de la cantidad de conexiones (entradas y salidas) y de las posiciones de trabajo. La primera cifra indica la cantidad de conexiones, y la segunda nos indica la cantidad de posiciones.

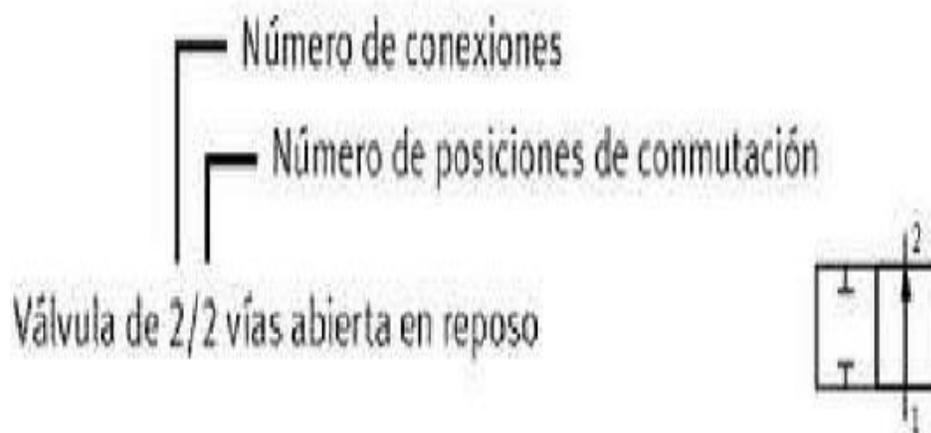


Figura 22. Esquemática de una válvula neumática. Fuente Quiroga J. zonaemec.files.wordpress.com/2011/10/vc3a1lvulas_neumc3a1ticas.2011

A continuación se muestra una clasificación de las principales válvulas distribuidoras según su posición y vías. Ver figura 23

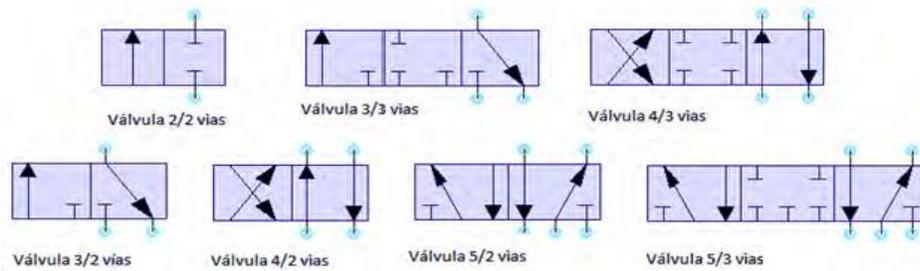


Figura 23. Clasificación de las válvulas según posición y vías. Fuente Quiroga J. zonaemec.files.wordpress.com/2011/10/vc3a1lvulas_neumc3a1ticas.2011

- Accionamiento de las válvulas

Una característica importante de las válvulas es su clase de accionamiento, y de acuerdo con esto dentro de un equipo neumático se le podrá emplear como elemento emisor de señal, de control o de regulación. Según su utilización, las válvulas distribuidoras pueden accionarse de diferentes modos, los símbolos de los elementos de accionamiento se colocan horizontalmente a los lados de los cuadrados.

La clasificación más utilizada para los mandos se establece según la fuente de energía que activa los componentes de mando. Los mandos pueden ser:

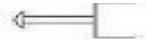
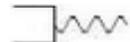
- Manuales
- Mecánicos
- Neumáticos

- Eléctricos

La tabla 3 muestra los tipos de accionamiento de las válvulas neumáticas con su respectivo símbolo

Tabla 3. Tipos de Accionamiento. Fuente Quiroga J.

zonaemec.files.wordpress.com/2011/10/vc3a1lvulas_neumc3a1ticas.2011

Tipo de Accionamiento	Nombre	Símbolo
Accionamiento por fuerza muscular	General	
	Boton pulsador	
	Palanca	
	Palanca enclavable	
	Pedal	
Accionamiento Mecánico	Por Taque	
	Por rodillo	
	Por rodillo abatible	
	Por resorte o muelle	
	Centrada elasticamente	
Accionamiento por aire comprimido	Por Presión	
	presión servopilotado	

necesitan uno o más usuarios a él unidos, así como mantener la presión secundaria siempre a un mismo valor , independientemente de las variaciones de presión en la red y del caudal a la salida del regulador y la válvula reguladora de caudal cuya función es intervenir sobre la cantidad de flujo que pasa por unidad de tiempo, y de esta forma regular la velocidad de uno o ambos recorridos.

La figura 24 muestra una válvula reguladora de presión y su símbolo.

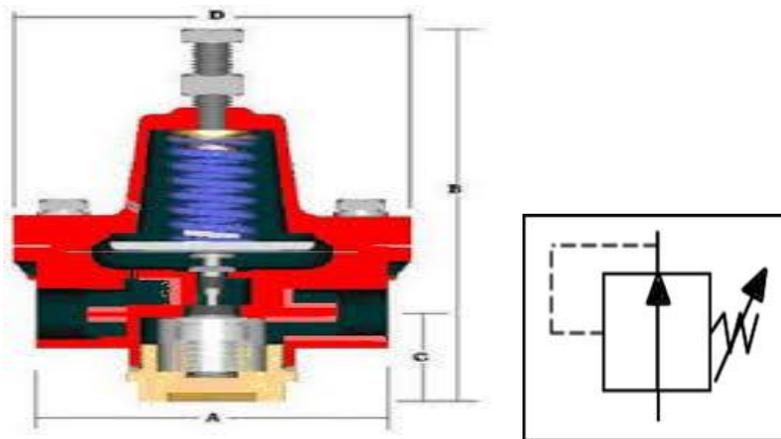


Figura 24.Regulador de presión y su símbolo.

Fuente www.instrumentacionrg.com/shop/valvula-reguladora-reval-modelo-400.2012

La figura 25 muestra una representación de una válvula reguladora de caudal con su signo

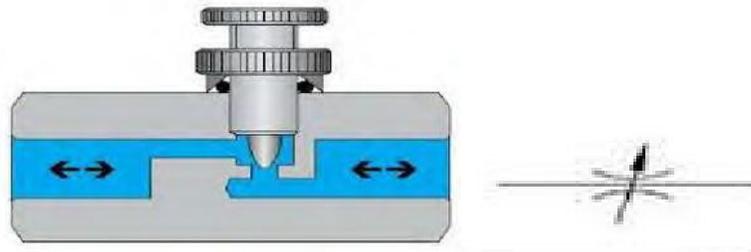


Figura 25. Regulador de caudal y su símbolo. Fuente

informsmk2013amiguelreyes828160.blogspot.com/2014/09/informe-mes-de-septiembre-2014

-Intercepción: esta válvula tiene la finalidad de bloquear o modificar el recorrido del aire comprimido con el fin de realizar las condiciones particulares de funcionamiento, por ejemplo, si se desea acelerar el movimiento del cilindro es preciso que el aire sea descargado a la atmosfera lo más rápidamente posible bloqueando el paso hacia la válvula de distribución.

-Electroválvulas. Estas válvulas se utilizan cuando la señal proviene de un temporizador eléctrico, un final de carrera eléctrico, presostato o mandos electrónicos. Se selecciona el accionamiento eléctrico para mandos con distancias largas y tiempos de conexión cortos.

Las electroválvulas o válvulas electromagnéticas se clasifican en válvulas de mando directo o indirecto, las de mando directo solo son

utilizadas en válvulas con émbolos de diámetro pequeño, ya que para émbolos de diámetro mayor las bobinas requeridas resultarían demasiado grandes. (Quiroga 2011)

2.2.10.3 *Actuadores Neumáticos.*

Los cilindros neumáticos independientemente de su forma constructiva, representan los actuadores más comunes que se utilizan en los circuitos neumáticos. Existen dos tipos fundamentales de los cuales derivan construcciones especiales.

Los cilindros neumáticos son unidades que transforman la energía potencial del aire comprimido en energía cinética o en fuerzas prensoras. Básicamente consisten en un recipiente cilíndrico provisto de un émbolo o pistón. Al introducir un determinado caudal de aire comprimido, éste se expande dentro de la cámara y provoca un desplazamiento lineal. Si se acopla al embolo un vástago rígido, este mecanismo es capaz de empujar algún elemento, o simplemente sujetarlo.

La fuerza de empuje es proporcional a la presión del aire y a la superficie del pistón,

$$F = P \cdot A \quad (2.32)$$

Dónde:

F = Fuerza

P = Presión manométrica

A = Área del émbolo o pistón.

-Cilindros de simple efecto, con una entrada de aire para producir una carrera de trabajo en un sentido. Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo sólo en un sentido. El émbolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como cargas, movimientos mecánicos, etc. Puede ser de tipo “normalmente dentro” o “normalmente fuera”. Ver figura 26

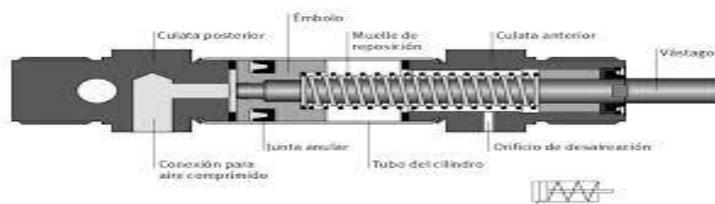


Figura 26 Cilindro de Simple Efecto. Fuente www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Esacalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.2009

-Cilindro de doble efecto, Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan tanto su carrera de avance como la de retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo (aire en ambas cámaras), por lo que estos componentes sí que pueden realizar trabajo en ambos sentidos.

Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción. Algunas de las más notables las encontramos en la culata anterior, que ahora ha de tener un orificio roscado para poder realizar la inyección de aire comprimido (en la disposición de simple efecto este orificio no suele prestarse a ser conexionado, siendo su función la comunicación con la atmósfera con el fin de que no se produzcan contrapresiones en el interior de la cámara).

El perfil de las juntas dinámicas también variará debido a que se requiere la estanqueidad entre ambas cámaras, algo innecesario en la disposición de simple efecto.

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los de simple efecto, incluso cuando no es necesaria la realización de esfuerzo en ambos sentidos. Esto es debido a que, por norma general (en función del tipo de válvula empleada para el control), los cilindros

de doble efecto siempre contienen aire en una de sus dos cámaras, por lo que se asegura el posicionamiento.

Para poder realizar un determinado movimiento (avance o retroceso) en un actuador de doble efecto, es preciso que entre las cámaras exista una diferencia de presión. Por norma general, cuando una de las cámaras recibe aire a presión, la otra está comunicada con la atmósfera, y viceversa. Este proceso de conmutación de aire entre cámaras nos ha de preocupar poco, puesto que es realizado automáticamente por la válvula de control asociada (disposiciones de 4 o 5 vías con 2 o 3 posiciones).

En definitiva, podemos afirmar que los actuadores lineales de doble efecto son los componentes más habituales en el control neumático. Esto es debido a:

- Se tiene la posibilidad de realizar trabajo en ambos sentidos (carreras de avance y retroceso).
- No se pierde fuerza en el accionamiento debido a la inexistencia de muelle en oposición.

- Para una misma longitud de cilindro, la carrera en doble efecto es mayor que en disposición de simple, al no existir volumen de alojamiento.

No debemos olvidar que estos actuadores consumen prácticamente el doble que los de simple efecto, al necesitar inyección de aire comprimido para producir tanto la carrera de avance como la de retroceso. Ver figura 27. (Escalera 2009)

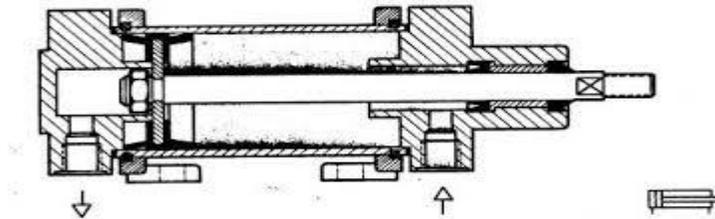


Figura 27. Cilindro de Doble Efecto. Fuente www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntos.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Escalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.2009

2.2.11 Automatización industrial

Los procesos industriales estaban enfocados a la mecanización donde los operarios eran asistidos con maquinaria, y a través de su propia fuerza y de su intervención directa, cumplían las tareas. Actualmente la automatización cumple con un paso más allá de la mecanización en donde los procesos industriales son asistidos por maquinas o sistemas mecánicos y

electrónicos que remplazan las funciones que antes eran realizadas por los operarios, reduciendo en gran medida la necesidad mental y sensorial del operador, además de tener una producción más eficiente, disminuyendo el riesgo de seguridad del operador.

De esta manera se define la automatización como el uso de sistemas de control y de tecnología informática para reducir la necesidad de la intervención humana en un proceso. En el enfoque de la industria, automatización es el paso más allá de la mecanización en donde los procesos industriales son asistidos por máquinas o sistemas mecánicos que reemplazan las funciones que antes eran realizadas por operarios.

La automatización de un nuevo producto requiere de una inversión inicial grande en comparación con el costo unitario del producto, sin embargo mientras la producción se mantenga constante esta inversión se recuperará, dándole a la empresa una línea de producción con altos índices de ingresos.

-Ventajas

- Reemplazo de operadores humanos en tareas repetitivas o de alto riesgo.

- Reemplazo de operador humano en tareas que están fuera del alcance de sus capacidades como levantar cargas pesadas, trabajos en ambientes extremos o tareas que necesiten manejo de una alta precisión.

- Incremento de la producción. Al automatizar la línea de producción, las demoras del proceso son menores, y no hay agotamiento o desconcentración en los operarios.

Con la implementación de métodos numéricos en dispositivos de automatización el resultado es una gama de aplicaciones de rápida expansión y de enfoque especializado en la industria. La tecnología asistida por computadora ahora sirve de base para las herramientas matemáticas y de organización utilizada para crear sistemas complejos. Ejemplos notables de incluyen el diseño asistido por computadora y fabricación asistida por ordenador. La mejora en el diseño, análisis, y la fabricación de productos basados en esta tecnología ha sido beneficiosa para la industria.

La tecnología informática, junto con los mecanismos y procesos industriales, pueden ayudar en el diseño, implementación y monitoreo de sistemas de control. Un ejemplo de un sistema de control industrial es un controlador lógico programable (PLC). Los PLC están especializados en sincronizar el flujo de entradas de sensores y eventos con el flujo de salidas a los actuadores y eventos. (Rokatec 2014)

2.2.12 Manipulación manual de cargas

Se refiere al levantamiento y traslado de elemento de un determinado peso y que al ser realizado en condiciones ergonómicas desfavorables podría generar un riesgo. La norma COVENIN establece una serie de recomendaciones para disminuir los factores de riesgo asociados a la manipulación de carga, a continuación se presenta un resumen de lo que establece dicha norma.

1. Examinar la carga antes de manipularla: localizar zonas que pueden resultar peligrosas en el momento de su agarre y manipulación (aristas, bordes afilados, puntas de clavos, etc.)
2. Planificar el levantamiento: decidir el punto o puntos de agarre más adecuados, dónde hay que depositar la carga y apartar del trayecto cualquier elemento que pueda interferir en el transporte.
3. Seguir cinco reglas básicas en el momento de levantar la carga: separar los pies hasta conseguir una postura estable; doblar las rodillas; acercar al máximo el objeto al cuerpo; levantar el peso

gradualmente y sin sacudidas; y no girar el tronco mientras se está levantando la carga (es preferible pivotar sobre los pies).

4. Manejar una carga entre dos personas siempre que el objeto tenga, con independencia de su peso, al menos dos dimensiones superiores a 76 cm; cuando una persona tenga que levantar un peso superior al permitido legalmente y su trabajo habitual no sea el de manipulación de cargas; y cuando el objeto sea muy largo y una sola persona no pueda trasladarlo de forma estable.
5. Situar la carga en el lugar más favorable para la persona que tiene que manipularla, de manera que la carga esté cerca de ella, enfrente y a la altura de la cadera.
6. Utilizar ayudas mecánicas, siempre que sea posible. En los alcances a distancias importantes se pueden usar ganchos o varas. La hiperextensión del tronco se evita colocando escaleras o tarimas.
7. Transportar la carga a la altura de la cadera y lo más cerca posible del cuerpo. Si el transporte se realiza con un solo brazo, se deberán evitar inclinaciones laterales de la columna.

8. Evitar los trabajos que se realizan de forma continuada en una misma postura. Se debe promover la alternancia de las tareas y la realización de pausas, que se establecerán en función de cada persona y del esfuerzo que exija el puesto de trabajo. Ver figura 28



Figura 28. Consejos para Manipulación de Carga. Fuente saludocupacionaldratovar.blogspot.com/2012/02/manipulacion-manual-de-cargas.2012

2.2.13 Criterios corporativos de ergonomía para Venezuela.

La figura 29 muestra los criterios corporativos establecidos para manipular cargas en Chrysler L.L.C

Criterios Corporativos de Ergonomía para Venezuela		Criterios Corporativos de Ergonomía para Venezuela	
Condición de trabajo	Peso/Esfuerzo máximo	Condición de trabajo	Peso/Esfuerzo máximo
Levantar carga con las dos manos	9 Kg	Uso de herramienta manual de poder sin balancín	3,2 Kg
Transportar carga con las dos manos por distancias hasta 1,5 m	13,6 Kg	Fuerza de agarre en pinza	0,9 Kg
Empujar/Halar carga horizontalmente o verticalmente con ambas manos	10,9 Kg	Rotación de la muñeca con manipulación de carga	2,7 Kg
Empujar/Halar carga horizontalmente o verticalmente con una mano	5,4 Kg	Empuje de un botón activado con un dedo	1,4 Kg
Empujar/Halar carga horizontalmente con carretilla usando las dos manos	20 Kg	Empuje de un botón activado con el pulgar	2,3 Kg
Transferencia de carga de una mano a otra en estado estacionario	4,5 Kg	Fuerza de control de manivela	2,3 Kg
Torsión del tronco con manipulación de carga	6,8 Kg	Fuerza de control de palanca	13,1 Kg

Figura 29. Criterios corporativos de ergonomía para Venezuela. Fuente Departamento de ergonomía Chrysler L.L.C

2.3 Bases Legales.

Norma COVENIN 2248-87.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

El presente capítulo enfoca el diseño metodológico de la investigación, indicando la estructura de la misma, contiene la descripción y argumentación de las decisiones metodológicas adoptadas según el tema de estudio, estableciendo la población y muestra del mismo, que permitirá mediante la aplicación de técnicas recoger datos para realizar un análisis confiable y válido de las variables y características de dispositivo para el montaje de la suspensión delantera de los modelos KK y W2 en la empresa Chrysler de Venezuela.

3.1 Nivel de la Investigación.

Según Hurtado (2008), la investigación proyectiva consiste: en la elaboración de una propuesta, un plan, un programa o un modelo, como solución a un problema o necesidad de tipo práctico, ya sea de un grupo social, o de una institución, o de una región geográfica, en un área particular del conocimiento, a partir de un diagnóstico preciso de las necesidades del

momento, los procesos explicativos o generadores involucrados y de las tendencias futuras, es decir, con base en los resultados de un proceso investigativo.

El diseño y construcción de un dispositivo para el montaje de la suspensión delantera de vehículos en una ensambladora automotriz es un trabajo de tipo proyectivo ya que intenta proponer soluciones a una situación determinada. Implica explorar, describir, explicar y proponer alternativas de cambio a la problemática planteada en el proceso de montaje de la suspensión, utilizando como método de este tipo de investigación la perspectiva, que implica ir en la planificación de la propuesta desde el presente hacia el futuro, es decir, iniciando con los parámetros que rigen el proceso actual, hasta los resultados que se obtendrán al con la funcionalidad del dispositivo en la línea, resolviendo las consecuencias reflejadas en el tiempo de producción de que afectan a la empresa.

3.2 Tipo de Investigación

La presente investigación es de campo, por cuanto se accede al escenario estudiado para ahondar en las dimensiones del problema, para estar en estrecha relación con los objetivos planteados. Citando a (Cázares H., 2000) Expresa:

“La investigación de campo es aquella en que el mismo objeto de estudio sirve como fuente de información al investigador. Consiste en la observación directa y en vivo, de cosas, personas, circunstancias en que ocurren ciertos hechos; por este motivo la naturaleza de las fuentes determina la manera de obtener los datos. En tal sentido en esta investigación se accede al escenario estudiado a fin de ahondar en las dimensiones del problema, a fin de estar en estrecha conexión con los objetivos inicialmente planteados”. (p.18)

Por su parte, (Sabino, 2002)(p.94).Afirma que la investigación de campo “se basa en la recolección de datos obtenidos de la realidad”.

En base a lo anteriormente citado la investigación se fundamentó, en la recolección de datos a partir del estudio de la situación actual.

3.3 Diseño de la Investigación

(Hernández, Fernández, & Baptista, 2003) Señalan que el término “diseño” se refiere al plan o estrategia concebida para obtener la información deseada. Por lo tanto, el diseño de investigación se concibe como estrategias en las cuales se pretende tener respuestas a las interrogantes y comprobar las hipótesis de investigación, con el fin de alcanzar los objetivos de estudio.

Hernández y otros clasifican los diseños no experimentales en: Transeccional o Transversal y Longitudinales.

Los autores definen Transeccional o Transversal como “investigaciones que recopilan datos en un solo momento, en un tiempo único”. Éstos a su vez dividen el diseño transversal en: Transversales exploratorios, transversales descriptivos y transversales correlacionales.

Al respecto Hernández y otros definen el diseño transversal descriptivo como. Diseños que:

“Tienen como objetivo indagar las incidencias y los valores en que se manifiestan una o más variables (dentro del enfoque cuantitativo) o ubicar, categorizar y proporcionar una visión de una comunidad, un evento, un contexto, un fenómeno o una situación. El procedimiento consiste en medir o ubicar un grupo de persona, situaciones, contextos, fenómenos en una variable o concepto y proporcionar su descripción. Son por lo tanto estudios puramente descriptivos y cuando se establecen hipótesis, estas son también descriptivas.”(p.183)

En base a lo citado el diseño de la presente investigación es no experimental, transversal descriptiva. No hay manipulación de variables, la

acción de las variables se toman de la realidad natural y el investigador no interviene en ello.

3.3.1 Modalidad de la Investigación.

Según (UPEL, 2006, pág. 21) expresa “El proyecto factible consiste en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales...”.

Por otra parte El Manual de Tesis de Grado y Especialización y Maestría y Tesis Doctorales de la Universidad Pedagógica Libertador, (2003), plantea: “Consiste en la investigación, elaboración y desarrollo de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos necesidades de organizaciones o grupos sociales que pueden referirse a la formulación de políticas, programas, tecnologías, métodos, o procesos. El proyecto debe tener el apoyo de una investigación de tipo documental, y de campo, o un diseño que incluya ambas modalidades “(p. 16).

Esta investigación se desarrolló bajo esta modalidad, debido a que está orientada a dar solución al problema existente en el montaje de la

suspensión delantera de los modelos KK y W2 en la empresa Chrysler de Venezuela.

3.4 Población y Muestra.

La población de acuerdo a (Arias F., 2006, pág. 81) se define como “un conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuales serán extensivas las conclusiones de la investigación”.

La población que se considera para el presente estudio está conformada por un universo finito comprendido por los trabajadores del departamento de TFC, 350 operarios aproximadamente.

(Busot, 1991), considera la muestra como “un subgrupo o subconjunto de la población, que permite inferir características de la población, y en la medida que la muestra sea representativa, el margen de error en la inferencia será menor”. Mientras que La muestra según (Balestrin, 1997) “es una parte representativa de una población, cuyas características deben reproducirse en ella lo más exacto posible”.

En este sentido se llevó a cabo el proceso de selección de los elementos que conformaron la muestra, considerando las pautas que establece el muestreo probabilístico, como método que permite calcular la probabilidad de extracción de cualquiera de las muestras posibles, ya que cualquier miembro particular o grupo de miembros sean incluidos en la muestra (Martínez, 2001). Para ello se aplicó la siguiente fórmula recomendada por el autor,

$$n = \frac{Z^2 * p * q * N}{E^2 * N + Z^2 * p * q}$$

Dónde:

Variable	Definición
Z	Variable tipificada, para un Nivel de Confianza del 90% (1,64)
p.q	Variabilidad máxima con la finalidad de obtener el tamaño de la muestra posible. (p = 0,50)
N	Población (N = 1200)
E	Error máximo permisible 0.10 (establecido por el investigador) (E=10%)

Calculando se tiene

$$n = \frac{(1.64)^2(0.5)(1200)}{(0.10)^2(1200) + (1.64)^2(0.5)}$$

$$n = 120.92 \sim 121$$

Los trabajadores pertenecientes al área de tapicería del departamento de TCF 121 trabajadores ya que estos son rotados en las diferentes estaciones cuando se realiza el balance de línea

3.5 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos

(Arias F., 1999), señala que “las técnicas de recolección de datos son las distintas formas de obtener información”. (p.53). La técnica de recolección de datos utilizada en la presente investigación es la observación No Participante, definido técnica por (Hurtado & Toro, 1998) como un mecanismo que constituye un proceso de atención, recopilación, selección y registro de información, para la cual el investigador se apoya en sus sentidos para su posterior análisis.

