



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO DE UN MECANISMO QUE
PERMITA LA MANIPULACIÓN DE LAS
HERRAMIENTAS DE AJUSTE CON EL
MENOR ESFUERZO Y LA MEJOR
ACCESIBILIDAD EN LA EMPRESA
ENSAMBLADORA FORD MOTOR DE
VENEZUELA S.A**

Autor: Héctor Sandoval
C.I. 24.244.967

Urb. Yuma II, Calle N°3, Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 871420 (Master)- Fax (0241) 81239



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE UN MECANISMO QUE PERMITA LA MANIPULACIÓN
DE LAS HERRAMIENTAS DE AJUSTE CON EL MENOR ESFUERZO Y
LA MEJOR ACCESIBILIDAD EN LA EMPRESA ENSAMBLADORA
FORD MOTOR DE VENEZUELA S.A**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Empresa: Ford Motor de Venezuela S.A, Valencia, Estado Carabobo

Autor: Héctor Sandoval
C.I. 24.244.967

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella
C.I.: V-4.455.859

San Diego, Agosto de 2018



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE UN MECANISMO QUE PERMITA LA MANIPULACIÓN
DE LAS HERRAMIENTAS DE AJUSTE CON EL MENOR ESFUERZO Y
LA MEJOR ACCESIBILIDAD EN LA EMPRESA ENSAMBLADORA
FORD MOTOR DE VENEZUELA S.A**

CONSTANCIA DE ACEPTACIÓN

Ing. Giovanni Pizzella P.
C.I.: V-4.455.859
Tutor Académico

Ing. Diego Carranza
C.I.: V-18.164.768
Tutor Empresarial

Autor:
Héctor Enrique Sandoval Peña
C.I.: V-24.244.967

San Diego, Agosto de 2018.



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Giovanni Pizzella P. portador de la cédula de identidad N° 4.455.859, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el ciudadano Héctor Enrique Sandoval Peña portador de la cédula de identidad N° V-24.244.967, titulado **“DISEÑO DE UN MECANISMO QUE PERMITA LA MANIPULACIÓN DE LAS HERRAMIENTAS DE AJUSTE CON EL MENOR ESFUERZO Y LA MEJOR ACCESIBILIDAD EN LA EMPRESA ENSAMBLADORA FORD MOTOR DE VENEZUELA S.A”** Presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, mes de Agosto del año dos mil dieciocho.

Ing. Pizzella P. Giovanni
C.I.: V-4.455.859

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, le doy gracias a mis padres por todo su apoyo y comprensión en todos estos años de mi vida, es por ellos que soy la persona de ahora.

Les doy gracias a todos los amigos que me dejó la carrera, por todos esos semestres compartidos, por esos finales de semestres que pasamos estudiando hasta el cansancio para lograr aprobar las materias.

A todos mis amigos de mecánica, por esas tardes que pasábamos al frente de la escuela, hablando y riendo.

Les agradezco a todas esas personas que, de una manera u otra, fueron de ayuda a lo largo de mis estudios y que me hicieron crecer como persona, igualmente, a todas aquellas que sirvieron de guía y apoyo en la elaboración de este trabajo, en especial a mi amiga Vanessa Varela, por soportarme y prestarme de su ayuda.

Les doy gracias a todos mis profesores, que a lo largo de la carrera me ayudaron a formarme profesionalmente.

Por último, agradezco a mis compañeros de trabajo y a la empresa Ford Motor de Venezuela, por todo su apoyo y darme la oportunidad de desarrollar mi proyecto en sus instalaciones.

Héctor Enrique Sandoval Peña

ÍNDICE GENERAL

CONTENIDO	Pp.
LISTADO DE FIGURAS	x
LISTADO DE TABLAS	xiv
RESUMEN	xv
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I	3
LA EMPRESA	3
1.1 Descripción De La Empresa	3
1.2 Reseña Histórica	4
1.3 Productos Elaborados.....	6
1.3 Misión	7
1.4 Visión	7
1.6 Objetivos	7
1.7 Valores	8
1.8 Políticas	8
1.9 Estructura organizacional de la empresa.....	11
1.10 Descripción del departamento.....	12
1.11 Misión del Departamento Vehicle Operation Manufacturing Engineer (VOME)	12
1.12 Estructura organizacional del departamento	12
1.13 Actividades a desarrollar durante el periodo de pasantías	13
CAPÍTULO II	15
EL PROBLEMA	15
2.1 Planteamiento Del Problema.....	15

2.2	Formulación Del Problema	17
2.3	Objetivo General	17
2.4	Objetivos Específicos.....	17
2.5	Justificación.....	17
2.6	Alcance.....	18
2.7	Limitaciones	18
CAPITULO III		19
MARCO TEORICO.....		19
3.1	Antecedentes	19
3.2	Bases Teóricas.....	22
3.2.1	Herramientas de Ajuste Neumáticas	22
3.2.2	Manipuladores de carga neumáticos	24
3.2.3	Grados de Libertad.....	25
3.2.4	Estructura de los manipuladores	25
3.2.5	Tipos de articulaciones.....	26
3.2.6	Coordenadas de los movimientos.....	27
3.2.6.1	Configuración cartesiana.....	28
3.2.6.2	Configuración Cilíndrica.....	28
3.2.6.3	Configuración polar	29
3.2.6.4	Configuración angular.....	30
3.2.7	Principales parámetros que caracterizan a los manipuladores articulados.....	30
3.2.8	Neumática	31
3.2.8.1	Generación de aire comprimido	32
3.2.8.2	Actuadores	33
3.2.8.3	Accesorios para actuadores neumáticos.....	36
3.2.8.4	Control del aire comprimido	37
3.2.8.5	válvula reguladora de presión	40
3.2.8.6	Esquemas neumáticos	41

3.2.9 Consideraciones de diseño	42
3.2.9.1 Factores de diseño	42
3.2.9.2 Normas y códigos.....	43
3.2.9.3 Factor de Seguridad	44
3.2.9.4 Esfuerzos	46
3.2.10 Medios de Unión	56
3.2.10.1 Soldadura a tope	57
3.2.10.2 Tornillos de unión	58
3.2.11 Rodamientos.....	65
3.2.11.1 Tipos de rodamientos	66
3.2.11.2 Vida Útil de un rodamiento.....	68
3.2.11.3 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (Radiales y Axiales)	69
3.2.12 Selección de Cojinetes de Fricción	70
3.2.13 Método de Afianzamiento de Ejes con Pernos o Tornillos.....	72
3.3 Definición De Términos Básicos	73
CAPITULO IV.....	76
FASES METODOLÓGICAS	76
4.1 Fases Metodológicas	76
CAPÍTULO V	78
RESULTADOS	78
5.1 Evaluar El Procedimiento Empleado Actualmente Por La Empresa Ford Motor De Venezuela S.A. Para Manipular Las Herramientas De Ajuste En El Proceso De Ensamblaje Que Se Encuentra En El Área De Línea Final	78
5.2 Establecer Consideraciones Y Parámetros Para La Elaboración De La Propuesta	83

5.3 Elaborar Una Propuesta Para Manipular Las Herramientas De Ajuste En El Proceso De Ensamblaje.....	84
5.3.1 Planteamiento de propuestas	84
5.3.2 Procedimiento de selección de la mejor solución	87
5.4 Diseñar la Propuesta.....	92
5.4.1 Selección de componentes neumáticos que integran el sistema	93
5.4.2 Diseño y selección de componentes mecánicos.....	99
5.4.3 Simulación de análisis de tensiones	117
5.5 Realizar un Estudio de Factibilidad Técnico Económico de la Propuesta.....	126
5.5.1 Factibilidad técnico	126
5.5.2 Factibilidad económica	126
CONCLUSIONES.....	129
RECOMENDACIONES.....	131
BIBLIOGRAFÍA.....	132
APÉNDICE A	136
APÉNDICE B.....	138
APÉNDICE C	139
ANEXO A	141
ANEXO B.....	142
ANEXO C	143
ANEXO D	144
ANEXO E.....	145
ANEXO F.....	146
ANEXO G	147
ANEXO H	149

LISTADO DE FIGURAS

FIGURA	Pp.
Figura 1. Línea de camiones y pick-up ensamblados en la Planta Valencia	6
Figura 2. Línea de pasajeros ensamblados en la Planta Valencia	7
Figura 3. Estructura organizativa de Ford Motor de Venezuela	11
Figura 4. Estructura organizativa del departamento de manufactura	13
Figura 5. Herramientas de ajuste neumático	24
Figura 6. Cadena cinemática abierta	26
Figura 7. Tipos de articulaciones	27
Figura 8. Configuración Cartesiana	28
Figura 9. Configuración cilíndrica	29
Figura 10. Configuración polar	29
Figura 11. Configuración angular	30
Figura 12. Ilustración del proceso de compresión en compresor de pistón con ejecución de válvulas de disco de acero inoxidable	32
Figura 13. Esquema de un moderno compresor centrífugo de alta velocidad con accionamiento directo	33
Figura 14. Cilindro neumático de doble efecto	34
Figura 15. Corte de una válvula 5/2 vías de accionamiento neumático	37
Figura 16. Simbología de las posiciones de una válvula neumática	38
Figura 17. Simbología de las vías de una válvula neumática	38
Figura 18. Simbología de apertura y cierre para una válvula	38
Figura 19. Simbología de las diferentes válvulas neumáticas	39
Figura 20. Simbología de los diferentes tipos de accionamientos de una válvula	40
Figura 21. Esquema de una válvula reguladora de presión	41

Figura 22. Codificación de elementos y equipos en un esquema neumático...	42
Figura 23. (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector MF puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo	48
Figura 24. Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.	50
Figura 25. Volumen Elemental de una pieza cualquiera, (a) sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.	51
Figura 26. Diagrama del círculo de Mohr	52
Figura 27. Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.	53
Figura 28. Soldaduras a Tope, sometidas a tracción o compresión: (a) tope con extremos rectos; (b) bisel a 60°; (c) doble bisel a 60°; (d) bisel simple a 45° ..	57
Figura 29. Soldadura a tope, de dos láminas de distinto espesor, sometidas a tracción (ESP. >Esp.)	58
Figura 30. Medios de Unión No Permanente: (a) Tornillo; (b) Perno (compuesto por un tornillo y una tuerca); y (c) Espárrago o Prisionero.....	59
Figura 31. Tensiones presentes en una union permanente sujeta por un perno con apriete inicial	59
Figura 32. Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga P de tracción	60
Figura 33. Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga P de corte.....	62
Figura 34. Soporte atornillado sometido a corte y flexión, po la acción de una carga P. (a) Vista lateral; (b) Vista de frente	62
Figura 35. Soporte atornillado con una sola fila de torillos, dispuestos en m hileras. (a) Vista lateral; (b) Vista de frente	64
Figura 36. Componentes de un rodamiento rígido de bola.....	66

Figura 37. Ilustración de los 3 tipos de rodamientos más comunes	66
Figura 38. Afianzamiento mediante pernos. (a) perno cilíndrico. (b) perno ahusado. (c) perno de resorte	73
Figura 39. Manipulación de herramientas neumáticas	79
Figura 40. Manipulación de herramientas neumáticas	80
Figura 41. Manipulador de herramientas de ajuste por encima del hombro, (a) Estado de reposo, (b) Siendo utilizado	80
Figura 42. Manipulador de herramientas de ajuste por encima del hombro, (a) Estado de reposo, (b) Siendo utilizado	81
Figura 43. Manipulación de herramientas de ajuste con posiciones disergonómicas.....	82
Figura 44. Apriete del cardan de la explorer	82
Figura 45. Manipulador tipo brazo articulado para herramientas de ajuste (PS1)	85
Figura 46. Movimientos realizados por el manipulador (PS1), (a) totalmente elongado, (b) articulado	86
Figura 47. Manipulador tipo brazo telescópico para herramientas (PS2)	87
Figura 48. Distancia de separacion entre pasadores de cilindro	94
Figura 49. Alcance del cilindro neumático con accesorios incluidos	95
Figura 50. Circuito neumatico del manipulador	98
Figura 51. Ubicacion de los pasadores del primer miembro	99
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre, corte y momento en el pasador.....	100
Figura 53. Fuerzas actuantes y distancias de separación de los pernos de anclaje del sujetador base	101
Figura 54. Ubicacion de los cordones de soldadura.....	104
Figura 55. Fuerzas actuantes y distancias de separación sobre el cordón de la base manipulador.....	105
Figura 56. Fuerza y reaccion de un apretatuercas.....	107
Figura 57. Disposición de los tooth clutches en el manipulador	108

Figura 58. Ubicación del perno cilíndrico en la base manipulador.....	109
Figura 59. Ubicación de los pernos cilíndricos en la conexión	109
Figura 60. (a) cojinete de fricción, (b) ubicación de los cojinetes en los eslabones de junta.....	111
Figura 61. Disposición del cojinete de fricción en el pasador de cubiertas	114
Figura 62. Análisis estático en posición articulada, (a) Fuerzas actuantes, (b) resultados de tensión de VMH	118
Figura 63. Análisis estático en posición elongada, (a) Fuerzas actuantes, (b) resultados de tensión de VMH	119
Figura 64. Paral del manipulador, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad	120
Figura 65. Sujetador base, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad....	121
Figura 66. Base manipulador, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad..	121
Figura 67. Cubiertas del primer miembro, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad.....	122
Figura 68. Eslabones de junta, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad	123
Figura 69. Conexión, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad	123
Figura 70. Eslabón final, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad	124
Figura 71. Accesorio, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad.....	124
Figura 72. Pernos de anclaje, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad	125
Figura 73. Rodamientos de base manipulador, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad	126

LISTADO DE TABLAS

TABLA	Pp.
Tabla 1. Factores de Seguridad.....	46
Tabla 2. Comparación de tipos de cojinetes	68
Tabla 3. Vida útil de diseño recomendada para rodamientos	69
Tabla 4. Factores radiales y de empuje para cojinetes de bola	70
Tabla 5. Herramientas neumáticas de torque.....	78
Tabla 6. Aplicación de restricciones	88
Tabla 7. Ponderación de criterios	89
Tabla 8. Ponderación de soluciones respecto a criterio C1	90
Tabla 9. Ponderación de soluciones respecto a criterio C2	90
Tabla 10. Ponderación de soluciones respecto a criterio C3	90
Tabla 11. Ponderación de soluciones respecto a criterio C4	91
Tabla 12. Ponderación de soluciones respecto a criterio C5	91
Tabla 13. Ponderación de soluciones respecto a criterio C6	91
Tabla 14. Ponderación de soluciones respecto a criterio C7	91
Tabla 15. Ponderación final de soluciones	92



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA**

**DISEÑO DE UN MECANISMO QUE PERMITA LA MANIPULACIÓN
DE LAS HERRAMIENTAS DE AJUSTE CON EL MENOR ESFUERZO Y
LA MEJOR ACCESIBILIDAD EN LA EMPRESA ENSAMBLADORA
FORD MOTOR DE VENEZUELA S.A**

Autor: Héctor Enrique Sandoval Peña

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

Fecha: marzo, 2018

RESUMEN

El presente proyecto se enfoca en el diseño de un asistente manipulador de herramientas de ajuste que se adapta a los estándares de ergonomía y seguridad de la ensambladora de vehículos Ford Motor de Venezuela con la finalidad de reducir el riesgo de lesiones en los trabajadores y aumentar la accesibilidad por parte de los mismos. Se diseñarán, calcularán y se seleccionarán los diferentes equipos más idóneos para lograr el automatizado deseado del manipulador. Metodológicamente es un proyecto factible en el cual se desarrolló una propuesta para solucionar un problema en la empresa.

Descriptores: Diseño, Investigación, manipuladores, automatización.

INTRODUCCIÓN

El Mejoramiento Continuo es un proceso que describe muy bien lo que es la esencia de la calidad y refleja lo que las empresas necesitan hacer si quieren ser competitivas a lo largo del tiempo. Para llevar a cabo este proceso de Mejoramiento Continuo tanto en un departamento determinado como en toda empresa, se debe tomar en consideración que los procesos mientras menos esfuerzo físico requieran es más beneficioso para el trabajador. A través del mejoramiento continuo se logra ser más productivos y competitivos en el mercado al cual pertenece la organización, por otra parte, las organizaciones deben analizar los procesos utilizados, de manera tal que si existe algún inconveniente pueda mejorarse o corregirse; como resultado de la aplicación de esta técnica puede ser que las organizaciones crezcan dentro del mercado y hasta llegar a ser líderes.

Ford Motor de Venezuela es una empresa ensambladora de vehículos con muchos años y experiencia en el ramo automotor, a medida que ha transcurrido el tiempo se han ido desarrollado nuevos modelos de vehículos cada vez más ambiciosos y con nuevas tecnologías, a la par con ellos, los procesos de ensamblaje también han tenido que avanzar, los cuales requieren cada día de la implementación de métodos y técnicas que se ajusten a estos. Hoy en día muchos de estos procesos se realizan de forma manual, de los cuales algunos de ellos pueden llegar a afectar la salud en el ámbito laboral de los trabajadores, la manipulación manual de las herramientas de ajuste puede considerarse uno de estos.

Ford Motor de Venezuela S.A con sus políticas de salud y seguridad y basándose en siempre implementar un mejoramiento continuo ve la necesidad de solventar este problema, es por ello que en esta investigación se estudian las causas del mismo para generar posibles soluciones que mejoren el ambiente laboral, con la finalidad de cumplir con los estatutos de calidad y ofrecer a los

trabajadores la mayor comodidad posible en el momento de desempeñar sus funciones.

De lo antes expuesto, a continuación, se detalla la distribución de los capítulos que lo conforman de la siguiente manera:

Capítulo I: Trata sobre la empresa iniciando con la Ubicación. Breve descripción de la empresa: organización, procesos básicos, productos elaborados, mercado, entre otros. Misión, visión y valores de la empresa o institución. Descripción, misión, visión, objetivos, estructura organizativa y actividades desarrolladas durante el periodo de la pasantía del departamento o unidad donde se realizó la pasantía.

Capítulo II: Se refiere al problema constituido por una descripción detallada del Problema, formulación del problema, el objetivo general y los objetivos específicos del proyecto, la Justificación y alcance de la Investigación, así como las limitaciones.

Capítulo III: Constituye el marco referencial conceptual, donde se exponen los Antecedentes de la Investigación, seguido del Basamento Teórico, donde se exponen todas las teorías e información que el autor considera necesaria para la comprensión de la propuesta, además de la definición de términos básicos.

Capítulo IV: Se refiere a las fases metodológicas, explica la Metodología utilizada, el tipo de investigación, los instrumentos con los que se realizó la recolección de datos, el área de aplicación, así como una descripción de todas las fases de proyecto.

Capítulo V: Se refiere a los resultados del trabajo basándose en la metodología según fueron planteadas en el capítulo anterior para el cumplimiento de los objetivos específico.

Finalmente se da paso a las conclusiones y recomendaciones obtenidas en los estudios realizados.

CAPITULO I

LA EMPRESA

1.1 Descripción De La Empresa

Ford Motor Company es hoy una empresa global con plantas de fabricación en Estados Unidos, Argentina, Australia, Brasil, Canadá, México, Sudáfrica, Taiwan, Unión Europea y Venezuela; asociada con Mazda de Japón, Tailandia, Filipinas, Vietnam, Malasia, China, Aston Martin Lagonda y Jaguar, ambas de Gran Bretaña. Haciendo uso de lo más avanzado en Telecomunicaciones, Ford ha coordinado su formidable concentración de recursos y conocimientos para liderizar el desarrollo de vehículos que puedan usarse en cualquier país.

En 1962, Ford Motor comenzó el ensamblaje de vehículos en Venezuela, en su planta ubicada en Valencia. El Falcón fue el primer vehículo ensamblado en Venezuela, de una larga lista de modelos exitosos como el Galaxie, el Fairline, LTD y Mustang, este último convirtiéndose en toda una celebridad, aún vigente. En estos 40 años, Ford ha introducido en el mercado venezolano modelos que han hecho historia, el Maverick, la pick-up F-150, el Sierra Escort, Festiva, Fiesta, Láser, los camiones F150, F-350, F 7000 y 8000 y Ranger. Además de los utilitarios Bronco, seguido de uno de los mayores best sellers en ventas mundiales: Explorer.

La planta de Ford en Valencia, ocupa un terreno de 416.234m², contando con una capacidad instalada de 300 unidades por día en un solo turno. Para 1997, Ford había alcanzado la cifra de 1.000.000 de vehículos producidos en su planta.

La planta de Valencia ha sido objeto de reconocimientos y certificaciones nacionales e internacionales, obteniendo en 1993 el galardón Q1 otorgado por la corporación a las plantas de ensamblaje que cumplen a cabalidad con las normas de calidad mundial de exportación. En 1996 Ford, recibió la certificación

internacional ISO 9002 y ha sido re-certificada por ISO 14000 por la protección al medio ambiente.

Ford cubre el mercado sub-regional andino, exportando su producción hacia Colombia y Ecuador, desde su planta en Valencia, contribuyendo decididamente en la generación de divisas. Las inversiones de Ford, han demostrado su confianza en Venezuela y han permitido la evolución tecnológica en todos los aspectos del negocio, ubicándose en excelentes posiciones en ventas y capacitando de manera constante a sus trabajadores, firmes en la convicción de que su principal recurso es su gente.

1.2 Reseña Histórica

Ford Motor Company nació sin alardes el 16 de Junio de 1.903, cuando Henry Ford y once socios suscribieron la empresa con un capital de apenas 28 mil dólares. Sólo a unas semanas de haberse fundado comenzó su presencia internacional vendiendo un modelo T a un cliente en Canadá. Hoy, casi centenaria, reporta ventas por el orden de los 147 millardo de dólares. Ford, es quizá la empresa Norteamericana cuyo símbolo es el más fácil de reconocer. De hecho, es la segunda corporación industrial del mundo y los autos y camiones con el óvalo se venden en 200 países y territorios, acumulando el 13% del mercado global.

Entre los primeros modelos desarrollados por Ford, uno de los más memorables es el modelo T, que nació en 1.908 y comenzó a venderse en Venezuela en 1.911, siendo el primer automóvil vendido en Venezuela y en Latinoamérica. Su evolución de 19 años, durante los cuales se vendieron más de 15 millones de unidades, simboliza el desarrollo de la joven compañía que había iniciado una revolución urbana con sus vehículos, así como otra Revolución Industrial al incorporar la línea de ensamblaje al proceso de producción.

La Expansión: la madurez de la empresa comenzó a manifestarse en los años 20 y 30, cuando los deseos por parte de los consumidores, de mayor lujo y potencia, fomentaron la competencia entre los fabricantes.

Ford lanzó el Modelo A en 1.927, con variedad de carrocerías y colores; pero su mayor éxito, en los años prebélicos (1.932), se fue el vaciado de un motor V-8 en una sola pieza. Lo que los expertos consideraban imposible y que a la competencia tomó años en igualar, se convirtió en una confiable realidad para quienes se deleitaban con el desempeño del Vehículo.

La compañía emprendió la construcción del complejo industrial más grande de Ford Motor Company desde finales de 1.910 e inicios de 1.920, en los predios del Río Rouge en Dearborn, Michigan. Con un costo de 280 millones de dólares lo cual representaba en 1.927 una inversión inalcanzable, que materializó la idea de Henry Ford de producción en serie.

En la segunda Guerra Mundial también demostró los recursos industriales de Ford. En menos de 3 años, su contribución al esfuerzo bélico Norteamericano se materializó en 8.600 bombarderos B-24, 57.000 motores para aviones, más de 250.000 vehículos militares (Tipo jeep), tanques, destructores de tanques y otras piezas de máquinas de guerra.

Finalizada la contienda, la empresa se embarcó en un proceso de reestructuración y expansión, cuyos frutos más notables fueron el lanzamiento del Thunderbird en 1.954 y del Mustang en 1.964, así como el establecimiento de nuevas plantas de fabricación de piezas y de ensamblaje fuera de los Estados Unidos. Una de esas plantas había de construirse en Venezuela.

El 27 de octubre de 1962, se inauguró la planta de ensamblaje de Ford Motor de Venezuela, en la Zona Industrial de Valencia. Fue la culminación de una relación que llevaba más de medio siglo, a través de una red de distribuidores que importaba autos y camiones desde los Estados Unidos y los vendía en todo el territorio nacional. El primer carro que salió de la línea de montaje fue un Ford Falcón.

En 1.995, la planta de Valencia conquistó la distinción Q-1, con la que Ford certifica que sus operaciones cumplen con los requisitos de seguridad, calidad prontitud y respeto al ambiente exigidos en las mejores plantas del mundo.

Otra validación, de acuerdo con las normativas independientes de aceptación universal, ocurrió en 1.996 en el otorgamiento de la certificación Covenin ISO 9002. Y en el año 2.002 con la recertificación con la Norma ISO 9000:2000, siendo la primera Ensambladora en Venezuela en conquistar este certificado. El reconocimiento de esa calidad por parte del consumidor la ha concedido a Ford el segundo lugar en Ventas en Venezuela. Sus autos y camiones llegan al consumidor a través de su red de más de 63 concesionarios, con total respaldo de servicio y repuestos.

En Venezuela, los frutos de la globalización se han materializado en Explorer y Fiesta, vehículos altamente sofisticados que hacen uso de la ingeniería más avanzada en motores multiválvulas, sistemas de inyección, transmisiones electrónicas y detalles de seguridad como bolsas de aire (air-bags) y frenos a prueba de bloqueo (ABS)

1.3 Productos Elaborados

El catálogo actual de productos de la empresa ensambladora Ford Motor de Venezuela S.A. Cuenta con una línea de camiones y pick up; y una línea de pasajeros.

LINEA DE CAMIONES Y PICK UP



Figura 1. Línea de camiones y pick-up ensamblados en la Planta Valencia

Fuente: (Ford Motor de Venezuela S.A, 2018)

LINEA DE PASAJEROS



Figura 2. Línea de pasajeros ensamblados en la Planta Valencia
Fuente: (Ford Motor de Venezuela S.A, 2018)

1.3 Misión

Ser la compañía líder mundial en producción y servicios automotores, orientada hacia el consumidor, mediante un sistema común de producción simplificado, flexible y disciplinado, definido por un conjunto de principios y procesos, que emplee grupos de personas capaces y facultados que aprenda y trabaje en conjunto de manera segura, en la producción y entrega de productos que consistentemente excedan las expectativas de los clientes en calidad, costo y tiempo, donde la calidad es lo primero; los clientes son la razón de hacer de todos los actos y el mejoramiento continuo esencial para el éxito.

1.4 Visión

La organización Ford Motor Company es una familia global diversa, con una tradición de la cual están orgullosos, comprometidos con pasión a ofrecer productos y servicios excepcionales que mejoren la calidad de vida de las personas.

1.6 Objetivos

- Ensamblar autos de excelente calidad, tomando en cuenta la productividad, competitividad y rentabilidad; además de establecer y aplicar políticas y normas de calidad que permitan brindar a sus clientes tanto internos como externos un óptimo servicio, asegurándose que el mismo satisfaga totalmente sus necesidades y requerimientos en un mínimo de tiempo y con calidad.

- Ofrecer a los empleados un crecimiento personal, logros de adiestramiento y participación en el proceso de toma de decisiones, capacitando y motivando al personal a trabajar en equipo y permitiéndole oportunidades de desarrollo basándose en los valores más altos de conducta y ética profesional.
- Satisfacer con éxito las necesidades de su cliente ensamblando a una óptima calidad bajo un control que se rige por las exigencias competitivas del mercado, asegurando el crecimiento y viabilidad de nuestra empresa.

1.7 Valores

- El cliente es la máxima prioridad. Se hace lo que sea correcto para los clientes, la gente, el ambiente y la sociedad. Mejorando todo lo que se hace, proporciona retornos superiores a los accionistas.
- El negocio está impulsado por el enfoque hacia el consumidor, la creatividad, la efectividad y un espíritu emprendedor.
- Ford Motor Company conforma un gran equipo. Se respeta y valora la contribución de cada uno de los trabajadores.
- La integridad de la empresa nunca se compromete y realiza una contribución positiva a la sociedad.
- Constantemente se esfuerza para mejorar todo lo que hace.

1.8 Políticas

Ø Política ambiental

Ford Motor de Venezuela, S.A., empresa dedicada al ensamblaje de Vehículos y distribución de partes y accesorios, está comprometida a:

- Cumplir y superar los requerimientos legales ambientales del país y otros requisitos corporativos.
- Minimizar la contaminación.
- Reducir los impactos adversos al ambiente.
- Mejorar continuamente en el desempeño ambiental mediante el establecimiento y revisión de objetivos y metas ambientales.

La política ambiental de Ford Motor de Venezuela S.A., empresa dedicada al ensamblaje de vehículos, es ser una organización con un alto sentido de responsabilidad en la protección del medio ambiente. Ford Motor de Venezuela S.A. está comprometida a cumplir con la política corporativa No. 17 de Ford Motor Company, incluyendo el compromiso a cumplir, y cuando sea posible, superar los requerimientos legales ambientales del país al igual que otros requisitos corporativos, a la reducción y seguimiento en la generación de desechos, minimización de la contaminación y a la reducción de impactos adversos al ambiente.

Ford Motor de Venezuela S.A. está comprometida a la mejora continua de su desempeño ambiental mediante el establecimiento de objetivos ambientales que serán periódicamente revisados con el fin de alcanzar la visión y los lineamientos ambientales de nuestra planta, tomando en cuenta los objetivos del negocio, los puntos de vista de los empleados y de la comunidad en general.

Esta política ambiental cubre todas las actividades de Ford Motor de Venezuela S.A. directa o indirectamente relacionadas con el ensamblaje de vehículos y distribución de partes y accesorios. Estamos comprometidos a gerenciar nuestras operaciones, procesos, materiales, y personal para reducir el impacto al ambiente de nuestras actividades. Nuestro Sistema de Gestión Ambiental identificará y manejará aspectos ambientales significativos, con especial énfasis en:

- Tratamiento y control de descarga de aguas industriales de desecho para ayudar en el saneamiento del Lago de Valencia.
- Control de efluentes sanitarios.
- Reducción, reúso, y reciclaje de desechos y material de empaque, como también su seguimiento hasta la disposición final.
- Uso eficiente de la energía.
- Control de las emisiones atmosféricas.
- Conservación de recursos naturales.

Ø Política de Calidad

En Ford Motor de Venezuela, empresa dedicada al ensamblaje de vehículos y distribución de partes y accesorios; estamos comprometidos en lograr la satisfacción total de nuestros clientes superando sus expectativas al menor costo, a través del mejoramiento continuo de nuestros procesos, productos, servicios y sistema de gestión de calidad.

Ø Política de Salud y Seguridad

Ford Andina mantiene como política de Salud y Seguridad su firme compromiso en establecer y mantener un ambiente de trabajo seguro y saludable para todos sus trabajadores. La protección de la salud y seguridad de nuestros trabajadores, es el elemento fundamental de las decisiones de la empresa. Por lo tanto, su política en materia de Salud, Seguridad y Ambiente es:

- Promover la mejora continua de los indicadores de Salud, Seguridad y Ambiente de todos los trabajadores, mediante la continua aplicación de programas efectivos de prevención y comunicación.
- Alcanzar la meta de cero lesiones a personas y cero daños al ambiente, equipos, material y/o propiedades de la compañía, a través del fomento de prácticas y/o condiciones seguras de manera continua.
- Asegurar el orden, la limpieza, el mantenimiento y la organización en todos los lugares de la planta de ensamblaje y de la empresa en general.
- Cumplir con todas las regulaciones gubernamentales y corporativas en materia de Salud, Seguridad y Ambiente.
- Desarrollar e implementar programas de entrenamiento a todo el personal para reforzar sus conocimientos y competencias en materia de Salud, Seguridad y Ambiente.
- Desarrollar programas de promoción de la seguridad y salud en el trabajo, de prevención de accidentes y enfermedades ocupacionales, de recreación, utilización del tiempo libre, descanso y turismo social.

Todos los trabajadores tienen que ser responsables de implementar efectivamente esta política y requiere que la conducta de cada trabajador fomente las acciones y condiciones seguras. También tienen la responsabilidad de alertar al supervisor inmediato, representante sindical o delegado de prevención apropiado, sobre cualquier práctica o condición que no esté alineada con esta política.

Los miembros de la gerencia, con su total compromiso en materia de salud y seguridad, tienen un rol de liderazgo activo para asegurar que esta política se convierta en una parte integral del trabajo diario, en cada tarea ejecutada y en la mejora continua de la protección de nuestros trabajadores.

1.9 Estructura organizacional de la empresa

La estructura organizativa, orientada al compromiso de suministrar en forma permanente, productos que satisfagan las necesidades de los consumidores, mediante el mejoramiento continuo de la calidad en todos los aspectos asegurando la permanencia de la empresa y contribuyendo al mejoramiento de la calidad de vida.