El instrumento es el mecanismo que usa el investigador para recolectar y registrar la información, para Arias (1999), “Los instrumentos son los medios materiales que se emplean para recoger y almacenar la información (p.53).

En base a lo anteriormente citado, las técnica de recolección de dato utilizada fue la observación directa asistida técnicamente, debido a que amerita el uso de instrumentos de medición y el análisis documental, cuya descripción se encuentra en la tabla 4

Tabla 4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos. Fuente propia

Técnica	Instrumento	Contenido	Tipo de Instrumento
Observación Directa No Participante	Matriz de Registro	Asentar Información referente al proceso actual de montaje de suspensión delantera, en cuanto a los parámetros que rigen el mismo	Registro
	Cinta Métrica	Medir distancias del proceso actual, tales como Altura del rack de materiales, Altura del guardafango y desplazamiento del operario. Distancias medidas en metros (m) Medir el área de la cual se dispone para elaborar el proyecto en metros cuadrados (m ²)	Medición
	Cronometro	Medir el tiempo durante el cual el operario lleva a cabo el proceso en minutos (min)	Medición
	Cámara Fotográfica	Captación grafica del dispositivo y proceso actual	Captación
Análisis Documental	Libros, ordenador, unidad de almacenamiento, páginas web, tesis, separatas, planos	La técnica fue utilizada para enmarcar teóricamente el proyecto, lo cual permite establecer un entorno de métodos y teorías que pudieran aplicarse para hacer un diseño acorde a las exigencias	Registro

3.6 Validación y confiabilidad de los Instrumentos.

Para Hernández, Fernández y Baptista (1.998) “la validez en términos generales, se refiere al grado en que un instrumento realmente mide la variable que quiere medir” (p.243).

Con respecto a la confiabilidad de los instrumentos de recolección de datos, Sánchez y Guarisma (1.995) plantean que una medición es confiable o segura, cuando aplicada repetidamente a un mismo individuo o grupo, o al mismo tiempo por investigadores diferentes, da iguales o parecidos resultados” (p. 85)

Para los instrumentos de medición utilizados (cinta métrica y cronómetro) la validez está asociada a la capacidad de estos instrumentos de medir de forma selectiva y precisa la variable que se requiere en este caso se determinaron las alturas del rack y del guardafango, el desplazamiento del operario y las dimensiones del espacio físico para determinar el área en metros, así como el tiempo de operación en minutos.

La confiabilidad de los instrumentos de medición aplicados está relacionada a la precisión de los equipos de medición, los cuales garantizan que si las condiciones del medio no son modificadas los valores obtenidos si se realiza la medición en varias ocasiones los resultados deben ser iguales o parecidos.

3.7 Aspectos Económicos.

Los aspectos administrativos que rigen la investigación se fundamentan en las normativas y procedimientos para recolectar los datos en la empresa durante la actividad laboral, adicionalmente las leyes y normas de diseño que rigen el estudio, así como los pasos necesarios para dar finiquito al tema de investigación ante la Universidad de Carabobo.

Entre otros aspectos inherentes al proceso administrativo podemos citar:

- Recursos materiales:

Principalmente requiere una computadora, válvulas y actuadores neumáticos, una grúa para suspender el dispositivo, equipos de metalmecánica (tornos, fresadora, limadora).

- Recursos humanos

Personal capacitado en las áreas de neumática y metalmecánica

- Recursos Económicos:

Gastos inherentes a la selección y adquisición del material y componentes neumáticos

3.8 Flujograma del procedimiento

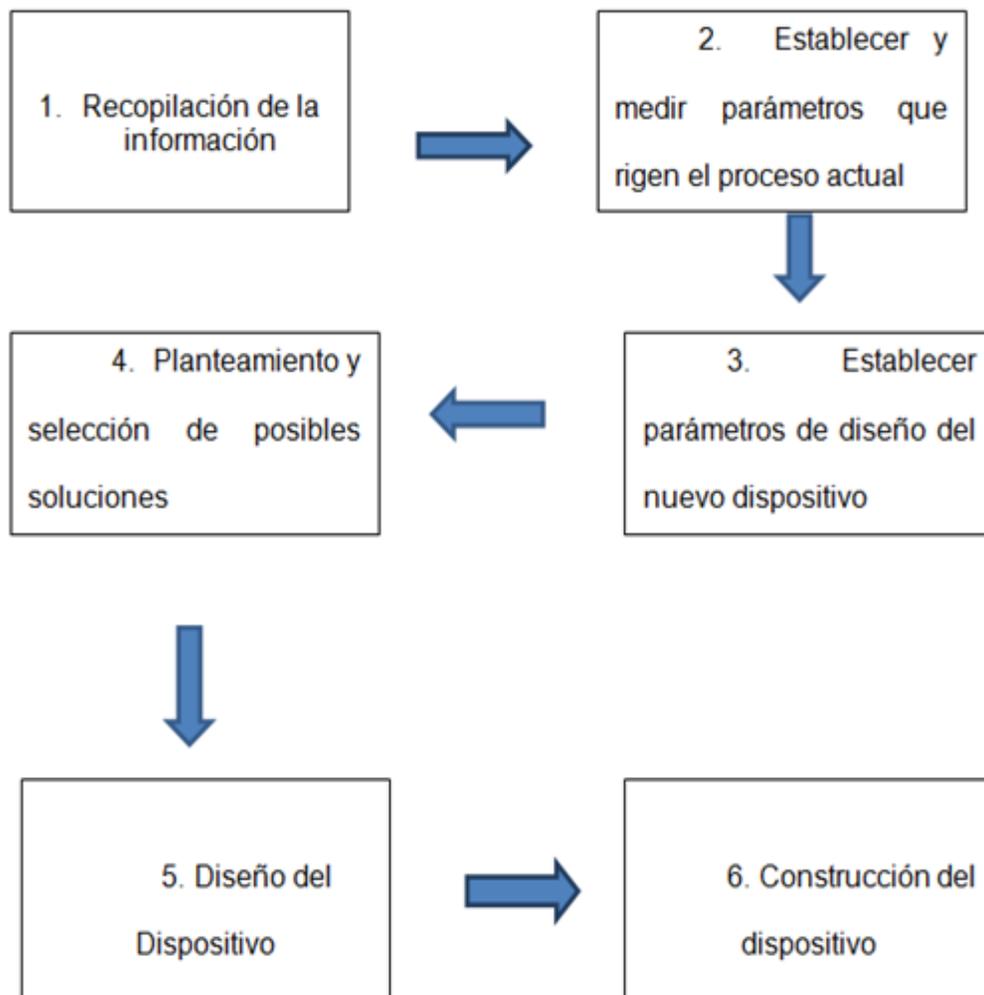


Figura 30. Flujograma del procedimiento. Fuente propia

3.9 Fases del Proyecto

1. Recopilación de la información: consulta y selección de la información a partir de trabajos previos, medios impresos (bibliografía, revistas y tesis), medios electrónicos (internet) y conversaciones personales con los operarios para indagar acerca de:

- a) Consideraciones generales del diseño
- b) Métodos de diseño
- c) Ergonomía

2. Establecer y medir parámetros que rigen el proceso actual: medición de los parámetros en la estación del montaje de suspensión, desplazamientos del operario, alturas, peso del dispositivo y de la suspensión, área disponible para desarrollar el proyecto, tiempo de operación.

3. Establecer parámetros de diseño del nuevo dispositivo basados en criterios y limitaciones obtenidas del proceso actual, considerando que además de las variables físicas propias del procedimiento de montaje, además se tiene que el proyecto debe cumplir las exigencias del financista las cuales son:

- a) Costos
- b) Facilidad operativa
- c) Ergonomía

4. Planteamiento y selección de posibles soluciones: una vez fijados y determinados los parámetros del proceso se procede a generar posibles soluciones basados en principios como analogía, inversión, etc... Las posibles soluciones son evaluadas mediante los criterios y limitaciones establecidas en el paso 3 y la selección de la mejor solución se hará en base al método de ponderación de criterios

5. Diseño del dispositivo: cálculos, planos, diagramas de funcionamiento neumático.

6. Construcción del dispositivo: una vez diseñada seleccionada la mejor solución se procede a con la realización de los planos para posteriormente realizar la construcción del dispositivo.

CAPÍTULO IV

PROPUESTA DE DISEÑO

El objetivo del presente capítulo es detallar el proceso de selección de la mejor solución, además del diseño de los elementos que constituyen la solución, presentando criterios, cálculos, resultados y selección del material de dichos elementos.

4.1 Determinación de las variables de diseño.

Las variables de diseño están constituidas por los parámetros que inciden en el proceso de montaje de la suspensión delantera tales como; distancias, tiempo de operación, especificaciones de la suspensión, área de trabajo disponible. Algunas de estas variables más importantes se muestran en la figuras 31 y 32.

En la tabla 5 se muestran las variables más significativas del proceso, adicionalmente se indica la procedencia de los datos mostrados.

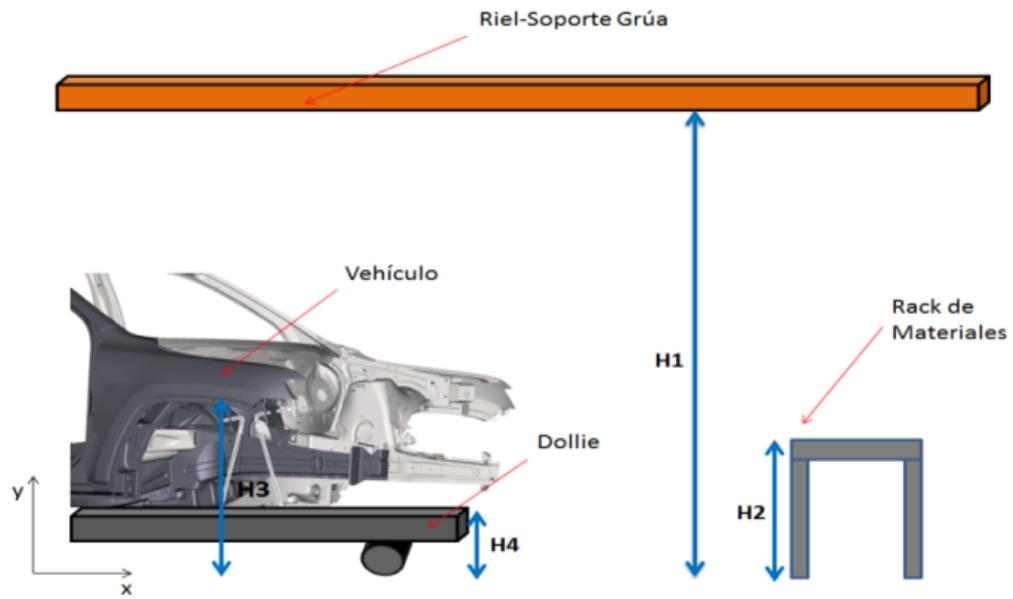


Figura 31. Vista frontal proceso de montaje de la suspensión delantera.

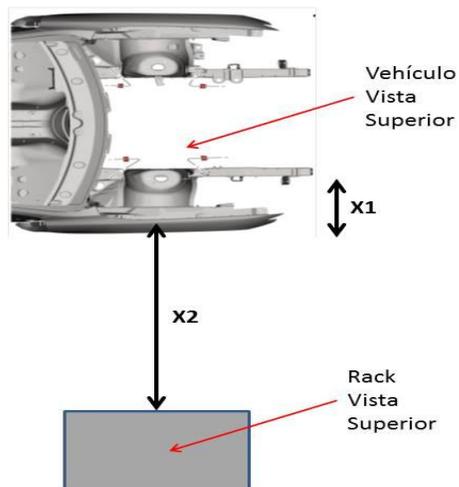


Figura 32. Vista superior proceso de montaje de la suspensión delantera.

Tabla 5. Variables que influyen en el proceso de montaje de la suspensión delantera de vehículos. (Fuente propia)

Ítem	Denominación	Nomenclatura	Valor	Unidad	Fuente
1	Altura total de montaje	H_1	2.80	m	Medición en planta
2	Altura Rack de Materiales	H_2	0.80	m	Medición en planta
3	Altura Punto de inserción	H_3	1	m	Medición en planta
4	Altura Dollies	H_4	0.26	m	Medición en planta
5	Altura Suspensión	H_s	0.90	m	Especificaciones, Departamento de Materiales
6	Peso suspensión	W_s	10.5	kg	Especificaciones, Departamento de Materiales
7	Desplazamiento horizontal de inserción	X_1	0.60	m	Medición en planta
8	Desplazamiento del operario	X_2	2	m	Medición en planta
9	Tiempo de Operación	t_{total}	120	s	Departamento de Producción
10	Área de actividad	A_{total}	9	m^2	Medición en planta

4.2 Especificaciones del sistema a diseñar.

- El dispositivo será utilizado para el montaje de la suspensión delantera cuyo diámetro es 50.8 mm

- El funcionamiento del dispositivo será semiautomático.
- La alimentación o energía aplicada para el funcionamiento del dispositivo será procedente del aire comprimido.
- El dispositivo deberá ser ergonómico
- El peso del dispositivo no debe exceder el peso establecido en el criterio corporativo de ergonomía para Venezuela (13.6 kg).

4.3 Alternativas de Solución

4.3.1 Posible Solución 1

La figura mostrada a continuación es una probable solución fundamentándose en la ergonomía, ya que permite disminuir el impacto que se ocasiona en las articulaciones del operario, a consecuencia de posiciones de trabajo inadecuadas. Ver figura 33.

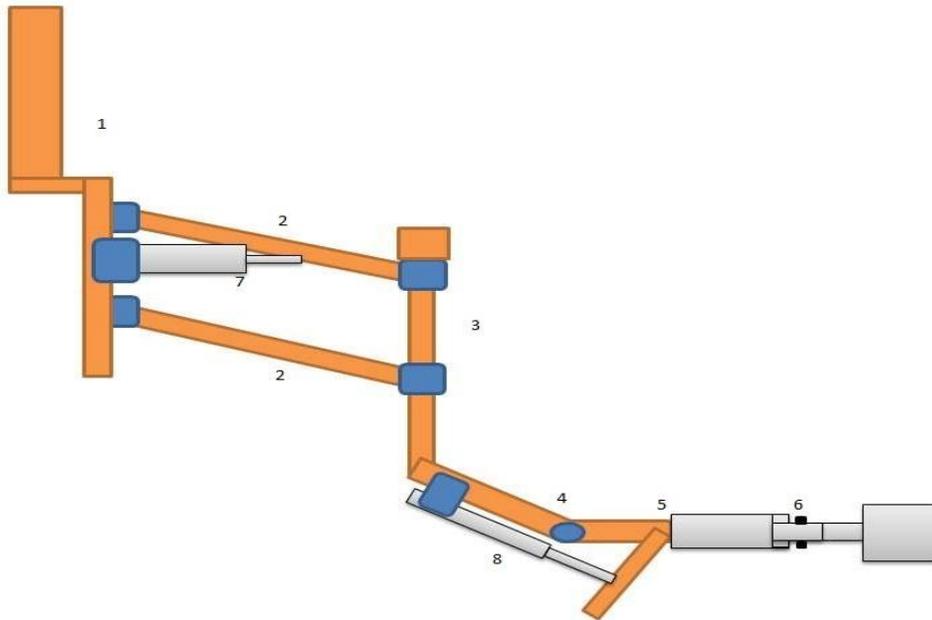


Figura 33 Posible solución 1.

1. Barra de soporte y unión al sistema de barras
2. Barra de unión y apoyo de los cilindros neumáticos
3. Cilindro neumático
4. Barra curva para desplazamiento vertical, soporte del cilindro y de la pinza neumática
5. Base para la prensa neumática y palanca para giro de suspensión
6. Prensa neumática con mordaza para agarre y suspensión del elemento.
7. Cilindro neumático

Funcionamiento: por medio de accionamiento de pulsadores los cilindros neumáticos extienden y retraen su vástago para transmitir a las diferentes barras un movimiento vertical y horizontal a fin de evitar que el operario deba flexionar sus miembros inferiores y columna para realizar el montaje.

4.3.2 Posible Solución 2

La figura 34 muestra una propuesta que se considera una probable solución basado en la propiedad de garantizar posturas de trabajo adecuadas (ergonomía), y además permite optimizar el espacio disponible para llevar a cabo la operación, debido a su característica de poseer pocos elementos.

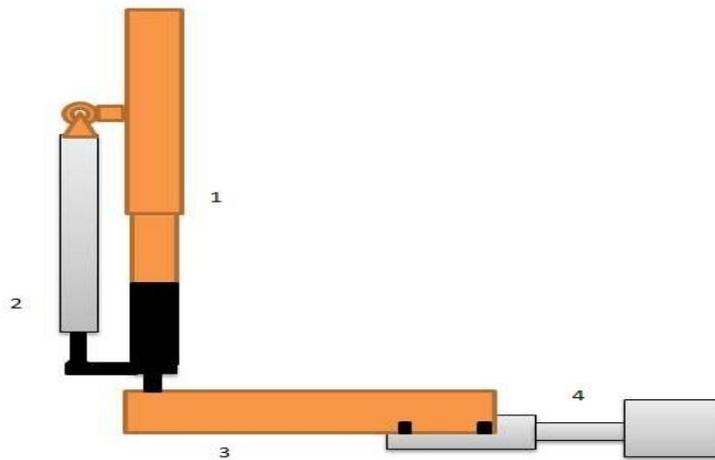


Figura 34 Posible solución 2

1. Barra vertical de sección transversal circular, en su interior se encuentra otra barra que permitirá el desplazamiento vertical de la barra tres al ser impulsada por la extensión del cilindro 2
2. Cilindro neumático cuya extensión permitirá el desplazamiento vertical de 3, para insertar la suspensión en el lugar apropiado para su instalación.
3. Barra horizontal, cuyo desplazamiento vertical permitirá la inserción de la suspensión y además brinda soporte a la prensa neumática con mordaza donde se apoyara la suspensión
4. Prensa neumática con mordaza para agarre y suspensión del elemento.

Funcionamiento: por medio de accionamiento de pulsadores las barras se desplazan vertical y horizontalmente hasta un punto deseado, disminuyendo posturas inadecuadas, al momento de realizar el montaje.

4.3.3 Posible Solución 3

El sistema planteado a continuación (ver figura 35) es una probable solución fundamentada en el manejo de cargas, el cual llevado a cabo de una forma errada y en altas frecuencias ocasiona problemas de salud. Además evita que el operario deba desplazarse hasta el punto de inserción.

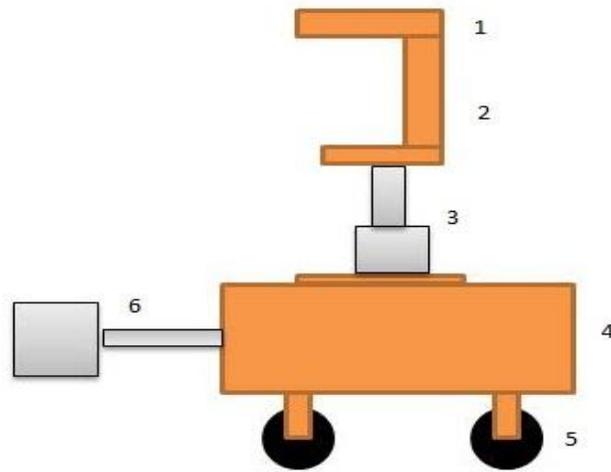


Figura 35. Posible Solución 3

1. Barra para soporte de la suspensión
2. Soporte para el apoyo de la suspensión
3. Cilindro neumático para desplazamiento vertical
4. Cuerpo del dispositivo el cual sirve de soporte para el resto de los elementos
5. Ruedas para el desplazamiento horizontal del dispositivo
6. Cilindro neumático cuya extensión producirá el desplazamiento horizontal del dispositivo.

Funcionamiento: a través de accionamientos se activan los cilindros neumáticos que generan los movimientos requeridos para llevar el elemento a su punto de ajuste, las ruedas permiten una disminución importante de la fuerza requerida para realizar el proceso, sin que el operario deba desplazarse

4.3.4 Posible Solución 4.

El sistema mostrado en la siguiente figura (ver figura 36) es una probable solución basado en el manejo de cargas y la ergonomía, disminuye desplazamientos y ofrece seguridad ya que el operario no requiere manipularlo para realizar la operación

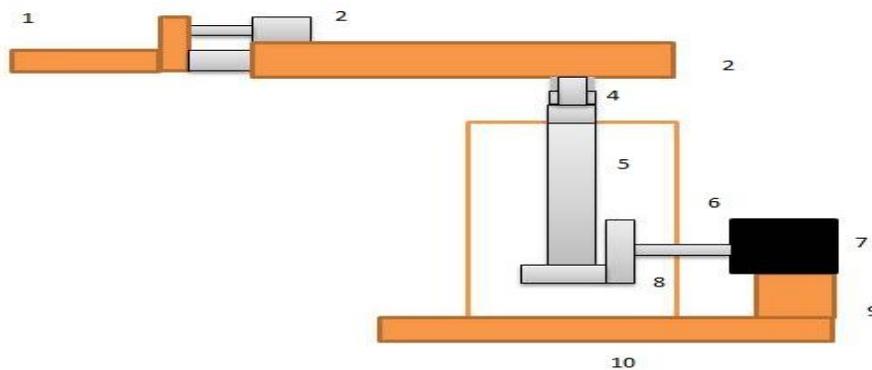


Figura 36. Posible Solución 4

1. Gancho de soporte para la suspensión.
2. Cilindro neumático para desplazamiento horizontal, que permite tomar la suspensión del rack.
3. Barra horizontal para soporte de los elemento 1 y 2.
4. Cilindros neumáticos cuya extensión generaran el desplazamiento vertical del elemento 3.
5. Eje que permitirá el giro del dispositivo para el traslado de la suspensión desde el rack a la línea de producción.
6. Eje para otorgar torque al eje 5, permitiendo el giro del dispositivo.
7. Motor neumático que entrega potencia al eje 6.
8. Engranajes para cambio en la dirección de giro.
9. Soporte para el motor neumático.
10. Soporte del dispositivo.

Funcionamiento: a través de accionamientos se sujeta la suspensión y se introduce un giro en la barra dos que lleva la suspensión a la distancia horizontal requerida (eliminando desplazamientos) luego se extiende el vástago del cilindro 4 alcanzando la altura deseada sin manipular la suspensión(disminuyendo manejo de cargas).

4.4 Aplicación del método de selección de la mejor solución.

4.4.1 Método de ponderación de criterios y soluciones

4.4.1.1 Comparación entre las posibles soluciones

Tabla 6. Ventajas y desventajas de las posibles soluciones (fuente propia)

Posible Solución	Ventajas	Desventajas
1	<ul style="list-style-type: none">• Manejo de cargas• Ergonomía	<ul style="list-style-type: none">• Cantidad de barras• Dimensión de los cilindros neumáticos
2	<ul style="list-style-type: none">• Optimización del espacio físico disponible• Ergonómico	<ul style="list-style-type: none">• Barras rígidas• Dimensión del cilindro neumático
3	<ul style="list-style-type: none">• Las ruedas disminuyen los esfuerzos• Fijado a tierra	<ul style="list-style-type: none">• Dimensión del dispositivo• Complejidad para fabricación
4	<ul style="list-style-type: none">• Puede adaptarse a cualquier modelo• Ergonómico	<ul style="list-style-type: none">• cantidad de elementos mecánicos• Costo de fabricación

4.4.1.2 Aplicación de limitaciones a las probables soluciones

Las restricciones señaladas en este aparte fueron definidas en el capítulo 1.

La tabla 7 muestra la aplicación de cada restricción a las posibles soluciones.

- Restricciones

R1: Disponibilidad de partes y tecnología asociada al sistema de control.

R2: Normativas de privacidad empresarial.

R3: Situación económica actual de la empresa.

Tabla 7. Aplicación de las limitaciones a las posibles soluciones (fuente propia)

		Probables Soluciones			
		PS1	PS2	PS3	PS4
Restricciones	1	Si	Si	Si	Si
	2	Si	Si	Si	Si
	3	Si	Si	Si	No

PS1, PS2 y PS3 pasan a ser las soluciones S1, S2 y S3 respectivamente.

4.4.1.3 Aplicación de criterios las soluciones

- Criterios

C1: Bajo costo

C2: Espacio físico disponible

C3: Ergonomía

- **Ponderación de Criterios**

Tabla 8. Ponderación de criterios. (Fuente propia)

	C1	C2	C3	N veces	PCx
C1				1	2
C2	C1			0	1
C3	C3	C3		2	3
Posición	2do	3ro	1ro		

- **Ponderación de soluciones respecto a cada criterio.**

Tabla 9. Ponderación de la solución 1 respecto a cada criterio. (Fuente propia)

C1	S1	S2	S3	N veces	Px1 N
S1				0	2
S2	S2			2	3
S3	S3	S2		1	1
Orden de Aceptación	3ro	1ro	2do		

Tabla 10. Ponderación de la solución 2 respecto a cada criterio. (Fuente propia)

C2	S1	S2	S3	N veces	Px2 N
S1				2	2
S2	S1			1	3
S3	S1	S2		0	1
Orden de Aceptación	1ro	2do	3ro		

Tabla 11. Ponderación de la solución 3 respecto a cada criterio. (Fuente propia)

C3	S1	S2	S3	N veces	Px3 N
S1				1	2
S2	S2			2	3
S3	S1	S2		0	1
Orden de Aceptación	2do	1ro	3ro		

Tabla 12 Evaluación final para escogencia de la mejor solución.(Fuente propia)

PCx	Px1	(PCx)(Px1)	Px2	(PCx)(Px2)	Px3	(PCx)(Px3)
2	2	4	3	6	1	2
1	2	2	3	3	1	1
3	2	6	3	9	1	3
		X1 =12		X2 =18		X3 = 6

$$X2 > X1 > X3$$

Una vez realizado el análisis por el método de ponderación de criterios y soluciones, se tiene que la solución S2 obtuvo un mayor puntaje, lo cual indica, que dicha solución se adapta más a los criterios fijados en las especificaciones del sistema a diseñar, por lo que se concluye que S2 es la mejor solución.

4.5 Especificaciones de la alternativa seleccionada (S2).

Una vez determinado que la mejor solución es S2, se procede a detallar las partes constitutivas de dicha solución, la cual, a partir de este ítem pasara a denominarse “Dispositivo”.

4.5.1 Elementos que componen el dispositivo (S2).

1. Topes para sujeción
2. Pinza neumática de sujeción.
3. Barra de desplazamiento horizontal, perfil tipo U.
4. Tapa de unión.
5. Cilindro neumático 1.
6. Barra guía de perfil tipo U.
7. Soporte de la barra de posición.
8. Acople.
9. Base de guía para la barra de posición.
10. Cilindro neumático 2
11. Barra de posición, de sección transversal circular.
12. Barra guía de sección transversal cuadrada hueca.

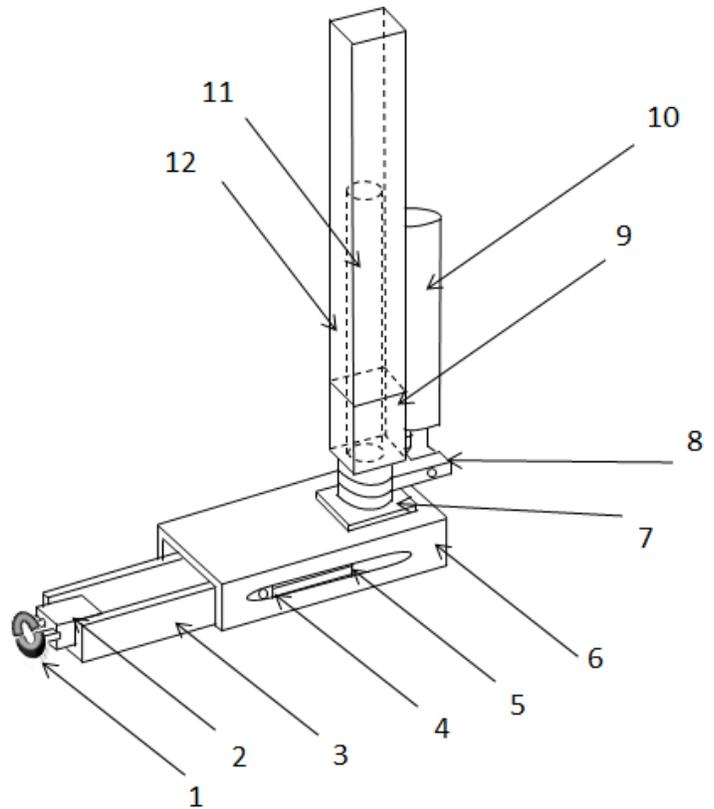


Figura 37 Alternativa seleccionada

4.5.2 Funcionamiento del dispositivo

El funcionamiento del dispositivo se fundamenta en las Instrucciones de Trabajo Estandarizadas (Standard Work Instructions, SWI, por sus siglas

en ingles), la cual se divide en etapas (Ver Anexo A-2) de la siguiente manera:

- Etapa1: Sujeción de la suspensión.
- Etapa 2: Traslado de la suspensión.
- Etapa 3: Inserción de la suspensión.
- Etapa 4: Extracción del dispositivo

- Sujeción de la suspensión:

El dispositivo sujetará la suspensión por medio de unos topes acoplados a una pinza neumática, activada mediante accionamiento pulsador.

- Traslado de la suspensión:

Se llevará a cabo de forma manual, según indica la SWI.

- Proceso de inserción

Consiste en llevar la suspensión desde el punto de inserción hasta el punto de ajuste, esto se hará por medio de accionamiento de un pulsador

que producirá la extracción del vástago del cilindro neumático 1, originando que la barra de desplazamiento horizontal se desplace 200 mm, donde un sensor detecta la extensión completa y activa al cilindro neumático 2 produciendo un desplazamiento vertical ascendente de 300 mm en la barra de posición, llevando la suspensión al punto de ajuste en la carrocería.

- Extracción del dispositivo:

La extracción del dispositivo se basa en la liberación de la suspensión por parte de la pinza, la extensión del vástago del cilindro 2 y la retracción del vástago del cilindro 1 a través del accionamiento de pulsadores; llevando el dispositivo desde el punto de ajuste al punto de inserción para extraerlo de forma segura.

4.5.3 Diseño y selección de los elementos constitutivos del dispositivo.

4.5.3.1 Criterios de diseño.

Frecuencia: la capacidad de producción de la empresa es 100 vehículos/día, por lo que el dispositivo será sometido a una frecuencia de trabajo donde las cargas serán variables, siendo mínima cuando la suspensión no ha sido tomada del estante de materiales y máxima una vez

que es sujeta. Esto conduce a realizar un análisis de fatiga para los elementos que componen el dispositivo.

Peso: el peso propio del dispositivo es un factor importante en el diseño de cada elemento, ya que, la corporación Chrysler establece un límite de 13,6 Kg para operaciones que requieran halar/empujar cargas, esto debido a factores asociados a la ergonomía de los puestos de trabajo.

De la tabla 5 se sabe que el peso de la suspensión es de 10.5 Kg lo que representa casi un 78% del límite corporativo establecido, de modo que el restante 22% debe distribuirse en los 12 elementos que componen el dispositivo, adicionalmente debe considerarse que existen 3 elementos cuyo peso propio no puede modificarse como lo son la pinza y los cilindros neumáticos, por ello se establece que al menos la mitad de ese porcentaje restante (11%) se estimará como el peso propio de dichos componentes.

A partir de este análisis se tiene que el 11% restante se distribuirá en los 9 elementos a diseñar, de esta forma se tiene que el peso propio de cada uno de estos elementos debe ser de 1% del peso de la suspensión.

Cargas: la configuración de las cargas a las cuales se encuentran sometidos los elementos a diseñar será representada en el diagrama de

fuerzas, el cual permitirá definir los esfuerzos de corte y flexión que tengan a lugar dichos elementos.

Factor de Seguridad: la Norma COVENIN 2248-87 establece que “las grúas móviles con un determinado factor de seguridad en operación”. La norma establece que “el factor de seguridad quedara determinado por el elemento más débil del mecanismo en acción del equipo y que dicho factor no será menor de ocho para mecanismos y ejes de izar”.

4.5.3.2 Diseño de topes para sujeción.

El diseño de los topes de sujeción viene definido por el diámetro de la suspensión, el cual constituye en radio interno de los topes.

El material para la fabricación de los topes no puede ser metálico, ya que la superficie de estos estará en contacto con la suspensión de modo que puede ocasionar algún tipo de daño en esta, produciendo pérdida de material en el proceso.

Se requiere un material plástico que posea una buena resistencia a corte y flexión.

Se selecciona nylon para la fabricación de los topes de sujeción ya que es el polímero que presenta mayor resistencia mecánica (Ver Anexo A-3).

La figura 38 muestra la configuración de los topes para la sujeción y el diagrama de carga donde se observan las fuerzas aplicadas al elemento.

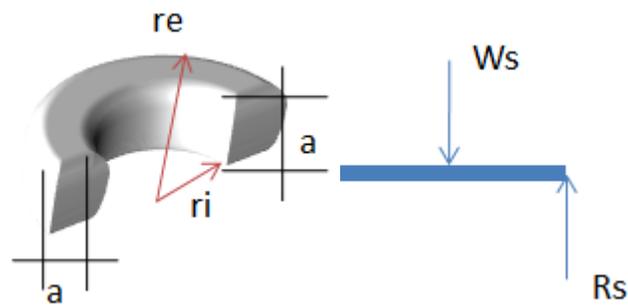


Figura 38. Elementos de sujeción

Se diseñan los topes por resistencia estática analizando el esfuerzo máximo a flexión, con las ecuaciones de momento flector máximo, esfuerzo de flexión y factor de seguridad por el método de la energía de distorsión.

- Momento flector máximo (utilizando la ecuación 2.5)

$$M_{max} = W_s * re$$

Dónde:

W_s = peso de la suspensión (N)

r_e = Diámetro exterior (mm)

El peso de la suspensión se determina de la siguiente manera:

$$W_s = m_s * g(4.1)$$

Dónde:

M_s = masa de la suspensión (kg)

G = gravedad (m/s^2)

El radio externo viene dado por la ecuación

$$r_e = r_i + a(4.2)$$

Datos:

$M_s = 10.5 \text{ Kg}$

$G = 9.81 \text{ m/ s}^2$

$r_i = 50.8 \text{ mm}$

Sustituyendo

$$W_s = (10.5 \text{ Kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) = 103.005 \text{ N}$$

Del diagrama de cargas de la figura 4.8 se tiene que:

$$\sum F_y: R_s - W_s = 0$$

$$R_s = W_s \quad (4.3)$$

$$R_s = 103.005 \text{ N}$$

Se diseñan los elementos de sujeción por resistencia estática, analizando con las ecuaciones: Ec (2.5), Ec (2.9) y Ec (2.27), de forma iterativa, se muestra un cálculo tipo:

Datos:

$$N = 8$$

$$S_{Y\text{nylon}} = 58 \text{ MPa (Anexo A - 3)}$$

Sustituyendo en 2.27

$$\sigma_{max} = 7.25 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en 2.9

$$7.25 \text{ MPa} = \frac{(103.005 \text{ N})(50.8/2 + a) \text{ mm} \left(\frac{a}{2} \text{ mm}\right)}{\frac{a \cdot a^3}{12} \text{ mm}^4}$$

De donde se obtiene:

$$a \cong 18 \text{ mm}$$

La tabla 13 muestra los resultados para diferentes valores de a, el proceso iterativo se llevó a cabo mediante una hoja de cálculo de Excel

Tabla 13. Selección de la sección transversal de elementos de sujeción. (Fuente propia)

Sección	a(mm)	Área(mm ²)	Inercia(mm ⁴)	M_max(Nmm)	σ_max(Mpa)	N
10x10	10	100	833,33	6262,70	37,58	1,54
11x11	11	121	1220,08	6365,71	28,70	2,02
12x12	12	144	1728,00	6468,71	22,46	2,58
15x15	15	225	4218,75	6777,73	12,05	4,81
16x16	16	256	5461,33	6880,73	10,08	5,75
17x17	17	289	6960,08	6983,74	8,53	6,80
18x18	18	324	8748,00	7086,74	7,29	7,96
20x20	20	400	13333,33	7292,75	5,47	10,60
30x30	30	900	67500,00	8322,80	1,85	31,36

Se toma una sección transversal de 20x20 ya que ofrece un factor de seguridad más óptimo, obteniendo los siguientes resultados. (Ver figura 39)

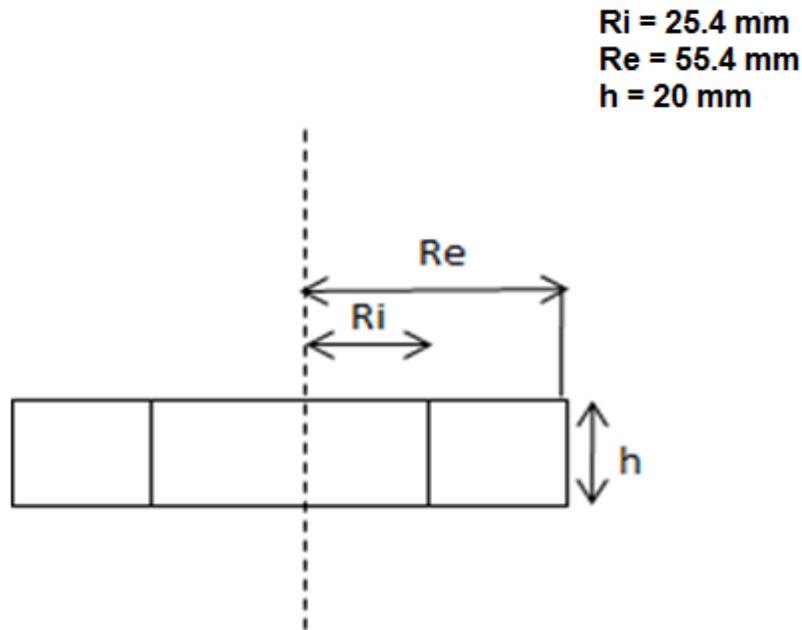


Figura 39. Tope de sujeción

4.5.3.3 Selección de la pinza neumática para sujeción de la suspensión.

La selección de la pinza neumática consiste en determinar el momento flector generado en los dedos de la pinza, dicho momento es transmitido mediante la unión con los topes de sujeción

El momento se determinó mediante la iteración realizada en el punto anterior, su valor se encuentra en la tabla 13, y es 7.292 Nm. La figura 40 muestra un esquema de la pinza neumática.

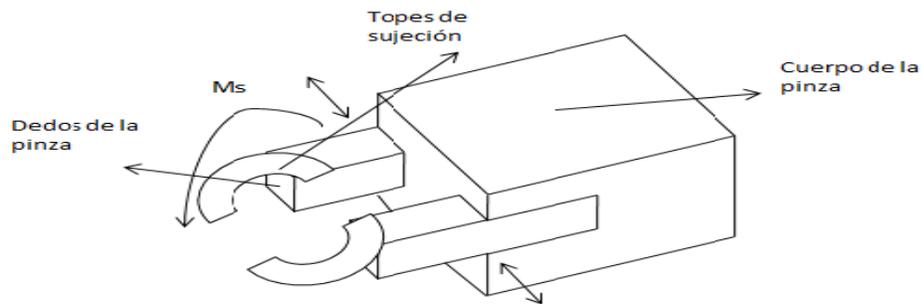


Figura 40 Representación de la pinza neumática

Con el valor del momento flector se ingresó a un catálogo de fabricantes y se seleccionó una pinza neumática paralela capaz de soportar dicha configuración.

La pinza neumática seleccionada es una pinza paralela HGW de 25 mm de carrera con conexión $G^{1/8}$, peso 725 g (Ver Anexo A-4)

4.5.3.4 Diseño de la barra de desplazamiento horizontal. (Elemento numero 3)

La barra de desplazamiento horizontal será diseñada mediante un estudio de fatiga, por ser un elemento sometido a esfuerzos de corte y flexión variables. (Ver figura 41).

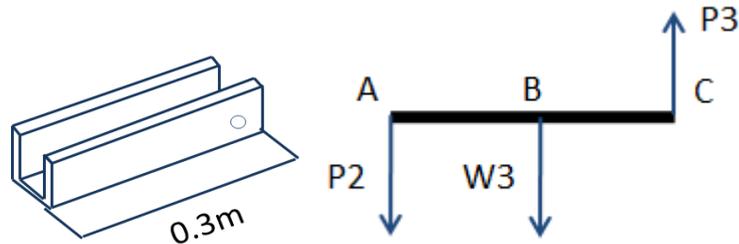


Figura 41. Configuración de la barra de desplazamiento horizontal

El perfil de la barra es un perfil U debido a necesidades del diseño, como lo son; facilidad para el montaje/desmontaje de los elementos del sistema de control, movilidad entre las barras, sección transversal con buena resistencia a corte y flexión.

El material de fabricación debe ser tal que su peso sea considerablemente bajo (criterio de diseño) y adicionalmente soporte la configuración de cargas a la cual estará sometida la barra, por lo tanto la selección del material se hará fundamentado en el peso propio del elemento.

Por el criterio de diseño peso se sabe que:

$$M_{barra} = 1\%M_{suspension}(4.4)$$

Sustituyendo la masa de la suspensión

$$M_{barra} = 0.01(10.5Kg) = 0.105 Kg$$

Los catálogos de perfiles normalizados ofrecen información referente al peso por unidad de longitud, de modo que se utilizará dicha propiedad para seleccionar tanto las dimensiones del perfil, como el material con el cual se fabricará el elemento.

El peso propio de la barra de desplazamiento horizontal se determina de la siguiente forma:

$$W_{propio} = \frac{M_{barra}}{L}(4.5)$$

Donde L es la longitud de la barra en metros

Datos:

L = 300 mm

Sustituyendo

$$W_{propio} = \frac{0.105 \text{ Kg}}{0.3\text{m}} = 0.35 \text{ Kg/m}$$

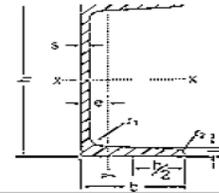
Con el valor determinado se ingresará en los catálogos de perfiles U de diferentes materiales disponibles y se seleccionará un perfil que cumpla con el criterio de peso establecido y adicionalmente ofrezca un factor de seguridad no menor a ocho. (Anexo A-5).

Las figura 42 muestra un catálogo de perfiles U de acero



VIGAS UPEL

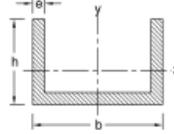
Vigas perfil en "U" liviano
 ASTM Designation A36
 Tolerancias dimensionales E.N. 10024, 10034, 10056
 Calidades del acero norma E.N. 10025 S 275JR



UPEL	Dimensiones (mm)						Area cm ²	Peso Kg/m	Momento Respecto a los Ejes			
	h	b	s	t	r ₁	r ₂			EJE X - X		EJE Y - Y	
									I _x cm ⁴	S _x cm ³	I _y cm ⁴	S _y cm ³
C 120	120	52	4.8	7.8	7.5	3.0	13.3	10.40	304.0	50.6	31.20	8.52
C 140	140	58	4.9	8.1	8.0	3.0	15.6	12.30	491.0	70.2	45.40	11.00
C 160	160	64	5.0	8.4	8.5	3.5	18.1	14.20	747.0	93.4	63.30	13.80
C 180	180	70	5.1	8.7	9.0	3.5	20.7	16.30	1090.0	121.0	86.00	17.00
C 200	200	76	5.2	9.0	9.5	4.0	23.4	18.40	1520.0	152.0	113.00	20.50
C 240	240	90	5.6	10.0	10.5	4.0	30.6	34.00	2900.0	242.0	208.00	31.60
C 270	270	95	6.0	10.5	11.0	4.5	35.2	27.70	4160.0	308.0	262.00	37.30
C 300	300	100	6.5	11.0	12.0	5.0	40.5	31.80	5810.0	387.0	327.00	43.60
C 400	400	115	8.0	13.5	15.0	6.0	61.5	48.30	15220.0	761.0	642.00	73.40

Figura 42 Catálogo de perfiles U de Acero SABIMET. C.A. fuente Sabimet. 2014

La figura 43 muestra un catálogo de perfiles U de aluminio.



b x h (mm)	e base (mm)	e altura (mm)	Peso kg/m	MI _x cm ⁴	MI _y cm ⁴	W _x cm ³	W _y cm ³	EN AW 6063	EN AW 6082
10 x 10	1,50	1,50	0,115	0,039	0,059	0,064	0,118	U	—
15 x 15	1,50	1,50	0,178	0,143	0,227	0,152	0,303	U	—
15 x 15	2,00	2,00	0,232	0,181	0,278	0,196	0,370	U	—
20 x 10	1,50	1,50	0,242	0,354	0,576	0,277	0,576	U	—
20 x 20	2,00	2,00	0,318	0,453	0,719	0,36	0,719	U	—
20 x 40	1,50	1,50	0,412	2,380	1,090	1,018	1,090	U	—
25 x 15	2,00	2,00	0,289	0,218	0,950	0,214	0,760	U	—
25 x 25	2,00	2,00	0,402	0,913	1,480	0,574	1,184	U	—
30 x 15	1,50	1,50	0,242	0,182	1,161	0,17	0,774	U	—
30 x 20	3,00	3,00	0,544	0,731	2,542	0,554	1,694	U	—
30 x 30	2,00	2,00	0,488	1,613	2,649	0,839	1,766	U	—
40 x 15	1,50	1,50	0,285	0,199	2,302	0,177	1,151	U	—
40 x 20	2,00	2,00	0,431	0,576	3,668	0,404	1,834	U	—
40 x 25	3,00	3,00	0,714	1,524	6,128	0,899	3,064	U	—
40 x 40	2,00	2,00	0,658	3,928	6,559	1,517	3,279	U	—
40 x 40	4,00	4,00	1,27	7,246	11,503	2,882	5,751	U	—
43,4 x 41	1,50	1,50	0,514	3,418	6,291	1,252	2,899	U	—
43,5 x 30	1,50	1,50	0,427	1,413	4,801	0,681	2,207	U	—
45 x 30	2,00	2,00	0,572	1,858	6,7	0,898	2,978	U	—
50 x 20	2,00	2,00	0,448	0,616	6,233	0,416	2,493	U	—
50 x 25	2,00	2,00	0,544	1,158	7,386	0,643	2,954	U	—
50 x 25	3,00	3,00	0,799	1,641	10,425	0,93	4,17	U	—
58 x 104	3,00	3,00	2,209	88,082	50,752	14,184	17,501	U	—

Figura 43 Catálogo de perfiles U de Aluminio ALUSTOCK. C.A. fuente Alustock 2014

Como se observa en las figuras 42 y 43, el material que garantiza cumplir con el criterio de peso establecido es el aluminio, por lo tanto se trabajará con dicho material.

Para la selección del tipo de perfil se realizará un proceso iterativo donde se tomarán diferentes perfiles determinando el factor de seguridad para cada uno de ellos, lo que permitirá establecer el perfil óptimo para la configuración de cargas.

Se muestra un cálculo tipo para un perfil 30x20x3

La masa por unidad de longitud del perfil seleccionado es:

$$m_3 = 0.544 \text{ Kg/m}$$

Por lo tanto el peso propio de la barra aplicando la ecuación 4.5

$$W_3 = \left(0.544 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}\right) (0.3\text{m}) (9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$W_3 = 1.60 \text{ N}$$

- **Cálculo de Esfuerzos.**

La barra de desplazamiento horizontal se encuentra sometida a esfuerzos de corte y flexión variable. Para conocer dichos esfuerzos es necesario determinar la magnitud de las cargas a las cuales están sometidas.

Las cargas varían desde un valor mínimo cuando la suspensión no ha sido tomada del rack, hasta un valor máximo una vez sujeta la suspensión.

- Fuerza cortante

A partir de la figura 4.11, la sumatoria de fuerzas en el eje de las ordenadas para máxima carga queda:

$$\sum F_y: P_3 - W_3 - P_2 = 0$$

$$P_3 = W_3 + P_2 \quad (4.6)$$

Dónde:

P_3 = Fuerza resultante de la barra de desplazamiento horizontal (N)

$W_3 =$ Peso propio barra de desplazamiento horizontal(N)

$P_2 =$ Peso de la pinza (N)

Se tiene que:

$$P_2 = W_p + W_s(4.7)$$

Donde

$W_p =$ peso de la pinza neumática (N)

$W_s =$ Peso de la suspensión (N)

Datos:

$M_p = 0.725 \text{ Kg}$

$M_s = 10.5 \text{ Kg}$

Sustituyendo en 4.6

$$P_2 = (0.725 \text{ Kg} + 10.5 \text{ Kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 110.11 \text{ N (Maxima)}$$

$$P_2 = (0.725 \text{ Kg} + 0 \text{ Kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 7.11 \text{ N (Mínima)}$$

Sustituyendo en 4.5

$$P_3 = 1.60 N + 110.11 N = 111.71 N \text{ (Máxima)}$$

$$P_3 = 1.60 N + 7.11 N = 8.71 N \text{ (Mínima)}$$

- Momento flector.

El momento flector en cada punto se determina mediante la ecuación

2.3.

Momento en A

$$M_A = (110.11N)(0m) = 0$$

Siguiendo el mismo procedimiento se determina el momento flector en

B y C

$$M_B = 16.51 Nm$$

$$M_C = 33.27 Nm$$

Diagrama de corte y momento para la barra de desplazamiento horizontal para máxima carga.

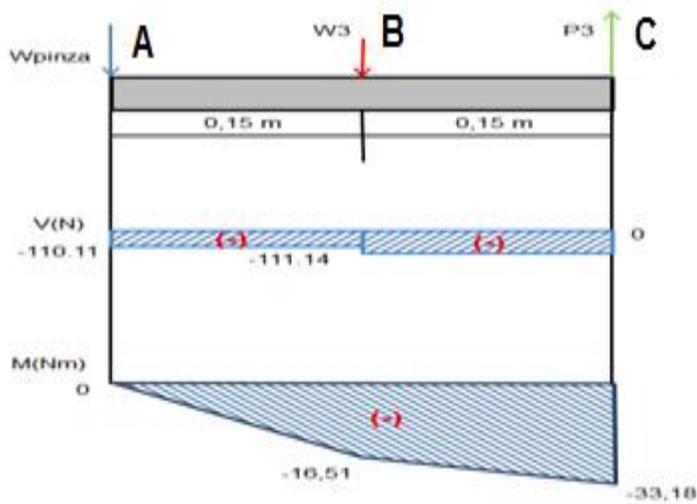


Figura 44. Diagrama de corte y momento para la barra de desplazamiento horizontal para máxima carga

Según el diagrama de corte y momento de la barra de desplazamiento horizontal, se tiene que el punto más esforzado es el punto C, definiendo el punto del cálculo de los esfuerzos.