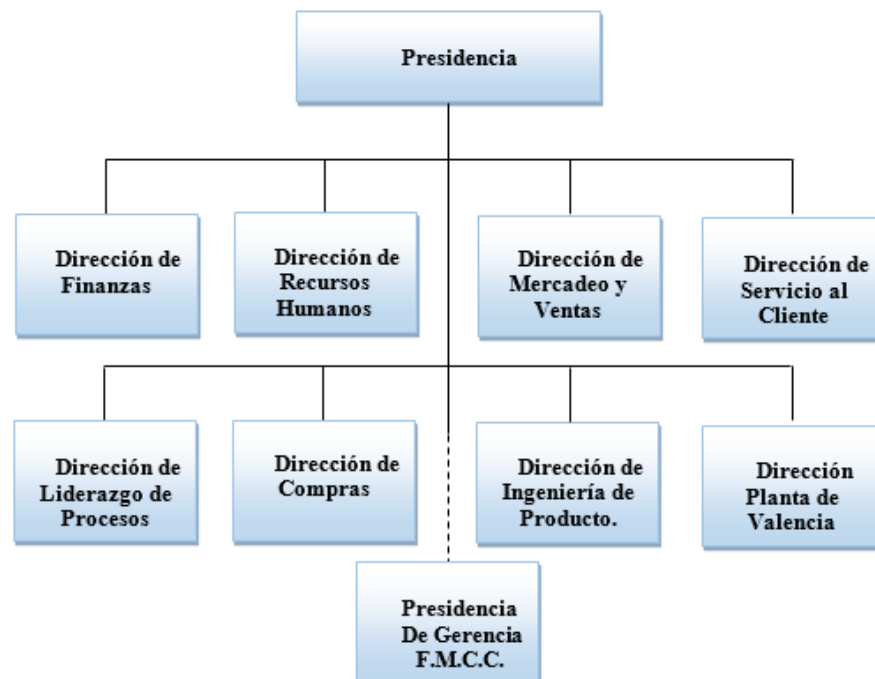


Figura 3. Estructura organizativa de Ford Motor de Venezuela

Fuente: (Ford Motor de Venezuela S.A, 2018)

1.10 Descripción del departamento

El Departamento de Vehicle Operation Manufacturing Engineer (VOME), es el área encargada de planificar y ejecutar la incorporación de nuevos equipos, herramientas y facilidades, adaptación de procesos requeridos en planta, para ensamblar nuevos modelos de vehículo bajo los estándares de calidad y aceptación de acuerdo al Vehicle Operations Structures Standards (VOSS), así como mejorar la infraestructura de la organización.

En VOME, se realizan constantes estudios del proceso en general, para la elaboración de proyectos de mejora de cada uno de los procesos, haciéndolos más eficientes y siempre buscando mejorar las condiciones de trabajo para los operarios a través de estudios ergonómicos continuos de los puestos de trabajo.

1.11 Misión del Departamento Vehicle Operation Manufacturing Engineer (VOME)

Proporcionar un excelente servicio que satisfaga las necesidades de clientes mediante un equipo de personas proactivas que mejoren constantemente los procedimientos y controles a fin de adaptarlos a los nuevos requerimientos.

1.12 Estructura organizacional del departamento

El departamento de Vehicle Operation Manufacturing Engineer está conformado por un Director de Operaciones de Planta, el Superintendente de VOME, Los Coordinadores de Manufactura de las distintas áreas de planta, Los Ingenieros de Manufactura, el Ingeniero dimensional, el Ingeniero de Procesos, los Ingenieros de FordLand, los Auditores, el Especialista, el Líder de Manufactura, los Mecánicos, los Soldadores y los pasantes. Su finalidad es la de planear y ejecutar la incorporación de nuevos equipos, herramientas y facilidades, aparte de evaluar, analizar, cuantificar y medir el impacto de los cambios generados por la implementación de los nuevos modelos, con el propósito de garantizar la eficiencia de los recursos y en paralelo implementar procesos seguros, confiables, mantenibles que a su vez garanticen la calidad del producto final.

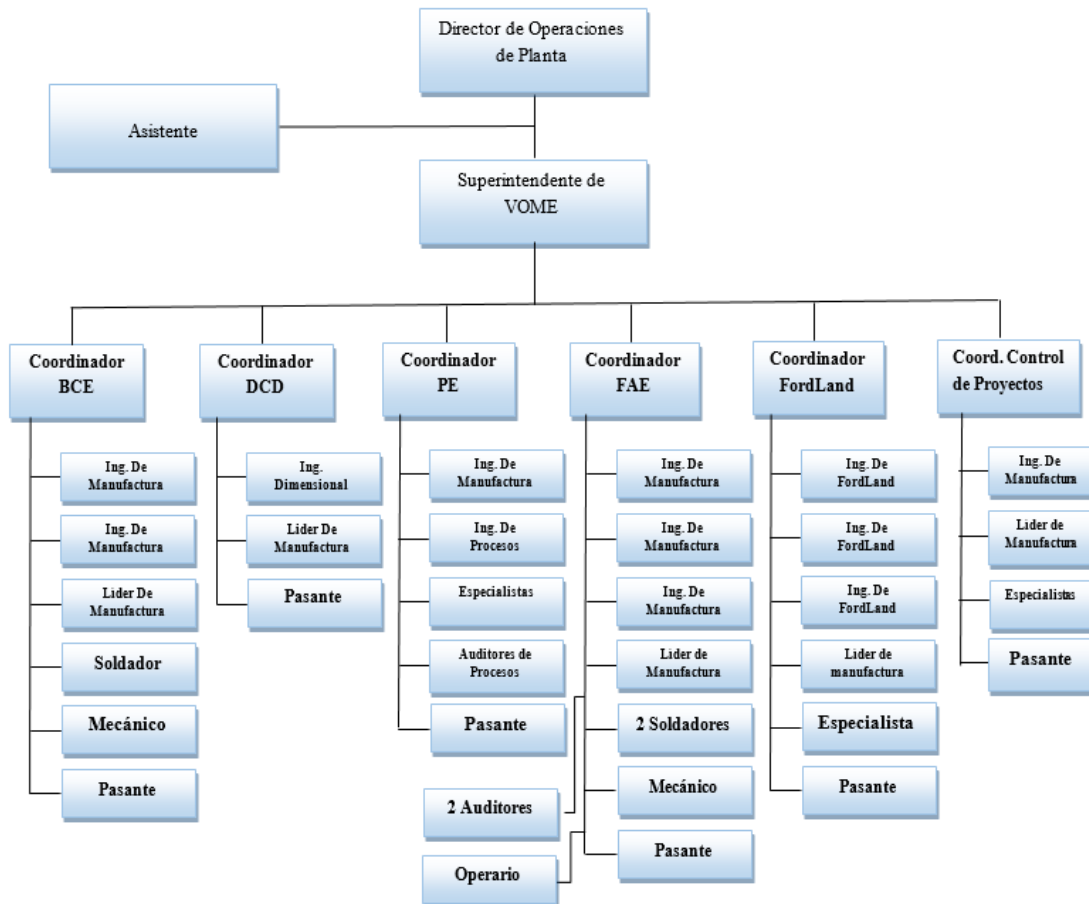


Figura 4. Estructura organizativa del departamento de manufactura

Fuente: (Ford Motor de Venezuela S.A, 2018)

1.13 Actividades a desarrollar durante el periodo de pasantías

En el departamento de Vehicle Operation Manufacturing Engineer (VOME) se desarrollaron distintas actividades durante el transcurso del periodo de pasantías, como son:

- Registro en el almacén general mediante formato 1295 de las piezas y equipos críticos instalados en planta.
- Análisis de la situación problemática presente con la maniobrabilidad de las distintas herramientas de ajuste.
- Planteamiento de propuestas para la solución de la problemática.
- Elaboración de layout de distintas áreas de planta.

- Gestión de documentación de contratistas que ejecutan trabajos para el departamento.
- Estudio de los estándares de ergonomía y seguridad VOSS.
- Desarrollo de un manipulador articulado en Autodesk Inventor para la manipulación de cargas.
- Estudio de factibilidad técnico económica del manipulador.
- Recorridos informativos por las distintas áreas de planta.

CAPÍTULO II

EL PROBLEMA

2.1 Planteamiento Del Problema

En la actualidad los automóviles constituyen el medio de transporte más utilizado a nivel mundial, poseen una gran variedad de usos y tamaños, desde lo más pequeños para uso familiares hasta los de gran tamaño utilizados para el traslado de cargas pesadas. Las empresas que se encargan de diseñar y crear estas máquinas automotrices son las distintas ensambladoras que existen en todo el mundo, siempre aplicando los principios de calidad y mejora continua, volviendo así el ensamblado de vehículos más eficiente y eficaz.

Toda empresa independientemente del ramo a que se dedique debe tener en cuenta la mejora continua, pues no existe ningún proceso o actividad ya establecido que no se pueda mejorar, ya sea mediante la automatización de equipos, aplicando nuevas tecnologías o desarrollando estrategias que permitan conseguir una mayor eficiencia de estos.

Cabe resaltar que en Venezuela se encuentran grandes empresas ensambladoras de vehículos entre ellas esta Ford Motors de Venezuela S.A, esta es una empresa líder en lo que respecta al diseño y ensamblado de vehículos, dando oportunidades de empleo tanto directo como indirecto, contribuyendo así al desarrollo económico del país.

Dicha empresa a través de sus años presentes en el país ha producido una gran gama de vehículos, tanto familiares como de carga pesada, siguiendo siempre las respectivas políticas ambientales, de calidad y de salud y seguridad, buscando crear el mejor ambiente laboral para sus trabajadores.

En el ensamblado de vehículos hay una gran variedad de componentes de diversos tamaños, desde los más pequeños ubicados generalmente en el interior de los vehículos

hasta los de mayor tamaño como son las estructuras externas (carrocería), chasis, motor, transmisión, entre otros, estos son fijados de diversas formas, utilizando uniones permanentes y no permanentes. Las partes de la carrocería son fijadas por medio de soldaduras, este es el esqueleto del vehículo y sirve de soporte para el resto de los componentes, los cuales son instalados en su mayoría por medio de pernos.

El ensamblaje de las piezas por medios apernados requieren de maquinarias de dimensiones y peso considerable, esto las hace difícil de maniobrar para los operarios, adicional a esto, estas herramientas presentan un par de reacción que, dependiendo del tipo de equipo y cantidad de torque, pueden llegar a generar lesiones en los trabajadores, de igual forma son una causa potencial de enfermedades ocupacionales debido a las condiciones disergonómicas que ofrecen.

Tomando en cuenta lo anterior, las herramientas de ajuste debido a su peso presentan un sobreesfuerzo para los trabajadores, la manipulación prolongada de estas puede ocasionar fatiga física, dolor muscular y entumecimiento lo cual es un problema de salud y seguridad que debe resolverse.

Este no es un problema reciente debido a que desde hace tiempo se han ido implementando alternativas que de alguna forma han permitido solventar esto parcialmente. Se puede mencionar que la aplicación de balancines mecánicos para el levantamiento de las herramientas ha sido una forma de lograr disminuir la carga que ofrecen estas, ya que introducen una fuerza contraria al peso de ellas y por ende se anulan las fuerzas, aunque de igual forma la maniobrabilidad sigue siendo un inconveniente, ya que estos mecanismos dan una solución al peso que ellas representan, pero respecto al desplazamiento horizontal no ofrecen ninguna ayuda.

Es por ello que, en busca de mejorar las condiciones de trabajo para los operarios, es necesario diseñar un mecanismo que permita una mayor maniobrabilidad de estas herramientas de ajuste, reduciendo el esfuerzo que tienen que realizar los operarios de tal forma que se logre el ensamblado de los vehículos con mayor grado de ergonomía y reduciendo los riesgos de enfermedades ocupacionales.

2.2 Formulación Del Problema

Rotación constante del personal en la línea final de ensamblaje y aumento del costo de producción de los vehículos debido a lesiones musculares producidas por condiciones sub-estándar de ergonomía y seguridad al realizar las operaciones con las herramientas de ajuste, hacen que se plantee la siguiente interrogante: ¿Cómo se puede aumentar la maniobrabilidad de las herramientas de ajuste en el área de línea final en la empresa Ford Motor de Venezuela S.A?

2.3 Objetivo General

Diseñar un mecanismo que permita la manipulación de las herramientas de ajuste con el menor esfuerzo y la mejor accesibilidad.

2.4 Objetivos Específicos

- Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Ford Motor de Venezuela S.A para manipular las herramientas de ajuste en el proceso de ensamblaje que se encuentra en el área de línea final.
- Establecer consideraciones y parámetros para la elaboración de la propuesta.
- Elaborar una propuesta para manipular las herramientas de ajuste en el proceso de ensamblaje.
- Diseñar la propuesta.
- Realizar un estudio de factibilidad técnico económico de la propuesta.

2.5 Justificación

Todas las empresas independientemente del ramo que se desempeñen tienen como objetivo dominar el mercado, para ello deben de producir productos de alta calidad y a bajos precios, esto no es nada sencillo ya que hay muchos factores que afectan su producción.

Ford Motor de Venezuela S.A, en su meta de ser la líder en producción de vehículos, se basa en sus políticas de salud y seguridad, pues el bienestar tanto físico como mental de sus trabajadores es un factor decisivo en la producción y los costos. Por ello en las mejoras de sus procesos busca reducir al mínimo los gastos asociados a lesiones y

accidentes laborales ya que estos afectan directamente al producto final, generando descontento y pérdidas para la empresa.

De esta manera con el diseño de un manipulador para las herramientas de ajustes se busca disminuir el esfuerzo que tienen que realizar los trabajadores para el manejo de la misma y evitando así los problemas de ergonomía y de seguridad que esta actividad conlleva.

2.6 Alcance

Con el diseño de un brazo manipulador se pretende disminuir los esfuerzos que tienen que realizar los trabajadores para maniobrar las herramientas de ajuste en el proceso de ensamblaje que se encuentra en el área de línea final de la empresa Ford Motor de Venezuela S.A y de este modo reducir las lesiones asociadas a temas de ergonomía y seguridad, contribuyendo igualmente a finalizar el proceso con mayor eficiencia.

2.7 Limitaciones

- Debido a que el proceso de producción se encuentra parcialmente paralizada por razones de la situación económica del país, es difícil llevar un seguimiento del proceso productivo y de la manipulación de las herramientas de ajuste.
- El desarrollo del proyecto está sujeto a las políticas y regulaciones de confidencialidad de la empresa
- El tiempo con que se cuenta para desarrollar el proyecto es la duración del periodo de pasantías, 12 semanas.

CAPITULO III

MARCO TEORICO

El marco teórico es el pilar fundamental de la investigación, tiene la finalidad de aportar la información necesaria para el desarrollo del proyecto, en este caso el diseño de un manipulador de herramientas de ajuste, dando a conocer los términos y definiciones involucradas para su diseño. Según (Arias, 2012) nos dice que “El marco teórico o marco referencial, es el producto de la revisión documental–bibliográfica, y consiste en una recopilación de ideas, posturas de autores, conceptos y definiciones, que sirven de base a la investigación por realizar”.

Dicho marco generalmente se estructura en 3 secciones, los antecedentes de la investigación, las bases teóricas y la definición de términos básicos. Tomando en cuenta esto, a continuación, se presentan una serie de investigaciones realizadas por otros autores que guardan relación con el tema, contribuyendo con sus logros y conocimientos como precedentes o fuente de apoyo para fundamentar la investigación.

3.1 Antecedentes

Para dar inicio a los antecedentes que sustentaran la investigación se puede mencionar el trabajo realizado por Gonzalez, L (2015) egresado de la universidad José Antonio Páez, titulado "**Diseño de un asistente de manipulación para el montaje de estribos de camiones cargo 816 en la ensambladora de vehículos Ford motor de Venezuela S.A**" en dicha investigación se estudió el proceso de montaje de estribos en los camiones cargo 816, analizando las molestias a causas disergonómicas producidas por esta actividad y con el propósito de mejorar las condiciones de trabajo para los operarios, aumentando la calidad y efectividad del proceso, se planteó diseñar un asistente de manipulación que facilite al trabajador el montaje del estribo del cargo 816 a fin de disminuir el riesgo de lesiones disergonómicas y accidentes laborales. La investigación se fijó como proyecto factible y diseño de campo, la recolección de datos

fue realizada directamente donde ocurren los hechos, las técnicas utilizadas fueron la observación directa y la entrevista ya que se consideraron las técnicas más apropiadas para recolectar los datos requeridos y la población fue conformada por los trabajadores que integraban la estación de montaje de estribos del camión cargo 816 con una cantidad de 8 trabajadores en total. Con el diseño e implementación del asistente de manipulación los operarios reducen el esfuerzo que tienen realizar para trasladar el estribo desde la carreta hacia la línea de producción, lo cual se transforma en una reducción de riesgos disergonómicos e inseguros. Esta investigación aporta al presente trabajo una visión de la metodología y factores a considerar en el diseño de un brazo manipulador para herramientas.

Seguidamente esta la investigación realizada por Torres, L y Vásquez, C (2016) egresados de la Escuela Politécnica Nacional de Ecuador titulada **“Diseño e implementación de un sistema gravedad cero para manipulación de cubiertas de recinto motor en la línea de acabado metálico de Maresa ensambladora”** esta investigación tuvo como objetivo automatizar el proceso de montaje de la cubierta recinto motor, en la línea de acabado metálico de la ensambladora Maresa. Con la ayuda del método OWAS se realizó un análisis ergonómico para verificar si las posiciones que adopta el operario durante la colocación de la cubierta motor generan riesgos de lesiones, validando que el 83% de las posiciones generan un alto riesgo de sufrir trastornos musculo esqueléticos, con el fin de evitarlas se ejecutó el proceso de automatización, este consistió en construir un manipulador que facilite el transporte de la cubierta, utilizando la técnica del vacío en el mecanismo.

El mecanismo manipulador consto de 3 partes, la primera parte era una estructura formada por un perfil IPN que sirve de soporte para el resto de componentes, sobre esta se construyó la segunda parte, un brazo manipulador formado por una estructura metálica en la cual van incorporados dos cilindros neumáticos que le permiten realizar los movimientos requeridos y finalmente en el brazo manipulador se instaló la tercera parte, un circuito neumático de manipulación en vacío, conformado por unos eyectores y ventosas que se adhieren a la cubierta para su traslado.

Con la implementación de este mecanismo se eliminó al 100% el riesgo de lesiones físicas en la estación de trabajo, ya que el mecanismo realizara el esfuerzo de mover la carga de la cubierta. El aporte más considerable de este trabajo es que permite visualizar el proceso de diseño de un brazo manipulador, los cálculos necesarios para el análisis de la estructura y la selección de los componentes neumáticos.

Por ultimo tenemos el trabajo realizado por Puente M (2014) egresada de la Universidad Internacional SEK de Ecuador titulada **“Identificación y evaluación del factor de riesgo ergonómico en trabajadores de una empresa automotriz y su relación con afecciones músculo-esqueléticas”** la investigación consistía en identificar y evaluar el factor de riesgo ergonómico como posturas forzadas, levantamiento manual de cargas y movimientos repetitivos de los trabajadores en el área de suelda y ensamble de asientos de la empresa DOMIZIL MUEBLES Y AUTOPARTES S.A y proponer medios de control.

Esta es una empresa ensambladora de asientos de automóviles, constituida por diferentes áreas como son: metalmecánica, ensamble, bodega de telas y despacho, de acuerdo a la morbilidad detectada en el departamento médico y la realización de una matriz de riesgo se revelaron que las áreas más críticas en cuanto a riesgos ergonómicos son ensamble y suelda, ya que en estas se realizan las posturas más forzadas, el levantamiento de manual de cargas así como movimientos repetitivos, encontrándose un total de 48 personas en estas áreas expuestas a mayor riesgo ergonómico. Todas estas afecciones físicas disminuyen la capacidad de trabajo con consecuencias para la producción y salud del trabajador, motivo por el cual se vio en la necesidad de realizar un estudio de las condiciones ergonómicas de los puestos de trabajo y así poder controlar los problemas que sean detectados.

Esta investigación se fijó en la modalidad de proyecto factible con diseño de campo, el tamaño poblacional de los trabajadores es de 83, de los cuales 79 pertenecen al área productiva y 4 al área administrativa, la muestra del estudio ergonómico estuvo representada por 48 trabajadores que laboran en el área de ensamble. Para la recolección de datos se utilizó la técnica de la encuesta aplicada al 100% de la muestra,

además de esto también se utilizó la técnica de observación directa y la revisión documental. Luego de la evaluación se obtuvieron resultados que son aplicables a todos los trabajadores de las áreas en estudio como son: capacitar y adiestrar a los trabajadores en temas ergonómicos y trabajo seguro, rediseñar el puesto de trabajo, mejorar las posturas, mecanizar o automatizar el proceso, controlar la salud de los trabajadores por enfermedades de origen ergonómico con un plan de vigilancia médica. Todos los datos de las valoraciones fueron de riesgo ergonómico elevado y que sugieren que se deben realizar cambios inmediatos para prevenir enfermedades ocupacionales con el paso del tiempo. Esta investigación da como aporte la metodología que se debe llevar a cabo para el estudio y evaluación ergonómica del puesto de trabajo.

3.2 Bases Teóricas

Las bases teóricas constituyen un conjunto de conceptos relacionados con el proyecto, estas tienen el propósito de dar a la investigación una base para su desarrollo, permitiendo así relacionar la teoría con la práctica. Según (Arias, 2012) infiere que “Las bases teóricas implican un desarrollo amplio de los conceptos y proposiciones que conforman el punto de vista o enfoque adoptado, para sustentar o explicar el problema planteado”. Por ende, se pueden mencionar las siguientes.

3.2.1 Herramientas de Ajuste Neumáticas

Las herramientas neumáticas, utilizan un compresor de aire en lugar de una corriente eléctrica para operar. Las herramientas más comúnmente utilizadas que se operan eléctricamente también están disponibles en los modelos neumáticos. Las herramientas neumáticas se fabrican en grados, incluyendo modelos profesionales que están diseñados para ser usados en sitios de trabajo.

Las llaves de impacto están diseñadas para apretar o aflojar tuercas y tornillos de manera rápida gracias al poderoso torque que suministran, las llaves de impacto neumáticas son posiblemente las herramientas neumática más populares, ya que presentan una amplia gama de modelos especialmente aplicables en talleres de mecánica automotriz y gomerías.

Estas herramientas vienen en diferentes tamaños, diseños, rango de torque y longitud de vástago, capaces de manejar tuercas/tornillos con diámetros que van de 1/4 de pulgada hasta 12 pulgadas, y torques que varían de 7 Nm a más de 100.000 Nm. Las más pequeñas se usan para reparar o reemplazar sistemas de silenciadores, radiadores y componentes del sistema de aire acondicionado de vehículos. Las de mayor tamaño se usan para cambiar ruedas, amortiguadores, resortes, trabajos en la dirección de vehículos y otros trabajos pesados en vehículos o camiones.

Se presentan en distintos diseños de mango, que dependen del tamaño del encastre. Por lo tanto, tenemos los siguientes estilos:

- **Mango recto:** muy similar a una carraca, presenta accionador de tipo palanca o botón y caracteriza a las llaves de impacto con encastre cuadrado de 1/4 y 1/2 pulgada.
- **Mango tipo pistola:** es el diseño más tradicional, de ahí que también suelen llamarse “pistolas de impacto”. Está presente en herramientas de encastre cuadrado de 1/3 a 1 3/4 pulgada.
- **Mango recto y asa lateral:** este diseño es típico de las herramientas más grandes y potentes, con encastre cuadrado de hasta 3 1/2 pulgadas. Estos modelos también pueden presentar vástago corto o largo, para facilitar el acceso a lugares difíciles.



Figura 5. Herramientas de ajuste neumático

Fuente: (Maquituls, 2016)

3.2.2 Manipuladores de carga neumáticos

La mayor parte de los manipuladores industriales actuales son esencialmente brazos articulados con un número de grados de libertad que oscila entre 2 y 5, cuyos movimientos son de tipo secuencial, es decir, es una máquina de accionamiento manual que permite el movimiento de una carga de manera rápida y con muy poco esfuerzo, realizando movimientos en cualquier dirección del espacio dentro de límites definidos en el proyecto, facilitando al operador trabajar sin condiciones disergonómicas y en condiciones de máxima seguridad. El equilibrio del peso del implemento, con o sin carga, se obtiene mediante la acción de cilindros neumáticos. Estos regulados mediante válvulas de compensación neumática pueden maniobrar distintos pesos establecidos en un rango de trabajo. (Jimenez, 2014)

En todos los ambientes de trabajo el uso de manipuladores industriales es la única solución válida para la manipulación de cargas debido a los siguientes aspectos:

- Mantener constante la producción (un hombre que manipula manualmente cargas no puede mantener el mismo ritmo de trabajo durante todas las horas y días laborables).
- Prevenir dolores musculo esqueléticos y/o lesiones osteomusculares en los operarios.
- Dar previo cumplimiento a la legislación referente a Salud Ocupacional.

3.2.3 Grados de Libertad

Los grados de libertad son los movimientos independientes de rotación y traslación que pueden existir en un nodo. Como máximo, un nodo puede tener tres grados de libertad rotacionales y tres traslacionales (traslaciones y rotaciones respecto de ejes fijos en las 3 direcciones de una base referida a nuestro espacio de tres dimensiones). (Budynas & Keith, 2008)

Para un cuerpo unido mecánicamente a otros cuerpos (mediante pares cinemáticos), algunos de estos movimientos elementales desaparecen. Se conocen como grados de libertad los movimientos independientes que permanecen.

3.2.4 Estructura de los manipuladores

Las características básicas de la estructura de los manipuladores están formadas por los tipos de articulaciones y configuraciones clásicas de brazos mecánicos industriales. De forma más precisa, un manipulador industrial convencional es una cadena cinemática abierta formada por un conjunto de eslabones o elementos de la cadena interrelacionados mediante articulaciones o pares cinemáticos que permiten el movimiento relativo entre los sucesivos eslabones como lo esquematiza la figura 6.

Se dice que una cadena cinemática es abierta si, numerando secuencialmente los enlaces desde el primero, cada enlace está conectado mediante articulaciones exclusivamente al enlace anterior, y al siguiente, excepto el primero, que se suele fijar al suelo, y el último, uno de cuyos extremos queda libre y equipado con una herramienta apropiada para manipular objetos. (Baturone, 2001)

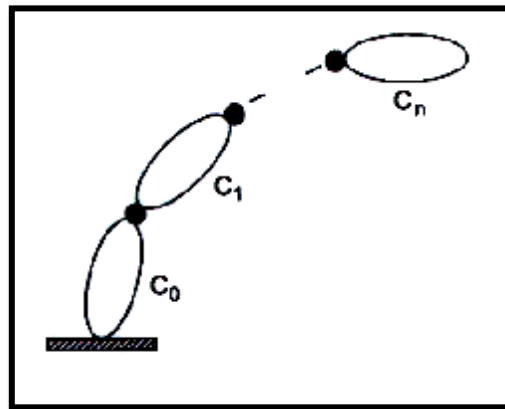


Figura 6. Cadena cinemática abierta

Fuente: (Baturone, 2001)

3.2.5 Tipos de articulaciones

Existen diferentes tipos de articulaciones. Las más utilizadas son las que se indican en la figura 7.

Los movimientos cinemáticos de un brazo, pueden clasificarse de acuerdo al tipo de articulación que usan para determinar su movimiento; y pueden ser:

Articulación de rotación. Suministra un grado de libertad consistente en una rotación alrededor del eje de la articulación. Está articulación es, la más empleada.

Articulación prismática. El grado de libertad consiste en una traslación a lo largo del eje de la articulación.

Articulación cilíndrica. Existen dos grados de libertad: una rotación y una traslación.

Articulación planar. Está caracterizada por el movimiento de desplazamiento en un plano, existiendo, por lo tanto, dos grados de libertad.

Articulación esférica. Combina tres giros en tres direcciones perpendiculares en el espacio.

El espacio de trabajo es el conjunto de puntos en los que puede situarse el efector final del manipulador. Corresponde al volumen encerrado por las superficies que determinan los puntos a los que accede el manipulador con su estructura totalmente extendida y totalmente plegada.

Por otra parte, todos los puntos del espacio de trabajo no tienen la misma accesibilidad. Los puntos de accesibilidad mínima son los que las superficies que delimitan el espacio de trabajo ya que a ellos solo puede llegarse con una única orientación. (Baturone, 2001)


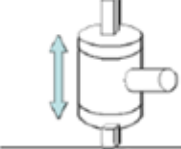
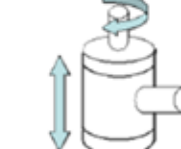
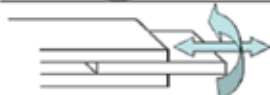

Esquema	Articulación	Grados de Libertad.
	Rotación	1
	Prismática	1
	Cilíndrica	2
	Planar	2
	Esférica (rotula)	3

Figura 7. Tipos de articulaciones

Fuente: (Baturone, 2001)

3.2.6 Coordenadas de los movimientos

La estructura del manipulador y la relación entre sus elementos proporcionan una configuración mecánica, que da origen al establecimiento de los parámetros que hay que conocer para definir la posición y orientación del elemento terminal.

Fundamentalmente existen 4 estructuras clásicas en los manipuladores, que se relacionan con los correspondientes modelos de coordenadas en el espacio, y son los que se detallan a continuación:

3.2.6.1 Configuración cartesiana

Posee tres movimientos lineales, es decir, tiene tres grados de libertad, los cuales corresponden a los movimientos localizados en los ejes X, Y y Z. Los movimientos que realiza este robot entre un punto y otro son con base en interpolaciones lineales. Interpolación, en este caso, significa el tipo de trayectoria que realiza el manipulador cuando se desplaza entre un punto y otro. A la trayectoria realizada en línea recta se le conoce como interpolación lineal y a la trayectoria hecha de acuerdo con el tipo de movimientos que tienen sus articulaciones se le llama interpolación por articulación. (Baturone, 2001)

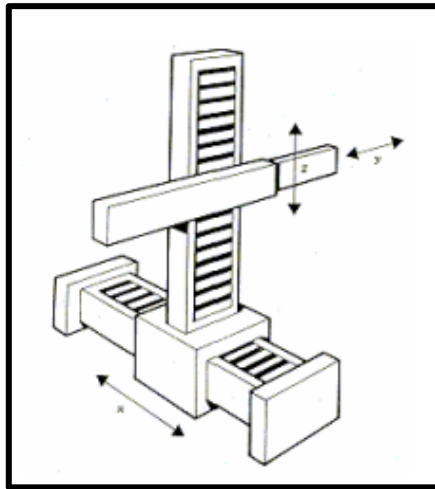


Figura 8. Configuración Cartesiana
Fuente: (Baturone, 2001)

3.2.6.2 Configuración Cilíndrica

Puede realizar dos movimientos lineales y uno rotacional, o sea, que presenta tres grados de libertad. El manipulador de configuración cilíndrica está diseñado para ejecutar los movimientos conocidos como interpolación lineal e interpolación por articulación. (Baturone, 2001)

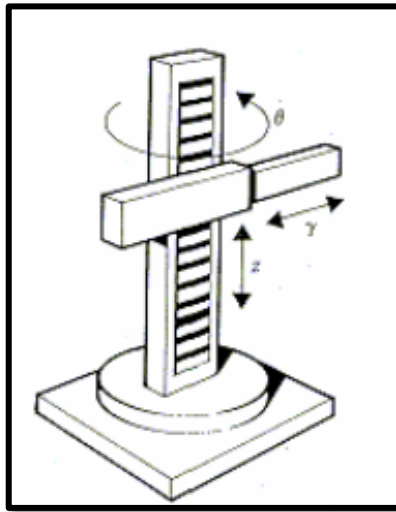


Figura 9. Configuración cilíndrica

Fuente: (Baturone, 2001)

3.2.6.3 Configuración polar

Tiene varias articulaciones. Cada una de ellas puede realizar un movimiento distinto: rotacional, angular y lineal.