- Área e inercia del perfil de prueba.

Para la determinar los esfuerzos a los cuales están sometidos los componentes, es necesario conocer el área de la sección transversal del elemento. En este caso se seleccionó un perfil u 30x20x3. Obteniendo los

siguientes valores para el área y la inercia de la sección transversal. (ver figura 43).

$$\text{Área} = 192 \text{ mm}^2$$

$$\text{Inercia} = 7302.85 \text{ mm}^4$$

- Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante se determina por medio de la ecuación 2.8

- Esfuerzo cortante máximo en C

$$\tau_{Cmax} = \frac{111.71 \text{ N}}{192 \text{ mm}} = 0.58 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante mínimo en C

$$\tau_{Cmin} = \frac{8.71 \text{ N}}{192 \text{ mm}} = 0.045 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante medio

El esfuerzo medio se obtiene mediante la ecuación 2.13

$$\tau_{cm} = \frac{0.58 + 0.045}{2} = 0.312 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante alternante

El esfuerzo alternante se obtiene mediante la ecuación 2.14

$$\tau_{ca} = \frac{0.58 - 0.045}{2} = 0.267 \text{ MPa}$$

Esfuerzo por momento flector. (Utilizando la ecuación 2.9)

- Esfuerzo de flexión máximo en C

$$\sigma_{Cmax} = \frac{(33.18 * 10^3 \text{ Nmm})(6.81 \text{ mm})}{0.731 * 10^3 \text{ mm}^4} = 30.91 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de flexión mínimo en C

$$\sigma_{Cmin} = \frac{(2.37 * 10^3 \text{ Nmm})(6.81 \text{ mm})}{0.731 * 10^4 \text{ mm}^4} = 2.20 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo flexionante medio en C (ecuación 2.13)

$$\sigma_{Bm} = \frac{30.91 + 2.20}{2} = 16.55 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo flexionante alternante en C (ecuación 2.14)

$$\sigma_{Ba} = \frac{30.91 - 2.20}{2} = 14.35 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos equivalentes por método Von Mises (ecuación 2.26)

- Esfuerzo medio equivalente

$$\sigma_{em} = \sqrt{(16.55)^2 + 3(0.312)^2} = 16.55 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo medio alternante

$$\sigma_{ea} = \sqrt{(14.35)^2 + 3(0.267)^2} = 14.36 \text{ MPa}$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga

- a. Factor de superficie (K_a)

$$K_a = 0.90 \quad \text{Por ser un material dúctil}$$

b. Factor de tamaño (K_b)

$K_b = 1$ Perfil U 60x30, diámetro equivalente $\leq 8\text{mm}$

c. Factor de confiabilidad (K_c)

$K_c = 0.702$ Confiabilidad de 99.99%

d. Factor de temperatura (K_d)

$K_d = 1$ Temperatura ambiente $\leq 450\text{ }^\circ\text{C}$

e. Factor de efectos varios (K_e)

$K_e = 1$ No hay corrosión, aluminio tratado térmicamente.

f. Factor de carga (K_{carga})

$K_{carga} = 1$ Sólo existe flexión y corte puro

- Factor de concentradores de esfuerzo

La barra de desplazamiento horizontal posee un agujero de diámetro d en uno de sus extremos, dicho agujero constituye un concentrador de esfuerzo como muestra la figura 45.

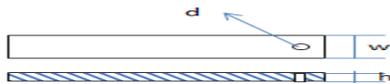


Figura 45. Concentrador de esfuerzos barra de desplazamiento horizontal

El factor de concentración de esfuerzos se determina mediante la ecuación 2.21

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

K_t depende de la forma de la discontinuidad, de la geometría específica y del tipo de esfuerzo y se obtiene a través de curvas elaboradas experimentalmente por medio de relaciones asociadas a la geometría del elemento.

En este caso se trata de una placa con un agujero sometido a flexión, la figura 46, muestra el k_t correspondiente a dicha configuración.

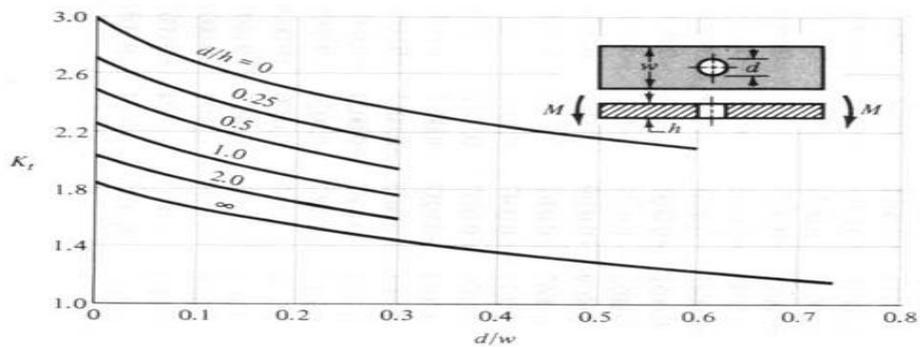


Figura 46. Coeficiente teórico de concentración de esfuerzos para una barra sometida a flexión. Fuente Shigley. Diseño en ingeniería mecánica. 1991. Anexo

Datos

w = 20 mm

d = 5 mm

h = 3 mm

$$\frac{d}{h} = \frac{5}{3} = 1.67$$

$$\frac{d}{w} = \frac{5}{20} = 0.25$$

De la figura 49 se tiene que Kt es aproximadamente 1.8

La sensibilidad a la entalladura se obtiene a partir del gráfico de la figura 47

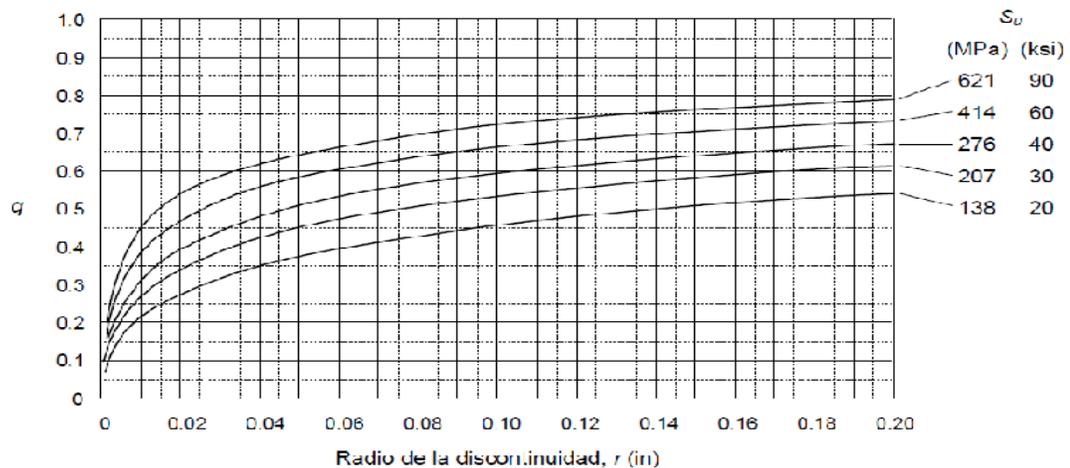


Figura 47. Sensibilidad a la entalladura de aluminios tratados térmicamente. Fuente Vanegas. Conceptos básicos sobre diseño de elementos de máquinas.2011. Página 23

De la figura 47 se obtiene que la sensibilidad a la entalladura es 0.7.

Sustituyendo el K_t y q en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$K_f = 1 + 0.7(1.8 - 1) = 1.48$$

- Propiedades del material.

El tipo de aleación disponible en el catálogo de trabajo es la aleación 6063 T6, cuyas propiedades se listan a continuación (ver anexo A-6):

$$S_u = 276 \text{ MPa}$$

$$S_y = 152 \text{ MPa}$$

$$S_{Fatiga} = 97 \text{ MPa}$$

- Corrección de la resistencia a la fatiga

Aplicando la ecuación 2.16

$$S_n = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_{fatiga}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$S_n = 0.9 * 1 * 0.7 * 1 * 1 * 1 * 97 \text{ MPa} = 61.28$$

- Factor de Seguridad por Goodman modificada (ecuación 2.31)

$$\frac{1}{N} = \frac{K_f \sigma_{em}}{S_u} + \frac{K_f \sigma_{ea}}{S_n}$$

Sustituyendo

$$\frac{1}{N} = \frac{(1.48)15.56}{276} + \frac{(1.48)14.36}{61.28} \rightarrow N = 2.32$$

El perfil seleccionado no es óptimo ya que no cumple el criterio de factor de seguridad. El anexo A-7 muestra los resultados del proceso iterativo realizado mediante una hoja de Excel.

Los resultados del proceso iterativo se muestran en la tabla del anexo A-7, de donde se toma un perfil 40x40x2 que ofrece un factor de seguridad de 11.6, cumpliendo con el criterio de factor de seguridad establecido.

4.5.3.5 Selección del cilindro neumático 1.

- Dimensionamiento del cilindro neumático

La figura 48 muestra un esquema de la configuración del cilindro neumático 1.

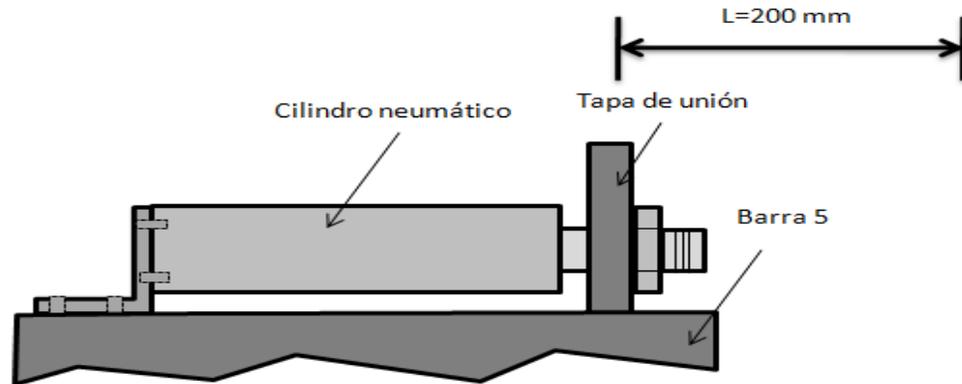


Figura 48. Cilindro neumático 1

El dimensionamiento del cilindro neumático consiste en la determinación del diámetro de la superficie que estará en contacto con el aire comprimido, partiendo de que se conoce la fuerza que el cilindro debe ejercer para realizar su extensión. La fuerza que ejercerá en vástago del cilindro se determina en base al diagrama de cuerpo libre de la barra de desplazamiento horizontal (ver figura 49).



Figura 49 Diagrama de cuerpo libre barra de desplazamiento horizontal

De la figura 49 se obtiene

$$\sum F_x: Frs - Fcil = 0 \text{ (Velocidad del vástago constante)}$$

$$Frs = Fcil(4.7)$$

Dónde:

Frs = fuerza de roce (N) (se toma la fuerza de roce estática ya que el cilindro debe vencer dicha fuerza para mover a la barra de desplazamiento horizontal)

Fcil = fuerza del vástago del cilindro (N)

La fuerza de roce se determina mediante 4.7

$$Fr = \mu_s * (P_5 + Wriel)(4.8)$$

- Análisis de bloqueo mecánico.

El desplazamiento de la barra de desplazamiento horizontal, se llevara a cabo mediante una ranura realizada a la barra guía y un pasador colocado en el agujero de la barra de desplazamiento horizontal, sin embargo esto provocaría fricción entre las superficies en contacto. Considerando que la barra guía es de aluminio y el pasador de acero, la barra de aluminio seria afectada por tener una dureza menor a la del acero, sumado a la frecuencia de trabajo de la maquina provocaría que el pasador se incruste en la superficie de aluminio, generando un fuerte desgaste que podría ocasionar incluso una falla.

Por lo planteado anteriormente se propone una alternativa para solucionar el inconveniente causado por el bloqueo mecánico.

Guía lineal.

El desplazamiento de la barra de desplazamiento horizontal (barra 3) se realizará por medio de un sistema de guiado lineal, cuya finalidad es disminuir la fricción y evitar el contacto entre las superficies de aluminio. La figura 50 muestra un sistema de guía lineal.



Figura 50 Sistema de guía lineal. Fuente: linearguide.es/1-3-miniature-linear-guideway.html

Este sistema es capaz de ofrecer la resistencia necesaria para soportar el momento flector generado en el punto C, evitando de esta forma que el vástago del cilindro se vea afectado durante el funcionamiento de la máquina.

- Selección del sistema de guía lineal.

El sistema de guiado lineal consiste en dos elementos; el riel y el carro, para realizar la selección se debe determinar la carga estática y dinámica a la cual será sometido, así como el momento flector y las dimensiones.

a) Carga dinámica: es la carga que puede soportar una guía lineal para una duración de 100 Km de vida. Se determina mediante la ecuación (Norma DIN 636):

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p * 10^6 \quad (4.9)$$

Dónde:

L = vida nominal básica para confiabilidad de 90%

P = Carga aplicada. (N)

p = exponente de vida (igual a 3 para rodamientos de bola)

La carga aplicada es igual a la fuerza cortante a la cual está sometida la barra 3 (ver anexo A-7), por lo tanto:

$$P = P_3 = 112.05 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.9) se obtiene:

$$C = 1.61 \text{ N}$$

b) Carga estática: En sistemas lineales con carril-guía, la capacidad de carga estática es una carga centrada en el carro, de magnitud y

dirección constantes, que produce una presión específica entre los elementos rodantes y las pistas de rodadura. Una comparativa entre ésta y la carga máxima aplicada nos dará el coeficiente de seguridad estático, este nunca debería ser inferior a 3.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (4.10)$$

Dónde:

S_0 = coeficiente de seguridad

P_0 = carga máxima (N)

La carga máxima es igual a la carga aplicada, por lo tanto al sustituir en la ecuación se obtiene que C_0 es:

$$C_0 = 337.5 \text{ N}$$

c) Momento dinámico: el momento dinámico es el momento al cual estará sometido el carro, el cual es igual al momento en el punto C, su valor es 33.90 Nm (Anexo A-7).

d) Momento estático: se determina de forma similar a la carga estática intercambiando las cargas por el momento. Sustituyendo se obtiene $M_o = 101.7 \text{ Nm}$.

Con los valores de cargas y momentos estáticos y dinámicos se ingresó en los catálogos de fabricantes (Anexo A-8) de guías lineales y se selecciona una guía con las siguientes características:

Guía lineal con recirculación de carro estrecho tamaño 20

- Longitud de carro: 56.6 mm.
- Ancho de carro = 26 mm.
- Longitud riel = 300 mm.
- Agujero riel para perno de fijación = 4 mm.
- Agujero carro para perno de fijación = 5 mm.
- Peso carro = 0.2 Kg
- Peso riel = 1.4 Kg/m

Los fabricantes establecen que el coeficiente de roce máximo para guías lineales se produce cuando no hay movimiento relativo entre el riel y el carro y estiman un valor de 0.3.

Sustituyendo este valor en la ecuación 4.8

$$Fr = 0.3(112.05 N + 1.4 * 0.3 * 9.81N) = 33.61 N = 38 Fcil$$

Los fabricantes recomiendan aumentar un 10% la fuerza de empuje debido al rozamiento del émbolo con las paredes internas del cilindro.

$$Freal = 1.10Fcil = 1.10(38N) = 41.5 N$$

La presión de trabajo estándar disponible en la línea de producción es de 90 Psi, aproximadamente 620,52 KPa

Para la selección del diámetro del embolo, se utiliza el diagrama fuerza-presión, interceptando el valor de la fuerza real con la presión de operación, para obtener un diámetro normalizado, el procedimiento se muestra a continuación (ver figura 51).

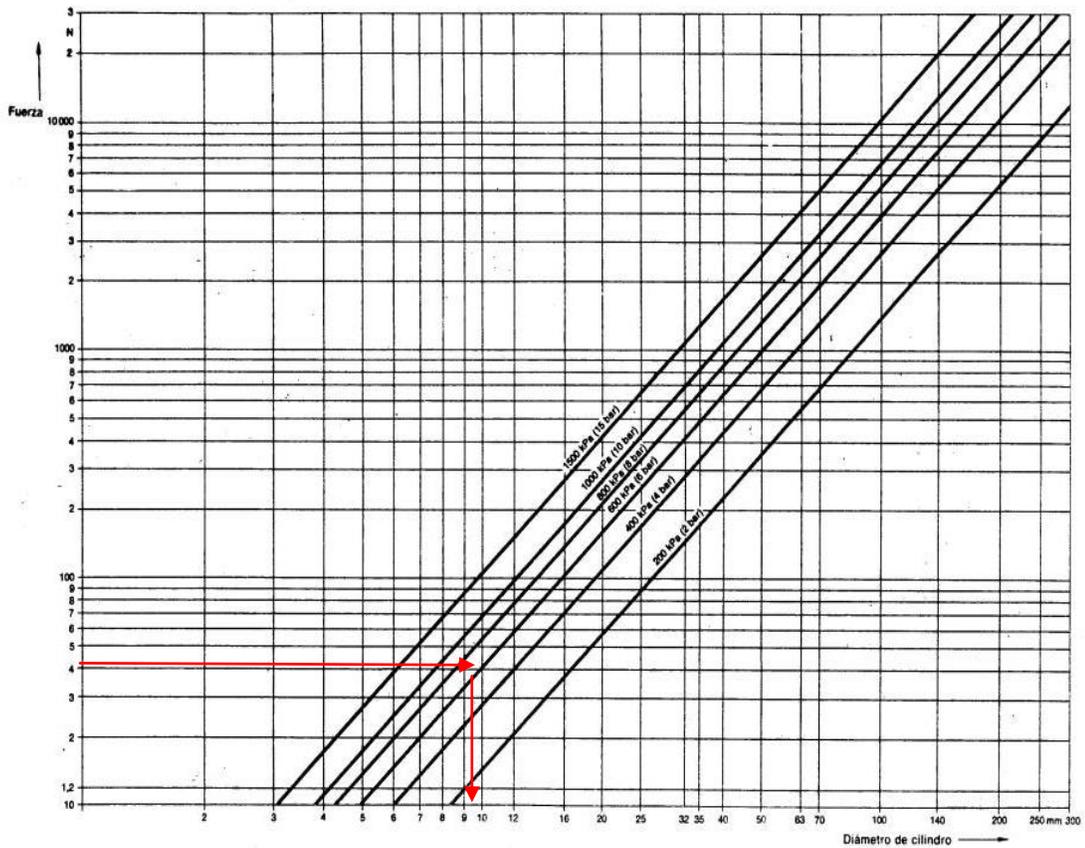


Figura 51 Diagrama Fuerza-Presión

El diámetro del embolo del cilindro es 10 mm

- Chequeo de pandeo

Para garantizar que el vástago del cilindro neumático transmita la fuerza de empuje necesaria sin pandear se utiliza el diagrama de pandeo, en

este se intercepta la fuerza que debe transmitir dicho vástago con la longitud de carrera, el procedimiento se muestra a continuación (ver figura 52)

Carrera = 200 mm

Fuerza = 75 N

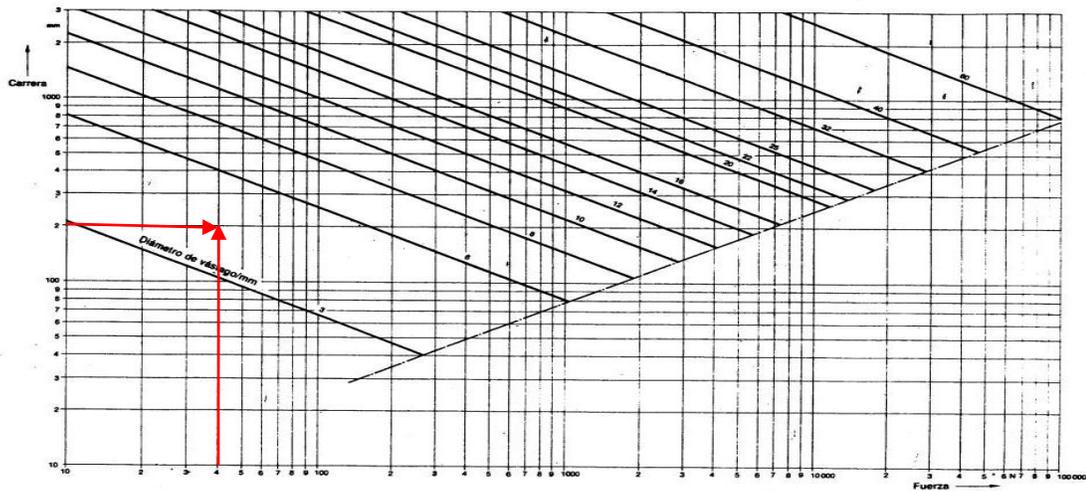


Figura 52 Diagrama de pandeo

El vástago del cilindro neumático debe ser de 6 mm.

- Características del cilindro neumático.

La tabla 14 muestra las características requeridas por el cilindro neumático, así como las características del cilindro disponible seleccionado.

Tabla 14 Características requeridas y disponibles del cilindro neumático. (Fuente propia)

Cilindro Neumático	Fuerza(N)	Carrera(mm)	Diámetro embolo(mm)	Diámetro vástago(mm)	Fijación	Acople
Requerido	41.5	200	10	6	Por pies	Directo
Seleccionado	109	200	16	8	-	-

El cilindro seleccionado es un cilindro Neumático normalizado según ISO 6432, cuyo Peso es 109 g (Ver anexo A-5)

4.5.3.6 Diseño de tapa de unión

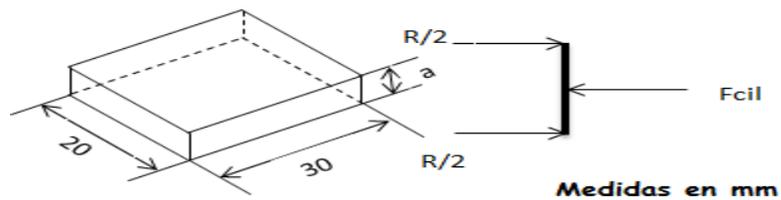


Figura 53. Tapa de unión

Se sigue un procedimiento similar al utilizado para el diseño de los topes de sujeción utilizando el método del esfuerzo de flexión máximo.

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 53 se obtiene

$$\sum F_x: R - F_{cil} = 0$$

$$R = F_{cil} \quad (4.11)$$

Datos:

$$F_{cil} = 41.5 \text{ N}$$

El momento máximo se genera en el centro de la tapa y su valor se determina mediante la ecuación 2.3, donde la distancia de aplicación de la carga es 15 mm (ver figura 53)

$$M_{max} = (41.5 \text{ N}) (0.15 \text{ mm}) = 6.22 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

El área de la sección transversal consiste en hacer el producto del espesor de la tapa (incógnita) por la altura.

Datos:

$$N = 8$$

$$S_{Yaluminio} = 152 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en 2.27

$$\sigma_{max} = 19 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en 2.9

$$19 \text{ MPa} = \frac{(41.5 \text{ N})(0.15) \text{ mm} \left(\frac{e}{2} \text{ mm}\right)}{\frac{(20) * e^3}{12} \text{ mm}^4}$$

De donde se obtiene

$$e = 0.3 \text{ mm}$$

El espesor de la tapa de unión óptimo es 0.3 mm, pero es un valor no disponible en catálogos, por lo tanto el espesor que se tomara será el mismo espesor del perfil U seleccionado, es decir, 3 mm.

La tabla 15 muestra los resultados para diferentes valores de a, el proceso iterativo se llevó a cabo mediante una hoja de cálculo de Excel.

Tabla 15. Factor de seguridad tapa de unión. (Fuente propia)

Tapa de Unión			
Espesor(mm)	Área(mm ²)	Esfuerzo(MPa)	N
1	20	1,67	45,65
0,5	10	6,66	11,41
0,4	8	10,41	7,30
0,3	6	18,50	4,11
0,25	5	26,64	2,85

4.5.3.7 Diseño de la barra guía de perfil U

El procedimiento para llevar a cabo el diseño de la barra guía es similar al que se desarrolló en el diseño de la barra de desplazamiento horizontal, por lo que muchos de los resultados serán mostrados de forma directa. La figura 54 muestra la configuración de la barra guía

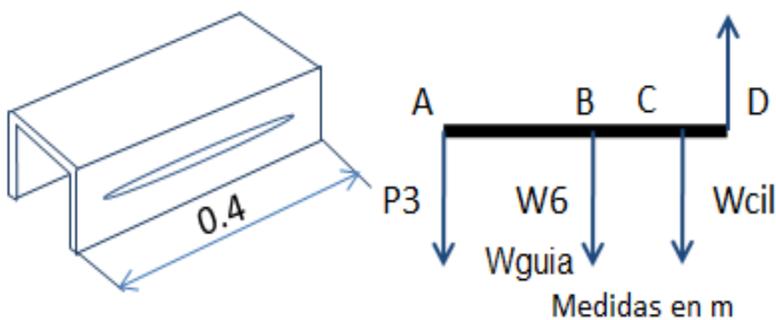


Figura 54. Configuración de la barra guía de perfil U

La selección del perfil de la barra guía se realiza bajo el criterio de que la barra de desplazamiento horizontal, se desplace dentro de la primera por lo tanto el perfil de esta última debe ser tal que permita ese desplazamiento libremente.

Se selecciona el perfil 60x30x4 (ver anexo D)

$$W_6 = 1.2 \text{ kg/m}$$

- **Determinación de los esfuerzos**

- Cortante

$$\sum F_y: P_6 - W_6 - W_{cil} - P_3 - W_{guía} = 0$$

$$P_6 = W_6 + W_{cil} + P_3 + W_{guía} \quad (4.12)$$

Dónde:

P_6 = Fuerza resultante de la barra guía de perfil U (N)

P_3 = Fuerza resultante de la barra de desplazamiento horizontal (N)

W_6 = Peso propio barra guía (N)

W_{cil} = Peso del cilindro neumático 1 (N)

W_{guia} = Peso del sistema de guía lineal (N)

Datos:

$P_3 = 112.05 \text{ N}$

$W_{cil} = (0.109 \text{ Kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) = 1.069 \text{ N}$

$W_{guia} = 6.08 \text{ N}$

$L = 0.4 \text{ m}$

Sustituyendo en 4.13

$$P_6 = 1.27 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right) (0.4\text{m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) + 1.069 \text{ N} + 112.5 \text{ N} + 6.08 = 124.63 \text{ N}$$

- Momento flector.

$$M_A = 0 \text{ Nm}$$

$$M_B = 23.71 \text{ Nm}$$

$$M_C = 35.68 \text{ Nm}$$

$$M_D = 48.58 \text{ N}$$

- Diagrama de corte y momento para la barra guía.

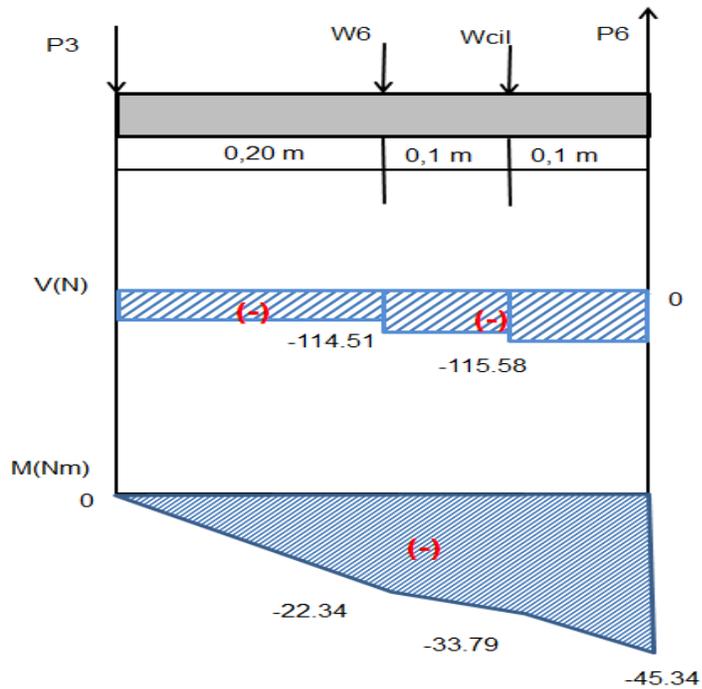


Figura 55. Diagrama de corte y momento para la barra guía

Según el diagrama de corte y momento de la barra guía, se tiene que el punto más esforzado es el punto D, por lo tanto el cálculo de los esfuerzos de diferentes tipos se realizara en dicho punto.

- Área e inercia del perfil seleccionado (Anexo A-7).

$$\text{Área} = 448 \text{ mm}^2$$

$$\text{Inercia} = 3711 \text{ mm}^4$$

- Esfuerzo Cortante

- Esfuerzo cortante máximo en D

$$\tau_{Dmax} = 0.27 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante mínimo en D

$$\tau_{Dmin} = 0.04 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante medio en D

$$\tau_{Dm} = 0.16 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante alternante en D

$$\tau_{Da} = 0.11 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo por momento flector.

- Esfuerzo de flexión máximo en D

$$\sigma_{Dmax} = 6.94 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de flexión mínimo en D

$$\sigma_{Dmin} = 0.58 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo flexionante medio en D

$$\sigma_{Dm} = \frac{28.53 + 2.47}{2} = 3.76 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo flexionante alternante en D

$$\sigma_{Da} = \frac{28.53 - 2.47}{2} = 3.18 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos equivalentes por método Von Mises

- Esfuerzo medio equivalente

$$\sigma_{em} = \sqrt{(3.76)^2 + 3(0.16)^2} = 3.77 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo medio alternante

$$\sigma_{ea} = \sqrt{(3.18)^2 + 3(0.11)^2} = 3.18 \text{ MPa}$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga

- a. Factor de superficie (K_a)

$K_a = 0.90$ Por ser un material dúctil

- b. Factor de tamaño (K_b)

$K_b = 1$ Perfil U 15x15, diámetro equivalente $\leq 8\text{mm}$

- c. Factor de confiabilidad (K_c)

$K_c = 0.702$ Confiabilidad de 99.99%

- d. Factor de temperatura (K_d)

$K_d = 1$ Temperatura ambiente $\leq 450^\circ\text{C}$

- e. Factor de efectos varios (K_e)

$K_e = 1$ No hay corrosión, aluminio tratado térmicamente, sin

recubrimientos

- f. Factor de carga (K_{carg})

$K_f = 1$ Solo existe flexión y corte puro

- Factor de concentradores de esfuerzo

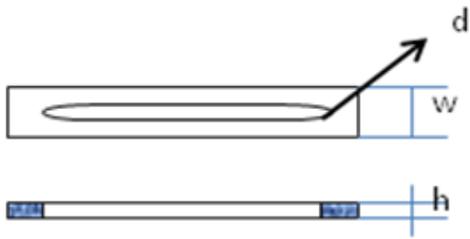


Figura 56. Concentrador de esfuerzos barra guía

Datos

$$w = 25 \text{ mm}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$h = 3 \text{ mm}$$

$$\frac{d}{h} = \frac{8}{3} = 2.67$$

$$\frac{d}{w} = \frac{8}{25} = 0.32$$

De la figura 46 se tiene que K_t es igual a 1.4

De la figura 47 se determina que la sensibilidad a la entalladura es 0.65

$$K_f = 1 + 0.65(1.4 - 1) = 1.26$$

- Corrección de la resistencia a la fatiga

$$S_n = 0.9 * 1 * 0.7 * 1 * 1 * 1 * 97 \text{ MPa} = 61.28$$

- Factor de Seguridad por Soderberg

$$\frac{1}{N} = \frac{(1.26)(3.77)}{276} + \frac{(1.26)(3.18)}{61.28} \rightarrow N = \mathbf{12.09}$$

El perfil seleccionado soporta la configuración de cargas, el factor de seguridad es apropiado considerando que el elemento trabaja bajo carga variable

4.5.3.8 Diseño de barra de posición.

La barra de posición se encuentra acoplada a la barra guía, para permitir el movimiento vertical, la figura 57 muestra la configuración de cargas de la barra de posición

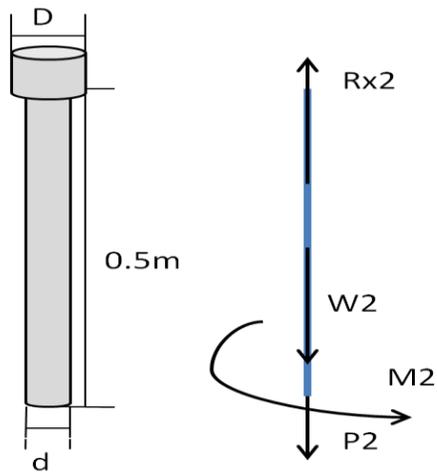


Figura 57. Barra de posición

El diseño de la barra de posición, consiste en determinar su diámetro, en este caso se hará por medio de un proceso iterativo, tomando distintos valores de diámetros para barras macizas normalizadas.

El material de fabricación de la barra de posición se seleccionara basado en el criterio de peso.

La barra de posición se encuentra sometida a un momento flector en su extremo inferior y a esfuerzos de tracción producido por las fuerzas paralelas al eje axial de la barra.

- Determinación de los esfuerzos

$$\sum Fy : R_2 - W_2 - P_2 = 0$$

$$R_2 = W_2 + P_2 \quad (4.13)$$

Dónde:

R2 = fuerza de reacción resultante (N)

W2 = peso propio de la barra de posición (N)

P2 = fuerza resultante de la barra (N)

- Esfuerzos de tracción

El esfuerzo de tracción se determina con la ecuación 2.7

Sustituyendo se tiene:

$$\sigma_t = \frac{R_2}{A} = \frac{W_2 + P_2}{A}$$

- Esfuerzos por momento flector

Sustituyendo en la ecuación 2.9:

$$\sigma_f = \frac{M2 * c}{I}$$

Datos:

P2 = 124.35 N

M2= Md = 48.58 Nm

Tomando diferentes valores de diámetro de perfiles circulares comerciales de aluminio, se obtuvo la tabla 16 mediante una hoja de cálculo de Excel.

Tabla 16. Determinación del diámetro de la barra de posición (Fuente propio)

□ ext(mm)	□ int(mm)	e(mm)	w2(Kg/m)	área(mm-2)	ix(mm4)	σt(MPa)	σf(MPa)	σT(MPa)	N
12	10	1	0,1	34,54	0,53	3,68	549,96	553,64	0,39
25	20	3	0,48	176,63	11,30	1,02	53,74	54,76	3,91
30	27	2	0,36	134,24	13,70	1,43	53,19	54,62	3,92
40	36	2	0,645	238,64	46,20	1,47	21,03	22,50	9,51

Se selecciona un tubo de diámetro externo 40 mm, espesor 2 mm y peso 0.645 kg/m

4.5.3.9 Diseño del soporte de la barra de posición.

El soporte de la barra de posición es el medio que permite unir la barra de posición con la barra guía de perfil U, la configuración de cargas y el diagrama de cuerpo libre del soporte se muestran en la figura 58.

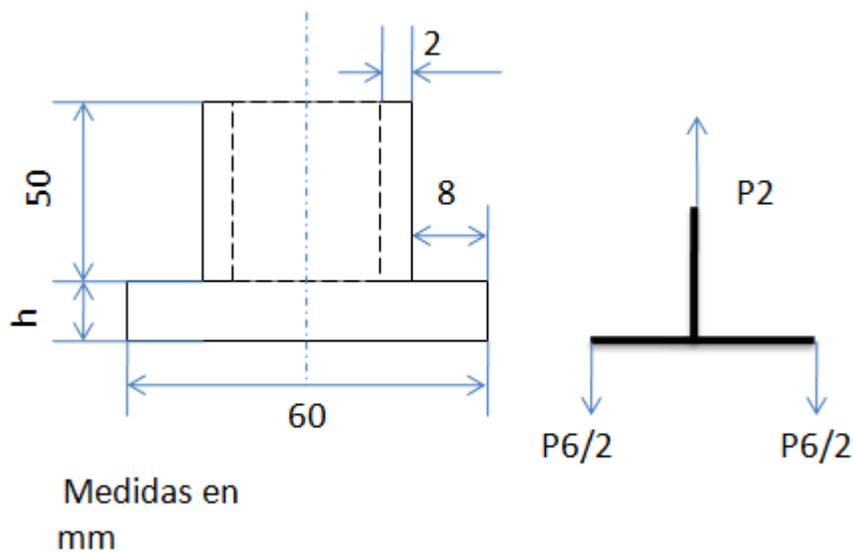


Figura 58. Soporte de la barra de posición

Datos:

$$P_2 = 124.63 \text{ N}$$

Se diseñan los elementos por resistencia estática analizando el esfuerzo máximo a flexión con las ecuaciones 2.3, 2.9 y 2.27. La tabla 17 muestra los resultados del factor de seguridad para diferentes perfiles.

Tabla 17. Selección del diámetro de la barra de posición. (Fuente propia)

Soporte barra de posición				
h(mm)	Ix(mm⁴)	Mmax(Nm)	σmax(MPa)	N
6	90	1157,8	38,59333333	2,591121092
8	213,333	1156,8	21,69	4,610419548
10	416,667	1155,8	13,8696	7,210013266
12	720	1155,8	9,63166667	10,3824191

Se toma $h = 12$ mm.

- Apriete del soporte con la barra de posición.

La unión de la barra de posición con su respectivo soporte se llevará a cabo mediante un ajuste de tipo apriete, con la colocación de un pasador, para mayor seguridad.

La razón de usar un ajuste de apriete se fundamenta en el hecho de que el material de fabricación es el aluminio lo cual hace compleja la unión de las piezas por soldadura, debido a su complejidad y alto costo.

La figura 59 muestra una tabla donde se especifican los tipos de ajustes y sus respectivas aplicaciones, la selección del tipo de ajuste se realiza basada en la información disponible en la figura mencionada.

SIMBOLO ISO		DESCRIPCIÓN**	APLICACIONES
Agujero base	Eje base		
Ajustes con juego o móviles	H11/c11	Movimiento grande, amplio: ajuste para tolerancias comerciales amplias o para elementos exteriores.	Cojinetes en maquinaria agrícola y doméstica, equipos de minería, topes, pasadores.
	H9/d9	Movimiento libre: no debe emplearse cuando la precisión sea algo esencial. Es adecuado para grandes variaciones de temperatura, velocidades de giro elevadas, o presiones elevadas en la pieza macho.	Cojinetes giratorios donde la velocidad de giro es mayor o igual a 600 R.P.M., soportes de ejes en grúas, carretillas, transmisiones y maquinaria agrícola.
	H8/f7	Movimiento limitado: para máquinas de precisión y para posicionamiento preciso en caso de velocidades moderadas y presión en la pieza macho.	Montajes deslizantes donde la velocidad es menor de 600 r/min, construcción de máquinas herramientas de precisión, partes de automotores.
	H7/g6	Ajuste deslizante: cuando no se pretende que las piezas se muevan libremente, una respecto a la otra, pero pueden girar entre sí y colocarse con precisión.	Collares de retención, émbolos de frenos de aceite, acoplamiento de patillos desembragables, bridas de centrar para tuberías y válvulas.
	H7/h6	Posicionamiento con juego: proporciona cierto apriete. Es adecuado para posicionar piezas estacionarias, pero pueden montarse y desmontarse fácilmente.	Engranajes de cambios de velocidades, ejes de contrapunto, mangos de volantes de mano, columnas guía de taladros radiales, brazo superior de fresadoras.
A. de transición	H7/k6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento de precisión, es un compromiso entre el juego y la interferencia.	Engranajes en husillos, poleas fijas y volantes en ejes, discos de excéntrica, manivelas para pequeños esfuerzos.
	H7/n6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento más preciso en el que se requiere y admite una interferencia mayor.	Casquillos de bronce, collares calados sobre ejes, piñones en ejes motores, inducidos en dinamos.
Ajustes con interferencia	H7/p6*	Posicionamiento con interferencia: para piezas que requieran rigidez y alineación muy precisas pero sin requisitos especiales de presión en el agujero.	
	H7/s6	Sin movimiento o fijo: para piezas de acero normales o ajustes forzados en secciones pequeñas. Es el ajuste más apretado admisible en piezas de fundición.	Casquillos de bronce en cajas, cubos de ruedas y bielas, coronas de bronce en ruedas helicoidales y engranajes, acoplamiento en extremos de ejes.
	H7/u6	Forzado: para piezas que van a funcionar muy cargadas, para ajustes forzados en los que las fuerzas de apriete requeridas no son factibles en la práctica.	

* Ajuste de transición para tamaños básicos comprendidos entre 0 y 3 mm.

** Tomada de Mitutoyo. Márgenes y Tolerancias. Impreso por Equipos y Controles Industriales (eci), Bogotá D.C..

Figura 59. Descripción y aplicaciones de los ajustes preferentes. Fuente Vanegas. Conceptos básicos sobre diseño de elementos de máquinas.2011. Anexo

El tipo de apriete requerido es H7/s6 para el agujero y S7/h6 para el eje.

4.5.3.10 Selección del cilindro neumático 2

- Dimensionamiento del cilindro neumático 2.

Datos

$$P = 90 \text{ Psi} = 620.52 \text{ KPa}$$

$F_{cil} = R2 = 124.63 \text{ N}$ (la fuerza debe aumentarse un 10 % debido al rozamiento)

$$F_{2real} = 124.63 (1.10) \text{ N} = 137.09 \text{ N}$$

Para la selección del diámetro del embolo, se utiliza el diagrama fuerza-presión, interceptando el valor de la fuerza real con la presión de operación, para obtener un diámetro normalizado, el procedimiento se muestra a continuación (ver figura 60)

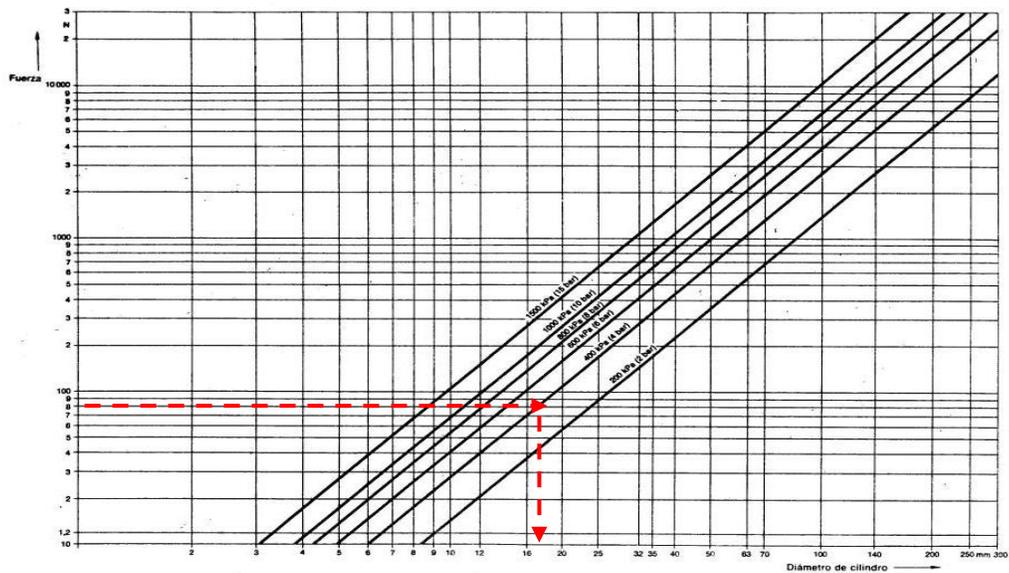


Figura 60: Diagrama Presión-Fuerza

Figura 60. Diagrama fuerza-presión

El diámetro del embolo del cilindro es 20 mm

- Chequeo de pandeo

Para garantizar que el vástago del cilindro neumático transmita la fuerza de empuje necesaria sin pandear se utiliza el diagrama de pandeo, en este se intercepta la fuerza que debe transmitir dicho vástago con la longitud de carrera (ver figura 61)

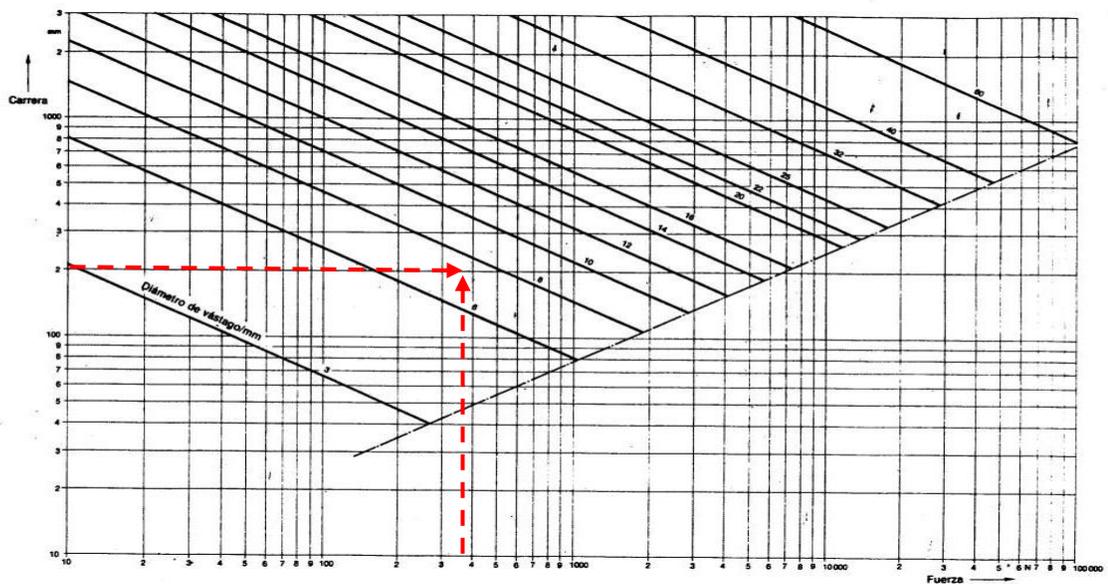


Figura 70: Diagrama de pandeo

Figura 61. Diagrama de pandeo

El vástago del cilindro neumático debe ser de 10 mm.

- Características del cilindro neumático.

Tabla 18. Características requeridas y disponibles del cilindro neumático 2. Fuente propia

Cilindro Neumático	Fuerza(N)	Carrera(mm)	Diámetro embolo(mm)	Diámetro vástago(mm)	Fijación	Acople
Requerido	137	300	20	10	Por pies	Horquilla
Seleccionado	150	300	20	10	-	-

El cilindro seleccionado es un cilindro neumático normalizado según ISO 6432, cuyo peso es 200 g (Ver anexo A-5)

4.5.3.11 *Diseño del acople del cilindro neumático con la barra de posición*

El acople de la barra de posición con el cilindro neumático se divide en dos elementos unidos mediante un pasador, la figura 62 muestra la configuración de dicho acople.

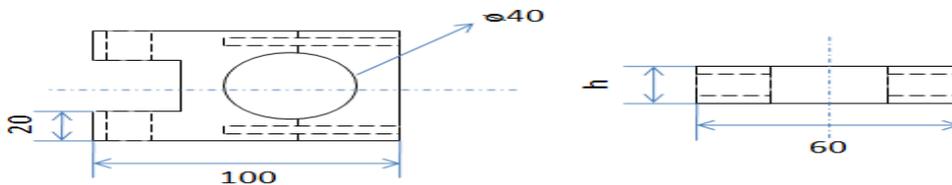


Figura 62. Acople de la barra de posición con el cilindro neumático

El diseño del elemento horizontal se analizará por medio del esfuerzo de flexión máximo (Ecuaciones 2.3; 2.9; 2.27)

Tomando un factor de seguridad de 2, y sustituyendo en las ecuaciones.

Obtenemos $h = 16 \text{ mm}$

4.5.3.12 *Diseño de la barra guía vertical.*

Para el dimensionamiento de la barra guía vertical se seguirá el mismo procedimiento de la barra de posición, analizando con las ecuaciones (2.7) y (2.9). La figura 63 muestra la configuración de la barra guía vertical.

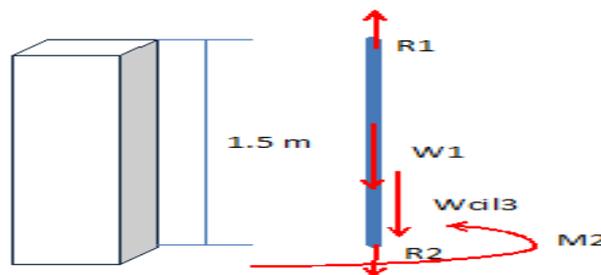


Figura 63. Diagrama de cuerpo libre y configuración de cargas barra guía vertical

$$\sum F_y R_1 - W_1 - W_{cil2} - R_2 = 0$$

$$R_1 = W_1 + W_{cil2} + R_2 \quad (4.14)$$

Donde

W_1 = Peso propio barra guía vertical (1% Ms) (N)

R_1 = Fuerza resultante barra guía vertical (N)

W_{cil2} = Peso del cilindro neumático 2 (N)

R_2 = Fuerza resultante barra de posición (N)

Datos

$$W_{cil2} = (0.2 \text{ Kg})(9.81 \text{ m/s}^2) = 1.962 \text{ N}$$

$$R_2 = 127.51 \text{ N}$$

$$M_2 = 48.58 \text{ Nm}$$

La barra de posición se trasladará a través de la barra guía vertical, por lo tanto la sección de esta última debe ser tal que permita dicho desplazamiento libremente.

Se selecciona un perfil cuadrado hueco de aluminio de lado 50 mm y 1.5 mm de espesor y se procede a verificar que cumpla con el factor de seguridad requerido.

Siguiendo un procedimiento similar al realizado para la barra de posición, se obtienen los resultados mostrados en la tabla 19.