Este manipulador utiliza la interpolación por articulación para moverse en sus dos primeras articulaciones y la interpolación lineal para la extensión y retracción. (Baturone, 2001)

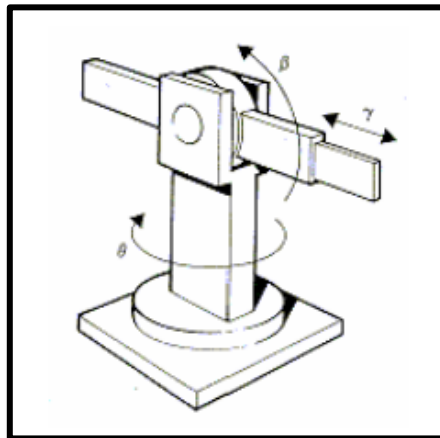


Figura 10. Configuración polar

Fuente: (Baturone, 2001)

3.2.6.4 Configuración angular

Presenta una articulación con movimiento rotacional y dos angulares. Aunque el brazo articulado puede realizar el movimiento llamado interpolación lineal (para lo cual requiere mover simultáneamente dos o tres de sus articulaciones), el movimiento natural es el de interpolación por articulación, tanto rotacional como angular. (Baturone, 2001)

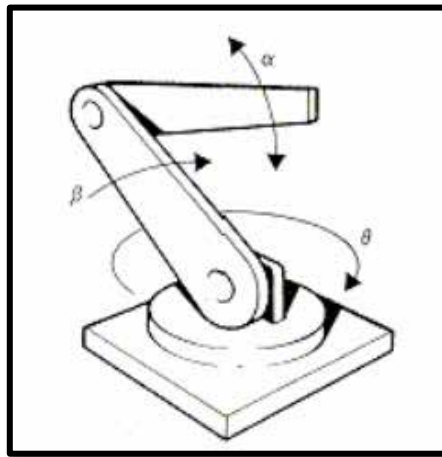


Figura 11. Configuración angular

Fuente: (Baturone, 2001)

3.2.7 Principales parámetros que caracterizan a los manipuladores articulados

Según (Santos, 2010) expresa que, existen una serie de parámetros importantes que permiten diferenciar a un brazo articulado de otro, entre ellas tenemos:

- **Número de grados de libertad.** Es el número total de grados de libertad del manipulador, dado por la suma de g.d.l. de las articulaciones que lo componen.
- **Espacio de accesibilidad o espacio (volumen) de trabajo.** Es el conjunto de puntos del espacio accesibles al punto terminal (PT), que depende de la configuración geométrica del manipulador. Un punto del espacio se dice totalmente accesible si el PT puede situarse en él en todas las orientaciones que permita la constitución del manipulador y se dice parcialmente accesible si es accesible por el PT pero no en todas las orientaciones posibles.

- **Capacidad de posicionamiento del punto terminal.** Se concreta en tres magnitudes fundamentales: resolución espacial, precisión y repetitividad, que miden el grado de exactitud en la realización de los movimientos de un manipulador al realizar una tarea determinada.
- **Capacidad de carga.** Es el peso que puede transportar el elemento terminal del manipulador. Es una de las características que más se tienen en cuenta en la selección de un manipulador dependiendo de la tarea a la que se destine.

3.2.8 Neumática

La neumática ha supuesto una de las aportaciones más destacadas a la automatización de los procesos industriales en los últimos años. esta tecnología utiliza el aire comprimido como modo de transmisión de la energía que se necesita para mover y hacer funcionar mecanismos. un proceso que se fundamenta en incrementar la presión del aire y, a través de la energía que se acumula sobre los elementos del circuito, efectuar un trabajo útil. (Admin, 2018)

Según (Creus, 2010) la palabra neumática se refiere al estudio del movimiento del aire. Los sistemas de aire comprimido proporcionan un movimiento controlado con el empleo de cilindros y motores neumáticos y se aplican en herramientas, válvulas de control y posicionadores, martillos neumáticos, pistolas para pintar, motores neumáticos, sistemas de empaquetado, elevadores, herramientas de impacto, prensas neumáticas, robots industriales, vibradores, frenos neumáticos, etc.

Las ventajas que presenta el uso de la neumática son el bajo coste de sus componentes, su facilidad de diseño e implementación y el bajo par o la fuerza escasa que puede desarrollar a las bajas presiones con que trabaja (típico 6 bar) lo que constituye un factor de seguridad. Otras características favorables son el riesgo nulo de explosión, su conversión fácil al movimiento giratorio, así como al lineal, la posibilidad de transmitir energía a grandes distancias, una construcción y mantenimiento fáciles y la economía en las aplicaciones.

Entre las mayores desventajas que posee la neumática, es que necesita de preparación antes de su utilización (eliminación de impurezas y humedad), debido a la

compresibilidad del aire, no permite velocidades de los elementos de trabajo regulares y constantes. Es ruidosa, debido a los escapes de aire después de su utilización. (Atom, 2013)

3.2.8.1 Generación de aire comprimido

El aire comprimido como fuente de la potencia en los sistemas neumáticos es generado por una maquina llamada compresor, existen varios tipos de compresores, los cuales por lo general se clasifican en dos tipos según su forma de funcionamiento.

a) **Compresores de desplazamiento** Estos tipos de compresores encierran un volumen de gas para después incrementar su presión al reducir el volumen del espacio encerrado mediante el movimiento de uno o más miembros móviles, accionados por una fuente de potencia externa, muy comúnmente motores eléctricos o de explosión. Como se ilustra en la figura 12, cuando el pistón se desplaza hacia la derecha una primera válvula cierra la descarga del compresor mientras que una segunda válvula abre la entrada para admitir aire dentro del cilindro del pistón. En una segunda etapa el pistón se desplaza hacia la izquierda, lo cual provoca que la segunda válvula cierre la entrada de aire, mientras que la primera válvula, dotada de un resorte de compresión, deja salir el aire del cilindro una vez haya alcanzado la presión de diseño.

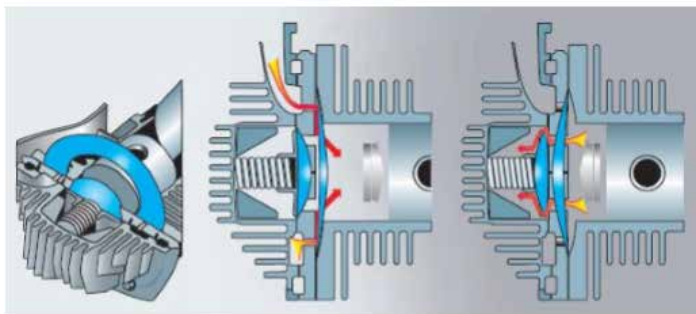


Figura 12. Ilustración del proceso de compresión en compresor de pistón con ejecución de válvulas de disco de acero inoxidable

Fuente: (Atlas Copco, 2011)

b) **Compresores dinámicos.** También denominadas turbomáquinas son equipos que funcionan mediante la aplicación de la potencia de eje en un impulsor que le otorga energía cinética al gas, el cual es pasado por una serie de difusores

para transformar esa energía cinética en energía elástica, es decir presión. Dependiendo del sentido del flujo pueden denominarse como axiales, si la dirección de salida del gas es paralela a la de entrada, radiales (centrífugos), si la dirección de la salida del fluido es perpendicular a la de entrada del fluido, o mixtas, para fluidos con componentes axiales y radiales. Estos compresores, a diferencia de los compresores de desplazamiento, trabajan a una presión constante y las condiciones de entrada del fluido producen un cambio en la capacidad del equipo.

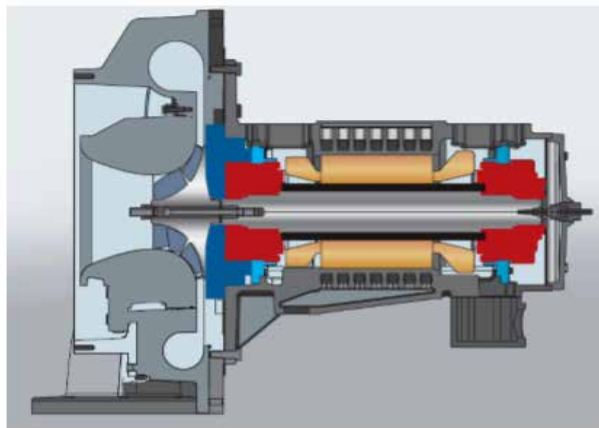


Figura 13. Esquema de un moderno compresor centrífugo de alta velocidad con accionamiento directo

Fuente: (Atlas Copco, 2011)

3.2.8.2 Actuadores

Los actuadores neumáticos son equipos que convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico, generando un movimiento lineal mediante servomotores de diafragma o cilindros; o bien un movimiento giratorio con motores neumáticos.

Los actuadores neumáticos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados. Estos consisten de un cilindro cerrado con un pistón en su interior que desliza y que transmite su movimiento al exterior mediante un vástago. Se compone de las tapas trasera y delantera, de la camisa donde se mueve el pistón, del propio pistón, de las juntas estáticas y dinámicas del pistón y del anillo rascador que limpia el vástago de suciedad.

El cilindro neumático de doble efecto es accionado en ambos sentidos por aire a presión, este puede ejecutar trabajos en ambos sentidos de movimiento. En los cilindros de vástago simple, la fuerza ejercida sobre el émbolo es algo mayor en el movimiento de avance que en el de retroceso. (Croser, Thomson, & Ebel, 2000)

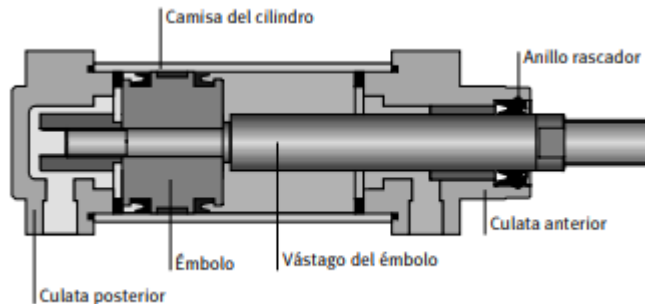


Figura 14. Cilindro neumático de doble efecto

Fuente: (Croser, Thomson, & Ebel, 2000)

Los actuadores neumáticos de movimiento giratorio pueden ser: Cilindro giratorio de pistón-cremallera-piñón y de dos pistones con dos cremalleras en los que el movimiento lineal del pistón es transformado en un movimiento giratorio mediante un conjunto de piñón y cremallera y Cilindro de aletas giratorias de doble efecto para ángulos entre 0° y 270° .

El motor neumático típico es el de paletas donde un eje excéntrico dotado de paletas gira a gran velocidad por el aire que llena y vacía las cámaras formadas entre las paletas y el cuerpo del motor.

Con el fin de seleccionar el actuador más adecuado para la aplicación necesaria se debe de tomar en cuenta las propiedades que cada actuador es capaz de proveer, a continuación, se describirán las propiedades buscadas en la selección correcta de los cilindros.

a) Carrera. La carrera de accionamiento del actuador es la distancia comprendida entre la posición inicial del vástago antes de ser activado y su posición final después del accionamiento neumático.

Teniendo esto en cuenta la longitud total de un cilindro con vástago será el doble de la carrera de accionamiento deseada, ya que en su posición inicial tanto el vástago se encuentra dentro del cuerpo del cilindro ocupando la misma distancia

b) Fuerza del cilindro. es una función del diámetro del cilindro, de la presión del aire y del roce del embolo, que depende de la velocidad del embolo, que se toma en el momento de arranque. La fuerza que el aire ejerce sobre el pistón es:

$$F = P_{aire}$$

3.2.8.3 Accesorios para actuadores neumáticos

Debido a la gran variedad de condiciones en las cuales es necesaria la utilización de los actuadores es necesaria la utilización de accesorios para complementar las funciones de fábrica de los actuadores.

En la mayoría de las aplicaciones se necesita un dispositivo de detección de la posición del cilindro para asegurar la operación segura de la maquinaria neumática. En los casos simples basta visualizar la posición del vástago del pistón del cilindro para comprobar si el pistón está en el principio o el final de su carrera, sin embargo, en operaciones realizadas en máquinas complejas no es práctico esperar que los operarios estén vigilantes y más si es en periodos prolongados de funcionamiento.

Para detectar la posición de un pistón en el cilindro se dispone interruptores de posición que envían una señal de control de manera mecánica, magnética, neumática o electrónica, accionados a la posición del vástago bien mecánicamente o por medio de un campo magnético creado por un imán montado en el pistón. Estos accesorios se montan en los cilindros para determinar la posición del final de carrera del pistón o bien la posición en un punto intermedio de la carrera del pistón.

Otro accesorio disponible son los sistemas de posicionamiento secuencial los cuales son usados para la lectura de la carrera cuando es necesario detectar el movimiento del cilindro, la medida de la distancia o un movimiento secuencial exacto del cilindro. En particular se utilizan estos sistemas cuando es necesario comprobar la presencia o la orientación correcta de un componente, la medida de la profundidad de un orificio o bien medir las dimensiones del componente y comprobar que estas dimensiones son las correctas.

La unidad de bloqueo del cilindro es un accesorio que inmoviliza el vástago del cilindro cuando la presión de aire desciende de un valor determinado. Su función es de seguridad con objeto de impedir el movimiento del cilindro cuando la presión del aire baja de un determinado límite. Puede actuar en el interior o exterior del cilindro y sobre el vástago en el sentido de retracción o extensión.

3.2.8.4 Control del aire comprimido

Las válvulas son elementos que mandan o regulan la puesta en marcha, el paro y la dirección, así como la presión del aire. Según norma DIN 24300, se subdividen en cinco grupos:

- Válvulas distribuidoras o de vías.
- Válvulas de bloqueo.
- Válvulas de presión.
- Válvulas de caudal.
- Válvulas de cierre.

Se denomina vía a cada uno de los orificios a través de los cuales puede circular el aire en su proceso de trabajo o evacuación en válvulas dotadas de pilotaje neumático, la conexión que permite la entrada de aire para el control de la válvula no se considera vía ya que se trata de un sistema de accionamiento.

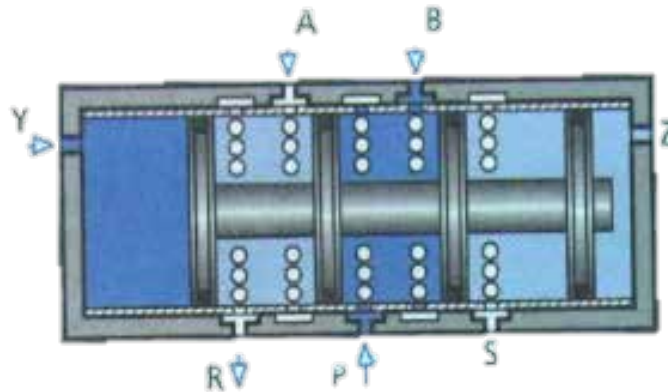


Figura 15. Corte de una válvula 5/2 vías de accionamiento neumático

Fuente: (SMC Corporation, 2009)

El número de posiciones de maniobra de una válvula está determinado por el número de posibilidades diferentes de comunicar las vías entre sí. Este parámetro se representa mediante cuadrados (tantos como posiciones tenga la válvula).

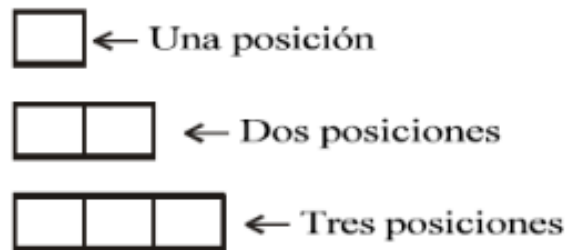


Figura 16. Simbología de las posiciones de una válvula neumática

Fuente: (SMC Corporation, 2009)

El número de vías es el número de orificios que la válvula presenta:



Figura 17. Simbología de las vías de una válvula neumática

Fuente: (SMC Corporation, 2009)

Las líneas representan tuberías o conductos. Las flechas, el sentido de la circulación. La posición de paso abierto para una válvula se representa por medio de una flecha de un extremo a otro del cuadrado. Las posiciones de cierre dentro de las casillas se representan mediante una línea cortada, esto simboliza la interrupción de flujo.

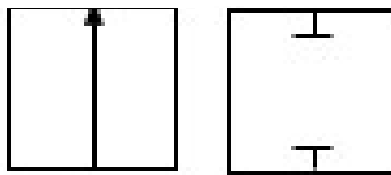


Figura 18. Simbología de apertura y cierre para una válvula

Fuente: (SMC Corporation, 2009)

a) Simbología.

A continuación, se muestra la simbología de las principales válvulas neumáticas, según la norma DIN 24300:










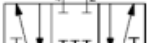





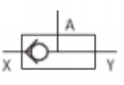
	Válvula 2 vías 2 posiciones normalmente cerrada
	Válvula 2 vías 2 posiciones normalmente abierta
	Válvula 3 vías 2 posiciones normalmente cerrada
	Válvula 3 vías 2 posiciones normalmente abierta
	Válvula 3 vías 3 posiciones con centro bloqueado
	Válvula 4 vías 2 posiciones
	Válvula 4 vías 3 posiciones con centro bloqueado
	Válvula 4 vías 3 posiciones con centro de conductos de trabajo a escape
	Válvula 5 vías 2 posiciones
	Válvula 5 vías 3 posiciones con centro bloqueado
	Válvula 5 vías 3 posiciones con centro de conductos de trabajo a escape
	Distribuidor
	Antirretorno sin muelle
	Antirretorno con muelle
	Antirretorno pilotada por aire
	Válvula selectora

Figura 19. Simbología de las diferentes válvulas neumáticas

Fuente: (J. Garrigos, 2008)

b) Accionamientos

Una de las características más importantes de una válvula es el modo de llevar a cabo su cambio de posición; es decir, el sistema de accionamiento o dispositivo de mando, estas se presentan en la figura 20.

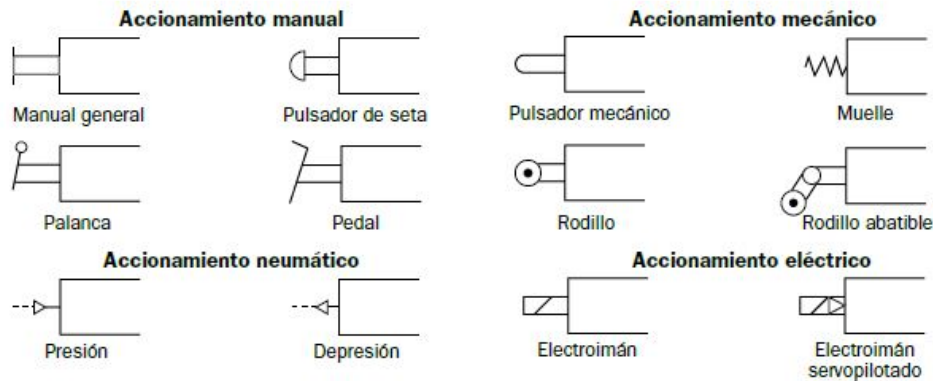


Figura 20. Simbología de los diferentes tipos de accionamientos de una válvula

Fuente: (Val, González, Ibañez, Huertas, & Torres, 2005)

3.2.8.5 válvula reguladora de presión

Las válvulas reguladoras de presión se emplean para mantener la presión de salida constante, independientemente de las oscilaciones de la presión de entrada y del consumo de aire. Al aumentar la presión en la salida, la membrana se mueve contra la fuerza elástica; disminuye, o se cierra completamente, la sección transversal de paso en el asiento de la válvula. Al disminuir la presión en la salida, el muelle empuja la membrana; aumenta o se cierra la sección transversal de paso en el asiento de la válvula. La presión de salida es ajustable. La presión de entrada debe ser más alta que la presión de salida.

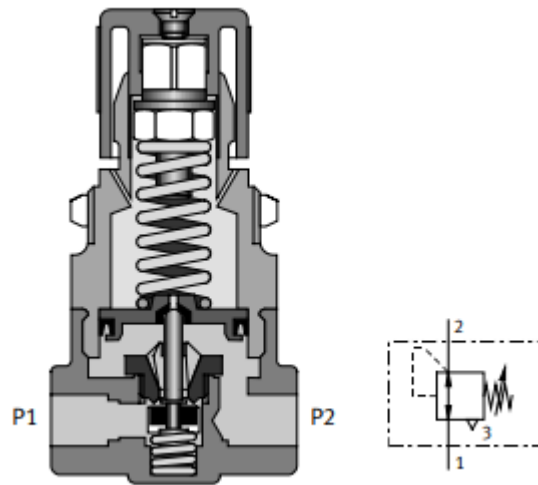


Figura 21. Esquema de una válvula reguladora de presión

Fuente: (Croser, Thomson, & Ebel, 2000)

3.2.8.6 Esquemas neumáticos

Un esquema neumático es la representación técnica de un circuito neumático, que consta de todos los elementos neumáticos detallados en este capítulo, tales como, actuadores neumáticos, válvulas neumáticas, filtros, reguladores, lubricadores, entre otros elementos, con la finalidad de que al interrelacionarlos entre sí desempeñen una función específica, como por ejemplo mecanismos autónomos de producción, manipuladores neumáticos, sistemas de control, etc. La disposición y ubicación que estos llevan, depende principalmente de su funcionalidad, así como de la participación en un sistema de control neumático.

En la siguiente figura 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 interpretación y ejecución.

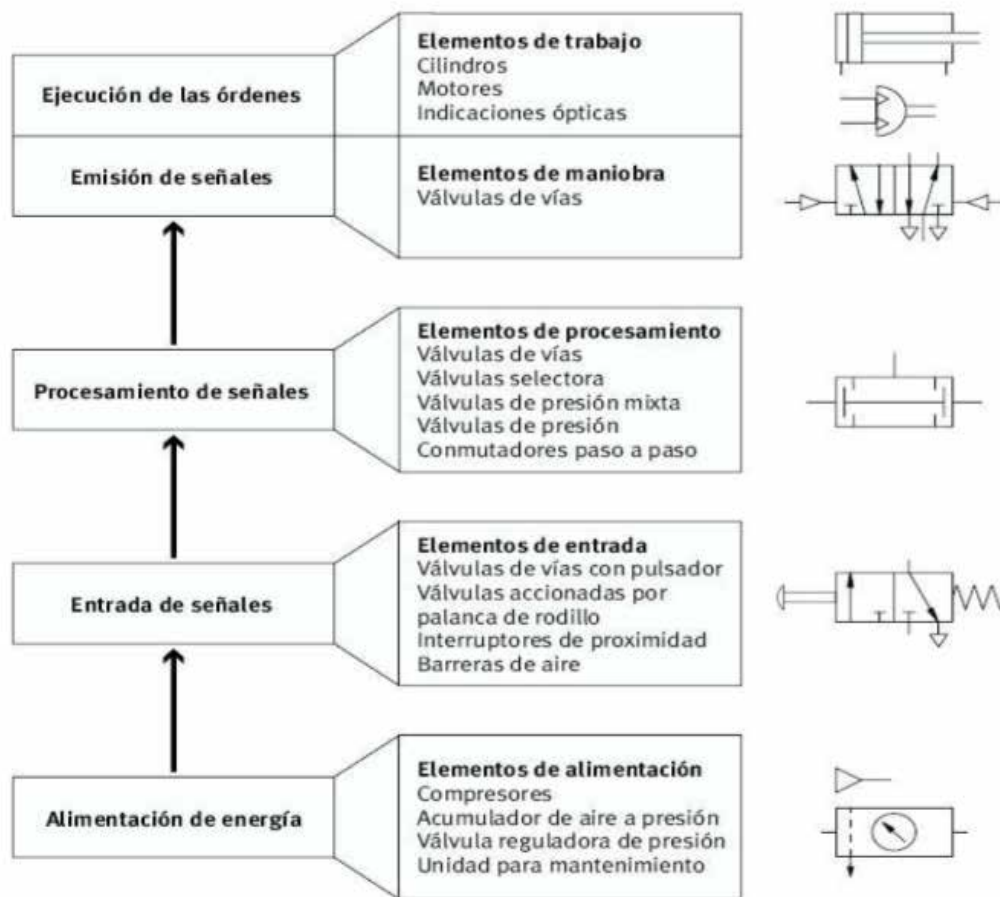


Figura 22. Codificación de elementos y equipos en un esquema neumático

Fuente: (Depper W. / Stoll K., 1999)

3.2.9 Consideraciones de diseño

3.2.9.1 Factores de diseño

A veces la resistencia de un elemento en un sistema, es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones de dicho elemento. En tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se utiliza la expresión: consideración de diseño; se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizá, en todo el sistema.

Generalmente se tienen que tomar en cuenta varias de estos factores en un caso de diseño determinado. (Budynas & Keith, 2008).

Algunos de los más importantes son los siguientes: Resistencia, confiabilidad, propiedades térmicas, corrosión, desgaste, fricción (o rozamiento), procesamiento, utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido, estilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado de superficies, lubricación, mantenimiento, volumen y responsabilidad legal.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

3.2.9.2 Normas y códigos

Una norma o estándar, es un conjunto de especificaciones para piezas, materiales o procesos establecidos, con el fin de lograr uniformidad, eficiencia y calidad especificadas. Uno de los objetos importantes de una norma es fijar un límite número de artículos en las especificaciones, así como permitir que se tenga un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades.

Un código, es un conjunto de especificaciones para efectuar el análisis, el diseño, la fabricación y la construcción de un objeto o sistema. El propósito de un código es alcanzar un grado específico de seguridad, eficiencia y buen funcionamiento o buena calidad. Es importante observar que, los códigos de seguridad no implican la seguridad absoluta. De hecho, esta cualidad es imposible de obtener. A veces puede llegar a presentarse realmente el suceso más inesperado. (Budynas & Keith, 2008).

Por otro lado, todas las sociedades y organizaciones que se enumeran a continuación se han establecido para formular normas y códigos de seguridad o de diseño. El nombre de cada organismo indica la naturaleza de la norma o código establecido. Algunas normas y códigos, así como las direcciones de las citadas organizaciones, pueden obtenerse en la mayor parte de los centros de información técnica. Las organizaciones que interesan principalmente a los ingenieros mecánicos son:

- Asociación de Aluminio (Aluminum Association AA).
- Asociación Americana de Fabricantes de Engranaje (American Gear Manufacturers Association AGMA).

- Instituto Americano de Construcción de Acero (American Institute of Steel Construction AISC).
- Instituto Americano de Hierro y de Acero (American Iron and Steel Institute AISI).
- Instituto Americano Nacional de Normas (American National Standards Institute ANSI).
- Sociedad Americana para Metales (American Society for Metals ASM).
- Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical ASME).
- Sociedad Americana de Pruebas y Materiales (American Society of testing and Materials ASTM).
- Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society AWS).
- Asociación de Fabricación de Cojinetes Antifricción (Anti-Friction Bearing Manufactures Association AFBMA).
- Instituto Británico de Normas (British Standards Institute BSI).
- Instituto de Sujetadores Industriales (Industrial Fasteners Institute IFI).
- Institución de Ingenieros Mecánicos (Institution of Mechanical Engineers I. Mech. E.).
- Oficina Internacional de Pesos y Medidas (International Bureau of Weights and Measures BIPM).
- Organización de Normas Internacionales (International Standards Organization ISO).
- Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers SAE).
- Vehicle Operations Structures Standards (VOSS)

3.2.9.3 Factor de Seguridad

El coeficiente de seguridad también conocido como factor de seguridad N, es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias.

(Budynas & Keith, 2008). Así, en los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

1. Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos.
2. Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

Es por ello que, en ambos casos, resulta en un dimensionamiento adicional del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc. Estos factores de seguridad por lo general provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador.

En general para el mismo tipo de elemento dependerá del tipo de uso o servicio que se le piense dar. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Finalmente se puede decir que en resistencia de materiales se aplica un coeficiente de seguridad superior o inferior dependiendo del uso del componente. Así, en el cálculo de dimensionamiento de sección de un cable para tender la ropa se utilizará un coeficiente de seguridad inferior al utilizado para ese mismo cable cuando se estudia su empleo para sustentar un ascensor. En la tabla 1 se muestran los factores de seguridad dependiendo del tipo de elemento que se va a diseñar.

Tabla 1. Factores de Seguridad

TIPO DE CARGA	Materiales dúctiles. Aceros.		Materiales frágiles. Fundición.	Madera
	N_u	N_y	N_u	N_u
Cargas muertas (Constantes)	2,6 - 4,2	1,25 - 2,0	4,5 - 6,5	6 - 8
Cargas repetidas, en una dirección. Choque moderado.	5 - 7	2,5 - 3,5	6,5 - 9,0	9 - 11
Cargas repetidas, invertidas. Choque moderado	7 - 9	3,5 - 5,0	10 - 13	13 - 16
Choques fuertes	10 - 15	5 - 8	15 - 20	15 - 20

Fuente: (Molina, 1970)

3.2.9.4 Esfuerzos

Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseñe siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar. Por lo tanto, se debe diseñar tomando en cuenta este elemento para lograr un dispositivo seguro y confiable.

a) Esfuerzos Uniformemente Distribuidos.

Con frecuencia, en diseño se plantea la hipótesis de que hay una distribución uniforme de esfuerzo. Según (Budynas & Keith, 2008), el resultado obtenido con esa suposición se le llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo en estudio. A veces se emplea el calificativo simple en vez de puro, para expresar que no hay otros efectos que compliquen la situación. Una barra en tensión es un ejemplo típico.

En este caso, una carga de tensión F se aplica mediante los pasadores que atraviesan los extremos de la barra. La hipótesis de esfuerzo uniforme significa que, si corta la

barra en una sección transversal, alejada de ambos extremos, y se separa una de las mitades, es posible sustituir su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud σA

uniformemente distribuido y se calcula por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec 5}$$

Donde F es la fuerza aplicada y A es el área de la sección transversal. Para justificar esta hipótesis de distribución uniforme del esfuerzo se requiere que:

1. La barra sea recta y de material homogéneo.
2. La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
3. La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio en la sección transversal.

b) Esfuerzos Normales por Flexión.

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión se harán las siguientes idealizaciones:

1. La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales ni de torsión.
2. El material es isótropo y homogéneo.
3. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.
4. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
5. Las dimensiones de la viga son tales que solo puede fallar por flexión y no por aplastamiento.
6. Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión.

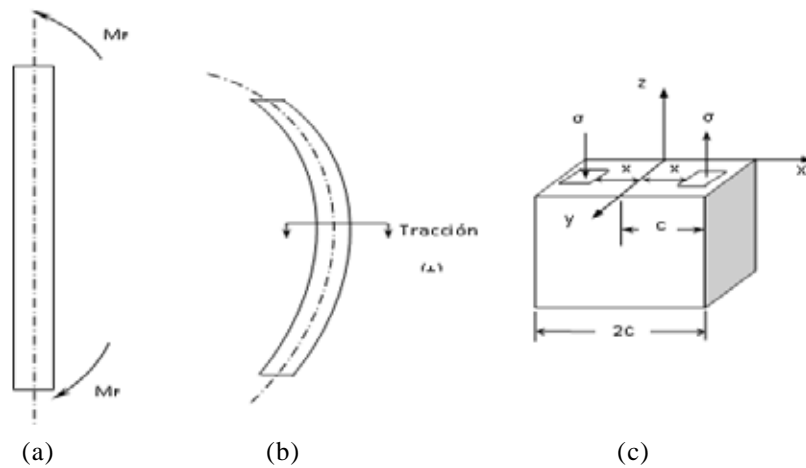


Figura 23. (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector MF puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007)

En la figura 23-a se observa un cuerpo en forma de paralelepípedo, sometido a flexión, por un momento flector “puro”; la pieza adquiere la forma de la fig. 23-b, permitiendo a sus distintas secciones transversales adyacentes, girar las unas respecto a las otras. La figura 23-c, representa una vista ampliada de un corte en el medio de la Fig. 23-b (sección A-A); tomamos un diferencial de área para una distancia + x en el cual las fibras están sometidas a tracción y otro diferencial de área a una distancia $-x$, en donde las fibras de la pieza están sometidas a compresión; para cada

$$\sigma dA = dF \quad \text{Ec 6}$$

Existe un

$$dM_I = x dF \quad \text{Ec 7}$$

Para el que contribuyen los dA más alejados; el esfuerzo de tracción máximo ocurre en c y el mínimo, de compresión, ocurre en $-c$ y se tiene que:

$$\text{máx} = \text{mín} \quad \text{Ec 8}$$

En cualquier otra posición, se tiene que

$$\sigma = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{c} x \quad \text{Ec 9}$$

Si integramos la ecuación 7, tenemos que la reacción interna iguala al efecto externo:

$$M_i = \int_A \sigma dA = \int_A \sigma y dF = \int_A \sigma y S dA = \int_A \sigma^2 \frac{S_{\max}}{c} dA = M_f \quad \text{Ec 10}$$

Así

$$M_f = \frac{S_{\max}}{c} \int_A \sigma^2 dA \quad \text{Ec 11}$$

Como $\int_A \sigma^2 dA = I_y$ es el momento de inercia de la sección transversal de la pieza,

alrededor del eje y , que pasa por su centro de gravedad, la ecuación 7 es igual a

$$M_f = \frac{\sigma_{\max}}{c} I_y \quad \sigma_{\max} = \frac{M_f c}{I_y} \quad \text{Ec 12}$$

b) Torsión

La torsión es una acción deformadora, producida por un momento torsor puro (par de fuerzas) que actúa en el plano de la sección resistente del elemento de máquina, generando en las mismas tensiones de corte (esta tensión es la tercera de los tipos que pueden presentarse en una pieza)

$$M_T = \frac{\tau_{\max}}{R} I_p \quad \tau_{\max} = \frac{M_T R}{I_p} \quad \text{Ec 13}$$

d) Esfuerzos Combinados.

Es muy común en piezas de maquinarias, tener combinaciones de carga que creen esfuerzos normales y cortantes en una misma pieza. Pudiera haber lugares dentro de la pieza donde estos esfuerzos aplicados han de combinarse para poder determinar cuáles son los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo. ¿Cómo predecir su condición de falla? ¿En cuál condición se presenta esta falla? Para dar respuesta a estas preguntas, se introducen las teorías de falla las cuales son explicaciones, o ensayos de explicaciones, que tratan de señalar cuando y como falla un elemento de máquina.