Tabla 19. Dimensionamiento de la barra guía vertical. (Fuente propia)

Barra guía vertical										
Perfil	a(mm)	b(mm)	e(mm)	w(kg/m)	A(mm ²)	Ix(mm ⁴)	σ_t (MPa)	σ_f (MPa)	σ_T (MPa)	N
50x1.5	50	50	1,5	0,825	147.75	11.41	0.99	10.64	11.63	18.40

El perfil soporta la configuración de cargas.

4.5.3.13 Base guía para la barra de posición.

La base guía, se fijará en el extremo inferior de la barra guía vertical y evitará cualquier desplazamiento horizontal de la barra de posición (ver figura 64).

La base guía debe tener la misma sección transversal de la barra guía vertical, y su unión a esta será por medio de un ajuste de tipo apriete H7/s6 para el agujero (base) y S7/h6 para el eje (barra guía vertical) (fig. 60).

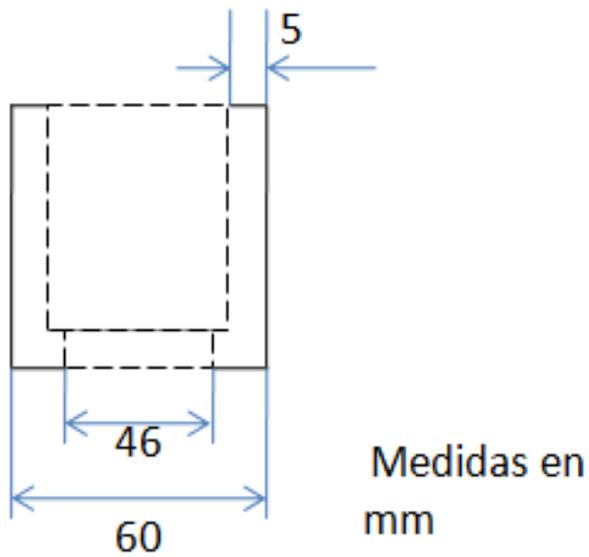


Figura 64. Configuración de la base guía de la barra de posición

4.5.4 Diseño del sistema neumático.

El sistema neumático se aplicara en las etapas 1, 3 y 4 del proceso de montaje de la suspensión delantera, fundamentado en las SWI.

4.5.4.1 Proceso de sujeción de la suspensión (Etapa 1)

La etapa 1 consiste en sujetar la suspensión para que esta sea trasladada al punto de inserción, el procedimiento se detalla en el diagrama de flujo de la figura 65.

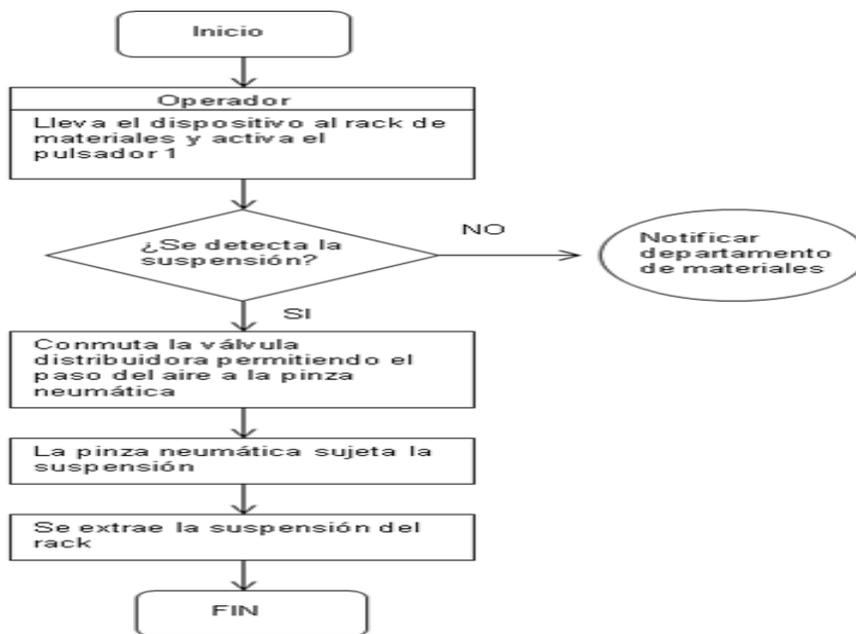


Figura 65. Diagrama de flujo del proceso de sujeción de la suspensión

- Sistema de distribución neumático del proceso de sujeción de la suspensión

Para la distribución neumática se requiere definir los niveles operativos del sistema, según indica la norma DIN/ISO. En el caso del sistema de distribución neumático de la etapa de sujeción, los niveles se estructuran de la siguiente forma.

Nivel 1. Elementos de alimentación.

- Compresor.

- Válvulas reguladoras.
- Unidad para mantenimiento (FRL)

Nivel 2. Elementos de entrada de señales.

- Pulsador neumático 1: es activado por el operario, enviando una señal neumática al sensor de detección.

- Sensor de detección de la suspensión: encargado de detectar la presencia de la suspensión, para permitir el paso de la señal a la válvula distribuidora

Nivel 3. Elementos de procesamiento de señales.

- Válvula de simultaneidad: recibe la señal de los elementos de entrada, permitiendo el paso del aire únicamente si las dos señales son simultáneas.

Nivel 4. Elementos preaccionadores.

- Válvula distribuidora: conmuta al recibir la señal emitida por el pulsador y el sensor, permitiendo el paso del aire a la cámara del cilindro neumático interno de la pinza produciendo la apertura y cierre de la misma

Nivel 5. Elementos de ejecución de órdenes.

- Pinza neumática: realiza un movimiento de apertura y cierre que otorga la fuerza necesaria para sujetar la suspensión.

- Selección del tipo de conexión de la válvula de distribución del sistema neumático de sujeción.

La selección del tipo de conexión de la válvula consiste en determinar la cantidad de aire libre en la cámara del cilindro al que esta alimenta, y con este valor determinar cuál de las válvulas disponibles en el mercado ofrece una menor caída de presión dada las condiciones de trabajo.

La cantidad de aire libre se determina mediante la ecuación:

$$Q = \frac{\pi * D^2}{4} * L * P_{abs} * N_c \quad (4.15)$$

Dónde:

D = Diámetro de la superficie del embolo (mm)

L= Longitud de carrera (mm)

P=Presión absoluta (bar)

Nc= número de ciclos por minuto (1/min)

Otra forma de determinar Q es por medio del diagrama de consumo de aire, lo cual se obtiene interceptando la presión de trabajo con el diámetro del embolo. La figura 67 muestra el referido diagrama

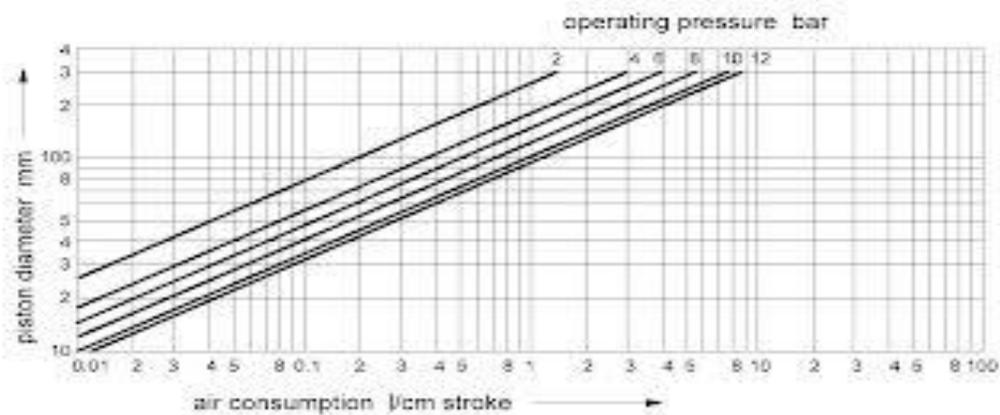


Figura 66. Diagrama de consumo de aire. Fuente automatizacionlab.wordpress.com/neumática/.2015

Sin embargo, para la etapa de sujeción el tipo de conexión viene dado por la pinza neumática seleccionada anteriormente, la cual es $G^{1/8}$.

- Características de los componentes neumáticos.

Los componentes fueron seleccionados de catálogos de fabricante, a continuación se listan cada uno de estos elementos con algunas de sus características. (Ver anexo A-4)

1. Pinza neumática:

Pinza paralela HGP

Carrera: 25 mm

Tipo de conexión: G^{1/8}

2. Válvula Distribuidora:

Válvula distribuidora 5/2 vías, de accionamiento neumático directo, tipo de conexión G^{1/8}.

3. Válvula para detección de la suspensión.

Válvula básica 3/2 vías, de accionamiento mecánico directo, tipo de conexión G^{1/8}.

4. Válvula de mando.

Válvula tipo palanca 5/2 vías, accionamiento mecánico directo, conexión G^{1/8}.

5. Válvulas reguladoras de caudal.

Válvulas reguladoras de caudal unidireccionales, conexión G^{1/8}.

6. Racores y tuberías.

Racores rápidos, R^{1/8}

Tuberías de 6 mm de diámetro externo

(Ver Anexo A-4)

- Sistema de distribución neumático para la sujeción de la suspensión según norma DIN/ISO.

La figura 67 muestra el sistema de distribución neumático para el proceso de sujeción de la suspensión según la Norma internacional DIN/ISO.

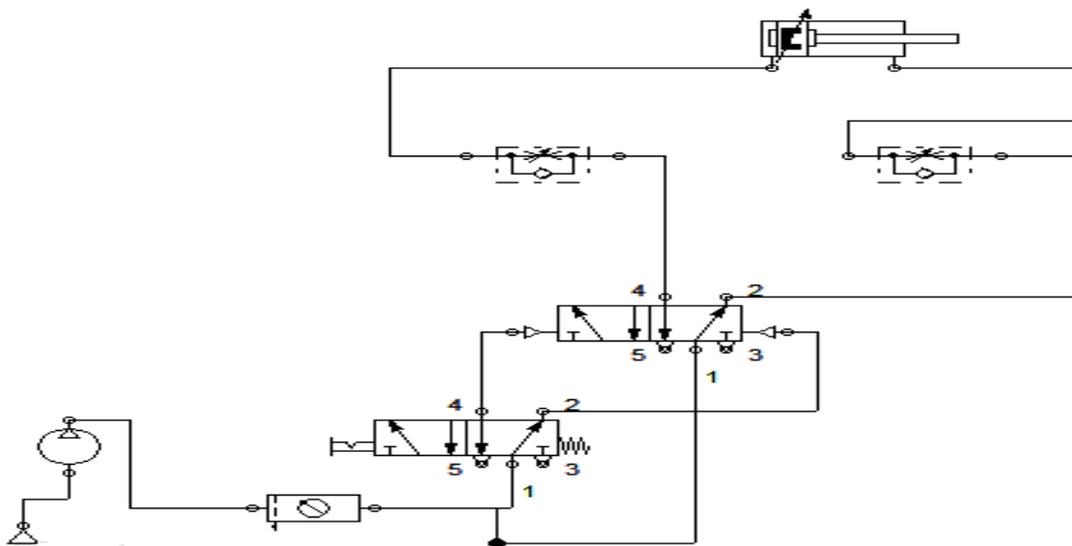


Figura 67. Sistema de distribución neumático del proceso de sujeción de la suspensión. Fuente FluidSim

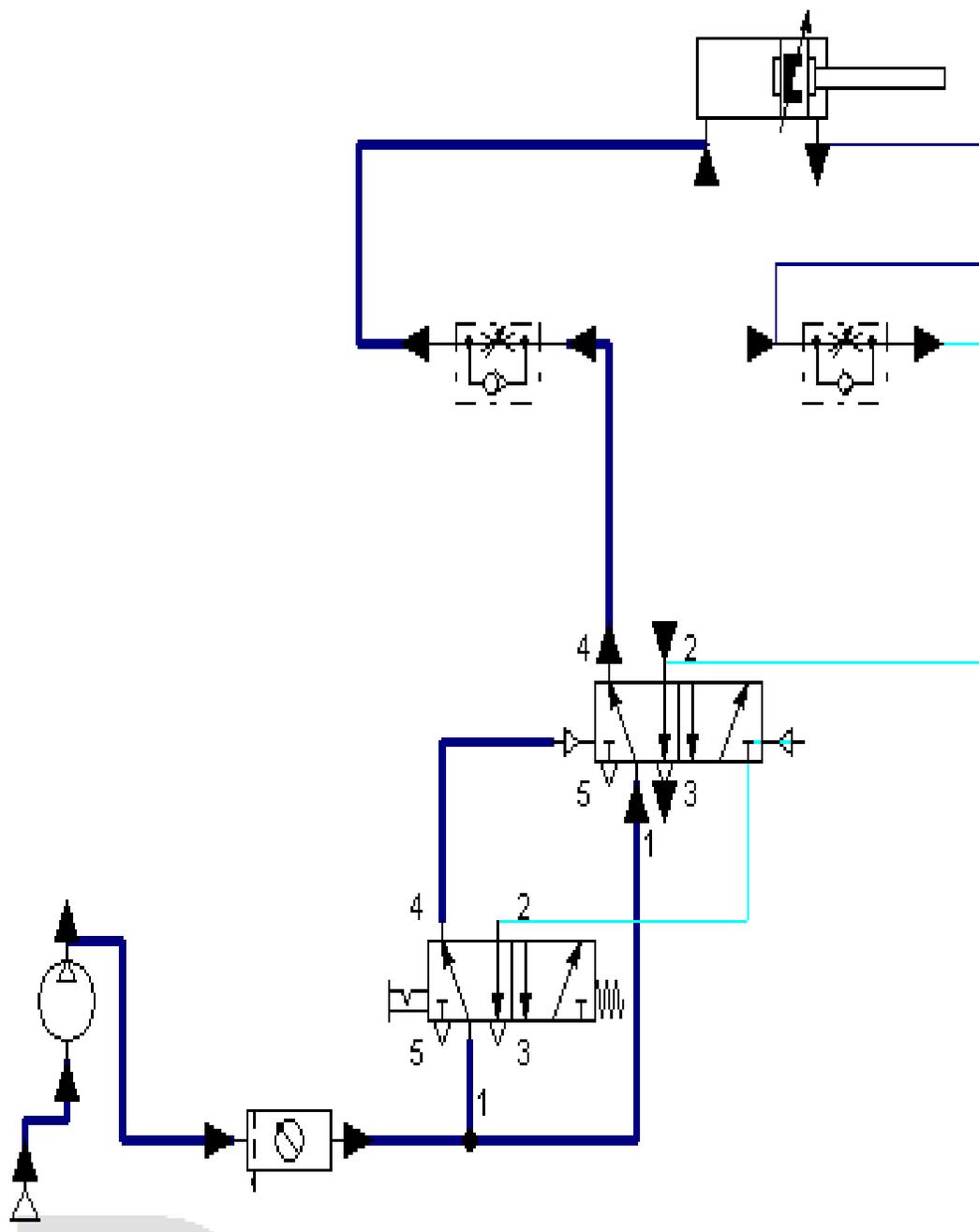


Figura 69. Proceso de sujeción, etapa final, pinza cerrada. Fuente FluidSim

4.5.4.2 Proceso de inserción de la suspensión y extracción del dispositivo (Etapas 3 y 4)

Las etapas 3 y 4 comprenden el traslado de la suspensión al punto de ajuste en la carrocería del vehículo y la extracción segura del dispositivo respectivamente. El proceso automático para llevar a cabo las etapas 3 y 4 se detalla en el diagrama de flujo de la figura 70.

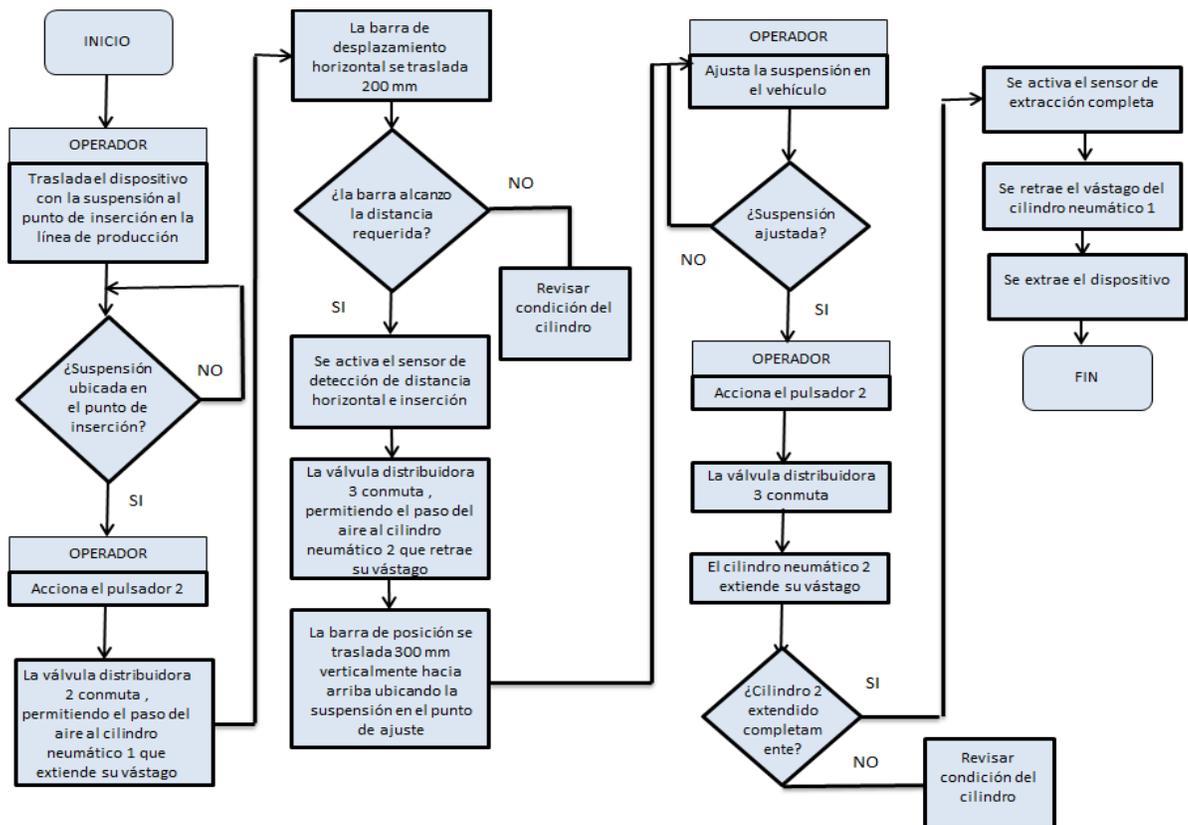


Figura 70. Diagrama de flujo proceso de inserción de la suspensión y extracción del dispositivo

- Sistema de distribución neumático del proceso de inserción de la suspensión y extracción segura del dispositivo.

Nivel 1. Elementos de alimentación.

- Compresor.
- Válvulas reguladoras.
- Unidad para mantenimiento (FRL)

Nivel 2. Elementos de entrada de señales.

- Pulsador neumático 2: es activado por el operario, envía una señal para iniciar el proceso de inserción de la suspensión y extracción del dispositivo.
- Sensor de detección de distancia horizontal: detecta la extracción completa de vástago del cilindro 1, enviando una señal para iniciar la retracción del vástago del cilindro 2.
- Sensor de extracción completa: detecta la extracción completa del vástago del cilindro 2, enviando una señal a la válvula distribuidora 3

Nivel 3. Elementos de procesamiento de señales.

- Válvula distribuidora: regula el paso del aire al sensor de detección de distancia horizontal para anular su señal cuando sea necesario.

Nivel 4. Elementos de maniobra-emisión de señales.

- Válvula distribuidora 2: conmuta al recibir la señal emitida por el pulsador 2, permitiendo el paso del aire a la cámara del cilindro neumático 1 favoreciendo la extracción del vástago del mismo.
- Válvula distribuidora 3: recibe la señal emitida por el sensor de distancia horizontal, conmutando y permitiendo el paso de aire a la cámara del cilindro 2, gobernando la extracción y retracción de su vástago

Nivel 5. Elementos de la parte operativa.

- Cilindros neumáticos: generan el movimiento vertical y horizontal necesario para llevar la suspensión al punto requerido, y extraer el dispositivo sin golpear la carrocería.

- Selección del tipo de conexión de la válvula de distribución del sistema neumático de inserción de la suspensión y extracción segura del dispositivo.

Se sabe que la presión de trabajo es aproximadamente 6 bar y que el diámetro del cilindro más grande es 20 mm, por lo tanto al interceptar dichos valores en el diagrama de consumo de aire de la figura 67 se obtiene lo siguiente:

$$Q = 0.03 \frac{L}{cm}$$

Este valor de Q es el consumo de aire para un ciclo de trabajo del cilindro neumático.

El tiempo de operación es 120 s, si se considera que la mitad de ese tiempo se consume en el traslado del vástago del cilindro, se tiene que según el proceso el sistema debe realizar dos ciclos por cada minuto.

Por lo tanto el consumo total se determina de la siguiente forma:

$$Q = 0.03 \frac{L}{cm} * \frac{1 cm}{10 mm} * 300 mm * 2 \frac{ciclos}{min} = 1.8 L/min$$

La figura 71, muestra una tabla para seleccionar el tipo de conexión de la válvula distribuidora a partir del consumo de aire del cilindro.

Diámetro del actuador (mm)	Conexión de la válvula	Caudal nominal l/min	Familia de válvula
Hasta 25	M5	Hasta 80	203-MML-MM
25 a 50	1/8"	Hasta 850	211-213-MV-SB0-VM15
50 a 100	1/4" a 3/8"	Hasta 2600	SB1-CH1-EN1-VM18-VS1-VS2
100 a 200	1/2" a 3/4"	Hasta 4750	VS3-CH3-AZ

Figura 71. Tipos de Conexión de válvulas neumáticas a partir del diámetro del actuador. Fuente www.leer-mas.com/lallave/news53/info2.2015

Por lo que se selecciona el tipo de conexión G^{1/8} para todas las válvulas distribuidoras.

- Características de los componentes neumáticos.

1. Cilindros neumáticos:

1.1 Cilindro Neumático 1

- Cilindronormalizado según ISO 6432
- Diámetro embolo = 16 mm
- Carrera = 200 mm

1.2 Cilindro Neumático 2

- Cilindro normalizado según ISO 6432

- Diámetro embolo = 20 mm

- Carrera = 300 mm

2. Válvulas

2.1 Válvula distribuidoras:

- Válvula de accionamiento neumático directo 5/2 vías, biestable, tipo de conexión G^{1/8}.

- Válvula de accionamiento neumático directo 5/2 vías, monoestable, tipo de conexión G^{1/8}

- Válvula de accionamiento neumático 3/2 vías tipo de conexión G^{1/8}.

2.2 Válvula de detección de distancia horizontal

-Válvula de accionamiento neumático con rodillo 3/2 vías, conexión G^{1/8}.

- Válvula de detección de extracción completa.

- Válvula de rodillo escamoteable 3/2 vías, conexión G^{1/8}.

2.3 Válvula de mando

-Válvula tipo palanca 2 posiciones 5/2 vías, conexión G^{1/8}.

2.4 Válvulas reguladoras de caudal.

Válvulas reguladoras de caudal unidireccionales, conexión G^{1/8}.

2.5 Racores y tuberías.

- Racores rápidos, R1/8

- Tuberías de 6 mm de diámetro externo. (Ver Anexo C)
- Diagrama de espacio-fase del proceso de inserción de la suspensión y extracción del dispositivo.

El diagrama espacio-fase es un gráfico que muestra la secuencia en los movimientos respectivos de cada cilindro y las señales que lo producen, es una herramienta de gran ayuda ya que facilita la elaboración del sistema de distribución. La figura 72 muestra el diagrama espacio-fase del sistema neumático de inserción de la suspensión y extracción segura del dispositivo.

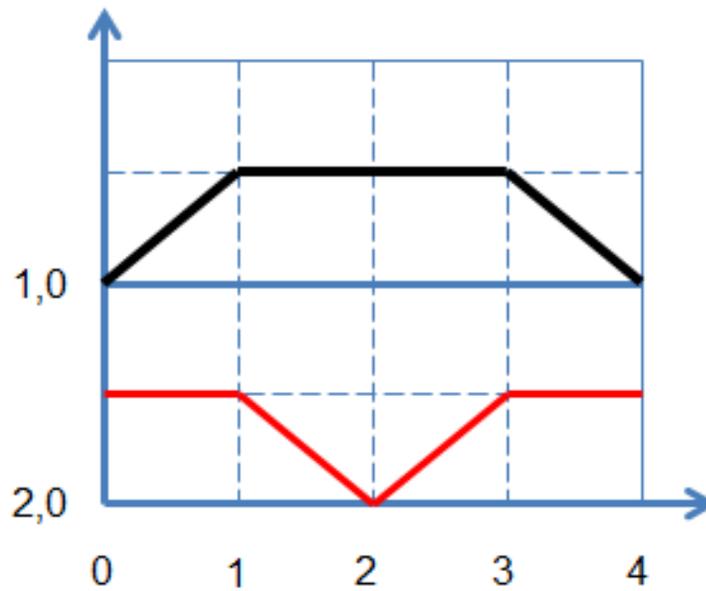


Figura 72. Diagrama de fase

- Diagrama de distribución neumático para la inserción de la suspensión y extracción del dispositivo según norma DIN/ISO.