La primera de estas teorías, es la teoría de la tensión normal máxima. Señala que se presenta la falla del material y de la pieza, cuando una de las tensiones principales es igual, o superior, al valor de la resistencia de fluencia del material del cual está

fabricada la pieza. La importancia real de esta teoría, radica en el poder hacer comparaciones con las verdaderas condiciones de falla.

Si se considera un elemento de máquina sometido a un sistema de carga que induce en él un estado “complejo” pero, “bidimensional” de tensiones. Por ejemplo, un eje o árbol como el de la figura 24.

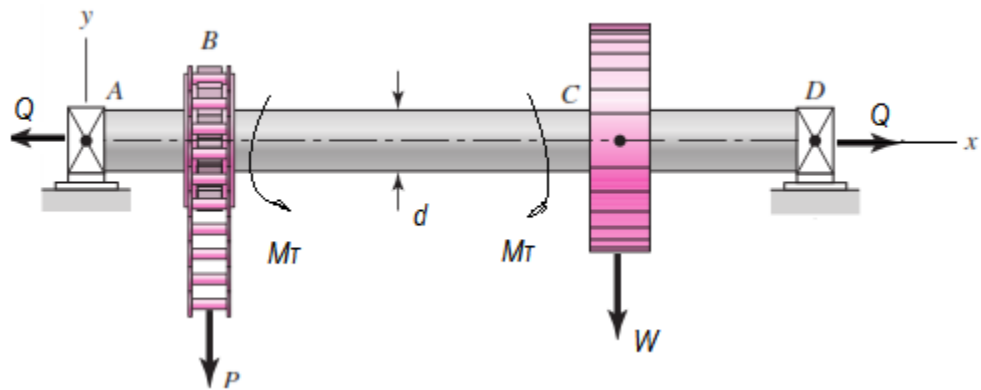


Figura 24. Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

En él se tienen, tensiones de corte t , producto de la acción directa de las cargas P y W y del momento torsor MT ; tensiones de tracción s_{trac} por acción de la carga axial Q ; y de tracción s_{trac} y compresión s_{comp} por el efecto de las cargas transversales y de las reacciones en los apoyos. En alguna parte de esta pieza se encuentra el punto crítico, en ese punto de la pieza, cada elemento infinitesimal experimenta esfuerzos distintos, al mismo tiempo. Por lo cual se deben considerar los esfuerzos como actuando sobre elementos infinitesimalmente pequeños dentro de la pieza. Estos elementos suelen modelarse, cada uno, como un cubo. Los componentes de los esfuerzos actúan en las caras de estos cubos de dos maneras distintas. Los esfuerzos normales (Fuerza/Área) actúan perpendicularmente a la cara del cubo (Normal) y tienen tendencia a tirar de él (Esfuerzo de Tracción Normal) o a empujarlo (Esfuerzo de Compresión Normal) Los esfuerzos cortantes, actúan paralelos a las caras del cubo, en pares sobre caras opuestas, lo que hace que el cubo distorsione a forma romboidal. Las componentes normales y cortantes del esfuerzo conforman lo que se conoce como tensor; y un volumen

elemental en ese punto, resultaría como el indicado en la figura 25-a; en él, siempre se podrá utilizar un análisis de cuerpo libre en el cual, para un ángulo cualquiera con los ejes indicados, se obtenga la representación de las tensiones directas máximas (fig. 25-b). Esto significa que se puede ir variando el ángulo de corte θ , hasta conseguir el valor de las tensiones principales \mathbf{s} y \mathbf{t} máximos. A todas luces un procedimiento como el indicado, resultaría sumamente engorroso y extremadamente largo. Afortunadamente, el círculo de MOHR saca de apuros (Otto Mohr, en el año 1.880 en sus clases de la Universidad de Berlín explicó por primera vez este método gráfico). En efecto, este método gráfico, denominado círculo de Mohr, se constituye en una herramienta valiosa a la hora de tener que enfrentar a un análisis como el que aquí se ha planteado.

Si se toma el caso del elemento considerado en la figura 25, y suponiendo que en el mismo se tiene que $\mathbf{s}_x > \mathbf{s}_y$; se puede construir el diagrama del círculo de Mohr para este caso; sobre el eje \mathbf{s} se reporta el valor de \mathbf{s}_x . Sobre el mismo eje se señala la magnitud de \mathbf{s}_y correspondiente; sobre el eje \mathbf{t} se indican las tensiones de corte, $\mathbf{t}_x = -\mathbf{t}_y$ (por equilibrio). Se unen los puntos obtenidos en las intersecciones de \mathbf{s}_x con \mathbf{t}_x , y, de \mathbf{s}_y con \mathbf{t}_y , es decir, se unen los puntos $(\mathbf{s}_x, \mathbf{t}_x)$ y $(\mathbf{s}_y, \mathbf{t}_y)$ y se obtiene el diámetro del círculo, el cual corta al eje \mathbf{s} en el punto \mathbf{c} de la figura 25. Siguiendo la nomenclatura de la figura 26, se pueden indicar los valores numéricos de las magnitudes utilizadas en dicha figura:

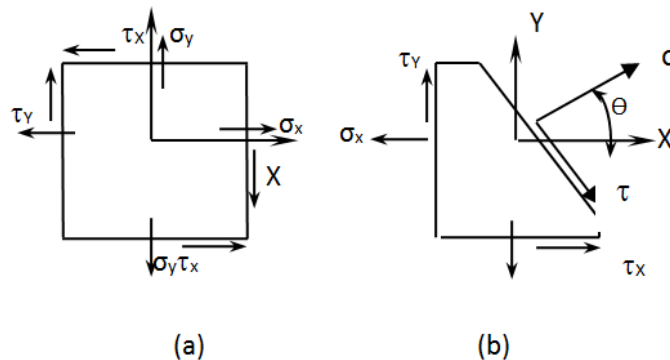


Figura 25. Volumen Elemental de una pieza cualquiera, (a) sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

$$A = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

El Radio del círculo es igual a:

$$R = \sqrt{A^2 + \tau_x^2}$$

Pero el radio del círculo, del estado bidimensional de tensiones considerado, no es más que la máxima tensión de corte producida, por lo tanto

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad \text{Ec 14}$$

Designando, ahora, al segmento \overline{OC} de la figura 26 por la letra B se puede escribir

$$B = \sigma_x - A = \sigma_x - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

De esta última expresión y considerando la geometría de la figura 26, resulta

$$\sigma_1 = B + R \quad \text{y} \quad \sigma_2 = B - R$$

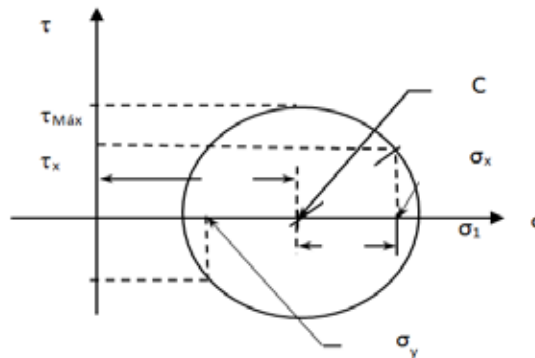


Figura 26. Diagrama del círculo de Mohr

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad \text{Ec 15}$$

$$s_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec 16}$$

Gracias a las ecuaciones (14), (15) y (16) se pueden obtener valores de las tensiones principales t_{\max} , s_1 y s_2 , en el estado bidimensional de tensiones, a partir de las tensiones directas t_x , s_x y s_y .

Pero atención con t_{\max} porque para el estado bidimensional de tensiones (o plano) analizado anteriormente lo que realmente está ocurriendo es lo siguiente:

El volumen de control es (con $s_x, s_y, s_z=0$ y $t_x = t_y$) tal y como se observa en la figura 27

$$t_{\text{MÁX}} = \frac{s_1 - s_3}{2} = \frac{s_1}{2} \quad \text{Ec 17}$$

En un elemento de máquina cualquiera, en el cual se presente un estado genérico tridimensional de tensiones, con $s_1 > s_2 > s_3 > 0$. El círculo de Mohr resultante es como el representado en la figura 27, en la cual se indican las tensiones principales que actúan sobre dicho elemento.

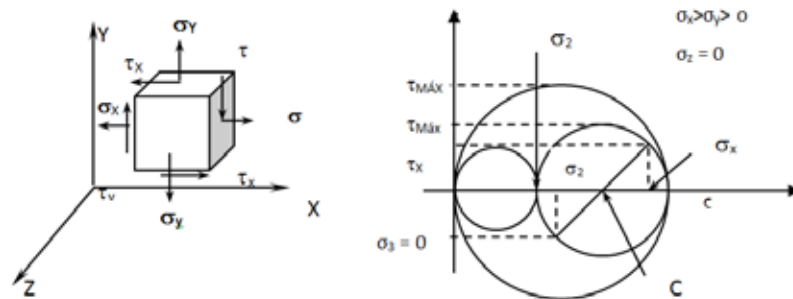


Figura 27. Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Como puede observarse por los valores particulares asignados a las tensiones principales indicadas, la máxima tensión de corte se obtiene relacionando s_1 con s_3 . Cada una de las tensiones principales debe obtenerse a partir de un diagrama en el cual se consideren, dos a dos, las tensiones directas actuantes, de cada uno de ellos, el valor

de las tensiones principales, para luego ser analizadas en conjunto tal y como se indica en la figura 27.

e) Teorías de falla.

Ahora que se sabe, como poner en evidencia la existencia de las tensiones máximas, tensiones principales, se deben relacionar con las posibilidades de falla (la pieza no cumpliría con la finalidad requerida para su funcionamiento) del elemento de máquina estudiado, con el objetivo de evitar que su falla se presente. Para ello se han formulado teorías, distintas a la expuesta al principio (conocida como de tensión normal máxima, la cual se utiliza comparando directamente s y t_{ycorte} , propuesta por W.J.M. Rankine en 1.845), que se acercan definitivamente más a la predicción acertada de las condiciones de falla de un elemento de máquina, que esa primera teoría, quedando está “ . Veamos, a continuación, algunas de las más importantes y más utilizadas en el diseño de piezas.

Se considera que está es la teoría de falla más antigua. Originalmente fue propuesta por el francés C. A. Coulomb (1.736-1.806). Tresca, en 1.864 escribió acerca de la teoría del esfuerzo cortante máximo, y J.J.Guest en Inglaterra realizó ensayos en el año 1859 para un estado bidimensional de tensiones, se puede obtener, para un estado más complejo de tensiones, tal como es el tridimensional, los siguientes valores:

$$t_1 = \frac{s_1 - s_2}{2}, \quad t_2 = \frac{s_2 - s_3}{2}, \quad t_3 = \frac{s_1 - s_3}{2} \quad \text{Ec 18}$$

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de t_i (sea ésta $t_{i,MAX}$) representados en las ecuaciones 18, se iguala a la mitad del valor de la resistencia a la fluencia del material de fabricación de la pieza, obtenido en un ensayo de tracción simple. Esto es

$$(\tau_i)_{MAX} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ec 19}$$

La teoría de la tensión de corte máxima, indica igualmente que el límite de fluencia a corte S_{ycorte} de un material es, a lo sumo, igual a la mitad de su límite de fluencia a tracción S_y , esto es

$$S_{ycorte} = 0,5S_y \quad \text{Ec 20}$$

Esta teoría ofrece buenos resultados en el diseño de elementos de máquina, para cuya fabricación se utilizarán materiales dúctiles (latones, bronces, aluminio y aceros laminados y recocidos).

También denominada, teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión

En 1.904, en Polonia, M. T. Hueber escribió por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión; pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1.913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1.925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente, S. Timoshenko, en su *McGraw-Hill, Nueva York, 1.953*, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que la plantea en 1.856. Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma elástica sufre un (ligero) cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en forma de energía elástica. Por lo tanto, un determinado material tiene una capacidad limitada y definida de energía de distorsión o de corte, y por lo tanto cualquier intento por someter al material a cantidades mayores de energía de distorsión, provocaría la falla del elemento, La forma más corrientemente utilizada para expresar la teoría de la energía de distorsión, es

$$\left(\sigma_1 - \sigma_2 \right)^2 + \left(\sigma_2 - \sigma_3 \right)^2 + \left(\sigma_3 - \sigma_1 \right)^2 = 2 \sigma_y^2 \quad \text{Ec 21}$$

Interpretando lo indicado en la ecuación 21, esta teoría establece que el inicio de la condición de falla es, únicamente, función de las diferencias de Tensiones Principales, independientemente de sus valores absolutos particulares.

Para un estado bidimensional de tensiones, condición para la cual $\sigma_3 = 0$, la ecuación 21 se convierte en

$$S_y^2 = (s_1 - s_2)^2 + s_2^2 + s_1^2$$

$$S_y^2 = s_1^2 + s_2^2 - 2s_1s_2 + s_1^2 + s_2^2 = 2s_1^2 + 2s_2^2 - 2s_1s_2$$

$$S_y^2 = s_1^2 + s_2^2 - s_1s_2 \quad \text{Ec 22}$$

O simplemente

$$S_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + 3\tau_x^2} \quad \text{Ec 23}$$

La ecuación 23 permite aplicar, en el caso de un estado bidimensional de tensiones como el indicado, la teoría de la ENERGÍA DE CORTE o teoría de la ENERGÍA DE DISTORSIÓN o **Teoría de VON MISES – HENCKY**, sin necesidad de recurrir al círculo de Mohr, pues en ella se pueden utilizar las tensiones directas, s_x , s_y y t presentes en el estado bidimensional de tensiones aplicado al elemento de máquina.

Según esta teoría, cuando el sistema de carga que actúa sobre el elemento de máquina produce tensiones de TORSIÓN PURA (tensiones de corte; $s_x = s_y = 0$), de (23) se obtiene que la falla del material y por ende de la pieza, se inicia cuando se alcanza

$$S_y = \sqrt{3\tau_x^2} = \sqrt{3\tau^2} \quad \tau = \frac{S_y}{3} = 0,577S_y \quad \text{Ec 24}$$

3.2.10 Medios de Unión

Los medios de unión son aquellos elementos que sirven para efectuar la unión y rigidización entre piezas que componen la estructura metálica. Vamos a considerar algunos de los métodos típicos, más usuales, por medio de los cuales pueden unirse dos o más elementos de máquina, tomando en cuenta a estos medios de unión como lo que son: nuevos elementos de máquina. Haciendo énfasis en la determinación de las tensiones que deberá soportar el medio de unión actuante, sobre las dos o más piezas que se desean unir. Comenzando por decir, que estos medios de unión, sean cuales sean, han sido introducidos por el diseñador a voluntad propia, en la concepción y puesta en práctica de la solución del problema que éste está resolviendo, por ende, son parte integral de la solución misma.

La clasificación más general que se puede hacer, al hablar de medios de unión, es la que los divide en medios de unión permanente y en medios de unión no permanente. La soldadura es de los primeros y los tornillos, pernos, tuercas, espárragos o prisioneros y pasadores, están entre los segundos. La soldadura, ha venido, progresivamente sustituyendo a los remaches, que son medios de unión no permanentes.

3.2.10.1 Soldadura a tope

Este tipo de soldadura se utiliza en casos de tensiones de tracción o de compresión: la figura 28 señala algunas de las formas típicas de esta soldadura.

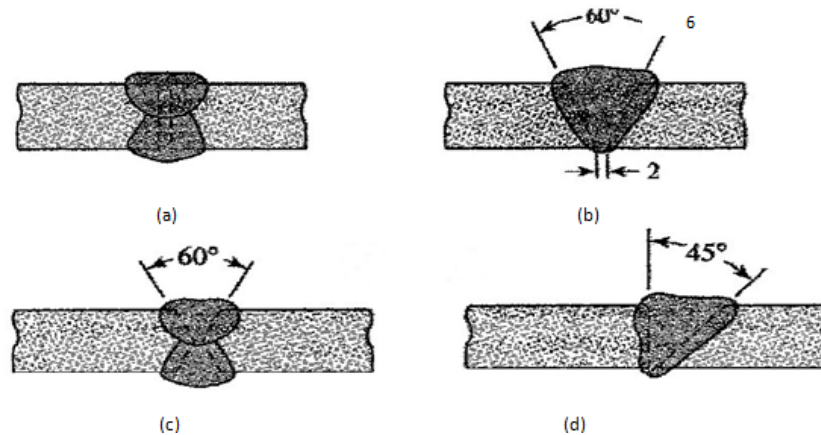


Figura 28. Soldaduras a Tope, sometidas a tracción o compresión: (a) tope con extremos rectos; (b) bisel a 60°; (c) doble bisel a 60°; (d) bisel simple a 45°.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

i) Para el caso más general de soldadura a tope sometida a tensiones de tracción o de compresión, se considera el caso representado en la figura 29 en el cual se señala la existencia de cargas de tracción; se puede realizar un estudio análogo, para cargas de compresión. Para el sistema de cargas indicado en la figura 29 se obtiene una tensión aplicada dada por la expresión

$$s = \frac{P}{A} \quad \text{Ec 25}$$

Para este cálculo es necesario determinar el valor real del área **A**, el cual estará determinado por el espesor de garganta que se tomará, en este caso, como el espesor más delgado de las láminas (en la fig. 29 esp.< **ESP.**) multiplicado por la longitud efectiva del cordón de soldadura **Le**: para este caso, y para todos los casos que se

consideren en adelante, esta longitud efectiva del cordón de soldadura será el expresado por:

$$L_e = L - [n (\text{esp.})] \quad \text{Ec 26}$$

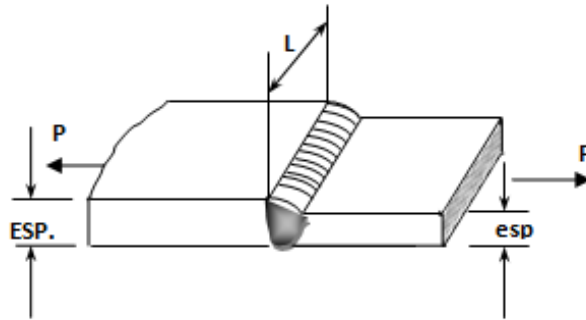


Figura 29. Soldadura a tope, de dos láminas de distinto espesor, sometidas a tracción (ESP. >Esp.)

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

En la ecuación 26, el valor de la variable **n** es el número de extremos en la soldadura.

La tensión presente en un cordón de soldadura como el considerado en la figura 29, sometido a tracción o a compresión, es la indicada en la expresión

$$s = \pm \frac{P}{L_e (\text{esp.})} \quad \text{Ec 27}$$

3.2.10.2 Tornillos de unión

Los medios de unión no permanente, más comunes en el diseño de máquinas y conocidos, se consiguen bajo la denominación global de tornillos. El tornillo es, en general, un cuerpo cilíndrico (o cónico), algunos con una ranura cortada por maquinado o por forjado, en su superficie. De acuerdo a la aplicación que de ellos se hace, los tornillos pueden, a su vez, ser catalogados en los siguientes tipos: a) de potencia, b) de medición y, c) de unión propiamente dichos. En la figura 30-a, b y c se representa lo que es un tornillo, un perno con su tuerca, y un espárrago o prisionero también con su tuerca, respectivamente. El tornillo puede ser, además, de cabeza hexagonal, avellanada o redonda (ranurada o en “cruz”), de tipo “Allen” (hueco hexagonal) o tipo estrella (hueco estriado). El caso más típico es el del perno con tuerca; los otros se resumen a lo mismo, sustituyendo la tuerca por el “cuerpo” en el cual se atornilla; hecha

la salvedad del espárrago, o prisionero, en el cual la tuerca permanece, y es sustituida la cabeza del perno por el cuerpo en el cual se atornilla (figura 30-c).

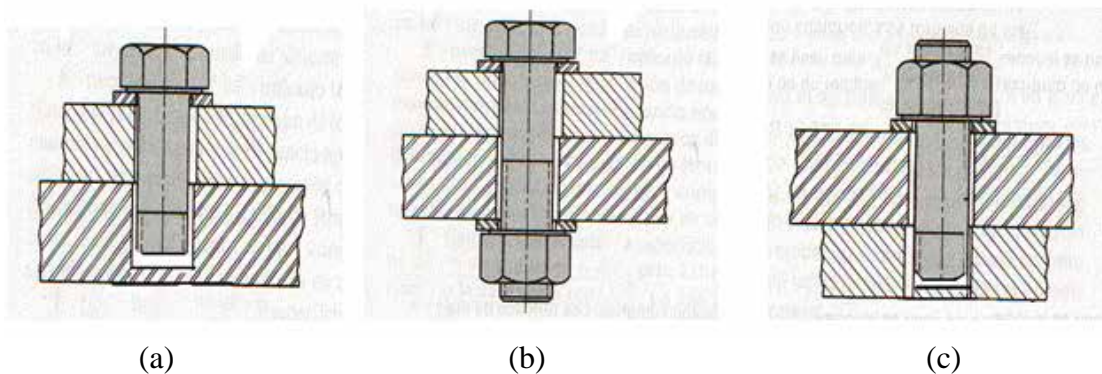


Figura 30. Medios de Unión No Permanente: (a) Tornillo; (b) Perno (compuesto por un tornillo y una tuerca); y (c) Espárrago o Prisionero.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

En una unión no permanente, sujeta por un perno, las tensiones presentes en la misma pueden ser resumidas como se indica en la figura 31; en dicha figura, se señalan tanto las tensiones presentes en el perno, como en la tuerca, así como en los elementos de máquina que se sujetan por este medio, en un caso general.

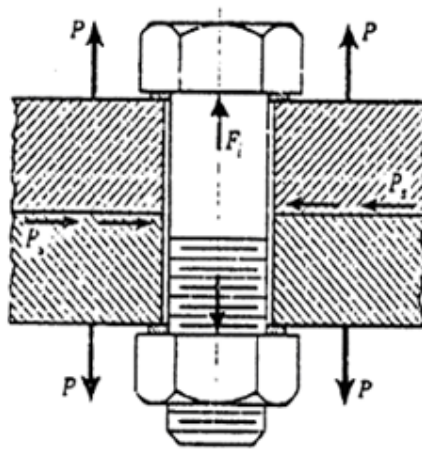


Figura 31. Tensiones presentes en una unión permanente sujeta por un perno con apriete inicial

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

a) Uniones sometidas a tracción.

En estas uniones, la importancia de la existencia de compartimentos estancos no es relevante. Esto significa que solo es importante que el conjunto de elementos de

máquina considerados, soporten el sistema de carga al cual están sometidos, sin que se presente el “colapso” de ellos. Únicamente se considera la carga a la cual está sometido el tornillo: para ello, tomaremos en cuenta lo señalado en la figura 32; en la misma, está presente una carga axial P, que produce una tensión de tracción, esa tensión de tracción, se presenta en la sección constante no roscada del perno, dada por

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{Ec 28}$$

Pero este sistema de carga, produce tensiones de corte en la base de los filetes de la rosca del tornillo, dada por la ecuación:

$$\tau_{TORNILLO} = \frac{P}{\pi r L} \quad \text{Ec 29}$$

En la misma porción de la tuerca, encontramos que:

$$\tau_{TUERCA} = \frac{P}{\pi r L} \quad \text{Ec 30}$$

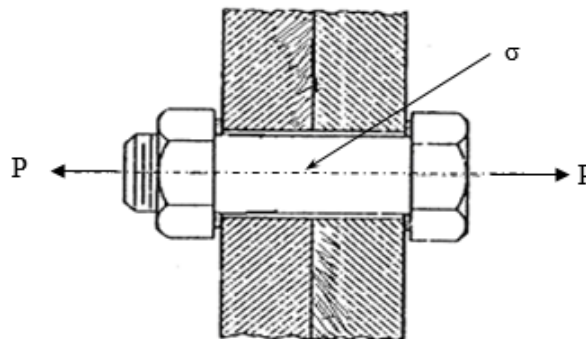


Figura 32. Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga P de tracción

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

En las expresiones anteriores, si hay más de un perno resistente a la carga P de la figura 32, tendremos que tomar en cuenta el aporte de cada uno de ellos, considerando que para la ecuación genérica 28, el valor del área vendrá dado por

$$A = \text{área neta} \times \text{n}^\circ \text{ de tornillos}$$

En este mismo caso (más de un perno resistente), los valores anteriores de las tensiones de corte en la base de los filetes, tanto de cada tornillo ($\tau_{TORNILLO}$), como de

cada una de las tuercas (τ_{TUERCA}), deberá verse modificado por ese número de elementos de unión presentes, estas tensiones vienen dadas por las siguientes expresiones

$$\tau_{TORNILLO} = \frac{P}{n\pi rL} \quad \text{Ec 31}$$

$$\tau_{TUERCA} = \frac{P}{n\pi rL} \quad \text{Ec 32}$$

El criterio de diseño será el que arroje el menor valor entre los siguientes:

$$\sigma < \frac{S_y}{N} \quad \text{y} \quad t_i < \frac{S_{ycorte}}{N}$$

La expresión σ es para las tensiones de tracción en el núcleo del tornillo; la expresión t_i corresponde a las tensiones de corte en la base de los filetes de las roscas en el (o los) tornillo(s), con el subíndice i = tornillo, o en la(s) tuerca(s), con i = tuerca. Deberá utilizarse el criterio según el cual. El valor correspondiente de tensiones resulta crítico. En las expresiones anteriores, tenemos que el factor de seguridad N debe ser tal que cumpla

$$3 < N < 4$$

b) Uniones sometidas a corte.

En la figura 33, se señala una unión sometida a tensiones de corte, la longitud roscada del tornillo, debe ser la que permita que se enrosque adecuadamente la tuerca; esto significa que no tendremos filetes en la porción central del tornillo, que es la que soportará, directamente, la acción de corte. En consecuencia, no existen razones para considerar factores de concentración de tensiones, debido a la presencia de la rosca; por ello el factor de seguridad a utilizar, podrá volver a los valores que tradicionalmente ha tenido; así, nuevamente con el factor de seguridad dado por $1,5 < N < 2$, podemos escribir, en el caso de la figura 33, que la tensión viene dada por

$$t = \frac{P}{A} \quad \text{Ec 33}$$

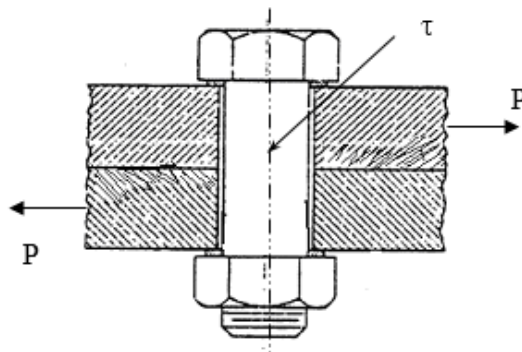


Figura 33. Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga P de corte

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Nuevamente, si es más de un perno el que soporta la carga, debemos considerar el área como:

$$A = \text{área neta} \times \text{n}^\circ \text{ de tornillos}$$

c) Soportes atornillados sometidos a Flexión.

Un soporte como el que se considera ahora, puede verse en la figura 34; en este caso, se muestra un soporte atornillado por medio de seis tornillos, que en esta oportunidad están identificados por medio de su pertenencia a cada una de las tres hileras señaladas en la figura 34-b. El análisis podría versar sobre estos seis tornillos, pero generalizaremos su consideración a un cualquier soporte atornillado sometido a flexión, con un cualquier número de medios de unión sosteniéndolo. Pero, por ahora, nos será útil el soporte con seis tornillos.

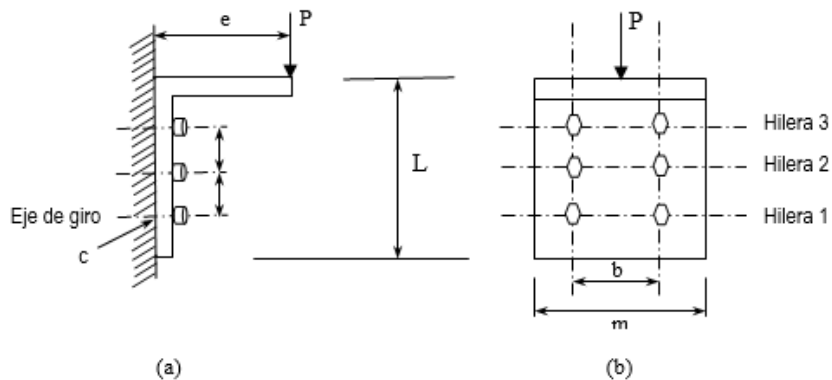


Figura 34. Soporte atornillado sometido a corte y flexión, po la acción de una carga P. (a) Vista lateral; (b) Vista de frente

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Cada tornillo de la figura 34, está soportando el efecto directo de la carga P: dicho efecto es una tensión de corte dada por

$$\tau = \frac{P}{A_{total}} \quad \text{Ec 34}$$

En la ecuación 34, tenemos que

Pero también está presente el efecto secundario de la carga P, producto del momento flector, cuya magnitud, según lo indicado en la figura 34, viene dado por

$$Mf = P e \quad \text{Ec 35}$$

Este efecto, será contrarrestado por la acción conjunta de “cada uno” de los tornillos que sujetan el soporte: encerramos entre comillas el cada uno de la frase anterior, por lo que vamos a analizar a continuación. Por la acción de P, todo el soporte tratará de girar, alrededor de un eje horizontal, sobre la superficie del cuerpo que está sirviendo de sujeción del soporte mismo. Este eje está definido por la intersección del plano de la superficie del cuerpo de sujeción, con el plano que contiene los ejes de los pernos de la primera hilera (ver fig. 34); esto último es válido sea cual sea el número de tornillos que conforman “cualquier primera hilera”. De hecho, esta “cualquier primera hilera”, entendida como la inferior, es la que introduce la restricción geométrica que fija, y determina, la ubicación del eje de giro; esto no es más, ni menos, que la acción de la aguja de la punta de un compás al permitir que el otro extremo del instrumento describa un círculo en un papel.

Si consideramos una sola columna de tornillos, exactamente en el plano perpendicular al soporte, y que contenga la línea de acción de la carga P, pero con m hileras de tornillos, como se muestra en la figura 35, podemos realizar el siguiente estudio.

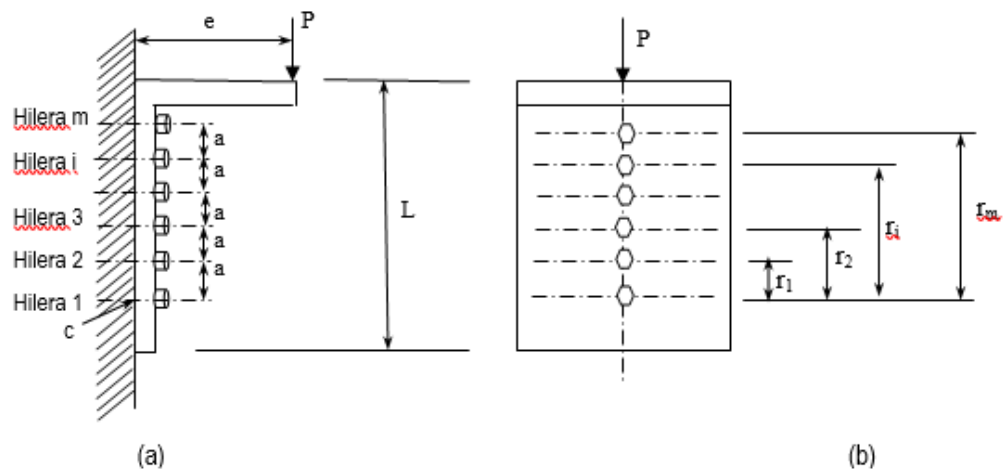


Figura 35. Soporte atornillado con una sola fila de torillos, dispuestos en m hileras. (a) Vista lateral; (b) Vista de frente

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

La acción primaria de P, sigue siendo la expresada por la ecuación 34; así mismo, el momento flector es el señalado en la ecuación 35; como dijimos, el eje de giro pasa por la primera hilera. La reacción de cada uno de los tronillos, es proporcional a su distancia a este eje de giro; los tornillos de la primera hilera no entran en juego; son el equivalente de un perno, ubicado exactamente en el centroide de gravedad o, actúan sobre el efecto directo de la carga P (reaccionan ante la tensión de corte directo), pero no tienen función cuando se trata de contrarrestar el efecto secundario. Dicho esto, si denominamos por P_{hi} , a la reacción de cada tornillo perteneciente a la hilera i, ubicada a una distancia r_i del eje de giro, reacción producida por el efecto secundario de P, podemos escribir que

$$\frac{P_{h2}}{r_2} = \frac{P_{h3}}{r_3} = \frac{P_{h4}}{r_4} = \dots = \frac{P_{hm}}{r_m}$$

Y a partir de esto podemos generalizar y obtener la siguiente expresión

$$P_{hm} = \frac{M_f r_m}{(r_2^2 + r_3^2 + \dots + r_m^2)} \quad \text{Ec 36}$$

Por la geometría particular de este tipo de uniones, no cabe duda sobre cuál es el tornillo más esforzado por la acción secundaria de P: se trata del tornillo ubicado en la m-ésima hilera, el que está más alejado del eje de giro del soporte (para la figura 34,

perteneciente a la tercera hilera; para la figura 35, el perteneciente a la m-ésima hilera). Este tornillo está sometido a la mayor tensión de tracción (debido al efecto secundario de P); todos están sometidos a la misma tensión de corte, por acción directa de P. Es, por lo tanto, el que debe soportar la máxima carga; es el que debemos tomar para el cálculo resistente. Está sometido a una tensión de tracción, dada por

$$\sigma = \frac{P_{hm}}{A_{\text{tornillo}}} \quad \text{Ec 37}$$

En este caso, corresponderá al área de la sección transversal de la porción roscada del tornillo, puesto que se trata de una tensión de tracción. Además, sobre el mismo tornillo, está actuando la tensión de corte dada por la ecuación 34; esto significa que, para poder efectuar adecuadamente el cálculo resistente de este tornillo, tendremos que referirnos a una de las teorías de falla, pero, antes de poder aplicar cualquiera de las teorías, debemos indicar que la magnitud que hemos obtenido de la ecuación 37, sólo se refiere a un soporte sostenido por una única columna de tornillos, como la que señalamos en la figura 35; para otra configuración, tal como la que se muestra en la figura 34 (dos columnas de tres hileras), u otra con un mayor número de columnas de medios de unión, manteniéndose la tensión de corte señalada por (Ec 34). La tensión de tracción sobre cada uno de los tornillos, incluyendo al que soporta la máxima tensión, se verá modificada por el número de columnas presentes en la unión. Así, si existen n columnas simétricas, el valor de σ dado por la ecuación 37, para el tornillo más esforzado, se verá modificado según la expresión

$$\sigma_{mod} = \frac{\sigma}{n} \quad \text{Ec 38}$$

3.2.11 Rodamientos

Los cojinetes de contacto giratorio (Rodamientos) son elementos que utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y móviles. El tipo más común de cojinete soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales o de empuje. Los componentes de un cojinete de contacto giratorio se muestran en la figura 36.

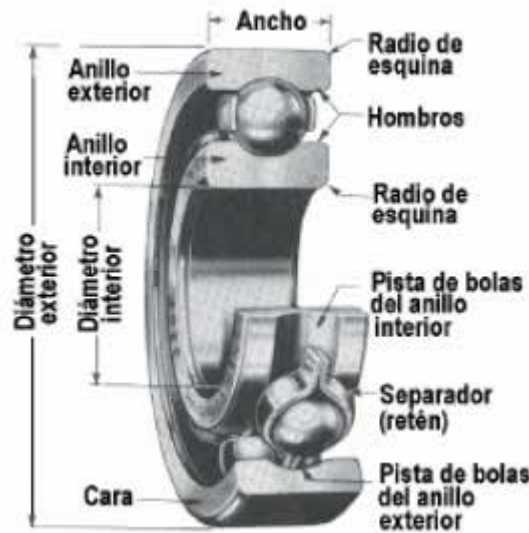


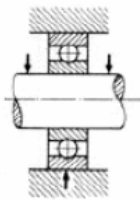
Figura 36. Componentes de un rodamiento rígido de bola

Fuente: (Storm, 2012)

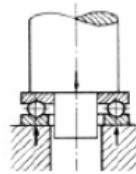
El empleo de rodamientos, aunque encarece el mecanismo, reduce considerablemente el rozamiento, el desgaste y el lubricante necesario. Además, permite mayor velocidad de empleo, y admite mayores cargas, tanto axiales como radiales. Sin embargo, no son muy propicios cuando soportan choques o sobrecargas.

3.2.11.1 Tipos de rodamientos

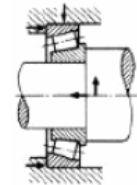
En los catálogos de las casas de fabricantes de rodamientos se encuentran diferentes modelos adaptados a la magnitud y dirección de las cargas aplicadas. Un resumen de los mismos aparece en la siguiente clasificación:



Rodamientos radiales.



Rodamientos axiales



Rodamientos para cargas mixtas

Figura 37. Ilustración de los 3 tipos de rodamientos más comunes

Fuente: (Storm, 2012)

- **Rodamientos radiales para cargas perpendiculares al eje**

- Rodamiento rígido de bolas, de una o dos hileras. Este tipo de rodamiento no soporta más que empujes radiales.
- Rodamiento rígido de bolas de contacto angular. La carga se transmite de un camino de rodadura al otro, bajo un ángulo de contacto de 40° , con lo que se consigue una elevada capacidad de carga axial. Existen rodamientos de contacto angular con dos hileras de bolas capaces de absorber las cargas axiales en ambos sentidos.
- Rodamiento oscilante de bolas o de rótula. Dispone de dos hileras de bolas con un camino de rodadura común y esférico en el aro exterior. Tiene la propiedad de auto-orientarse, y compensar de este modo posiciones inclinadas del árbol respecto al soporte, así como flexiones del árbol.
- Rodamiento de rodillos cilíndricos. No pueden soportar más que empujes radiales.
- Rodamiento de agujas. Únicamente soportan cargas radiales. Se usan cuando interesa que haya poca diferencia de diámetros y existen cargas bruscas.
- Rodamiento oscilante de rodillos. Contiene dos hileras de rodillos simétricos en forma de tonel, que pueden orientarse libremente en la superficie de rodadura esférica del aro exterior.

- **Rodamientos axiales para cargas paralelas al eje**

- Rodamiento axial de bolas. Pueden ser de simple efecto absorbiendo cargas axiales en un solo sentido, o de doble efecto, absorbiendo cargas axiales en los dos sentidos.
- Rodamiento axial de bola de contacto angular. Pueden soportar cargas axiales solo en un sentido, así como también cargas radiales.

- **Rodamientos para cargas oblicuas**

Los rodamientos cónicos pueden transmitir grandes cargas axiales y radiales. Permiten simplificar considerablemente los montajes, mediante la supresión de combinaciones de rodamientos axiales y radiales, ya que los rodillos cónicos cumplen la finalidad de ambos.

Tabla 2. Comparación de tipos de cojinetes

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Buena	Pobre

Fuente: (Storm, 2012)

3.2.11.2 Vida Útil de un rodamiento

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{L_d}{10^6} = \left(\frac{C}{F_d}\right)^a \quad \text{Ec 39}$$

Dónde:

es la capacidad básica de carga. Es la carga radial constante que puede soportar un rodamiento hasta una duración nominal de un millón de revoluciones

es la vida útil del diseño

es la carga de diseño

vale 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos

La carga necesaria para una carga y una vida útil de diseño específicas será.

$$C = F_d \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec 40}$$

Es habitual también que el fabricante proporcione la capacidad de carga para una vida útil a una velocidad especificada. Así, Número de revoluciones de diseño se calcularía de la forma:

$$L_d = () \times (rpm) \times 60(min/) \quad \text{Ec 41}$$

Donde es la vida útil de diseño en horas, tomada de la Tabla 3.

Así podemos escoger un rodamiento del catálogo resolviendo de la ecuación 40 la capacidad básica de carga.

Tabla 3. Vida útil de diseño recomendada para rodamientos

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño</i> L_{10^6} , h
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente: (Avallone & Baumeister, 1986)

3.2.11.3 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (Radiales y Axiales)

Cuando en un rodamiento se ejercen cargas radiales y de empuje, la carga equivalente es la carga radial constante que generaría la misma vida útil especificada para el rodamiento que la carga combinada. El método para calcular la carga equivalente, P , para tales casos se presenta en el catálogo de fabricantes y adopta la forma.

$$P = VXR + YT \quad \text{Ec 42}$$

Lo valores de V y Y varían en función del diseño específico del rodamiento y de la magnitud de la carga de empuje en relación a la carga radial. Para cargas de empuje relativamente pequeñas, $T/R < e$ y $Y = 0$, por lo que la ecuación de la carga equivalente se reduce a $P = VR$, para cargas radiales puras.

Para indicar la carga de empuje límite, como en este caso, los fabricantes indican un factor al que llaman e . Si la relación $T/R > e$, para el cálculo de P se debe utilizar la relación $Y = 1$ si $T/R < e$, la ecuación a usar es

Si a un cojinete se le aplica una carga de empuje significativa junto con una gran carga radial, se recomienda realizar la siguiente metodología:

1. Suponga un valor de e a partir de la tabla 4. El valor T/R resulta razonable,

ya que está a la mitad del rango de valores posibles.

Calcule

Calcule la especificación básica de carga dinámica, C , que se necesita, a partir de la ecuación 39 o 40.

4. Seleccione un rodamiento potencial que tenga un valor de e cuando menos igual al valor que se requiere.
5. Calcule P para el cojinete que se seleccionó.
6. Calcule C .
7. Determine C_o , a partir de la tabla 4.
8. Si $C < C_o$, calcule e a partir de la tabla 4.
9. Si el nuevo valor de e es distinto al que se supuso en el paso 1, repita el proceso.
10. Si $C \geq C_o$, utilice la ecuación 39 para calcular P y proceda igual que lo haría para una carga radial simple.

Tabla 4. Factores radiales y de empuje para cojinetes de bola

		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
F_a / C_o	e	X	Y	X	Y
0.014	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.170	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.280	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.420	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.560	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Fuente: (Storm, 2012)

3.2.12 Selección de Cojinetes de Fricción

Para determinar el tamaño requerido de un cojinete de fricción, se comienza por la vida nominal básica para la aplicación. La vida nominal básica tendrá en

cuenta el tipo de máquina, las condiciones de funcionamiento y la confiabilidad de funcionamiento para esa máquina. Se pueden utilizar los siguientes pasos para determinar el tamaño requerido del cojinete:

1. Para obtener una primera aproximación de la capacidad de carga dinámica requerida C , se puede usar un valor orientativo correspondiente a la relación de carga C/P .

2. Verificar si el cojinete de fricción puede usarse bajo las condiciones de carga p y velocidad de deslizamiento v reales.

- La magnitud de la carga específica del rodamiento p se puede calcular a partir de.

$$Q = p = K F / C \quad \text{Ec 43}$$

Donde:

P = Carga específica del rodamiento, N/mm^2 .

F = Carga dinámica del rodamiento, KN

C = Capacidad de carga dinámica básica, KN

K = Factor de carga específico, N/mm^2

= 80 para el material compuesto PTFE

= 120 para el material compuesto POM

- La velocidad media de deslizamiento para un movimiento constante puede calcularse a partir de.

$$v = 5,82 \times 10^{-7} d \beta f \quad \text{Ec 44}$$

Donde:

v = velocidad de deslizamiento, m/s

d = diámetro deslizante, mm

= diámetro del agujero d para cojinetes de fricción.

= $0,5 (d + D_1)$ para las arandelas axiales.

f = frecuencia de oscilación [min^{-1}] o velocidad de giro [rpm]

β = mitad del ángulo de oscilación, [$grados^\circ$]

3. Calcular la vida nominal básica, esta puede obtenerse mediante la ecuación.

$$G_h = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 K_M / (pv)^n \quad \text{Ec 45}$$

Donde:

G_h = vida útil [horas de funcionamiento]

C_1 = factor de carga

C_2 = factor de velocidad

C_3 = factor de temperatura

C_4 = factor de rugosidad superficial

C_5 = factor para el tipo de carga

= 1 para carga fija

= 1,5 para carga giratoria

K_M = factor según el tipo de material del rodamiento

= 480 para cojinetes de fricción de material compuesto PTFE

= 1900 para cojinetes de fricción de material compuesto POM

n = exponente

= 1 para material de PTFE

= 1 para materiales POM si $pv < 1$

= 3 para materiales POM si $pv > 1$

3.2.13 Método de Afianzamiento de Ejes con Pernos o Tornillos

Con la pieza en la posición que ocupa en el eje, se puede perforar un orificio a través tanto de la maza como del eje e insertar un perno en ese orificio. La figura 38, muestra tres ejemplos de este método. El perno cilíndrico recto y sólido se sujeta a tensión o esfuerzo de corte a lo largo de dos secciones transversales. Si existe una fuerza F en cada extremo del perno en la interfase entre el eje y la maza y si el diámetro del eje es D , entonces.

$$T = 2F(D/2) = FD \quad \text{Ec 46}$$

O bien $F = T/D$. Con el símbolo d representando al diámetro del perno, la tensión por esfuerzo de corte en el perno es.

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{D\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} = \frac{4T}{\pi D d^2} \quad \text{Ec 47}$$

Si se permite que la tensión por esfuerzo de corte sea igual a la tensión de diseño ante esfuerzo de corte, al despejar d se obtiene el diámetro del perno que se necesita.

$$d = \sqrt{\frac{4T}{\pi D \tau}} \quad \text{Ec 48}$$

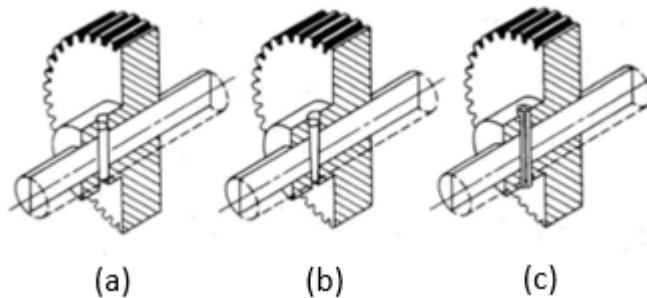


Figura 38. Afianzamiento mediante pernos. (a) perno cilíndrico. (b) perno ahusado. (c) perno de resorte

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007)

3.3 Definición De Términos Básicos

Manipulador: mecanismo formado por una serie de segmentos articulados entre sí, con varios grados de libertad, destinado al agarre y desplazamiento de objetos.

Elementos de Máquina: Una máquina está compuesta por una serie de elementos más simples que la constituyen, pudiendo definir como elementos de máquinas todas aquellas piezas o elementos más sencillos que correctamente ensamblados constituyen una máquina completa y en funcionamiento.

Articulación: es la unión o la combinación de distintos elementos que otorga una cierta de libertad a cada uno.

Inventor: Autodesk Inventor es un paquete de modelado paramétrico de sólidos en 3D producido por la empresa de software Autodesk. Compite con otros programas de

diseño asistido por computadora como SolidWorks, Pro/ENGINEER, CATIA y Solid Edge.

Diseño asistido por computadora: El diseño asistido por computadoras (diseño asistido por ordenador en España), más conocido por sus siglas inglesas CAD (computer-aided design), es el uso de un amplio rango de herramientas computacionales que asisten a ingenieros, arquitectos y diseñadores. El CAD es también utilizado en el marco de procesos de administración del ciclo de vida de productos. También se puede llegar a encontrar denotado con las siglas CADD (computer-aided design and drafting), que significan «bosquejo y diseño asistido por computadora».

Ergonomía: es la disciplina que se encarga del diseño de lugares de trabajo, herramientas y tareas, de modo que coincidan con las características fisiológicas, anatómicas, psicológicas y las capacidades de los trabajadores que se verán involucrados.

Disergonomia: se asocia con el aumento de probabilidad que tienen los sujetos para desarrollar una lesión en su trabajo, esto referido a ciertos atributos de tareas asignadas en un puesto en específico, donde se pueden incluir ciertos aspectos relacionados con la manipulación manual de cargas, sobreesfuerzos, posturas de trabajo, movimientos repetitivos, entre otros.

Neumática. Es a tecnología que emplea el aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos.

Válvula: es un mecanismo que regula el paso de un fluido en una tubería o comunicación con una maquina o sistema.

Cilindro neumático: es un dispositivo mecánico que produce una fuerza, que muchas veces va continuada de un movimiento, que viene accionado por un gas comprimido, generalmente aire.

Diseño: es el resultado final de un proceso, cuyo objetivo es buscar una solución idónea a cierta problemática particular, pero tratando en lo posible de ser práctico y a la vez estético en lo que se hace.

Esfuerzo interno: son magnitudes físicas con unidades de fuerza sobre área utilizadas en el cálculo de piezas prismáticas como vigas o pilares y también en el cálculo de placas y láminas.

Herramienta: es un objeto elaborado con fin de facilitar la realización de una tarea mecánica que requiere de una aplicación correcta de energía, útiles para realizar trabajos mecánicos que requieren la aplicación de una cierta fuerza física.

Mecanismo: los dispositivos o conjuntos de sólidos resistentes que reciben una energía de entrada y, a través de un sistema de transmisión y transformación de movimientos, realizan un trabajo.

Ensamble mecánico: es unir dos o más partes entre sí para formar un conjunto o subconjunto completo. La unión de las partes se puede lograr con soldadura de arco o de gas, soldadura blanda o dura o con el uso de sujetadores mecánicos o de adhesivos.

CAPITULO IV

FASES METODOLÓGICAS

4.1 Fases Metodológicas

Fase I. Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Ford Motor de Venezuela S.A. para manipular las herramientas de ajuste en el proceso de ensamblaje que se encuentra en el área de línea final.

En esta fase se estudia el procedimiento que se utiliza para realizar las tareas de ajustes de diversas partes del vehículo, aplicando la técnica de la observación directa permite evaluar las posturas y dificultades que el operador presenta al momento de maniobrar las distintas herramientas necesarias para el ajuste de las piezas que se le van añadiendo al automóvil a medida que avanza por la línea de ensamblaje. Se utiliza este instrumento porque se considera el más apropiado para recolectar la información necesaria para un posterior análisis de la situación.

Fase II. Establecer consideraciones y parámetros para la elaboración de la propuesta.

La segunda fase consiste en analizar los datos anteriormente recopilados para posteriormente establecer una serie de criterios y parámetros necesarios para la elaboración de la propuesta, como son la carga que debe de ser capaz de mover el mecanismo, las dimensiones que debe poseer y el número de grados de libertad. Teniendo en cuenta que con estas consideraciones se debe de aumentar el grado de ergonomía y seguridad en el proceso y solventar la problemática ya expuesta, de igual forma se tendrá presente los lineamientos establecidos en el manual Vehicle Operations Structures Standards (VOSS), el cual exhibe un conjunto de estándares que deben cumplir todas las estructuras y mecanismos que se diseñen respecto a fiabilidad, mantenibilidad, ergonomía y seguridad.

Fase III. Elaborar una propuesta para manipular las herramientas de ajuste en el proceso de ensamblaje.

En base a la evaluación realizada de la forma en que se manipulan las distintas herramientas y tomando en cuenta los parámetros y consideraciones ya establecidos se pretende diseñar un mecanismo tipo brazo articulado que funcione mediante energía neumática el cual compensará el peso que ofrecen las herramientas de ajuste aliviando de esta manera la fatiga que le ocasionan a los trabajadores por este mismo y proporcione un alto nivel de maniobrabilidad permitiendo así el manejo de las herramientas con mayor facilidad y libertad.

Fase IV. Diseñar la propuesta.

Esta fase consistirá en diseñar los distintos componentes que conforman la propuesta, realizando los respectivos cálculos de esfuerzos a los que estarán sometidos para su dimensionamiento y lograr una selección adecuada de los materiales, efectuando la selección de algunos de ellos de catálogos e igualmente realizando el modelado en 3D en Autodesk Inventor Professional de la propuesta con todas sus partes y piezas, verificando mediante análisis estático la resistencia de los mismos.

Fase V. Realizar un estudio de factibilidad técnico económico de la propuesta.

Es de gran importancia la realización de un estudio de factibilidad, puesto que permite comprobar los beneficios económicos que trae la implementación del proyecto, así como también si dicho proyecto cumple y se adapta a los estándares de la empresa y si será de utilidad para los trabajadores.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

En el desarrollo del trabajo se plantearon una serie de fases anteriormente que se deben seguir para lograr los objetivos planteados en la misma, la información obtenida se describe a continuación.

5.1 Evaluar El Procedimiento Empleado Actualmente Por La Empresa Ford Motor De Venezuela S.A. Para Manipular Las Herramientas De Ajuste En El Proceso De Ensamblaje Que Se Encuentra En El Área De Línea Final

El empleo de herramientas manuales utilizadas tan comúnmente en la industria, puede entrañar riesgos de tipo ergonómico para los trabajadores, al verse afectadas estructuras y pequeños grupos musculares implicados en su utilización. Mediante las herramientas de recolección de datos descritas anteriormente se pudo analizar el procedimiento a seguir por los trabajadores en la línea de ensamble para manipular estas herramientas.

Por medio de la observación directa se pudo notar que la mayoría de estas herramientas son de torque accionadas por energía neumática, encontrándose en distintas marcas y de variados torques, todo dependiendo de la cantidad requerida para cada estación específica, las distintas herramientas que se pueden encontrar en las líneas de ensamblaje son mostradas en la tabla 5.

Tabla 5. Herramientas neumáticas de torque

MARCA	TIPO (Neumático)	MODELO	TORQUE (Nm)	PESO (kg)
Stanley	Pistola	AM40PB-221	220	2,70
Stanley	Crowfoot	AA33LC31-70	70	3,80
Stanley	Inline Lever	EB55LB4-460	460	7,60
Stanley	Angle Lever	EB55LA32-300	300	5,85
Atlas Copco	Angle Lever	LTV69-N500-20-SH	500	8,40

Atlas Copco	Pistola	LTP61-HR100-13	100	3,00
Atlas Copco	Angle Lever	LTV69-R370-20	140	7,60
Atlas Copco	Straight	LTV61-500-20-RE	500	4,50
Atlas Copco	Angle Lever	LTV69-R600-25	230	10,20
Atlas Copco	Angle Lever	LTV58-R350-19	350	6,40
Atlas Copco	Straight	ETV-DS9-270-20S	270	6,20

Fuente: Sandoval H. (2018)

Este tipo de herramientas además del peso que ofrecen generan un par de reacción que es absorbido por los operarios teniendo que adoptar ciertas posiciones para resistirlo, dicho par de reacción produce vibraciones que afectan a los trabajadores, los cuales tienen que aumentar la fuerza necesaria en el agarre para el control de la misma, provocando también un mayor grado de compresión de los vasos sanguíneos en los dedos y un mayor riesgo de aparición de síndromes relacionados con la vibración mano-brazo tales como el Síndrome de Raynaud. (Ver Figura 39)



Figura 39. Manipulación de herramientas neumáticas

Fuente: Sandoval H. (2018)

Para facilitar el manejo de las mismas a los operarios, muchas de ellas están unidas a un balancín mecánico que dispone de un muelle que retrae la herramienta hasta la posición de espera, aunque posee el inconveniente en que el trabajador debe vencer la carga cuando quiere variar esta posición. (Ver Figura 40)



Figura 40. Manipulación de herramientas neumáticas

Fuente: Sandoval H. (2018)

De igual manera existen otros mecanismos diseñados para facilitar la maniobrabilidad en las fosas, donde los operarios deben realizar el ajuste en alturas por encima del hombro, estos se muestran en las figuras 41 y 42. Estos, aunque facilitan la labor, presentan cierta complejidad en el acoplamiento dado-tuerca que se desea apretar, debido a que son muy rígidos en cuanto a la movilidad.



(a)



(b)

**Figura 41. Manipulador de herramientas de ajuste por encima del hombro,
(a) Estado de reposo, (b) Siendo utilizado**

Fuente: Sandoval H. (2018)



Figura 42. Manipulador de herramientas de ajuste por encima del hombro, (a) Estado de reposo, (b) Siendo utilizado

Fuente: Sandoval H. (2018)

Otro aspecto importante en la manipulación de herramientas, es la posición de trabajo, los esfuerzos realizados cuando se ejecuta cualquier trabajo con una herramienta tienen que tener una línea de acción que coincida con el eje del antebrazo, mano y muñeca en posición neutral. Cuando esto no se cumple, se generan esfuerzos y momentos de fuerza que producen mayor demanda de contracción muscular. Con lo antes mencionado se debe trabajar evitando la elevación de los hombros y procurando que los codos permanezcan lo más cercanos al cuerpo como sea posible.

Si la herramienta se utiliza con el brazo flexionado o el hombro en abducción el peso deberá disminuirse o se cambiará la postura de trabajo. Mientras sea posible la herramienta se suspenderá o se hará uso de un dispositivo de fijación; de este modo no se soportará el peso de la herramienta. En la figura 43. se observa a dos operarios realizando el ensamble de los componentes de la transmisión del F-350 en donde se puede notar que adoptan posiciones disergonómicas para poder realizar el ajuste de las partes, anidado a esto también deben de resistir la reacción de la herramienta en esa posición.



Figura 43. Manipulación de herramientas de ajuste con posiciones disergonómicas

Fuente: Sandoval H. (2018)

En la figura 44, se observa cómo se realiza el apriete del cardan de la Explorer, esta actividad se ejecuta con el vehículo elevado mientras los trabajadores desde la parte inferior realizan los ajustes, se puede notar que necesitan elevar los torquímetros por encima del hombro soportando el peso y la reacción. Cabe acotar que en esta actividad no es posible la aplicación de un balancín para alivianar el peso de la herramienta.



Figura 44. Apriete del cardan de la explorer

Fuente: Sandoval H. (2018)

En la mayoría de las estaciones no se dispone de ningún mecanismo que sirva de ayuda a los trabajadores para contrarrestar el peso y la reacción de las herramientas lo cual puede generar en un lapso de tiempo enfermedades de tipo musculoesquelética. La sobreexposición o uso continuado de las herramientas, junto con las características y condiciones propias de las tareas en las que se manejan, son factores que pueden incrementar el riesgo de sufrir una lesión o

trastorno músculo-esquelético que puede estar directamente relacionado con el uso de herramientas de mano en el ámbito ocupacional.

Lo ideal, es que el trabajador sea capaz de operar con la herramienta utilizando una sola mano, y para ello, especialmente cuando se debe hacer un uso repetitivo de la misma, es preciso que el peso esté por debajo de 1 Kg. El centro de gravedad de la herramienta debe estar alineado con el centro de la mano de sujeción, cuando esto no ocurre o la herramienta pesa más de lo debido, es muy recomendable suspender la misma a una altura adecuada y cómoda para su manejo, evitando así tener que realizar un esfuerzo innecesario debido a su peso.

5.2 Establecer Consideraciones Y Parámetros Para La Elaboración De La Propuesta

El mecanismo a diseñar debe poseer una serie de características que permitan solventar la problemática presente con las herramientas de ajuste y que logre prevenir las posibles enfermedades que pueden generar el empleo de las mismas. Estas consideraciones y parámetros se pueden mencionar como:

Consideraciones:

- Las herramientas de torque presentan un peso que varía entre 3 kg hasta 10 kg
- Los torques manejados por los equipos varían entre 70 Nm – 500 Nm
- Las herramientas neumáticas tienen conectadas mangueras que suministran el aire para su accionamiento, estas provocan resistencia a la maniobrabilidad.
- En consenso con el departamento de Vehicle Operation Manufacturing Engineer (VOME) por motivo de disponibilidad se utilizará como material para la evaluación del diseño Acero ASTM A36
- Según el Global Vehicle Operations Structures Standards (GVOSS) el factor de seguridad mínimo admisible es de 2

- De acuerdo a lo establecido en la sección 3 del Global Vehicle Operations Structures Standards (GVOSS), los pernos utilizados en el diseño de manipuladores deben ser de clase 5.8 u 8.8
- El valor de la Gravedad (g) se tomará como 9.81 m/s^2

Parámetros:

- Permitir disminuir el peso representado por la herramienta al operario a un valor por debajo de 1 Kg.
- Lograr una maniobrabilidad mayor que la permitida por los balancines, facilitando los movimientos traslacionales y rotacionales a las herramientas.
- Poseer un alcance de 2 metros desde el punto de inicio del mecanismo hasta la posición final.
- Absorber gran parte de la reacción que genera el torque de la herramienta.
- Trabajar con un rango de peso entre 2 kg a 25 kg.

5.3 Elaborar Una Propuesta Para Manipular Las Herramientas De Ajuste En El Proceso De Ensamblaje

En esta fase ya estudiada la problemática presente, las distintas formas en que se ha dado una solución parcial y teniendo en cuenta las consideraciones y parámetros, se procedió a plantear una solución que permita a los trabajadores realizar las operaciones de ajuste y apriete de las uniones no permanentes de forma segura y minimizando los riesgos de enfermedades ocupacionales.

5.3.1 Planteamiento de propuestas

Se estudiaron distintas propuestas para así poder escoger la más factible, dichas propuestas se exponen a continuación:

·

La propuesta consiste en un brazo articulado que funcione mediante energía neumática, aprovechando la red de aire comprimido que posee la empresa, la cual está presente en toda el área de ensamble.

El brazo articulado está formado principalmente por un paral (1) que sirve de soporte para el mecanismo, posee una base (2) (Ver Figura 45) la cual une el manipulador con el paral (1), el primer miembro (3) junto con el segundo miembro (5) son la parte funcional del manipulador, cuentan con dos cilindros neumáticos en su interior, uno en cada miembro (3) y (5), que permiten compensar el peso de las herramientas y los cuales son regulados con una válvula estranguladora para que así pueda variar el peso de trabajo, estos dos miembros (3) y (5) son unidos mediante una conexión (4) y al final el manipulador posee un accesorio (6) que sirve para sujetar las distintas herramientas de ajuste.

Como se mencionó anteriormente, estas herramientas de torque producen una reacción que afecta a los trabajadores, para contrarrestar este efecto el mecanismo posee tres frenos (7) que permiten bloquear el giro en las articulaciones y de esta manera absorber la reacción.

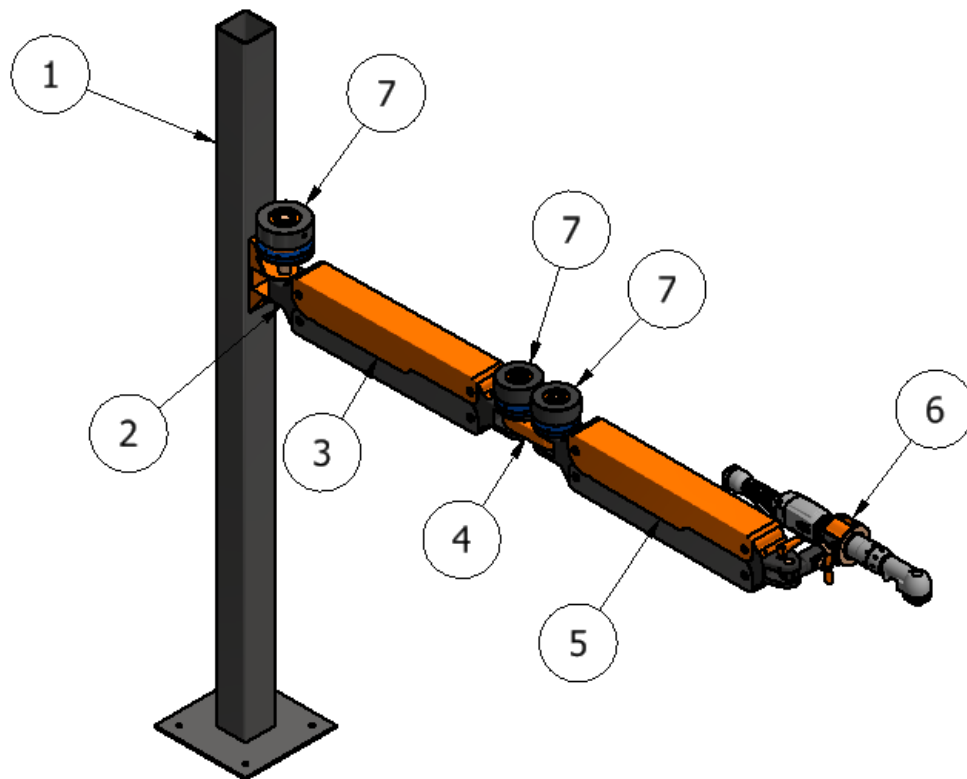


Figura 45. Manipulador tipo brazo articulado para herramientas de ajuste (PS1)

Fuente: Sandoval H. (2018)

Entre los movimientos que puede realizar el manipulador esta de rotación en su base, en la conexión y en el accesorio, además posee movimientos de ascenso y descenso en sus miembros, en la base puede realizar giros de $+90^\circ$ al igual que en el accesorio mientras en que en la conexión permite giros de $\pm 180^\circ$. (Ver Figura 46).