En la figura 73 se muestra el sistema de distribución de neumático del proceso de inserción de la suspensión y extracción del dispositivo basado en la norma DIN/ISO.

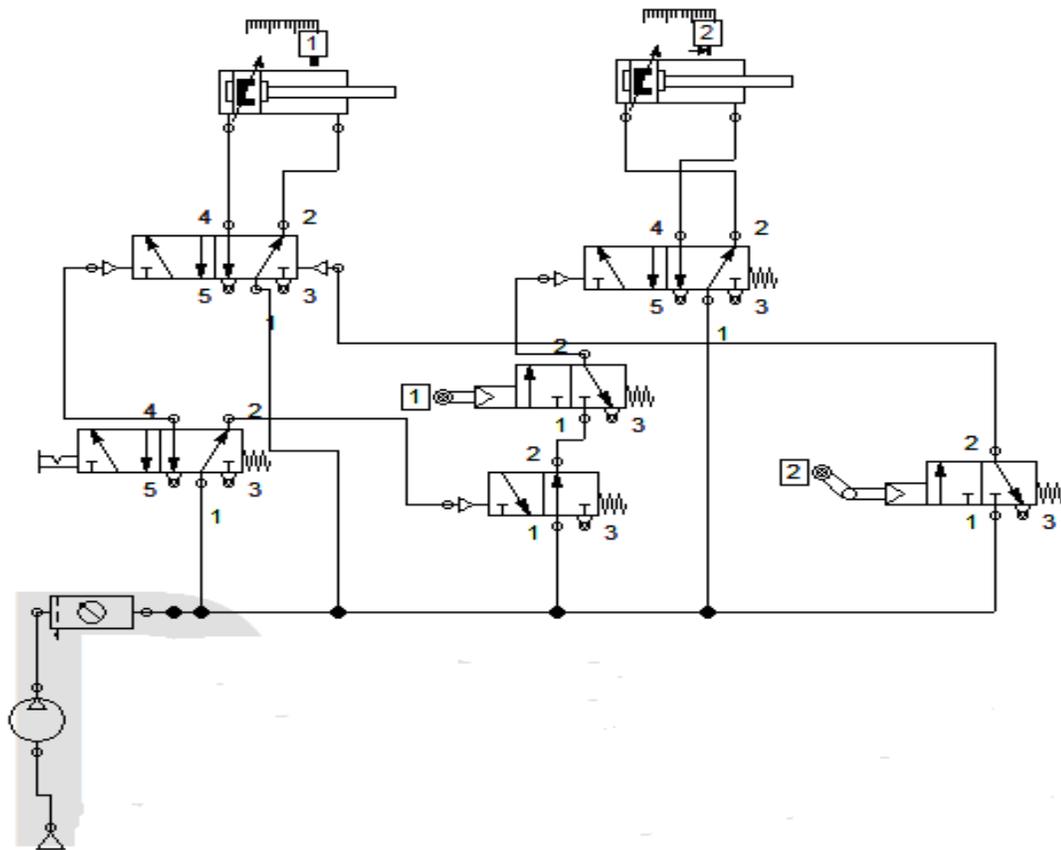


Figura 73. Diagrama de distribución neumático para la inserción de la suspensión y extracción del dispositivo

- Simulación del proceso de inserción de la suspensión y extracción del dispositivo

El diagrama de distribución neumático fue diseñado con la ayuda del software FluidSim, las siguientes figuras muestran una simulación del proceso (ver figuras 74 y 75).

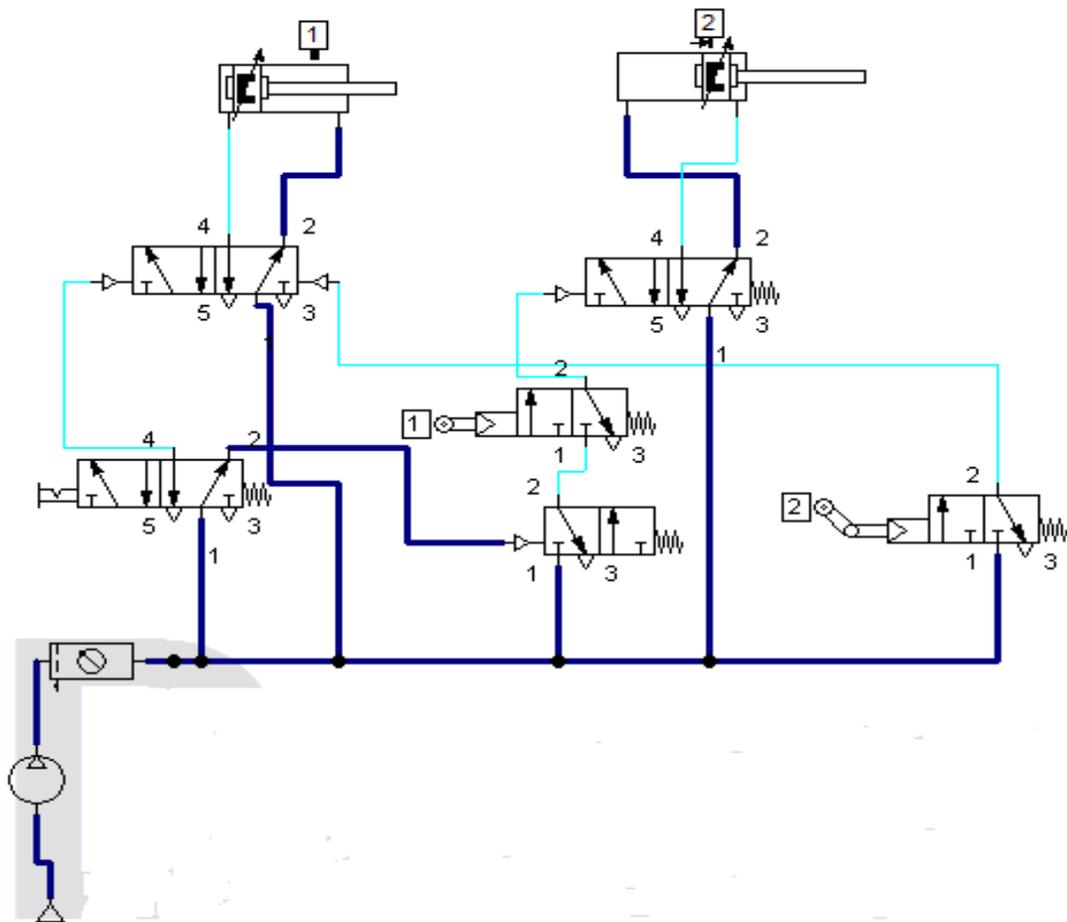


Figura 74. Proceso de inserción de la suspensión. Etapa inicial

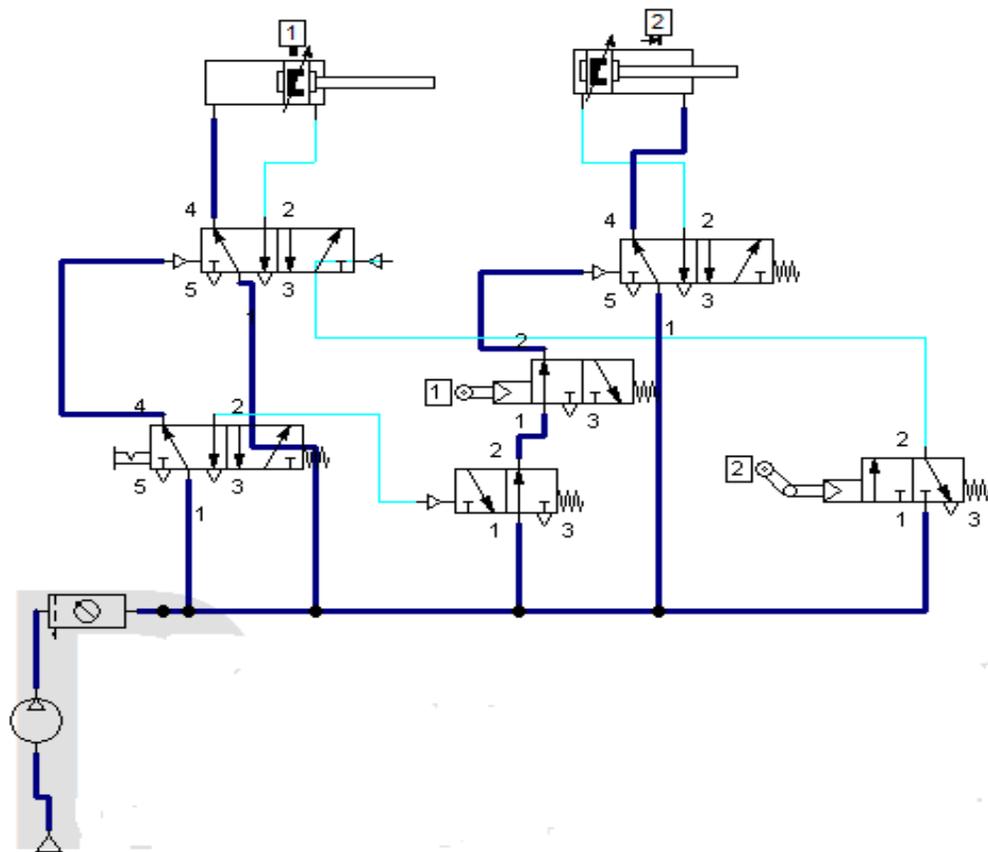


Figura 75. Proceso de inserción de la suspensión. Etapa final

4.5.5 Selección de elementos de unión.

Basado en los esfuerzos calculados anteriormente en los puntos de interés, podemos realizar una selección de tornillos de acero y garantizar que estos no fallaran. De acuerdo a la información mostrada en la tabla 20, se puede apreciar que los esfuerzos a los que se encuentra cada tornillo en los

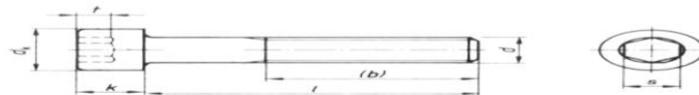
diferentes puntos esforzados, están muy por debajo de los valores permisibles.

En esta sección se detallará la selección de los elementos de unión más importantes del dispositivo.

Tabla 20 Calidades de elementos de unión roscada. (Fuente

Número de Clase	Rango del diámetro [mm]	Resistencia de prueba mínima [MPa]	Resistencia elástica mínima [MPa]	Resistencia a la tracción mínima [MPa]	Material	Marcado de la cabeza
4.6	M5-M36	225	240	400	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	420	520	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	660	830	Acero de mediano o bajo carbono, templado y revenido	
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Acero de mediano o bajo carbono, templado y revenido	
10.9	M5-M36	830	940	1040	Acero martensítico de bajo carbono, templado y revenido	
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	Acero de aleación, templado y revenido	

Tabla 21. Especificaciones de pernos de acero a bajo carbono. Fuente <http://www.tornilleriadislas.com/files/tornilleriadin.pdf>



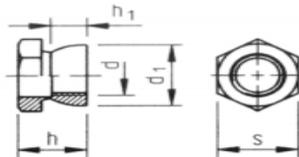
b (*1)	15	16	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72
t min.	0,7	1	1,1	1,3	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13,5	15,5
s	1,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	14	17	17	19	19	22
k max.	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
dk	3	3,8	4,5	5,5	7	8,5	10	13	16	18	21	24	27	30	33	36	40	45

(*1) Longitud de la rosca (siempre que L>b)

Tabla 22 Pernos de acero a bajo carbono (longitud del perno). Fuente.
<http://www.tornilleriadislas.com/files/tornilleriadin.pdf>

L \ d	M-1,6	M-2	M-2,5	M-3	M-4	M-5	M-6	M-8	M-10	M-12	M-14	M-16	M-18	M-20	M-22	M-24	M-27	M-30
5	*	*	*	*	*													
6	*	*	*	*	*	*	*											
8	*	*	*	*	*	*	*											
10	*	*	*	*	*	*	*	*										
12		*	*	*	*	*	*	*	*									
14		*	*	*	*	*	*	*	*									
16		*	*	*	*	*	*	*	*	*								
18		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*							
20		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*						
22			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*					
25			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
30			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
35			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
40			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
45			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
50			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
55				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
60				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
65				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
70				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
75					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Tabla 23 Tuercas de seguridad. Fuente.
<http://www.tornilleriadislas.com/files/tornilleriadin.pdf>



d	$d_1 \approx$	h	$h_1 \approx$	s	Rotura Nm
M-6	9,3	9,5	4,3	10	10-18
M-8	12,5	12	7	13	13-21
M-10	16,3	15	8,3	17	31-38

- Topes de sujeción a dedos de la pinza.

La figura 76 muestra la configuración de la unión entre los topes de sujeción y la pinza neumática (medidas en mm).

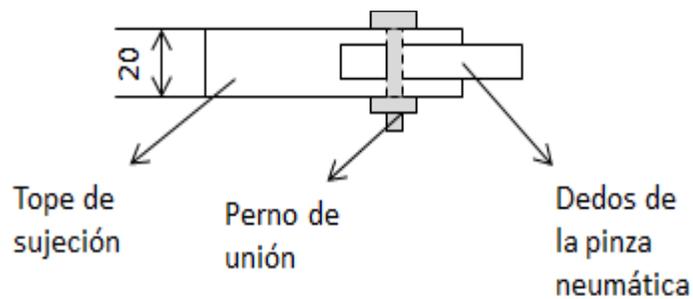


Figura 76 Configuración de la unión entre los topes de sujeción y la pinza neumática

El diámetro del agujero viene dado por los dedos de la pinza, el cual es igual a 4.3 mm (Anexo A-4).

La longitud del perno debe ser igual a la altura de los topes de sujeción (20mm).

Con ambos valores se ingresa en la tablas 21 y 22, seleccionando un perno de rosca M4 y longitud 40 mm, con una tuerca de seguridad de rosca M4.

- Pinza neumática a barra de desplazamiento horizontal (barra 3)

La pinza neumática será fijada a la barra 3 por medio de tornillos, la figura 77 muestra la configuración de la unión.

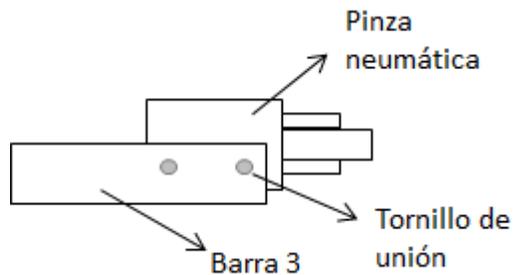


Figura 77 Unión de la pinza neumática con la barra 3

La rosca y longitud del tornillo viene dado por la pinza (ver anexo A-4), siendo M5 y 14 mm, respectivamente. A la longitud debe sumarse el espesor del perfil que es 2 mm, por lo tanto la longitud total del tornillo debe ser 16 mm.

- Carro y riel.

Los diámetros para la fijación de estos elementos son de 8 mm (ver anexo A-8)

Se seleccionan pernos de longitud 50 mm, diámetro 8 mm y rosca M8

- Cilindro neumático 1 a barra guía de perfil U (barra 6).

La configuración de la unión entre el cilindro neumático 1 y la barra 6 se muestra en la figura 48.

El diámetro del perno de unión viene dado por la base soporte del cilindro (ver anexo A-4) y la longitud del perno debe la suma del espesor del perfil y el espesor del soporte.

El perno seleccionado siguiendo el mismo procedimiento de los topes de sujeción es un perno de diámetro 4 mm, longitud 10 mm y rosca M4.

- *Unión de soporte de la barra de posición (7) con barra guía vertical (6).*

La unión de la barra de posición con su respectivo soporte se hará por medio de pernos cuya única restricción es la longitud del mismo, el cual debe ser superior al diámetro externo del soporte (44 mm).

Selecciona un perno de longitud 60 mm, diámetro 8 mm y rosca M8, con su respectiva tuerca de seguridad

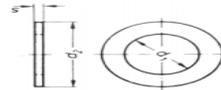
- Pasador del acople de la barra de posición con la horquilla del cilindro neumático 2

$$d_{\text{agujero}} = 8\text{mm}$$

L \ Ø	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
3	*	*	*								
4	*	*	*	*	*						
5	*	*	*	*	*	*					
6	*	*	*	*	*	*	*				
8	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
12	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
14	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
16	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
18	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
20	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
24		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
28		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
30		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
32		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
36			*	*	*	*	*	*	*	*	*
40						*	*	*	*	*	*
45							*	*	*	*	*
50							*	*	*	*	*
55								*	*	*	*

Figura 78. Especificaciones del pasador.
<http://www.tornilleriadislas.com/files/tornilleriadin.pdf>

- Arandelas



d1	d2	s
3	6	0,8
4	8	0,8
5	10	0,8
6	12	1,6
7	14	1,6
8	16	2
10	20	2,5
12	25	3
13	25	3
14	28	3
16	28	3

Figura 79. Especificaciones de arandelas. Fuente.
<http://www.tornilleriadislas.com/files/tornilleriadin.pdf>

Tabla 24. Resumen de elementos de unión seleccionados. (Fuente propia)

Denominación	Especificación	Cantidad	Especificación	Cantidad
Topes de sujeción a dedos de la pinza	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	2	Tuerca de seguridad inviolable II 134109	2
Pinza neumática a barra 3	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	4	-	-
Carro	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	4	Tuerca de seguridad inviolable II 134109	4
Riel	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	3	Tuerca de seguridad inviolable II 134109	3
Cilindro neumático 1 a barra 6	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	4	-	-
Soporte de la barra de posición a barra 6	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	4	-	-
Soporte de la barra de posición a barra de posición	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	2	Tuerca de seguridad inviolable II 134109	2
Acople barra de posición	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	2	-	-
Soporte barra guía vertical a barra guía	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	8	Tuerca de seguridad inviolable II 134109	8
Base del cilindro neumático 2	Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 912	2	Tuerca de seguridad inviolable II 134109	2
Acople barra de posición a vástago del cilindro 2	Pasador cilíndrico DIN 7	1	-	-

4.5.6 Estudio técnico.

En esta sección se consideran los aspectos técnicos a tener en cuenta para la fabricación del dispositivo para montaje de la suspensión delantera de vehículos, fundamentado en la necesidad de utilizar materiales, maquinaria y mano de obra disponible en la empresa para lograr los objetivos.

La tabla 25 muestra los elementos comerciales que deben adquirirse para la fabricación del dispositivo, adicionalmente la cantidad de cada uno de ellos.

Tabla 25. Elementos comerciales. (Fuente propia)

Ítem	Identificación	Cantidad
1	Tornillo hexagonal DIN 912	36
2	Pasador	1
3	Arandelas DIN A2/A4 1440.	21
4	Pinza neumática HGW	1
5	Cilindro neumático ISO 6432	3
6	Pie de fijación de cilindro neumático	2
7	Acople tipo horquilla	1
8	Válvulas neumáticas	8
9	Racores	23
10	Manguera	-

La tabla 26 muestra las piezas que deben ser fabricadas mediante los diferentes procesos de conformación de materiales para la fabricación del dispositivo, así como la cantidad requerida de cada una de ellas.

Tabla 26. Elementos manufacturados.(fuente propia)

Ítem	Identificación	Cantidad
1	Topes de sujeción	2
2	Barra de desplazamiento horizontal	1
3	Tapa de unión	1
4	Barra guía	1
5	Barra de posición	1
6	Soporte barra de posición	1
7	Acople	1
8	Barra guía vertical	1
9	Base guía	1

4.5.7 Costos de fabricación.

En este apartado se especifican los costos asociados a la adquisición de los materiales y mano de obra para la fabricación del dispositivo.

La tabla 27 muestra los ítems de cada material necesario para la fabricación del dispositivo, así como el costo unitario de cada elemento, la cantidad y el costo total por elemento.

Cabe destacar que los costos unitarios son valores aproximados que varían constantemente por la situación económica del país, estos montos fueron obtenidos de la empresa Proinmicastro C.A.

Tabla 27. Costos asociados a la fabricación del dispositivo. (Fuente propia)

Ítem	Material	Costo Unitario aproximado (Bs.F)	Cantidad	Costo Total (Bs.F)
1	Barra de aluminio perfil U 30x20x3	14.256,00	1	14.256,00
2	Barra de aluminio perfil U 40x25x3	9.680,00	1	9.680,00
3	Barra circular de aluminio 10 mm*6m*2.7mm	8.800,00	1	8.800,00
4	Tubo cuadrado de aluminio 12mm*1.14mm	10.400,00	1	10.400,00
5	Lamina de aluminio	8.500,00	1	8.500,00
6	Lamina nylon blanco	24.104,03	1	24.104,03
7	Cilindro neumático	12.821,00	3	38.463,00
8	Válvula neumática	7.351,00	7	51.457,00
9	Mano de obra	10.796,00	2	21.593,00
	TOTAL			187.253,00

Los ítems comprendidos en el intervalo (1-6), fueron tomados de los rack de materiales del taller de matricería de la empresa, estos elementos habían sido adquiridos anteriormente, por lo que su costo disminuye considerablemente.

Los elementos asociados al sistema de control (ítems 7 y 8) fueron adquiridos por la empresa para desarrollar el proyecto.

El costo asociado a la mano de obra aplica si el dispositivo es construido fuera de la empresa, ya que dentro de la descripción del cargo de los matriceros se encuentra la elaboración de mejoras al proceso productivo, por lo que el monto asociado a la mano de obra no aplicaría a la elaboración de este dispositivo en particular, ya que el mismo constituye a perfeccionar la metodología de trabajo del área donde es aplicado.

El costo total de fabricación del dispositivo en condiciones ideales, donde se adquieran todos los elementos y se estime el valor agregado por mano de obra es de 187.253,00 Bs.F.

4.5.8 Construcción del dispositivo.

En el capítulo 3 se mostró el plan de trabajo para llevar a cabo el proyecto de forma general, sin embargo no se especifica el procedimiento a seguir para llevar a cabo la fabricación y ensamblaje del dispositivo específicamente.

La figura 80 muestra el plan de trabajo específico para la construcción del dispositivo

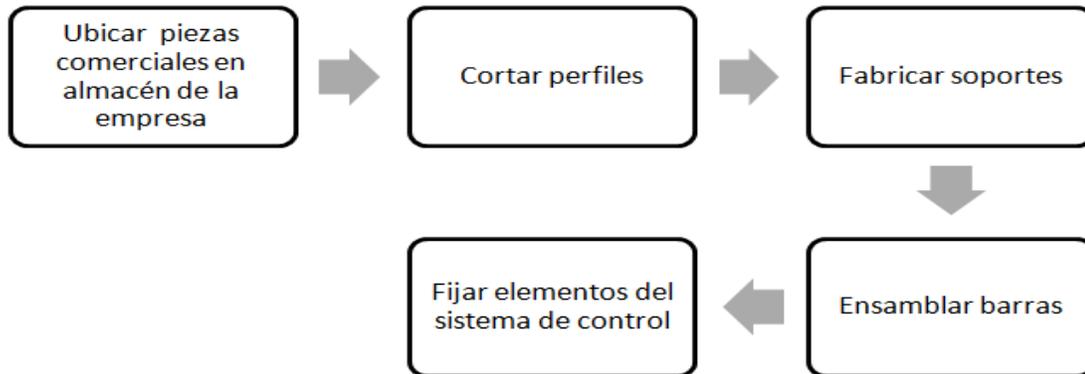


Figura 80. Plan de trabajo para la construcción del dispositivo para montaje de la suspensión delantera de vehículos

- Ubicar piezas comerciales en almacén.

Como se explica en la sección anterior los materiales necesarios para la construcción del dispositivo fueron tomados del rack del taller de matricería de la empresa, una vez ubicados se agruparon para su posterior maquinado (si aplicaba).

- Cortar perfiles

Con el uso de una tronzadora eléctrica perteneciente al taller de matricería de Chrysler L.L.C se procedió a realizar el corte de los perfiles tipo U y los tubos de perfil circular y cuadrado.

La tabla 28 muestra las longitudes iniciales y finales de cada perfil.

Tabla 28 Longitud inicial y final de los perfiles. (Fuente propia)

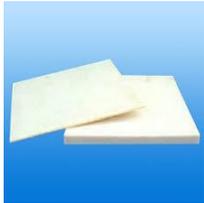
Ítem	Identificación	Perfil	Longitud inicial (m)	Longitud final (m)
1	Barra de desplazamiento horizontal	U 30x20x3	6	0.3
2	Barra guía horizontal	U 40x25x3	6	0.4
3	Barra de posición	Circular 16x4	6	0.5
4	Barra guía	Cuadrado 20x3	6	1.5

- Fabricación de soportes.

La fabricación de los soportes se llevó a cabo con la ayuda de máquinas herramientas que permitieron dar la forma requerida a cada pieza.

La tabla 29 muestra las operaciones realizadas para cada elemento constitutivo del dispositivo.

Tabla 29 Operaciones realizadas en la fabricación de los soportes. Fuente propia

Ítem	Identificación	Operaciones realizadas	Estado inicial	Estado final
1	Topes de sujeción	Corte		
		Fresado		
2	Soporte barra de posición	Corte		
		Cilindrado interno		
		Cilindrado externo		

- Maquinación de elementos.

En esta sección se muestran las operaciones realizadas a los elementos que requerían agujeros pasantes, ranuras y configuraciones especiales requeridas para el posterior ensamble con el resto de los componentes.

Tabla 30 Maquinación de elementos. Fuente Propia.