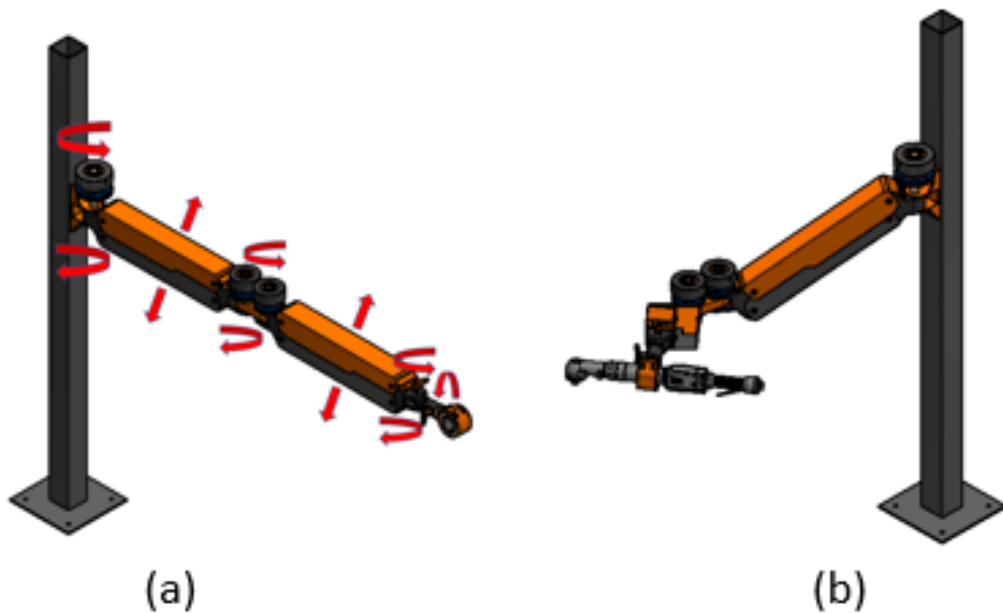


Figura 46. Movimientos realizados por el manipulador (PS1), (a) totalmente elongado, (b) articulado

Fuente: Sandoval H. (2018)

Este mecanismo cuenta con un paral (1) que sirve de soporte para el brazo, la articulación libre (2) permite que se mueva en cualquier dirección, está sujeta la base del manipulador (3) que también permite movimientos rotacionales, el dispositivo cuenta con un brazo telescópico (4) que se expande o retrae, según el movimiento del operador, el balancín neumático (5) es el que soporta el peso tanto del manipulador como de la carga a maniobrar, este es controlado por un mando neumático y se desliza por la rielera de planta, facilitando el movimiento del manipulador en su rango de extensión y con el accesorio (6) el operador

puede sostener las distintas herramientas de torque ayudándose con la inercia del brazo para contrarrestar la reacción de estas. (Ver Figura 47).

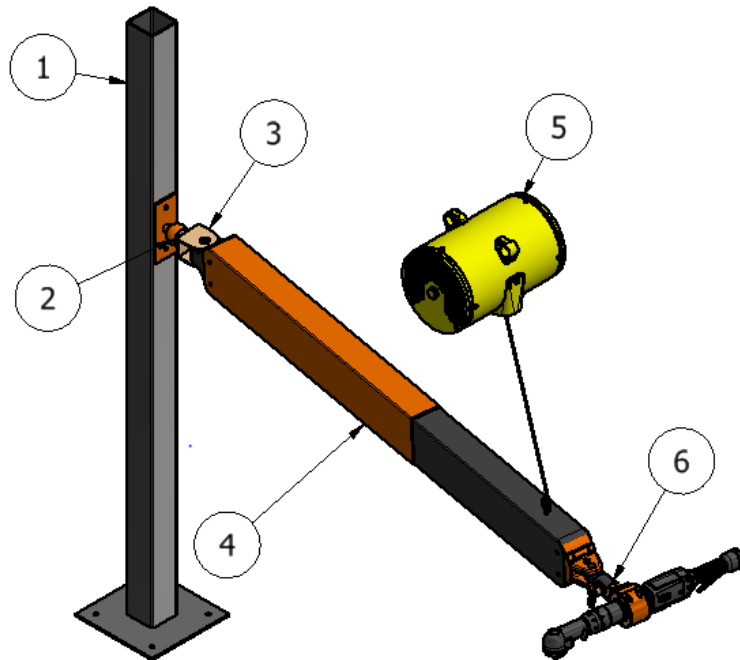


Figura 47. Manipulador tipo brazo telescópico para herramientas (PS2)

Fuente: Sandoval H. (2018)

Se propone un plan para la automatización de la línea de ensamblaje de chasis F-350 y las líneas de vestidura alta y baja para Explorer y EcoSport, en donde las operaciones de ajuste de los componentes sean realizadas por robots semiautomáticos controlados por PLC, dejando de esta manera la integración de los distintos componentes a los trabajadores, evitando generar lesiones o trastornos músculo-esquelético a estos por el uso continuo de estas herramientas.

5.3.2 Procedimiento de selección de la mejor solución

∅

Ya planteado las posibles soluciones que solventan la problemática, se procede a establecer una serie de criterios y restricciones que darán la mejor solución.

- Lista de Restricciones

1. Debe ser un mecanismo. (R1)
2. Debe poseer libertad de giro y desplazamiento. (R2)
3. No debe afectar otras áreas de trabajo. (R3)
4. Dispositivo de fácil maniobrabilidad. (R4)
5. Poseer un alcance de 2 metros desde el punto de inicio del mecanismo hasta la posición final. (R5)

- Lista de criterios

1. Permitir disminuir el peso representado por la herramienta al operario a un valor por debajo de 1 Kg. (C1)
2. Lograr una maniobrabilidad mayor que la permitida por los balancines, facilitando los movimientos traslacionales y rotacionales a las herramientas. (C2)
3. Absorber gran parte de la reacción que genera el torque de la herramienta. (C3)
4. Trabajar con un rango de peso entre 2 kg a 25 kg. (C4)
5. Mayor grado de innovación. (C5)
6. Mayores cualidades para disminuir los riesgos disergonómicos. (C6)
7. Menor mantenimiento. (C7)

∅

El primer paso para escoger la mejor solución es aplicar las restricciones a las posibles soluciones, de esta manera se descartan aquellas que no califiquen. Esto se realiza en la tabla 6.

Tabla 6. Aplicación de restrcciones

	PS1	PS2	PS3
R1	SI	SI	NO
R2	SI	SI	
R3	SI	SI	
R4	SI	SI	
R5	SI	SI	

Fuente: Sandoval H. (2018)

Luego de haber aplicado las restricciones a todas las posibles soluciones, se consiguió ver que hay una opción que no cumplen con al menos una de ellas y por ello queda retirada. Las posibles soluciones que se convirtieron en soluciones fueron:

PS1 Se convierte en la solución **S₁**

PS2 Se convierte en la solución **S₂**

Como segundo paso se tiene la ponderación de criterios, comparándolos entre sí, se les dan valores según su grado de importancia, se hace esta comparación en la tabla 7.

Tabla 7. Ponderacion de criterios

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	Nº de veces	PCx
C1								5	6
C2	C1							4	5
C3	C1	C2						3	4
C4	C1	C2	C3					1	2
C5	C1	C2	C3	C5				2	3
C6	C6	C6	C6	C6	C6			6	7
C7	C1	C2	C3	C4	C5	C6		0	1
Orden de Importancia	2do	3ro	4to	6to	5to	1ro	7mo		

Fuente: Sandoval H. (2018)

Con esto se puede observar que el criterio de más importancia es el C6, que representa las mayores cualidades para disminuir los riesgos disergonómicos, este es el objetivo principal que se busca cumplir y como de menor importancia se tiene el C7, menor mantenimiento.

Ya realizada la ponderación de criterios se puede observar el orden de importancia que presenta cada uno de ellos y se puede continuar a los siguientes pasos.

∅

En esta etapa se construirán unas series de tablas para cada criterio en las cuales se comparan las soluciones entre sí, teniendo como factor de comparación el criterio que se esté evaluando en ese momento y así darle un orden de aceptación a cada solución respecto al criterio.

Tabla 8. Ponderación de soluciones respecto a criterio C1

C1	S1	S2	Nº de veces	P_{X1} = N
S1			0	P ₁₁ = 1
S2	S2		1	P ₂₁ = 2
Orden de Aceptación	1 ^{ro}	2 ^{do}		

Fuente: Sandoval H. (2018)

Tabla 9. Ponderación de soluciones respecto a criterio C2

C2	S1	S2	Nº de veces	P_{X1} = N
S1			1	P ₁₂ = 2
S2	S1		0	P ₂₂ = 1
Orden de Aceptación	1 ^{ro}	2 ^{do}		

Fuente: Sandoval H. (2018)

Tabla 10. Ponderación de soluciones respecto a criterio C3

C3	S1	S2	Nº de veces	P_{X1} = N
S1			1	P ₁₃ = 2
S2	S1		0	P ₂₃ = 1
Orden de Aceptación	1 ^{ro}	2 ^{do}		

Fuente: Sandoval H. (2018)

Tabla 11. Ponderación de soluciones respecto a criterio C4

C4	S1	S2	Nº de veces	P_{x1} = N
S1			1	P ₁₄ = 2
S2	S1		0	P ₂₄ = 1
Orden de Aceptación	1 ^{ro}	2 ^{do}		

Fuente: Sandoval H. (2018)

Tabla 12. Ponderación de soluciones respecto a criterio C5

C5	S1	S2	Nº de veces	P_{x1} = N
S1			1	P ₁₅ = 2
S2	S1		0	P ₂₅ = 1
Orden de Aceptación	1 ^{ro}	2 ^{do}		

Fuente: Sandoval H. (2018)

Tabla 13. Ponderación de soluciones respecto a criterio C6

C6	S1	S2	Nº de veces	P_{x1} = N
S1			1	P ₁₆ = 2
S2	S1		0	P ₂₆ = 1
Orden de Aceptación	1 ^{ro}	2 ^{do}		

Fuente: Sandoval H. (2018)

Tabla 14. Ponderación de soluciones respecto a criterio C7

C7	S1	S2	Nº de veces	P_{x1} = N
S1			0	P ₁₇ = 1
S2	S2		1	P ₂₇ = 2
Orden de Aceptación	1 ^{ro}	2 ^{do}		

Fuente: Sandoval H. (2018)

∅

Como último paso se construye la tabla 15, en la cual se evalúa el peso que tiene cada criterio con el peso de la solución respecto a los criterios, para luego realizar una sumatoria y poder determinar la solución con mayor ponderación, siendo la que se adapta mejor a la necesidad cumpliendo con todos los criterios y restricciones.

Tabla 15. Ponderación final de soluciones

PC_X	P_{1X}	$PC_X * P_{1X}$	P_{2X}	$PC_X * P_{2X}$
6	1	6	2	12
5	2	10	1	5
4	2	8	1	4
2	2	4	1	2
3	2	6	1	3
7	2	14	1	7
1	1	1	2	2
		$\Sigma(PC_X * P_{1X}) =$ $X_1 = 49$	$\Sigma(PC_X * P_{2X}) =$ $X_2 = 35$	

Fuente: Sandoval H. (2018)

Ya realizada la tabla 15 y siguiendo todos los pasos, se determinó que la solución con mayor ponderación es la X_1 y por ende la mejor solución.

PS1 Se convierte en S_1

S_1 Se convierte en la mejor solución X_1

5.4 Diseñar la Propuesta

Tomando en cuenta las necesidades de los operarios, los lineamientos establecidos por el departamento de Vehicle Operation Manufacturing Engineer (VOME) se decidió aplicar a la problemática existente la propuesta 1. Considerando las características que debe poseer el manipulador se realizaron los cálculos necesarios para la selección y dimensionamiento de los distintos componentes que integran el mecanismo.

5.4.1 Selección de componentes neumáticos que integran el sistema

· Cilindro neumático

Para poder escoger correctamente el cilindro neumático hay que tener en cuenta ciertas consideraciones, como son:

- 1- El manipulador posee dos cilindros neumáticos de los cuales se realizará la selección del que está ubicado en el primer miembro, puesto que éste es el más esforzado y se tomará el del segundo miembro igual que el del primero.
- 2- Puesto que no se ha realizado el diseño del manipulador se desconoce con exactitud el peso de todo el mecanismo y por ende el esfuerzo al que estará sometido el actuador. Realizando una estimación de acuerdo al material seleccionado (Acero ASTM A36) y tomando en cuenta las dimensiones que debe poseer se puede llegar a considerar 65 kg como el peso total del mecanismo, (Ver Apéndice A).
- 3- El cilindro neumático deberá ser capaz de mover parte del peso del mecanismo, aproximadamente 50% de este, adicional al peso de trabajo que como se dijo anteriormente será diseñado para maniobrar 25 kg y por último el peso del cilindro neumático del segundo miembro, el cual también por estimación se considerará en 1.5 kg

Ya establecidas estas consideraciones se puede proceder a la selección del cilindro, calculando primeramente la fuerza a la que estará sometido.

$$\begin{aligned} \text{Peso}_{Total} &= 50\% \text{ Peso del manipulador} + \text{la carga} \\ &\quad + \text{peso del segundo cilindro} \end{aligned}$$

$$\text{Peso}_{Total} = 0.5 \cdot 65\text{kg} + 25\text{kg} + 1.5\text{kg} = 59 \text{ kg}$$

Este es el peso total estimado al que está sometido el actuador, multiplicando este peso por la gravedad, tendremos la fuerza que necesaria del cilindro.

$$F = 59\text{kg} \cdot 9.81\text{m/s}^2 = 578,790\text{N}$$

Con esta fuerza nos dirigimos al catálogo de cilindros neumáticos de Festo y podemos seleccionar el DSBC-40, el cual tiene una fuerza teórica a 6 bar de 754 N y un diámetro de embolo de 40 mm.

Habiendo ya seleccionado el cilindro se calcula la carrera necesaria, siendo la que nos ofrece este, entre 1 a 2800 mm. Según la disposición que este va a poseer, se requiere que permita cubrir una distancia de 600 mm, ver figura 48, dicha distancia es abarcada entre los accesorios del cilindro, el cuerpo del mismo y la carrera del vástago.



Figura 48. Distancia de separacion entre pasadores de cilindro

Fuente: Sandoval H. (2018)

La carrera del cilindro que permite alcanzar esta longitud es la de 200 mm, con un cuerpo del actuador de 305 mm de longitud, completando la distancia faltante los accesorios de fijación.

Para los accesorios de fijación de los cilindros, se seleccionaron del catálogo Festo. Estos deben permitir la doble articulación del mismo, puesto que los actuadores van anclados en los pasadores del manipulador. Para el anclaje del cuerpo al pasador, se escoge la brida basculante SNCS con cojinete esférico y para la sujeción del vástago al otro pasador la cabeza de rotula SGS con cojinete esférico.

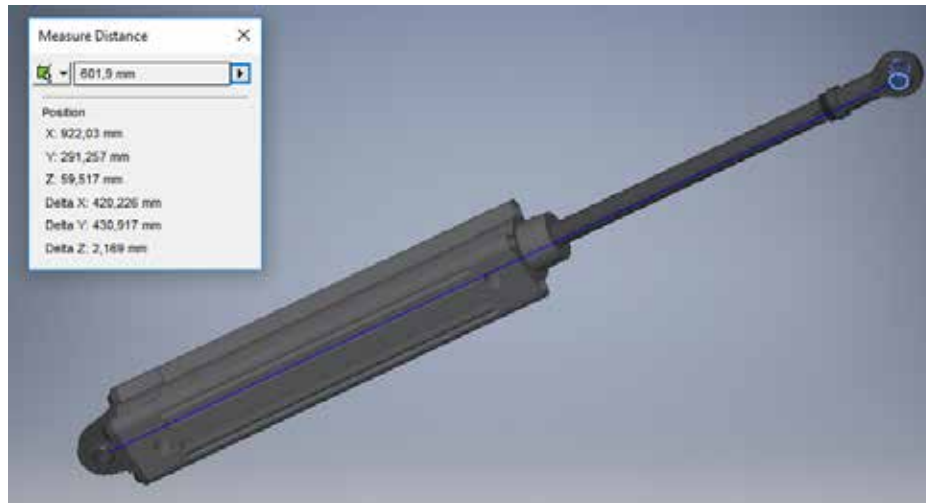


Figura 49. Alcance del cilindro neumático con accesorios incluidos

Fuente: Sandoval H. (2018)

En la figura 49, se observa el cilindro seleccionado con sus accesorios, teniendo una extensión de centro a centro de 601.9 mm cumpliendo con la distancia requería.

· **Consumo de aire**

Para determinar el consumo volumétrico de aire por ciclo de cada uno de los cilindros neumáticos, se utiliza la ecuación 3; para la cual es preciso conocer el diámetro del embolo, la carrera del cilindro y la cantidad de ciclos por minutos, para este último se tomará que cada cilindro puede hacer un movimiento ascendente y descendente sin parada en un tiempo de 10 segundos, teniendo así 6 ciclos por minuto.

$$Q = \frac{0,987 + P_{aire}(bar)}{0,987} A L_{carrera} n$$

Donde:

$$P_{aire} = 6 \text{ bar}$$

$$A = 12,566 \text{ cm}^2$$

$$L = 20 \text{ cm}$$

$$n = 6 \text{ ciclos/min}$$

$$Q = 10674.607 \text{ ml/min} \quad 10.7 \text{ l/min}$$

En función del caudal calculado y conociendo el área del pistón, se calcula la velocidad de desplazamiento.

$$V_{piston} = \frac{Q}{A}$$

Donde:

$$Q = 10,7 \text{ l/min} = 1,783 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = 12,566 \text{ cm}^2 = 1,256 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_{piston} = 0.142 \text{ m/s}$$

· **Manguera y racores**

Las tuberías de servicios son las que alimentan los equipos neumáticos y es recomendable que la velocidad del aire que pasa por ellas este en un rango de 6 m/s a 10 m/s, en la selección de las mangueras para los cilindros se tomara una velocidad de 8 m/s y conociendo el consumo de aire requerido por estos, se procede a calcular el diámetro interior de las mangueras.

$$A = \frac{Q}{V} = 2.229 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Sabiendo que $A = \frac{\pi D^2}{4}$ se tiene entonces que el diámetro interior necesario de las mangueras es:

$$D = 5.327 \text{ mm}$$

Entre la gran gama de mangueras neumáticas que ofrece la empresa Festo, se tienen las de poliamida (PAN) que brindan una gran resistencia y flexibilidad, entre ellas se seleccionó la PAN-8x1,25-S1, con un diámetro interno de 5.9 mm y uno externo de 8 mm.

El cilindro seleccionado posee una conexión para racores G1/4, de acuerdo a la forma en que se dispondrá éste y el modo en que deben conectar las mangueras, es preciso seleccionar un racor en forma de L. Del catálogo de racores Festo se seleccione el QSL-G1/4-8, éste cumple con los requerimientos, posee forma de L, con rosca exterior G1/4 en un extremo y en el otro dispone de conexión para mangueras de 8 mm.

- **Válvula reguladora de presión**

Para que la fuerza ejercida por los cilindros se pueda graduar, es necesario modificar la presión de entrada de ellos, esta variación se logra mediante las válvulas reguladoras de presión. Se conecta una válvula para cada cilindro, debido a que, el primero es más esforzado que el segundo y más importante no se pueden conectar con la misma manguera los dos cilindros.

Para la selección de esta válvula se debe cumplir que, la regulación permitida varié en un rango de 1 bar o menos hasta los 6 bar y pueda manejar un caudal mayor a 10,7 l/min.

Del catálogo Festo de reguladores de presión, se escogió el regulador de presión LRP-1/8-6, maneja un caudal nominal de 300 l/min, posee un margen de regulación de 0,1 a 6 bar y una conexión para racores de G1/8. Se le añaden racores QSL-G1/8-8, para mangueras de 8 mm.

- **Válvula de apertura y cierre del sistema**

La forma de funcionamiento del manipulador es con flujo de aire continuo, graduando la fuerza ejercida por los cilindros a través de las válvulas reguladoras de presión, es por ello que, para el mantenimiento o desinstalación del mecanismo, se coloca una válvula de apertura y cierre al inicio del sistema, permitiendo detener el suministro de aire cuando se requiera.

La encargada de esta tarea es una válvula biestable de 3/2 vías WHEF-HST-B32-G18, de accionamiento manual por palanca con enclavamiento, igualmente seleccionada del catálogo Festo de válvulas distribuidora.

- **Unidad de mantenimiento**

Como se dijo con anterioridad, Ford Motor de Venezuela cuenta con una red de aire comprimido que surte toda la planta, este aire que circula por las tuberías es previamente filtrado y secado, sin embargo, por lo establecido en la sección 2 del Global Vehicle Operations Structures Standards (GVOSS), previo a la

disposición final del mismo, se debe instalar una unidad de mantenimiento (FRL) para una mayor protección del mecanismo.

De igual forma, Festo cuenta con una amplia gama de unidades de mantenimiento, entre ellas la que más se adapta a las condiciones de uso del manipulador es el FRC-1/4-D-7-MINI, este permite un grado de filtración de 40 μm , trabaja con un caudal nominal de 80 l/min, con un margen de regulación de presión de 0,5 a 7 bar y una conexión para racores G1/4.

- **Circuito neumático**

A continuación, se presenta el circuito neumático del manipulador de herramientas, donde se muestran los componentes que lo integran.

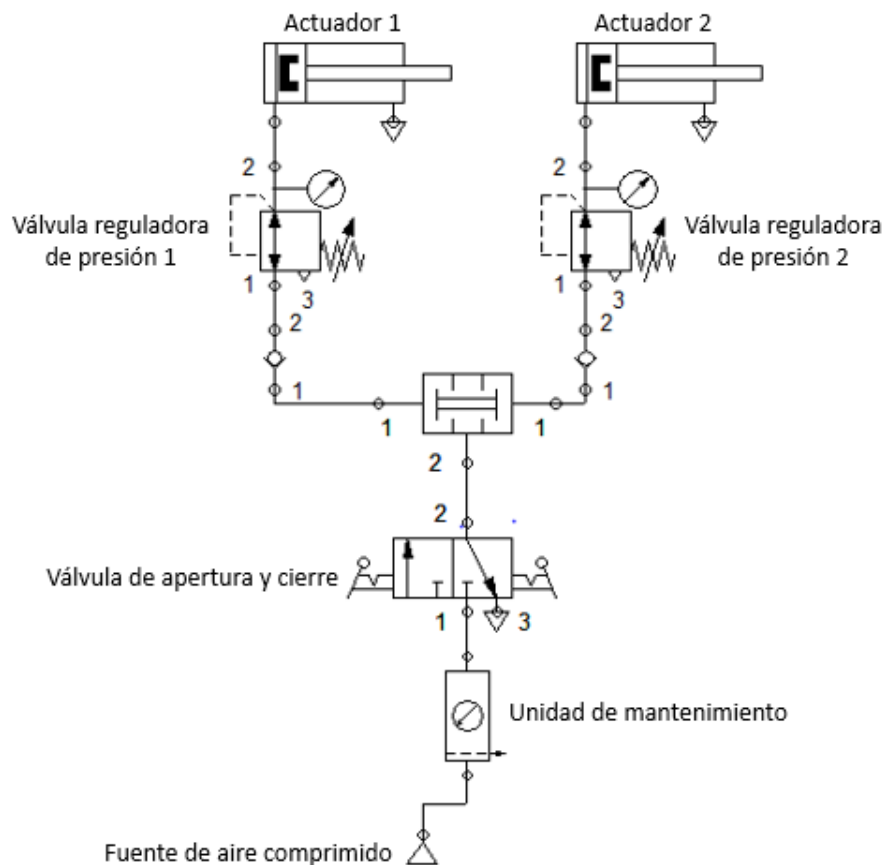


Figura 50. Circuito neumático del manipulador

Fuente: Sandoval H. (2018)

5.4.2 Diseño y selección de componentes mecánicos

El estudio estructural del manipulador se realizará mediante el software de diseño de Autodesk Inventor Professional, teniendo el manipulador todos sus componentes integrados, los cuales serán seleccionados y dimensionados.

El material utilizado para el cálculo de los distintos componentes que integran el manipulador es acero ASTM A36, éste posee unas propiedades que se pueden visualizar en el anexo A.

- Esfuerzo a la fluencia, $S_y = 250 \text{ MPa}$
- Esfuerzo ultimo a la ruptura, $S_u = 400 \text{ Mpa}$
- Módulo de elasticidad, $E = 200 \text{ GPa}$
- **Esfuerzo en los pasadores de las articulaciones de los cilindros neumáticos**

Los pasadores se encargan de unir los extremos de los cilindros a la base, los eslabones de juntas y el eslabón final, permitiendo transmitir la fuerza proporcionado por los cilindros a estos elementos. (Ver Figura 51).

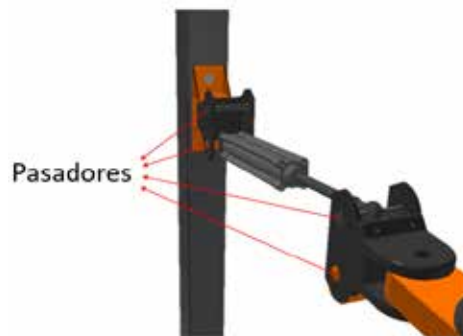


Figura 51. Ubicación de los pasadores del primer miembro

Fuente: Sandoval H. (2018)

Los accesorios de los cilindros neumáticos antes seleccionados, poseen un diámetro interno de 12 mm, para verificar que los pasadores resisten la fuerza máxima proporcionada por el actuador se realiza un diagrama de fuerza cortante y momento flector de los mismos, con las fuerzas que actúan sobre ellos y se verifica que el esfuerzo producido sea menor que el esfuerzo admisible.

Teniendo como datos:

$$F = 754 \text{ N}$$

$$D = 12 \text{ mm}$$

$$A = 1.131 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

R_y = reacción en los extremos del pasador

$$N = 2$$

Material Acero ASTM A36

Haciendo un diagrama de cuerpo libre, corte y momento de un pasador, se tiene:

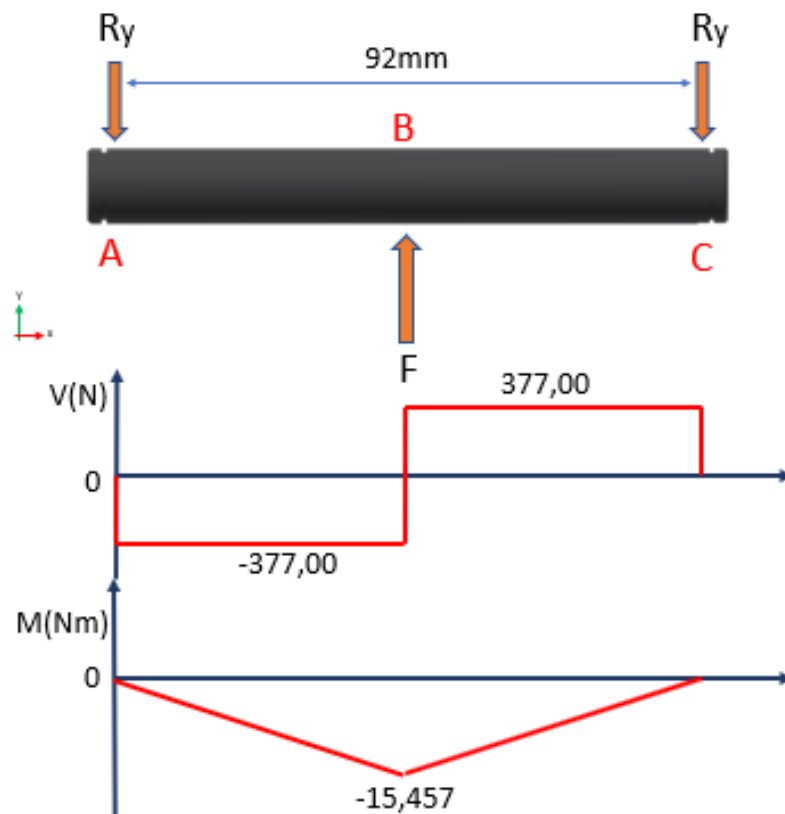


Figura 52. Diagrama de cuerpo libre, corte y momento en el pasador

Fuente: Sandoval H. (2018)

Realizando la sumatoria de fuerza en el eje Y

$$F_y = F - R_y - R_y = 0 \quad F = 2R_y$$

$$R_y = \frac{F}{2} = 377,00 \text{ N}$$

Realizando una sumatoria de momento en el punto A.

$$M_A = M_B = M_C = F \cdot 41 \text{ mm} - R_y \cdot 92 \text{ mm} = 0$$

Por lo que $M_A = M_C = 0$

$$M_B = w_x = 377,00 \text{ N} \cdot 41 \times 10^{-3} \text{ m} = 15,457 \text{ Nm}$$

Como se observa el punto crítico del pasador está en B, se efectúa el análisis de esfuerzo a este punto.

i) Corte directo por F

$$\tau = \frac{P}{A} \quad \tau = 6,667 \text{ MPa}$$

ii) Flexión debido al M_f

$$\sigma = \frac{32M_f}{\pi D^3} \quad \sigma = 91,113 \text{ MPa}$$

Aplicando la Teoría de la energía de corte o Teoría de Von Mises – Hencky (VMH) descrita en el capítulo III.

$$\sigma_{real} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \sigma_{real} = 91,842 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{N} = 125,00 \text{ MPa}$$

Se tiene que $\sigma_{real} < \sigma_{admisible}$ por lo que el pasador no falla.

· Pernos de anclaje del sujetador base

Se hace el cálculo de los pernos que unirán al manipulador del paral, teniendo como caso crítico cuando éste se encuentra totalmente elongado y bajo el efecto del momento máximo que ofrecen las herramientas de 500 Nm, girando en torno al eje Z.

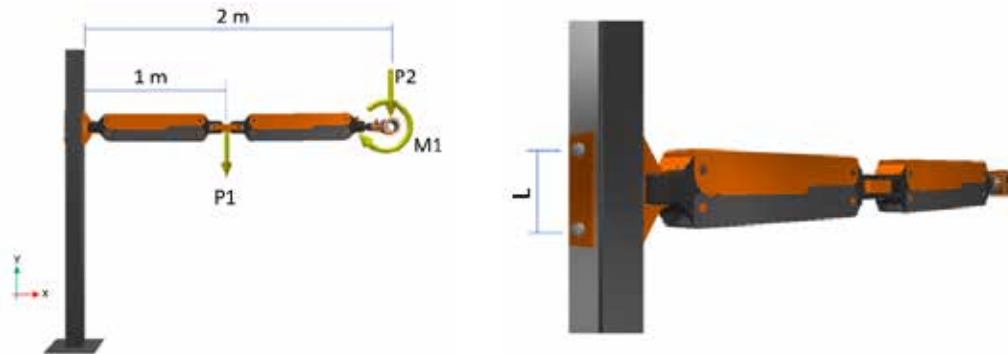


Figura 53. Fuerzas actuantes y distancias de separación de los pernos de anclaje del sujetador base

Fuente: Sandoval H. (2018)

El manipulador cuenta con 2 pernos, separados por una distancia L, estos se encuentran bajo el efecto de un esfuerzo cortante y otro por momento flector, teniendo que las cargas y momentos que actúan sobre el manipulador son:

$P_1 = 43 \text{ kg}$, peso estimado del manipulador sin contar el paral.

$P_2 = 25 \text{ kg}$, máxima carga a soportar.

$M_1 = 500 \text{ Nm}$, Momento productor por la reacción de la herramienta

$M_2 = P_1 \times g \times 1 \text{ m}$

$M_3 = P_2 \times g \times 2 \text{ m}$

Los pernos son de clase 5.8 con unas propiedades que se pueden visualizar en el anexo B.

- Resistencia mínima de prueba, $S_p = 380 \text{ MPa}$
- Resistencia mínima de fluencia, $S_y = 420 \text{ MPa}$
- Resistencia de tensión mínima, $S_u = 520 \text{ Mpa}$

Por la criticidad que representan estos pernos, para este caso el factor de seguridad se tomara de un valor de 3.

- i) El cálculo del esfuerzo por corte directo se realiza mediante la ecuación 39.

$$\tau = \frac{P}{A_{total}}$$

$P = (P_1 + P_2) \times g = 667,08 \text{ N}$

$A_{total} = 2 * A$

$$\tau = \frac{333,54}{A}$$

- ii) El cálculo del esfuerzo por momento flector se realiza mediante la ecuación 42.

$$\sigma = \frac{P_{hm}}{A_{tornillo}}$$

Con $P_{hm} = \frac{M_f r_m}{(r_2^2 + r_3^2 + \dots + r_m^2)}$

$M_f = M_1 + M_2 + M_3 = 1412,330 \text{ Nm}$

$r_m = L = 0.14 \text{ m}$

$$P_{hm} = 10088,072 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{10088,072}{A}$$

Aplicando la Teoría de la energía de corte o Teoría de Von Mises – Hencky (VMH), se obtiene el valor del área (A).

$$\frac{S_p}{N} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad A = 79,773 \text{ mm}^2$$

Del anexo C, y con el valor del área, se obtiene un perno M12x1.75 con las siguientes características.

$$D_M = 12 \text{ mm}$$

$$P = 1.75 \text{ mm}$$

$$A_t = 84.3 \text{ mm}^2$$

$$A_m = 76.3 \text{ mm}^2$$

El par de apriete del tornillo se puede calcular como:

$$\tau = \frac{F_i R_m (tg\lambda + M)}{1 \quad tg\lambda}$$

$$F_i = K_i S_p A_t = 28830,6 \text{ N}$$

$$R_m = \frac{D_M + d_m}{4}$$

De A_m se obtiene el diámetro menor, siendo igual a $d_m = 9.856 \text{ mm}$

$$R_m = 5.464 \text{ mm}$$

$$tg\lambda = \frac{p}{\pi d_m} = 0.0565$$

Del anexo C, con unas condiciones de fricción para acero seco, se toma un valor para $M = 0.2$

Con estos datos se obtiene un par de apriete para los tornillos de.

$$\tau = 42.826 \text{ Nm}$$

· **Soldadura en la base, los eslabones de juntas y el eslabón final**

Las aristas de estos elementos del manipulador van unidas por dos cordones de soldadura en ángulo, se tomará para el análisis de esfuerzo la base del

manipulador, puesto que, entre todos ellos, la unión soldada en esta pieza es la más esforzada. (Ver Figura 54).

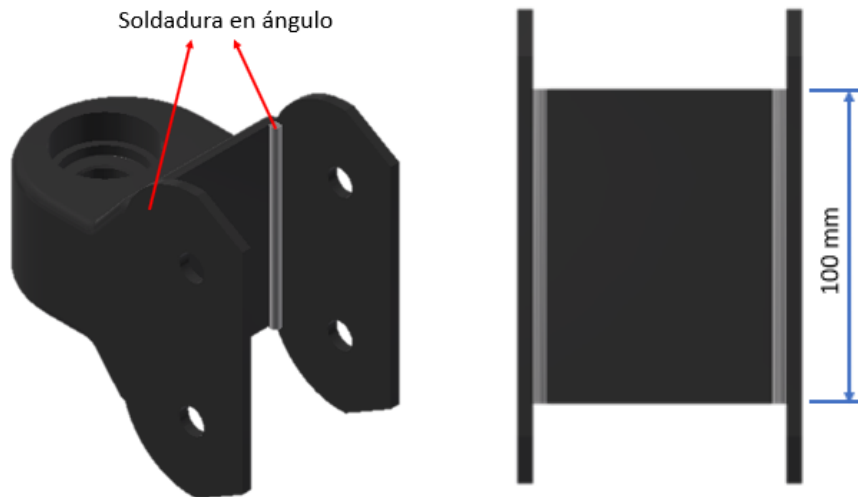


Figura 54. Ubicación de los cordones de soldadura

Fuente: Sandoval H. (2018)

Al igual que para el cálculo de los pernos de anclaje, se estudia al manipulador totalmente elongado, como se dijo anteriormente, en esta posición los esfuerzos son mayores.

En la figura 55 se observa que las cargas y momentos a los que están sometidos los cordones de soldadura son:

$P_1 = 35 \text{ kg}$, peso del manipulador que afecta los cordones de soldadura de la base

$P_2 = 25 \text{ kg}$, máxima carga a soportar

$M_1 = 500 \text{ Nm}$, Momento productor por la reacción de la herramienta

$M_2 = P_1 \times g \times 0,9 \text{ m}$

$M_3 = P_2 \times g \times 1,9 \text{ m}$

$L = 0.1 \text{ m}$

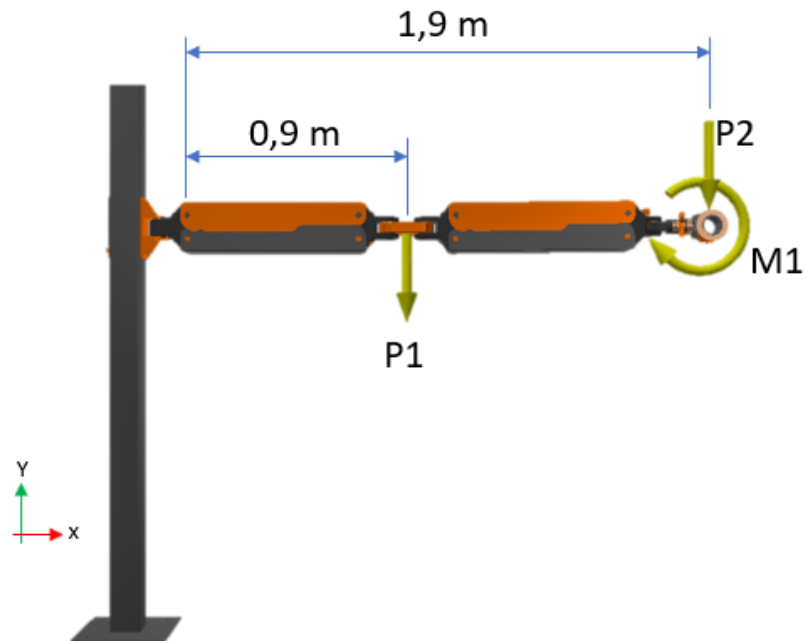


Figura 55. Fuerzas actuantes y distancias de separación sobre el cordón de la base manipulador

Fuente: Sandoval H. (2018)

En el anexo D, se puede visualizar el electrodo empleado, un E7018 con las siguientes características.

- Limite elástico, $S_y = 393 \text{ MPa}$
- Resistencia de tensión, $S_u = 482 \text{ MPa}$

Las propiedades a la flexión de soldaduras de filete se pueden obtener del anexo E.

$$A = 1,414tL$$

$$I_u = \frac{L^3}{6}$$

Para el cálculo de los cordones, se toma un factor de seguridad de 3

- i) Corte directo

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

Donde:

$$P = (P_1 + P_2) \times g = 588,6 \text{ N}$$

$$A = 0,141t$$

$$\tau = \frac{4174,468}{t}$$

ii) Flexión debido al M_f

$$\sigma = \frac{M_f C}{I}$$

Donde:

$$M_f = M_1 + M_2 + M_3 = 1292,158 \text{ Nm}$$

$$C = L/2 = 0.05 \text{ m}$$

$$I = 0,707I_u t = 1,178 \times 10^{-4} t$$

$$\sigma = \frac{548299,009}{t}$$

Por VMH.

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\frac{393 \times 10^6}{3} = \sqrt{\left(\frac{548299,009}{t}\right)^2 + 3\left(\frac{4174,468}{t}\right)^2}$$

De lo cual tenemos un espesor para cada cordón de soldadura de

$$t = 4,185 \text{ mm}$$

· **Bloqueador de giro del manipulador**

La fuerza de reacción de las herramientas neumáticas es causada por la fuerza de giro necesario para apretar un tornillo y dependiendo del grado de reacción, será absorbido por la inercia de la herramienta, por el operador, por un brazo de torsión o por la combinación de estos tres. (Ver Figura 56).

De acuerdo con el estándar de seguridad para herramientas de ensamblaje, ISO11148-6, es necesario utilizar dispositivos de absorción de par para momentos de torsión mayores a:

- Herramientas rectas, 4 Nm,
- Herramientas de empuñadura de pistola, 10 Nm
- Herramientas de ángulo, 60 Nm

La capacidad de los operadores para absorber el par de reacción depende de su fuerza muscular y de la postura que adopte, para torques bajo la inercia de la herramienta permite absorber la mayor parte de esta reacción, pero cuando se usan herramientas de torques elevado, ejemplo 500 Nm, la inercia de la herramienta no es suficiente y se deben utilizar mecanismos que sirvan de apoyo a los operadores, evitando que este reciba la mayor parte de esta reacción.

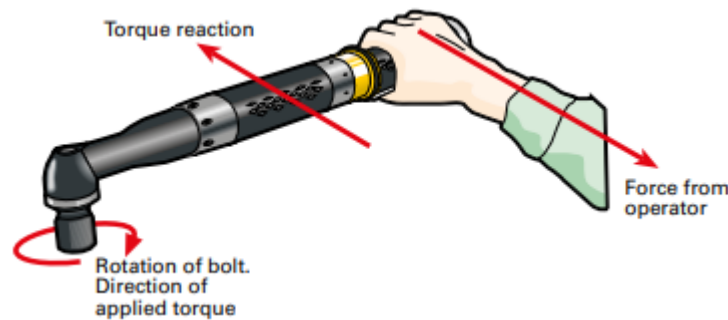


Figura 56. Fuerza y reaccion de un apretatuercas

Fuente: (Atlas Copco, 2018)

Para evitar que la reacción de la herramienta afecte totalmente al operador, por la geometría y los movimientos que permite el manipulador, conjuntamente con la disposición de ésta, al mecanismo se le adicionan 3 tooth clutches, uno en cada punto de giro, de esta manera al ser accionado el aprietatuercas, se activarán estos dispositivos, que inmovilizarán el giro del manipulador, permitiendo que este absorba la mayor parte de la reacción.

Del catálogo de NEXEN GROUP, se escogieron estos dispositivos, se añade un tooth clutches modelo 5H40-1*30MM de 440 Nm en el punto de giro de la base del manipulador y 2, modelo 5H30-1*20MM de 230 Nm en los puntos de giro entre la conexión y los eslabones de juntas. (Ver Figura 57).

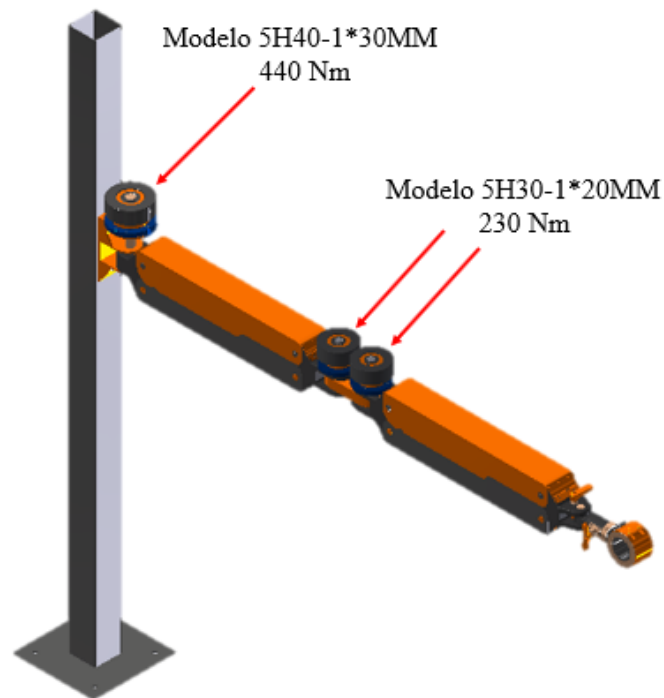


Figura 57. Disposición de los tooth clutches en el manipulador

Fuente: Sandoval H. (2018)

Estos dispositivos son accionados neumáticamente y se liberan mediante resortes internos, trabajan con una presión máxima de 6 bar, que es suministrada por la misma red de aire comprimido que alimenta los cilindros.

- **Pasador de vástagos de tooth clutches**

Para lograr el bloqueo del manipulador en sus puntos de giros, se le adicionaron tres tooth clutches, el giro del mecanismo a estos es transmitido por medio de ejes, la forma de afianzar estos al dispositivo, es mediante un perno cilíndrico para cada uno, ver figura 58 y 59, los cuales los atraviesan por la mitad, al igual que a la conexión y la base del manipulador.

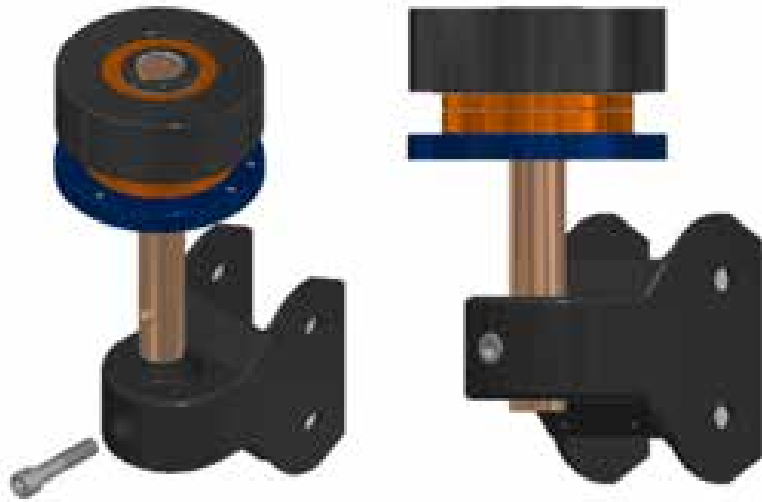


Figura 58. Ubicación del perno cilíndrico en la base manipulador

Fuente: Sandoval H. (2018)

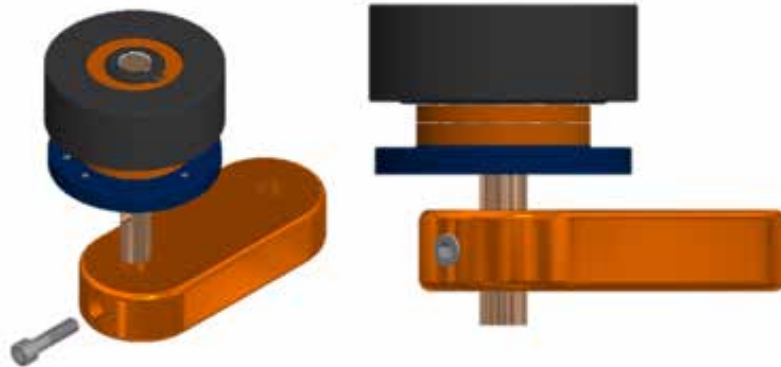


Figura 59. Ubicación de los pernos cilíndricos en la conexión

Fuente: Sandoval H. (2018)

Primeramente, se realiza el cálculo para los pernos ubicados en la base manipulador, de lo que se conoce.

$M_T = 440 \text{ Nm}$, momento máximo.

$N = 2$

$D = 30 \text{ mm}$

$$\tau = \frac{S_y}{N} = 125 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación 48.

$$d = \sqrt{\frac{4M_T}{\pi D \tau}}$$

$$d = 12,222 \text{ mm}$$

Se toma como valor $d = 12 \text{ mm}$, reduciendo el factor de seguridad a un poco menos de 2, esto con la finalidad de que falle primero el perno, protegiendo así el resto de los componentes.

Seguidamente, se hace el cálculo de los pernos ubicados en la conexión, de lo que se conoce.

$$M_T = 230 \text{ Nm}$$

$$D = 20 \text{ mm}$$

De lo que se obtiene.

$$d = 10,823 \text{ mm}$$

Por la razón antes explicada, para este caso se toma $d = 10 \text{ mm}$.

· **Cojinetes de fricción en conexión**

Las superficies de contacto entre la conexión y los eslabones de juntas realizan un movimiento rotacional, con el fin de evitar el contacto de metal con metal, que aumenta el desgaste y genera resistencia al movimiento, en estos puntos de giro se integran unos cojinetes de fricción, más específicamente, entre el pasador y la superficie deslizante.

La conexión posee un contacto circular con los pasadores y además un contacto de caras entre las superficies planas, para minimizar el roce en estos puntos, se seleccionaron 4 cojinetes con aristas, disponiendo 2 con cada pasador. (Ver Figura 60).

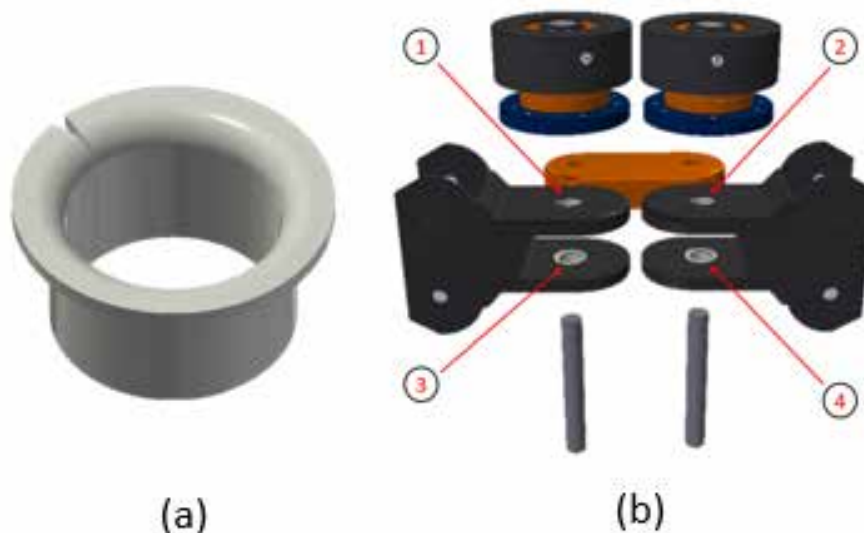


Figura 60. (a) cojinete de fricción, (b) ubicación de los cojinetes en los eslabones de junta

Fuente: Sandoval H. (2018)

Teniendo en cuenta que el diámetro de cada pasador es de 20 mm y las condiciones de carga a la que están sometidos, de la empresa SKF, se seleccionó del catálogo de cojinetes de fricción, el PCMF 202315 E, ver anexo F, de material PTFE compuesto (teflón), este material posee buenas propiedades lubricantes, no requiere de mantenimiento, funcional a velocidades media y posee una alta capacidad de carga.

Propiedades del cojinete PCMF 202315 E

Capacidad de carga dinámica básica, sentido radial, $C = 20 \text{ KN}$

Capacidad de carga estática básica, sentido radial, $C_0 = 62 \text{ KN}$

Capacidad de carga dinámica básica, sentido axial, $C_a = 17.3 \text{ KN}$

Capacidad de carga estática básica, sentido axial, $C_{0a} = 54 \text{ KN}$

Factor de carga dinámica específica, $K = 80 \text{ KN}$

Factor según el tipo de material y rodamiento, $K_M = 480$

Este cojinete está sometido a esfuerzos radiales y axiales, el primero causado por la reacción de la herramienta y los movimientos del manipulador, y el segundo debido al peso del equipo y la carga.

- Esfuerzos radiales

Los esfuerzos radiales son producto de la reacción de la herramienta, teniendo que, la fuerza perpendicular a estos cojinetes es igual a:

$$F = \frac{500 Nm}{0.35 m} = 1458,571 N$$

La carga específica del rodamiento es.

$$p = K \frac{F}{C} = 5,834 MPa$$

La velocidad de deslizamiento se calcula mediante la formula

$$v = 5,82 \times 10^{-7} d \beta f$$

$$\beta = 90^\circ$$

$$d = 20 mm$$

$$f = 10 rev/min$$

$$v = 0.01 m/s$$

Estos valores se encuentran dentro del rango I del diagrama pv para rodamientos d material compuesto de PTFE. (Ver Anexo G).

Se calcula la vida nominal básica para el cojinete de fricción elegido mediante la fórmula.

$$G_h = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 K_M / (pv)^n$$

$$C_1 = 1,3$$

$$C_2 = 1$$

$$C_3 = 1$$

$$C_4 = 0,6$$

$$C_5 = 1,5$$

$$pv = 0,0583$$

$n = 1$, material compuesto de PTFE

$$G_h = 9650 \text{ horas de funcionamiento}$$

- Esfuerzos axiales

Las cargas que producen esfuerzos axiales sobre las pestañas de los cojinetes son.

$F_1 = 25 \text{ kg}$, carga máxima a manipular.

$F_2 = 20 \text{ kg}$, peso del mecanismo sobre el cojinete más esforzado.

$$F_{total} = (F_1 + F_2) \quad g = 441,45 \text{ N}$$

Carga específica del rodamiento.

$$p = K \frac{F_{total}}{C_a} = 2,041 \text{ MPa}$$

Velocidad de deslizamiento

$$v = 5,82 \times 10^{-7} d \beta f$$

$$\beta = 90^\circ$$

$$d = 0,5(d + D_1) = 25 \text{ mm}$$

$$f = 10 \text{ rev/min}$$

$$v = 0,013 \text{ m/s}$$

De igual manera, en el diagrama pv , estos valores se encuentran en el rango I de gamas de funcionamiento para la cual es válida la ecuación de vida nominal básica.

Vida nominal básica.

$$G_h = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 K_M / (pv)^n$$

$$C_1 = 1,3$$

$$C_2 = 1$$

$$C_3 = 1$$

$$C_4 = 0,6$$

$$C_5 = 1,5$$

$$pv = 0,027$$

$n = 1$, material compuesto de PTFE

$$G_h = 21600 \text{ horas de funcionamiento}$$

Las capacidades de cargas dinámicas C y C_a , están por debajo de la carga a soportar, igual que las capacidades de cargas estática C_0 y C_{0a} . Por lo tanto, el cojinete de fricción elegido satisface los requisitos.

- **Cojinetes de fricción en pasadores de cubiertas**

Otra de las superficies deslizante que generan roce y desgaste, son los pasadores de las cubiertas, los cuales se encargan de mantener unidos los miembros del manipulador e igualmente son los que transmiten la fuerza de los cilindros.

Como se estudió anteriormente, estos pasadores tienen un diámetro de 12 mm, y la carga máxima que soportan, es la mayor transmitida por los cilindros neumáticos de 754 N, mientras que, en los extremos del mismo, actúan las reacciones de un valor igual a la mitad de la carga máxima. (Ver Figura 61).



Figura 61. Disposición del cojinete de fricción en el pasador de cubiertas

Fuente: Sandoval H. (2018)

Para esta aplicación se disponen de los cojinetes de PTFE compuesto (teflón) PCMF 121407 E, igualmente de la empresa SKF, con las siguientes características, (Ver Anexo F).

Capacidad de carga dinámica básica, sentido radial, $C = 4,8$ KN

Capacidad de carga estática básica, sentido radial, $C_0 = 15$ KN

Capacidad de carga dinámica básica, sentido axial, $C_a = 9,15$ KN

Capacidad de carga estática básica, sentido axial, $C_{0a} = 28,5$ KN

Factor de carga dinámica específica, $K = 80$ KN

Factor según el tipo de material y rodamiento, $K_M = 480$

Empleando la metodología de selección de cojinetes de fricción descrita en el aparte 3.2.12, se estudia la resistencia del mismo y la vida nominal básica, solamente en sentido radial, puesto que estos no son afectados por ninguna carga en sentido axial.

La carga específica del rodamiento es.

$$p = K \frac{F}{C} = 6,283 \text{ MPa}$$

La velocidad de deslizamiento se calcula mediante la formula

$$v = 5,82 \times 10^{-7} d \beta f$$

$$\beta = 36^\circ$$

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$f = 8 \text{ rev/min}$$

$$v = 0.02 \text{ m/s}$$

Estos valores se encuentran dentro del rango I del diagrama pv para rodamientos de material compuesto de PTFE.

Se calcula la vida nominal básica para el cojinete de fricción elegido mediante la formula

$$G_h = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 K_M / (pv)^n$$

$$C_1 = 1,3$$

$$C_2 = 1$$

$$C_3 = 1$$

$$C_4 = 0,6$$

$$C_5 = 1,5$$

$$pv = 0,0126 < 0,025, \text{ se utiliza } 0,025$$

$$n = 1, \text{ material compuesto de PTFE}$$

$$G_h = 22500 \text{ horas de funcionamiento.}$$

· **Rodamientos en base manipulador**

El mecanismo en la base realiza un movimiento rotacional, haciendo un giro de hasta 200°, para minimizar el roce en este punto y facilitar el giro del mismo, se disponen de 2 rodamientos de rodillos cónicos, se escogieron de este tipo, ya que estarán sometidos tanto a cargas axiales, por el peso y la carga a manipular, como a cargas radiales, debido la reacción de la herramienta y la fuerza ejercida por los operarios al realizar los movimientos traslacionales del dispositivo, esta última, por ser muy baja, a motivos de cálculo se considera 0.

El diámetro del vástago que une la base manipulador del tooth clutches es de 30 mm, este se considera como el diámetro interno del rodamiento, la empresa SKF, ofrece una gama de rodamientos de rodillos cónicos, de entre ellos, el de menor capacidad es el 32006X, con las siguientes características.(Ver Anexo H).

- Capacidad dinámica de carga básica, $C = 43.9 \text{ KN}$
- Capacidad de carga estática básica, $C_0 = 44 \text{ KN}$

De acuerdo a la metodología descrita en el capítulo III, para el cálculo de rodamientos sometidos a cargas axiales y radiales se tiene.

$$P = VXR + YT$$

Siendo:

$P_1 = 25 \text{ kg}$, máxima carga a soportar

$P_2 = 45 \text{ kg}$, peso del manipulador ejercido sobre el rodamiento

$T = (P_1 + P_2) \times g = 686.7 \text{ N}$

$$R = \frac{500 \text{ Nm}}{0,35 \text{ m}} = 1428,571 \text{ N}$$

$Y = 1,55$

$V = 1,2$

$a = 10/3$, para rodamientos de rodillos

$x = 0,56$

$D = 30 \text{ mm}$

$\omega = 20 \text{ rpm}$

De lo que la carga equivalente es.

$$P = 2044,545 N$$

De la tabla 3 del aparte 3.2.11.2, considerando el manipulador como una maquina industrial, se toma una vida útil de 20.000 horas y el número de revoluciones de diseño se calcula de la forma.

$$l_d = \omega 60$$

$$l_d = 24 \times 10^6$$

La carga necesaria C para una carga y una vida útil de diseño especifica será.

$$C = P \left(\frac{l_d}{10^6} \right)^{3/10}$$

$$C = 5304.691 N$$

El valor de la capacidad dinámica de carga básica del rodamiento seleccionado está por encima del calculado, y con el valor de capacidad de carga estática básica se efectúa lo siguiente.

$$\frac{T}{C_0} = 0,016$$

De la tabla 4 del aparte 3.2.11.3, con este valor se toma $e = 0,19$

$$\frac{T}{R} = 0,481$$

Como $T/R > e$, se puede encontrar que $Y = 2,30$; con este nuevo valor se repite el cálculo.

$$P = 2559,569 N$$

$$C = 6640,950 N$$

Este valor de C sigue estando por debajo de la capacidad dinámica de carga básica del rodamiento seleccionado, por lo que la selección es satisfactoria.

5.4.3 Simulación de análisis de tensiones

El análisis estructural del mecanismo se realiza mediante análisis de elementos finitos (FEA) del software Autodesk Inventor Professional 2016, este

predice el comportamiento de las piezas sometidas a las cargas que actúan en el manipulador.

Todas las piezas están evaluadas con acero ASTM A36, al menos que se diga lo contrario, las cargas actuantes en el análisis son:

$P = 250 \text{ N}$, carga máxima a manipular.

$M = 500 \text{ Nm}$, momento generado por la herramienta de torque.

$F = 754 \text{ N}$, máxima fuerza ejercida por el cilindro neumático.

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$, valor de la gravedad.

Primeramente, se hace el análisis con el manipulador en una posición recogida, para observar cómo es su comportamiento en dicha posición. (Ver Figura 62).

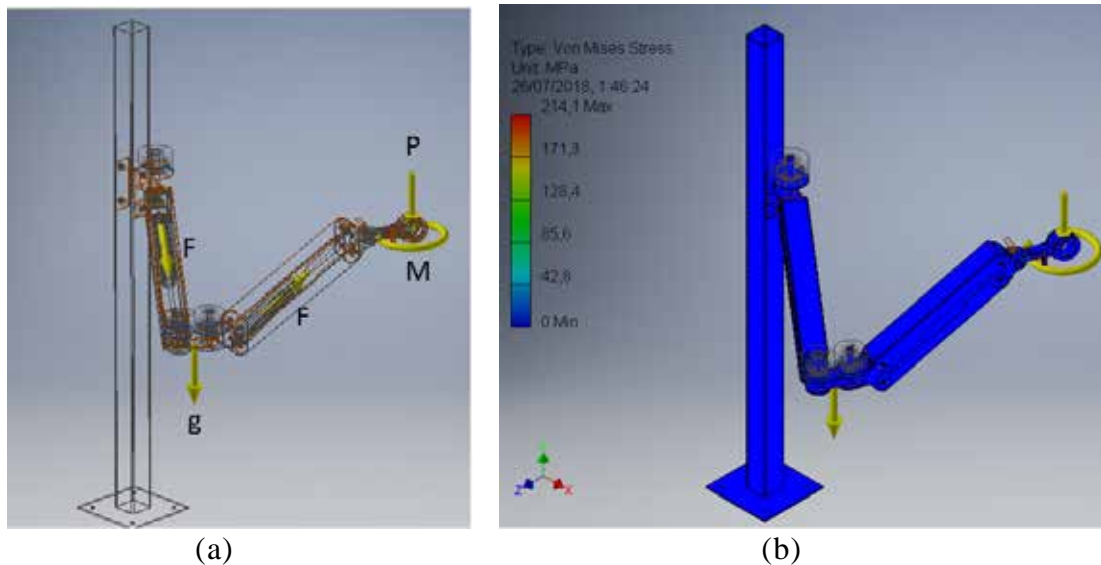


Figura 62. Análisis estático en posición articulada, (a) Fuerzas actuantes, (b) resultados de tensión de VMH

Fuente: Sandoval H. (2018)

Como segundo caso se tiene el análisis en posición totalmente elongada, ver figura 63, en la cual fueron diseñados el resto de los componentes que lo integran, puesto que es esta, en la que se producen los mayores esfuerzos, esto se puede observar comparando los resultados del análisis de tensiones de Von Mises Hencky de la figura 62 con la figura 63.

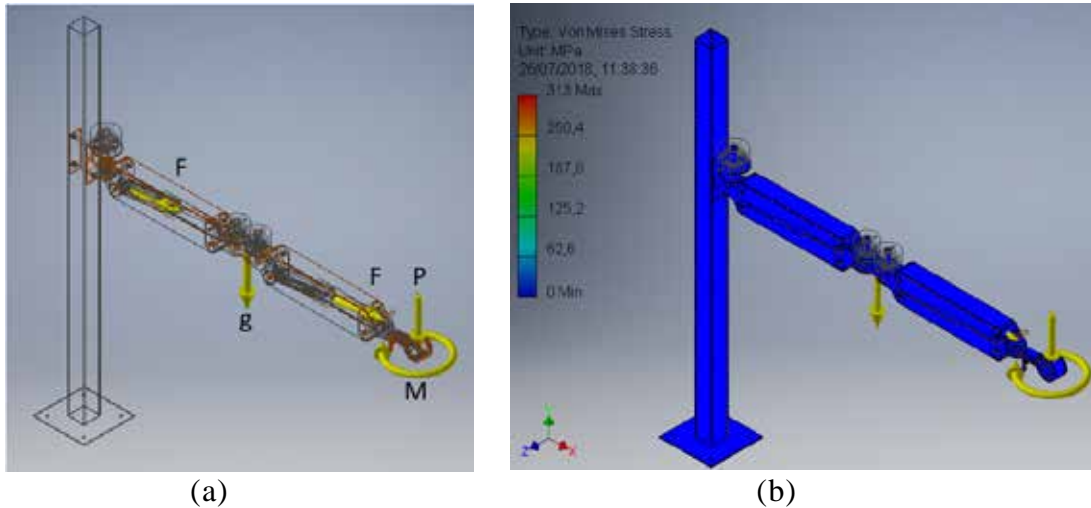


Figura 63. Análisis estático en posición elongada, (a) Fuerzas actuantes, (b) resultados de tensión de VMH

Fuente: Sandoval H. (2018)

A continuación, se observa el comportamiento de los distintos elementos en esta posición.

- **Paral:** este componente es un tubo estructural de perfil cuadrado con dimensiones 100x100x3 mm de 2 m de altura, anclado al suelo, el sujetador de base está posicionado a una altura de 1.4 m de la parte inferior de este. En la figura 64. se observa que el máximo esfuerzo se produce en una de las perforaciones para los pernos y que posee un factor de seguridad de 1,62 en este mismo punto.