Ítem	Identificación	Operación	Estado inicial	Estado final
1	Barra de desplazamiento horizontal	Agujeros para la pinza		
		Agujero para el pasador		
		Ranura tapa de unión		
2	Barra guía perfil U	Ranura		
		Agujero soporte cilindro		

- Ensamblaje de los elementos.

El ensamblaje de los elementos se realizó en la gran mayoría de los casos por medio de tornillos y pernos, el procedimiento para el ensamblaje se muestra en el diagrama de la figura 81.

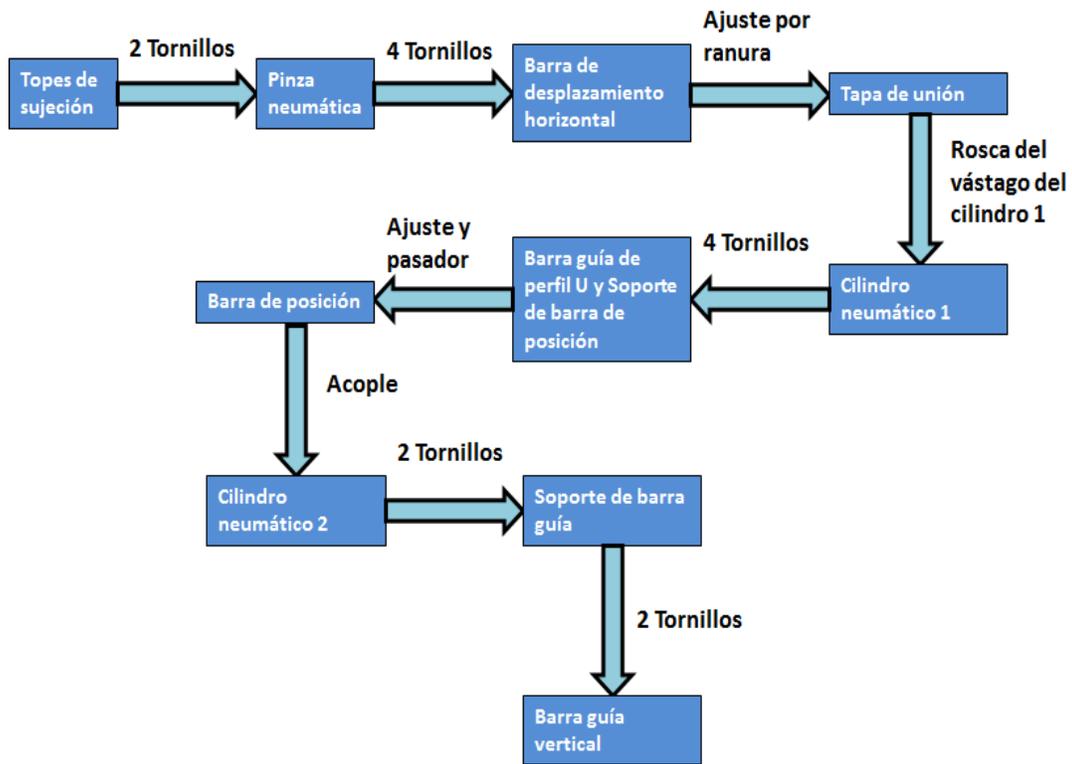


Figura 81 Proceso de ensamblaje del dispositivo

4.5.9 Propuesta definitiva.

En esta sección se muestra el resultado obtenido una vez realizada la construcción en detalle de la solución planteada (ver figura 83), adicionalmente se resaltan los aspectos que debieron ser modificados de la alternativa seleccionada por presentar alguna eventualidad en el proceso de construcción.

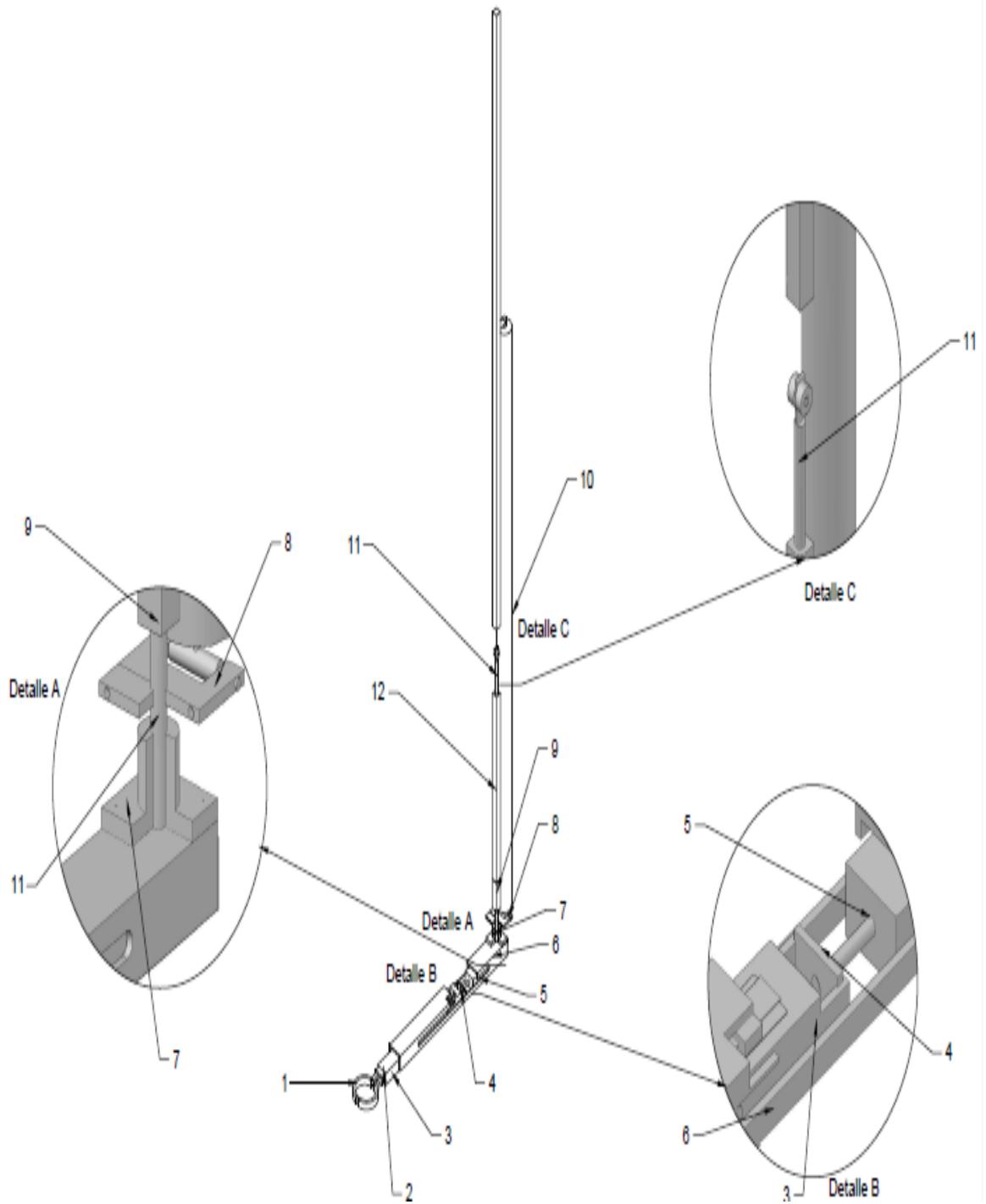


Figura 82. Propuesta definitiva con zoom en detalles

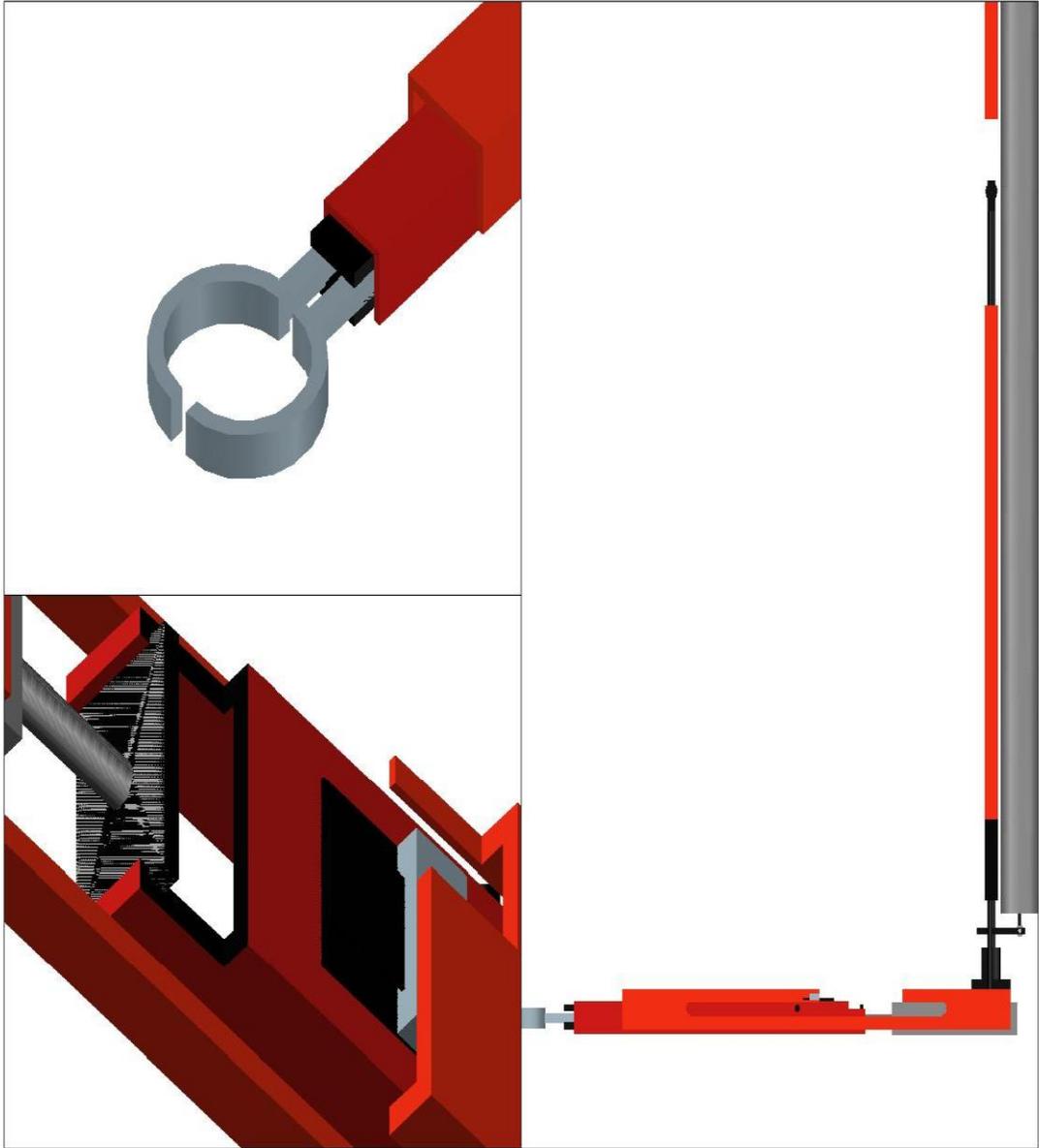


Figura 83. Propuesta definitiva.

4.5.10 Dispositivo semiautomático para montaje de la suspensión delantera de vehículos.

- Sistema de sujeción



Figura 84 Sistema de sujeción pinza abierta.



Figura 85. Sistema de sujeción pinza cerrada.

- Sistema horizontal.

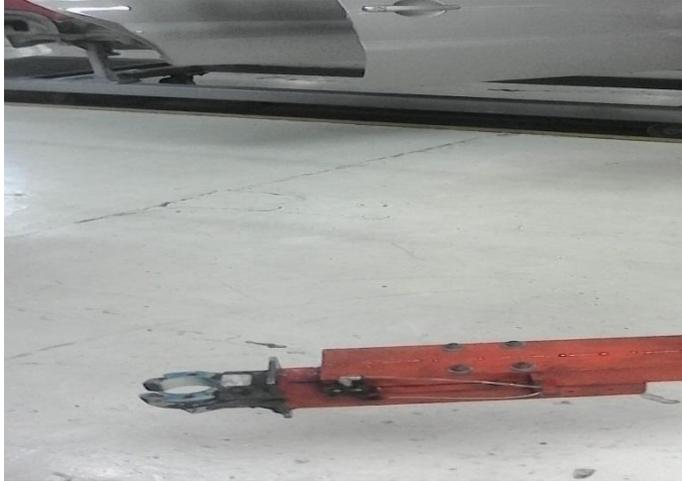


Figura 86. Barra de desplazamiento horizontal extensión mínima.

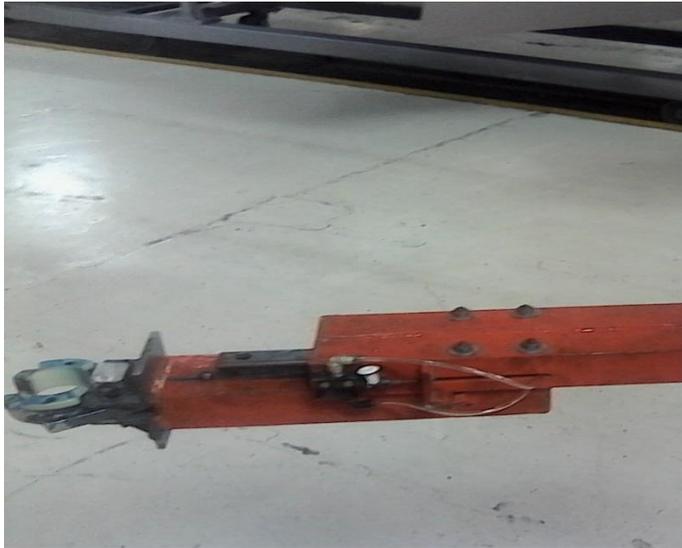


Figura 87. Barra de desplazamiento horizontal extensión máxima.

- Sistema vertical.

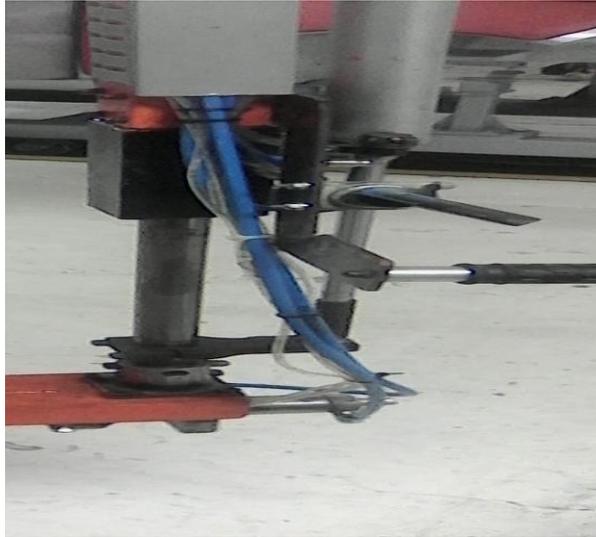
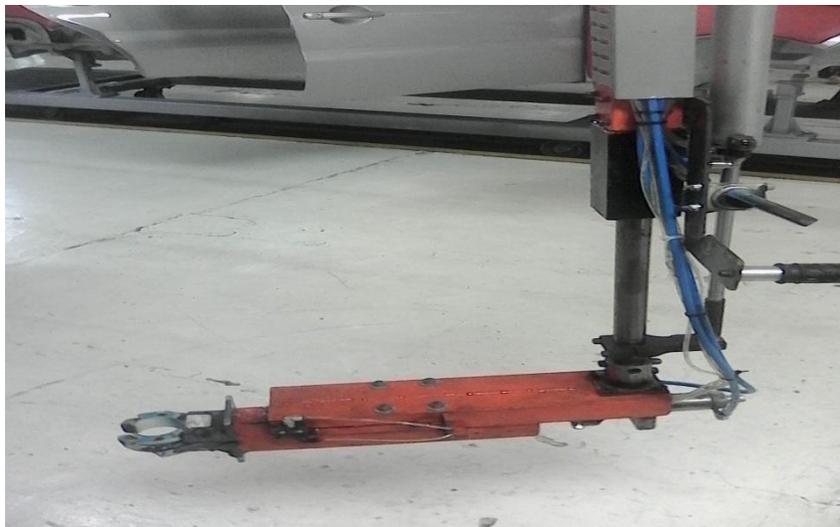


Figura 88. Barra de posición, extensión máxima.



Figura 89. Barra de posición, extensión mínima.

- Dispositivo completo.



CAPITULO V

ANALISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se realiza un análisis de cada una de las variables obtenidas durante el proceso de diseño y construcción del dispositivo, resaltando los aspectos mejorados con la aplicación del mismo en la línea de producción.

5.1 Variables del proceso

5.1.1 *Peso del dispositivo.*

La figura 90 muestra un gráfico donde se observa el comportamiento del variable peso con la aplicación del dispositivo.

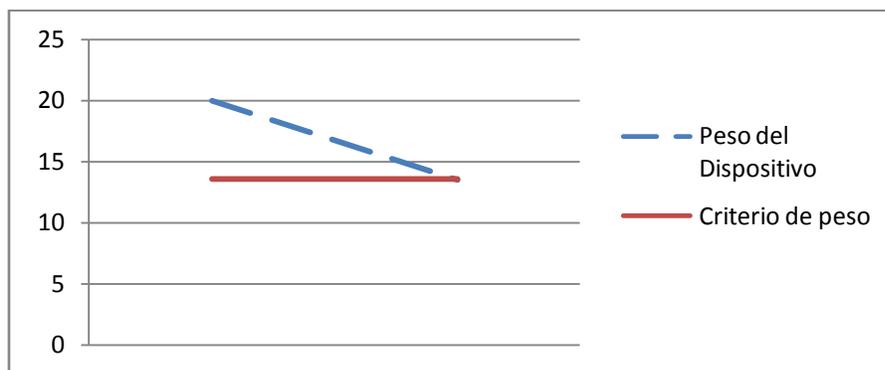


Figura 90 Curva de comportamiento del peso del dispositivo

El peso del dispositivo fue disminuido en un 32%, con respecto al diseño anterior que poseía un peso de 20 Kg, mientras el dispositivo nuevo posee un peso de 13.5 Kg. Según muestra el gráfico de la figura 79.

Este resultado permite cumplir con el criterio de peso establecido por la corporación para manipulación de cargas, mejorando la ergonomía del puesto de trabajo y por ende disminuyendo las posibilidades de enfermedades producidas por motivo del desarrollo de la actividad laboral.

5.1.2 Retrabajos.

La cantidad de retrabajos generados por el dispositivo anterior, tomando una muestra de 50 vehículos fabricados entre los años 2013 y 2014, la figura 91 muestra gráficamente una comparación de los retrabajos producidos por la aplicación del dispositivo anterior y el actual.

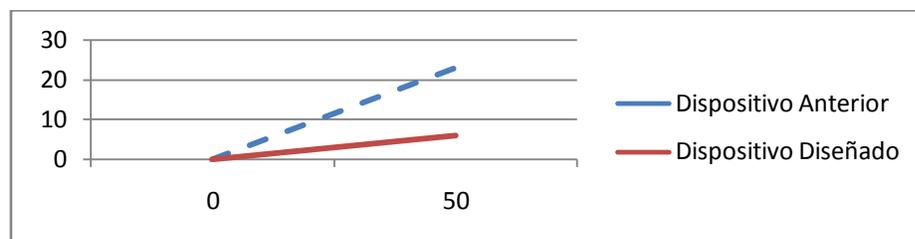


Figura 91 Comparación gráfica de los retrabajos ocasionados por los dispositivos para montaje de la suspensión delantera

Durante el desarrollo de las pruebas realizadas en la línea de producción se obtuvo que para una cantidad de 50 ensayos resultaron afectados 6 vehículos, lo que otorga un 88% de eficiencia al dispositivo, si se considera además que según datos del departamento de calidad casi un 50% de los vehículos procesados con el anterior dispositivo eran afectados en su carrocería, se obtiene que al aplicar el dispositivo en la línea disminuirían los retrabajos en un 44%

5.1.3 Tiempo de operación

El tiempo de operación es una variable importante a considerar para la eficiencia del dispositivo. La figura 92 muestra un gráfico de la medición del tiempo de operación para un determinado número de pruebas, se observa que el tiempo de operación tiende a 90 segundos como valor promedio es, es decir, fluctúa entre 77 y 103 segundos.

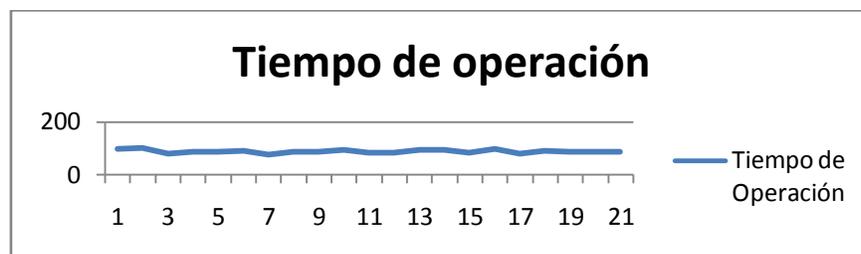


Figura 92 Tiempo de operación.

El tiempo de operación del montaje de la suspensión delantera según reportes del departamento de producción era de 120s, disminuyendo a 90s con la aplicación del dispositivo neumático. Lo que representa una reducción de 25%.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se muestran las conclusiones y recomendaciones derivadas una vez evaluada la problemática planteada y desarrollar una solución, pasando por el análisis de los datos y la obtención de resultados.

6.1 CONCLUSIONES

- Con la definición de los parámetros del proceso de montaje de suspensión delantera, se delimitaron y seleccionaron las variables a considerar para el diseño del dispositivo, de igual forma se permitió comparar el comportamiento de dichas variables antes y después con base a la necesidad presentada.

- La aplicación del método de ponderación de criterios para la selección de la mejor solución permitió comparar todas las ideas

generadas entre sí, seleccionando la propuesta más acorde a la necesidad planteada de optimizar el proceso de montaje de la suspensión delantera.

- El diseño de los elementos que componen el dispositivo fue a partir de los criterios de frecuencia (fatiga), peso ($\leq 13\text{kg}$), tipo de carga (flexión, corte) y factor de seguridad (entre 2 y 2.5), garantizando un diseño apropiado a las normativas y condiciones del puesto de trabajo, disminuyendo el peso (32%) y el tiempo de operación (25%)
- El diseño del sistema de control permitió mejorar la operatividad del dispositivo, mediante el uso de sensores de posición así como la precisión en la ubicación optimizando el proceso y disminuyendo los retrabajos en un 44%.
- La construcción del dispositivo permitió adaptar la actividad laboral del puesto de trabajo respecto a las normativas y uso del dispositivo disminuyendo los riesgos ocupacionales en la misma.

6.2 RECOMENDACIONES

- Realizar mantenimiento anual desarmando cada elemento del dispositivo, verificando las zonas donde exista fricción metal-metal, lubricar, y limpiar el área.
- Fijar herramienta neumática de ajuste de la suspensión en el vehículo al dispositivo.
- Extender las labores de rediseño de otros procesos de la planta.
- Automatizar completamente el proceso.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- DEPPERT W. / STOLL K. "Dispositivos Neumáticos" Editorial Marcombo 1999. Barcelona España
- Mott, R. L. (2006). Diseño de elementos de máquinas. Pearson Educación
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Correa, C. O. (2002). Diseño en ingeniería mecánica. México; McGraw-Hill.
- Vanegas I. (2011). Conceptos básicos sobre diseño de máquinas. Venezuela.
- Norma COVENIN Venezolana 2248-87 "Manejo de Materiales y Equipos"
- Aparicio Izquierdo, F., Vera Álvarez, C., Díaz López, V. "Teoría de los vehículos automóviles". Sección de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid. 1995.

- FERNÁNDEZ CASAS, Raúl. “Modelado de un sistema de suspensión de un vehículo automóvil mediante Simmechanics”. Directora: M^a Jesús López Boada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica. 2008.

- EFA MORALATAZ Electromecánica de Vehículos. Circuitos de Fluidos, Suspensión y Dirección 2010 Recuperado de Internet el 27 de febrero del 2014, de <http://efamoratalaz.com/recursos/1%C2%BAEI-Fluidos-T6.pdf>

- ESCALERA Manuel, RODRIGUEZ Antonio, “Actuadores Neumáticos”. Recuperado el 27 de Febrero de 2014 de <http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Escalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.pdf>

- Información general de la suspensión. 2010. Recuperado el 12 de Febrero de 2014, de http://www.mecanicavirtual.org/indice_cursos.html#suspension

- QUIROGA Jonathan, "Válvulas Neumáticas" 2011, Recuperado el 27 de Febrero del 2014 de http://zonaemec.files.wordpress.com/2011/10/vc3a1lvulas_neumc3a1ticas.pdf

- ROKATEC, ¿Que es automatización industrial?: Recuperado el 12 de febrero de 2014 de http://www.rocatek.com/forum_automatizacion_industrial.php

- RONDON O. "El diseño de la ingeniería de máquina y su evolución histórica". Recuperado el 13 de febrero de 2014, de <http://casanchi.com/ref/ingemaquina01.pdf>