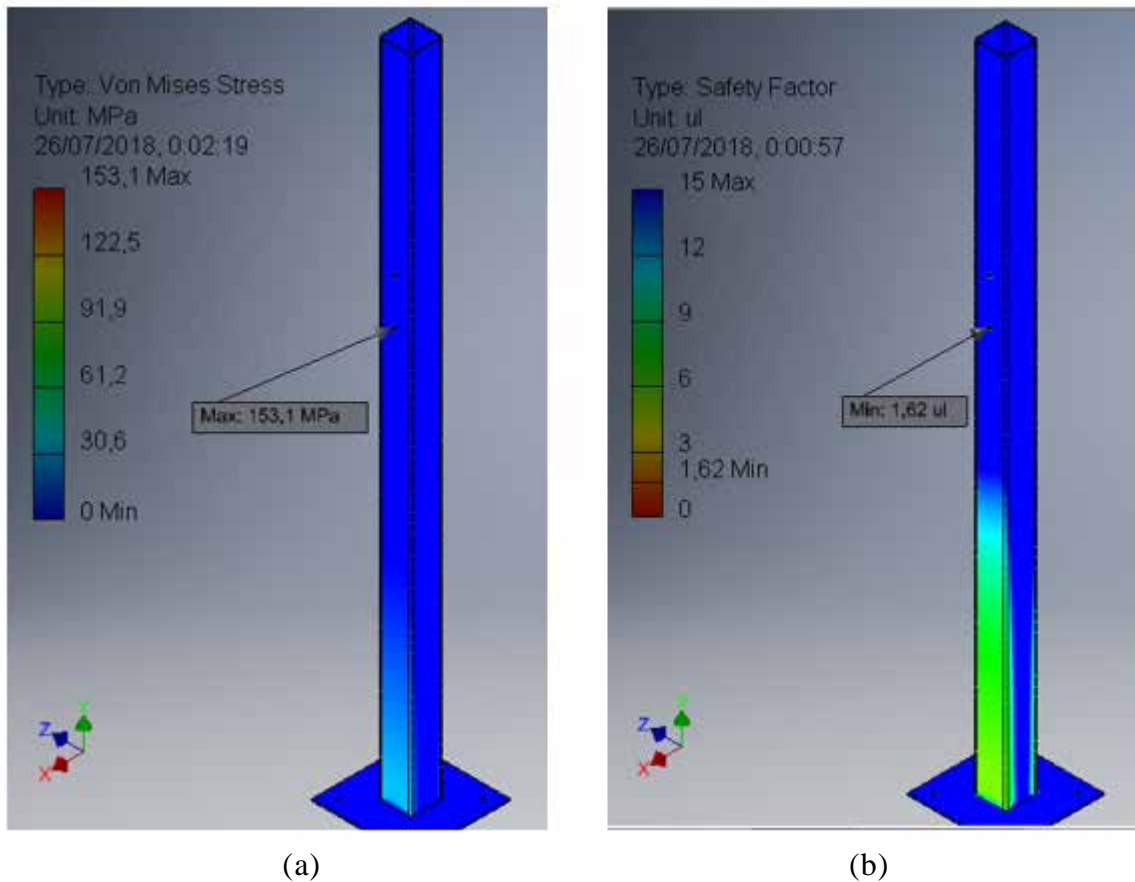
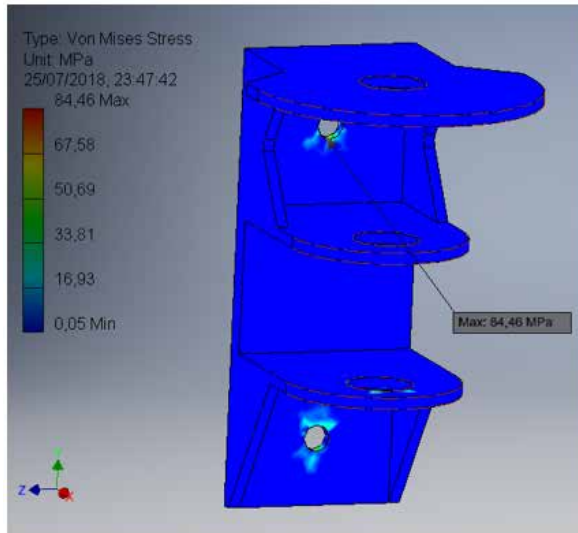
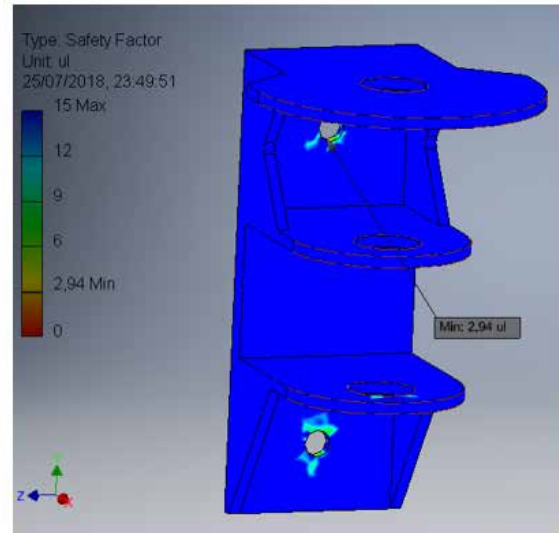


Figura 64. Paral del manipulador, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad
 Fuente: Sandoval H. (2018)

- **Sujetador Base:** este elemento sirve de unión entre el paral y la base manipulador, de igual forma, soporta el tooth clutches que bloquea el giro de ese punto, esta pieza está construida con láminas de 5 mm de espesor, en la figura 65. se muestra el máximo esfuerzo y el facto de seguridad de esta pieza



(a)

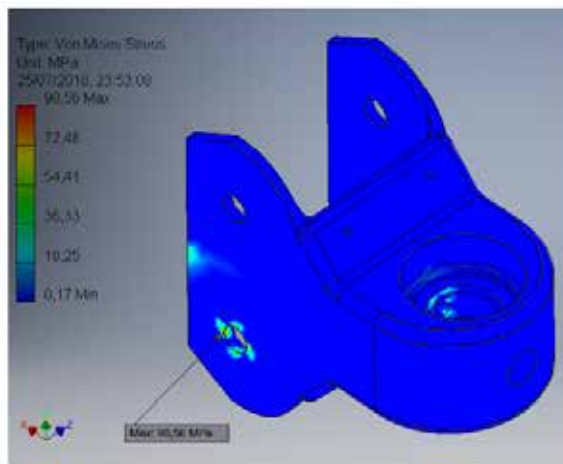


(b)

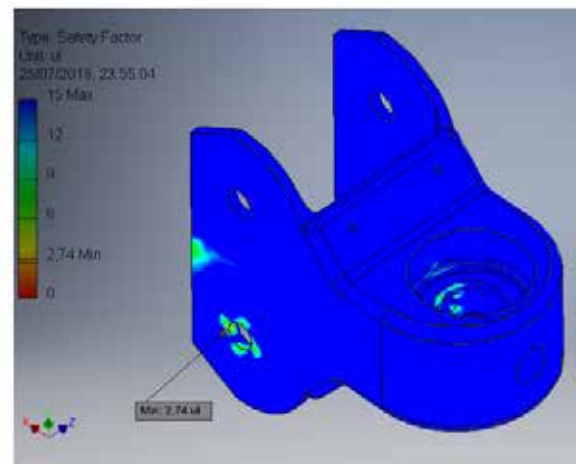
Figura 65. Sujetador base, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad

Fuente: Sandoval H. (2018)

- Base Manipulador:** es el primer eslabón del mecanismo, realiza movimientos rotacionales y posee dos aristas soldadas de 5 mm en las que se sujetan la cubierta superior e inferior por medio de pasadores, también tiene dos perforaciones en las que descansan los rodamientos. En la figura 66. se puede apreciar que el máximo esfuerzo ocurre en la perforación inferior de los pasadores.



(a)

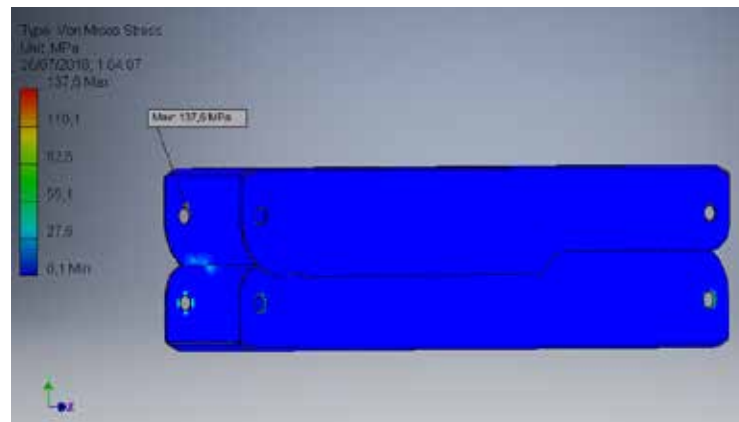


(b)

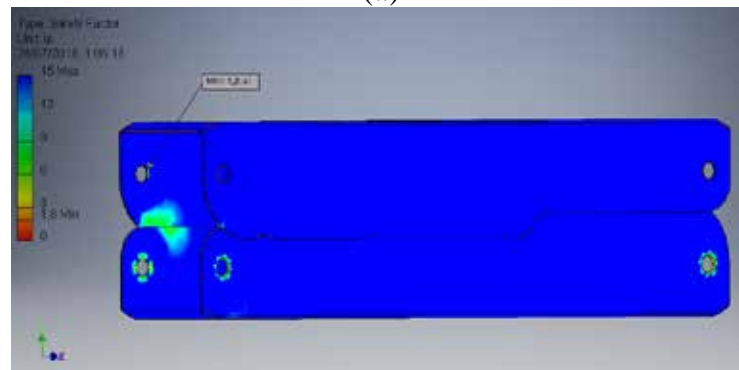
Figura 66. Base manipulador, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad

Fuente: Sandoval H. (2018)

- **Cubiertas:** las cubiertas son unas láminas de acero de 1,5 mm de espesor, dobladas y perforadas, ellas resguardan en su interior los actuadores y sirven de conexión entre los eslabones. En la figura 67. se observa el comportamiento de las cubiertas del primer miembro ya que estas son las más esforzadas.



(a)

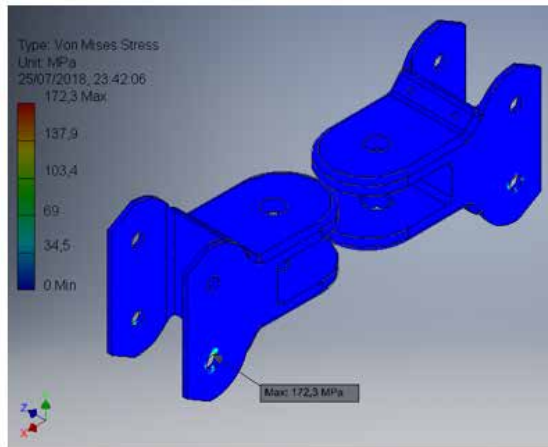


(b)

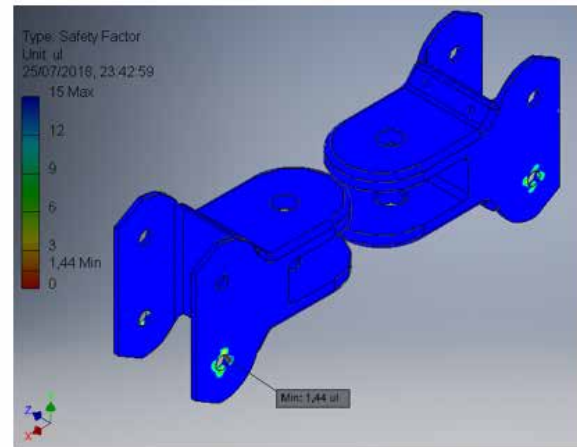
Figura 67. Cubiertas del primer miembro, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad

Fuente: Sandoval H. (2018)

- **Eslabones de junta:** al igual que la base, este elemento realiza movimientos rotacionales y movimientos de desplazamiento vertical de acuerdo a la extensión o contracción de los cilindros, en la parte superior de ellos se apoyan los tooth clutches que bloqueen el giro de esos puntos, el máximo esfuerzo se presenta en la perforación del pasador inferior. (Ver Figura 68).



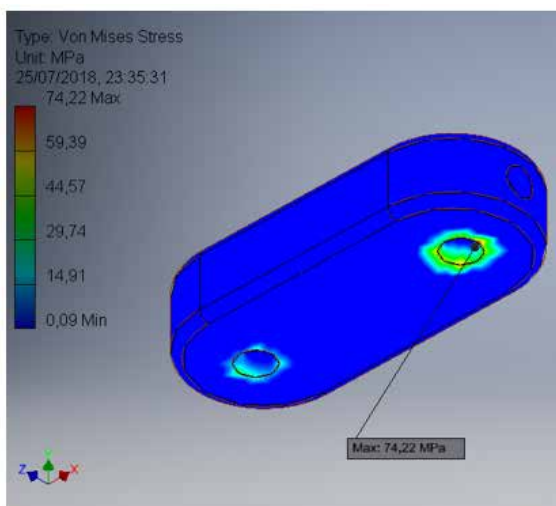
(a)



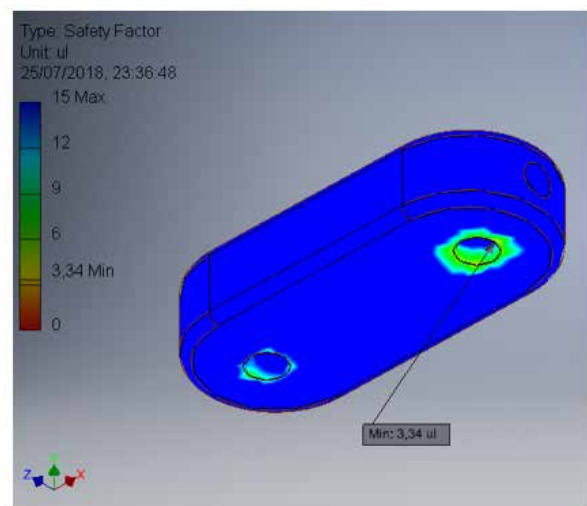
(b)

Figura 68. Eslabones de junta, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad
Fuente: Sandoval H. (2018)

- Conexión:** es la pieza encargada de unir el primer miembro con el segundo, consiste en un rectángulo mecanizado de 38x80x190 mm con dos perforaciones para los ejes de unión, adicionalmente tiene dos orificios en los que se alojan los pernos cilíndricos que evitan que estos ejes deslicen en su interior. Posee un factor de seguridad mínimo de 3,34 y presenta un esfuerzo máximo de 74,22 MPa. (Ver Figura 69).



(a)



(b)

Figura 69. Conexión, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad
Fuente: Sandoval H. (2018)

- Eslabón final:** es el último eslabón del manipulador, sirve de conexión entre las cubiertas y el accesorio, presenta un máximo esfuerzo de 166,6 MPa en la perforación para pasador del accesorio, con un factor de seguridad de 1,49. (Ver figura 70).

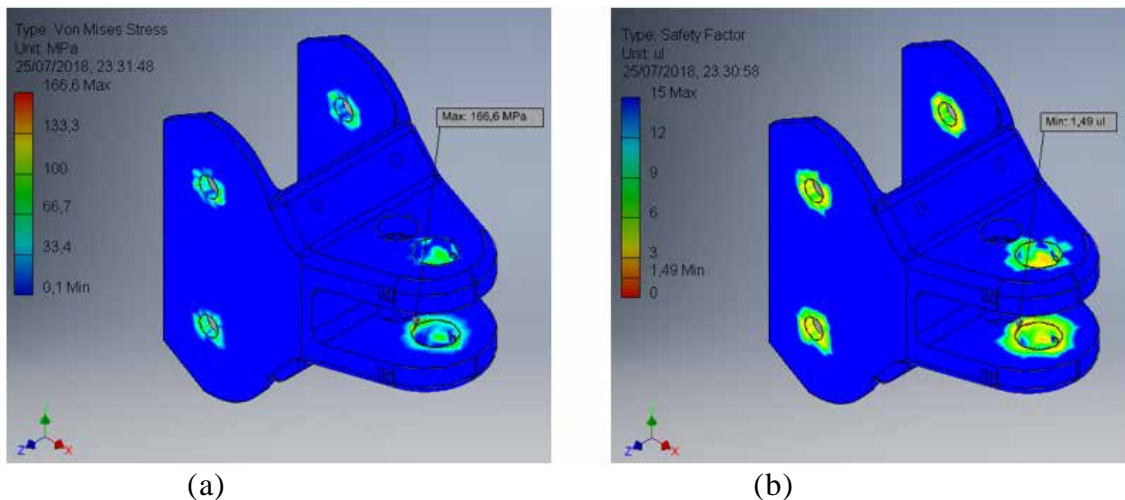


Figura 70. Eslabón final, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad
Fuente: Sandoval H. (2018)

- Accesorio:** este componente está integrado por una serie de piezas de acero y otras de polímeros, su función principal es ser el sujetador de las distintas herramientas de ajuste, este permite realizar 3 giros, uno en cada eje (X, Y, Z). En la figura 71, se aprecia que sufre un esfuerzo máximo de 228,4 MPa y tiene un factor de seguridad mínimo de 1,09.

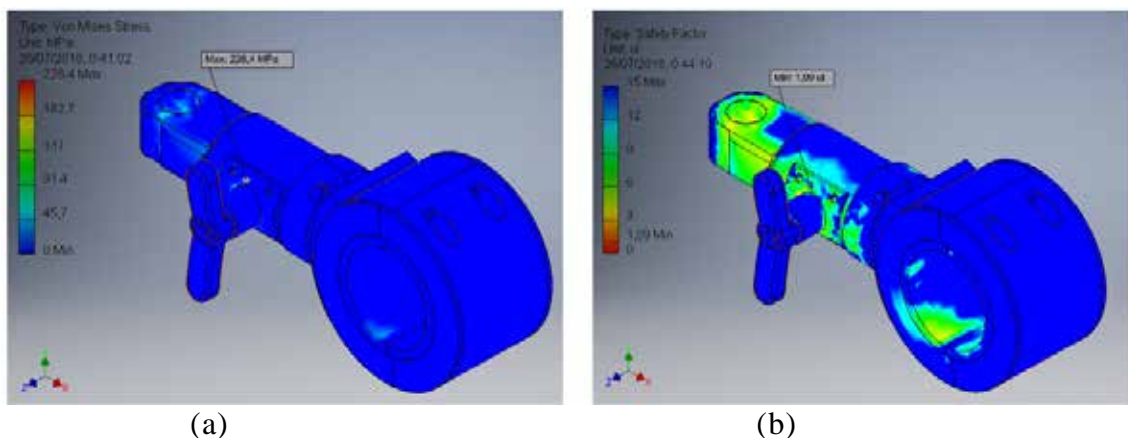


Figura 71. Accesorio, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad
Fuente: Sandoval H. (2018)

- **Pernos de anclaje del Sujetador Base:** como se observa en la figura 72, los esfuerzos en los pernos se presentan en los puntos de contacto con los componentes, siendo el más esforzado de ellos el inferior.

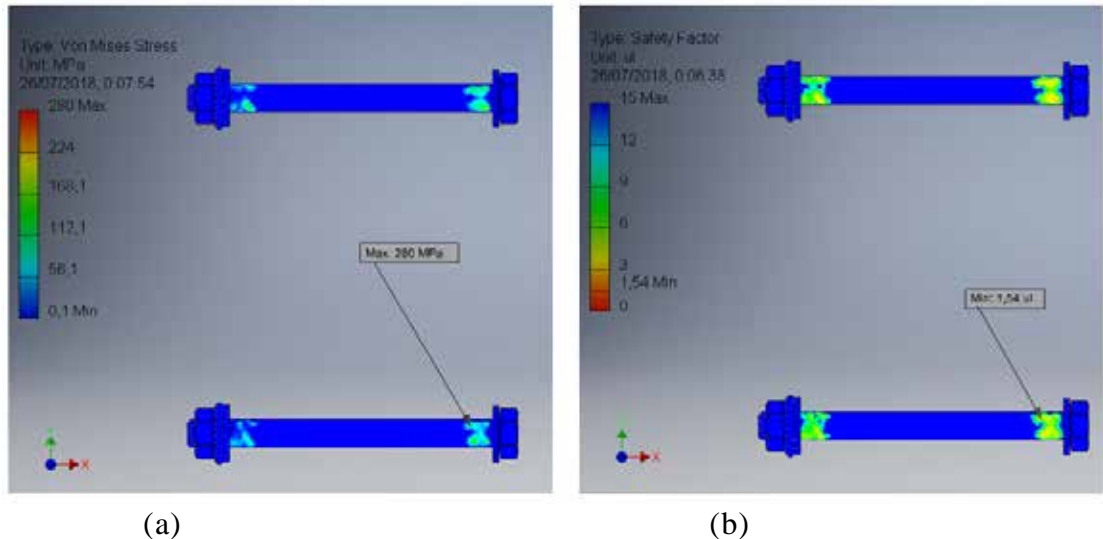


Figura 72. Pernos de anclaje, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad
Fuente: Sandoval H. (2018)

- **Rodamientos de Base manipulador:** Los rodamientos son los elementos que presentan los esfuerzos más altos de todo el mecanismo, con un valor de 313 MPa, pero gracias a que son fabricados con materiales muy duros y con alta resistencia al desgaste, estos esfuerzos no son considerables para ellos, esto se puede verificar observando que el mínimo factor de seguridad que presentan es de 6,14. (Ver figura 73).

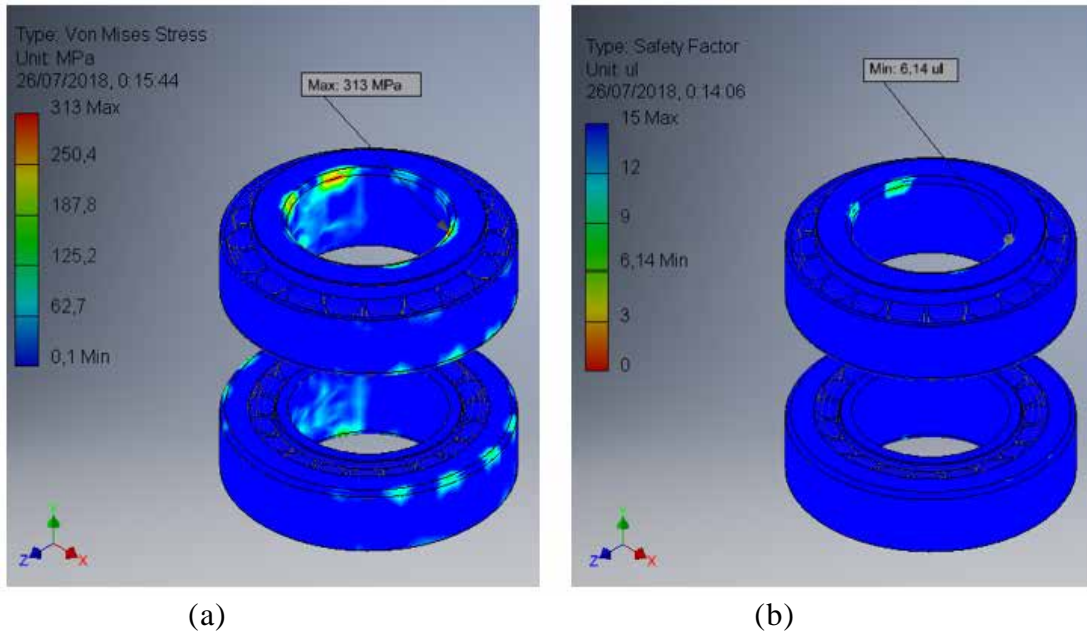


Figura 73. Rodamientos de base manipulador, (a) Tensión de VMH, (b) Factor de seguridad

Fuente: Sandoval H. (2018)

5.5 Realizar un Estudio de Factibilidad Técnico Económico de la Propuesta

Para culminar el planteamiento del proyecto se estudia la factibilidad técnico económico del mismo, donde se resaltan la inversión y beneficios que conlleva el desarrollo de este.

5.5.1 Factibilidad técnico

El desarrollo de la propuesta es técnicamente factible, puesto que la empresa cuenta con la mayoría de los elementos involucrados para la elaboración del diseño como son, la maquinaria, el material, una gran gama de equipos neumáticos y un personal técnico capacitado para la construcción del proyecto, además este es un dispositivo robusto y de fácil operación por lo que no se requiere de un adiestramiento adicional para su utilización, lo que facilita su implementación para de los trabajadores.

5.5.2 Factibilidad económica

Por último, se realiza un estudio de factibilidad económica del proyecto, donde se evidencian los recursos necesarios para elaborar e implementar el mecanismo para la

manipulación de las herramientas de ajuste y el análisis costo-beneficio de su desarrollo.

- **Análisis de beneficios:**

Ford Motor de Venezuela cuenta en su planta con 2 líneas independientes de ensamble, una para pick-up y camiones y otra para modelos pequeños tipo Sedan y Sportwagon, estas líneas están divididas por estaciones, en las que se encuentran una gran gama de equipos y herramientas utilizadas para el ensamblaje de los componentes que se integran a los vehículos, el personal destinado para cubrir estas estaciones se estima en 600 personas y los que están involucrados en la utilización de herramientas de ajuste en 400.

A través de datos obtenidos por el departamento de ergonomía en el año 2017 se encontraron 3 estaciones con casos críticos respecto a la manipulación de herramientas de ajuste, en donde se vieron afectadas 12 personas, existiendo rotación semanal del personal debido a la disergonomía que traía realizar la actividad en estas estaciones, llevando a cubrir gastos de indemnización por parte de la empresa al personal lesionado, generando pérdidas laborales y económicas a la compañía. con la implementación del manipulador de herramientas se evitará generar lesiones del tipo musculoesquelético al personal, ahorrando los gastos generados por realizar esta actividad insegura a la empresa y evitando una rotación continua de personal que traen gastos de adiestramiento y tiempo.

Mientras el proceso de ensamble de vehículos se siga realizando de forma manual, las modificaciones de planta para el lanzamiento de nuevos modelos traerán consigo cambios en los procesos de ensamblajes y estos de igual forma conllevan a generar nuevos puntos rojos en el manejo de herramientas, entendiéndose por esto, nuevos puntos disergonómicos en los cuales al implementar el manipulador de herramientas de ajuste se eliminarían.

Adicional a todo esto, Ford Motor de Venezuela tiene una política de cero tolerancias a realizar actividades disergonómicas, con lo cual la implementación del manipulador estaría contribuyendo con las políticas internas de la empresa.

- **Análisis de costos:**

En términos de costos el proyecto es económicamente factible por las siguientes razones:

1. La empresa dispone de la materia prima y el personal para su elaboración.
2. La mayor parte de los equipos neumáticos que requiere el proyecto se encuentran en el almacén general.
3. Se percibe un beneficio en la disminución de lesiones en los operadores, lo que trae como consecuencia, menos gastos de indemnización y disminución de la rotación del personal.

En el apéndice B, se especifican los equipos y materiales necesarios para desarrollar el proyecto, el costo de inversión requerido en la compra de los equipos faltantes es el siguiente.

Costo de inversión = 2.616.000.000,00 Bs.F

El monto a invertir es aceptable comparándolo con los beneficios que el proyecto aporta a la empresa.

CONCLUSIONES

En las empresas no automatizadas el manejo de herramientas manuales es indispensable y las que pertenecen al ramo automotriz son unas de las que utilizan las de mayores dimensiones, el manejo prolongado de estas sin ningún mecanismo de ayuda, trae consigo problemas de ergonomía y seguridad, y esto a su vez genera pérdidas a la empresa.

En un primer estudio de los métodos empleados por Ford Motor de Venezuela, se observó que en la mayoría de las estaciones de ensamblaje no se contaba con ningún mecanismo o manipulador que beneficiara a los trabajadores con el manejo de estas, y en las pocas que si se disponía de alguno de estos equipos, la ayuda que proveían no solventaban totalmente la problemática, puesto que, estos contrarrestaban el peso generando un poco de resistencia al manejo, como los balancines, pero no ofrecían ninguna resistencia a la reacción de las herramientas teniendo que los operarios adoptar posiciones que los ayudasen a soportar estas.

Con la colaboración del personal del departamento de Vehicle Operation Manufacturing Engineer (VOME), el departamento de ergonomía y tomando en cuenta las opiniones de los trabajadores, se plantearon unas consideraciones y parámetros que tuvo que cumplir la propuesta para solventar la problemática presentada adaptándose a los estándares de Ford Motor de Venezuela.

Para seleccionar la mejor solución que puede solventar la problemática, se plantearon una serie de propuestas y mediante el método de descarta se seleccionó aquella que cumplía con todas las restricciones y que tuvo un mayor puntaje respecto a los criterios presentados.

Para el desarrollo del diseño de la mejor solución se utilizaron una serie de ecuaciones descritas en el capítulo III, que sirvieron de apoyo para la selección de los equipos neumáticos que necesito el mecanismo y para la evaluación de la resistencia de las piezas que lo componen ante los esfuerzos que se producen en él, adicional a

esto se realizó con el software de Autodesk Inventor el estudio del comportamiento de la estructura mediante análisis de elementos finitos, simulando las piezas con el material propuesto y aplicando todas las cargas actuantes.

Con la implementación del manipulador de herramientas de ajuste los trabajadores no requerirán de sobreesfuerzo para realizar las operaciones de apriete en las estaciones que se necesitan de equipos de gran torque, disminuyendo los riesgos disergonómicos, evitando lesiones y una rotación continua del personal.

RECOMENDACIONES

Realizar un estudio ergonómico de las estaciones donde se presenten con mayor frecuencia lesiones referentes al manejo de herramientas de ajuste, con el fin de implementar en estas primeramente la aplicación del manipulador.

Diseñar un plan preventivo que se adapte a los componentes que posee el manipulador y los rangos de vida de cada uno.

La vida útil de los componentes neumáticos del manipulador depende de la calidad del aire que circula por ellos, es por esto que se recomienda hacer un chequeo rutinario de la calidad de este, para así dar mayor tiempo de vida a ellos.

No utilizar en el mecanismo una carga mayor a la de diseño, esto podría poner en riesgo al personal y causar la falla en algún elemento.

Si se operan herramientas con torques mayores al de diseño, la reacción generada sería superior a la que puede soportar el mecanismo y podría afectar la vida útil de alguno de sus componentes e inclusive causarle daño al operario,

En términos de uso del dispositivo, este es muy robusto, sin embargo, se recomienda hacer un adiestramiento al personal para su correcto manejo.

BIBLIOGRAFÍA

- Admin. (08 de Febrero de 2018). . Obtenido de Intec Suministros Industriales: <https://suministrointec.com/aplicaciones-neumatica-industria/>
- Arias, F. G. (2012). Caracas: Episteme.
- Atlas Copco. (15 de marzo de 2011). Obtenido de Atlas Copco: http://www.atlascopco.cl/Images/Compressed_Air_Manual_tcm46-1249312.pdf
- Atom. (10 de Enero de 2013). . Obtenido de Tecnología Pirineos: <http://tecnologiapirineos.blogspot.com/2013/01/neumatica-ventajas-e-inconvenientes.html>
- Avallone, E. A., & Baumeister, T. (1986). Nueva York: McGraw-Hill.
- Baturone, A. O. (2001). Barcelona: Alfaomega.
- Budynas, R., & Keith, N. (2008). Mexico: McGraw-Hill.
- Creus, A. (2010). Barcelona: Alfaomega.
- Croser, P., Thomson, J., & Ebel, F. (25 de Mayo de 2000). Obtenido de Festo Didactic: http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/095246_leseprobe_es.pdf

- Festo Inc. (01 de Agosto de 2018). . Obtenido de Festo:
https://www.festo.com/cat/es-ve_ve/products
- Ford Motor de Venezuela S.A. (14 de marzo de 2018). .
 Obtenido de Ford Motor de Venezuela: www.at.ford.com
- J. Garrigos. (Junio de 2008). Obtenido de platea.pntic.mec.es:
http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/1bch/archivos/3eva/8_valvulas_distribuidoras.pdf
- Jimenez, M. (14 de Marzo de 2014). . Obtenido de [monterojimenez](http://www.monterojimenez.com/manipuladores.html): <http://www.monterojimenez.com/manipuladores.html>
- Maquituls. (16 de Noviembre de 2016). . Obtenido de [Maquituls](http://www.maquituls.es/noticias/herramientas-neumaticas-caracteristicas-clases-ventajas-y-desventajas/):
<http://www.maquituls.es/noticias/herramientas-neumaticas-caracteristicas-clases-ventajas-y-desventajas/>
- Molina, M. (1970). Valencia: Facultad de Ingeniería.
 Universidad de Carabobo .
- Salazar, J. L. (Marzo de 2012). Obtenido de [monografias](http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/centro-gravedad-centroide/centro-gravedad-centroide.pdf):
<http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/centro-gravedad-centroide/centro-gravedad-centroide.pdf>
- Santos, J. (23 de Abril de 2010). Obtenido de [Academia](https://www.academia.edu/22304520/Tipos_de_brazos_manipuladores_caracter%3ADsticas_y_aplicaciones):
https://www.academia.edu/22304520/Tipos_de_brazos_manipuladores_caracter%3ADsticas_y_aplicaciones
- SKF Group. (01 de Agosto de 2018). . Obtenido de SKF:
<http://www.skf.com/binary/93-107917/SKF-composite-plain-bearings---11004-EN.pdf>

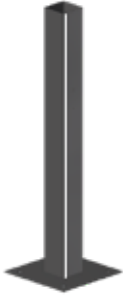




- SMC Corporation. (marzo de 2009). Obtenido de SMC Corporation:
<http://www.smc.com.cn/PDF/docs/rotarychuck/airchuck/MHL2.pdf>
- Storm, A. (05 de Agosto de 2012). Obtenido de Scribd: <https://www.scribd.com/doc/206998135/UNIDAD-V-Selesccion-de-Elementos-Mecanicos-y-Materiales>
- Tassoni, D., & Pizzella, G. (2007). Valencia: Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo.
- Val, S., González, J. A., Ibañez, J., Huertas, J. L., & Torres, F. (2005). Madrid: McGraw-Hill.

Apéndice

APÉNDICE A

Tabla de componentes estructurales del manipulador

Fuente: Sandoval H. (2018)

Cantidad	Componente	Peso (kg)	Imagen
1	Paral	22,00	
1	Tapa Paral	0,50	
1	Sujetador Base	2,00	
1	Base Manipulador	4,00	
2	Cubierta Superior	1,50	

2	Cubierta Inferior	1,50	
2	Eslabón Junta	4,00	
1	Conexión	3,80	
1	Eslabón Final	3,00	
8	Pasador	0,10	
1	Accesorio	4,00	
-	Faltantes	10,90	
Peso estimado del manipulador		65,00	

APÉNDICE B

Tabla de inversión para la construcción del manipulador

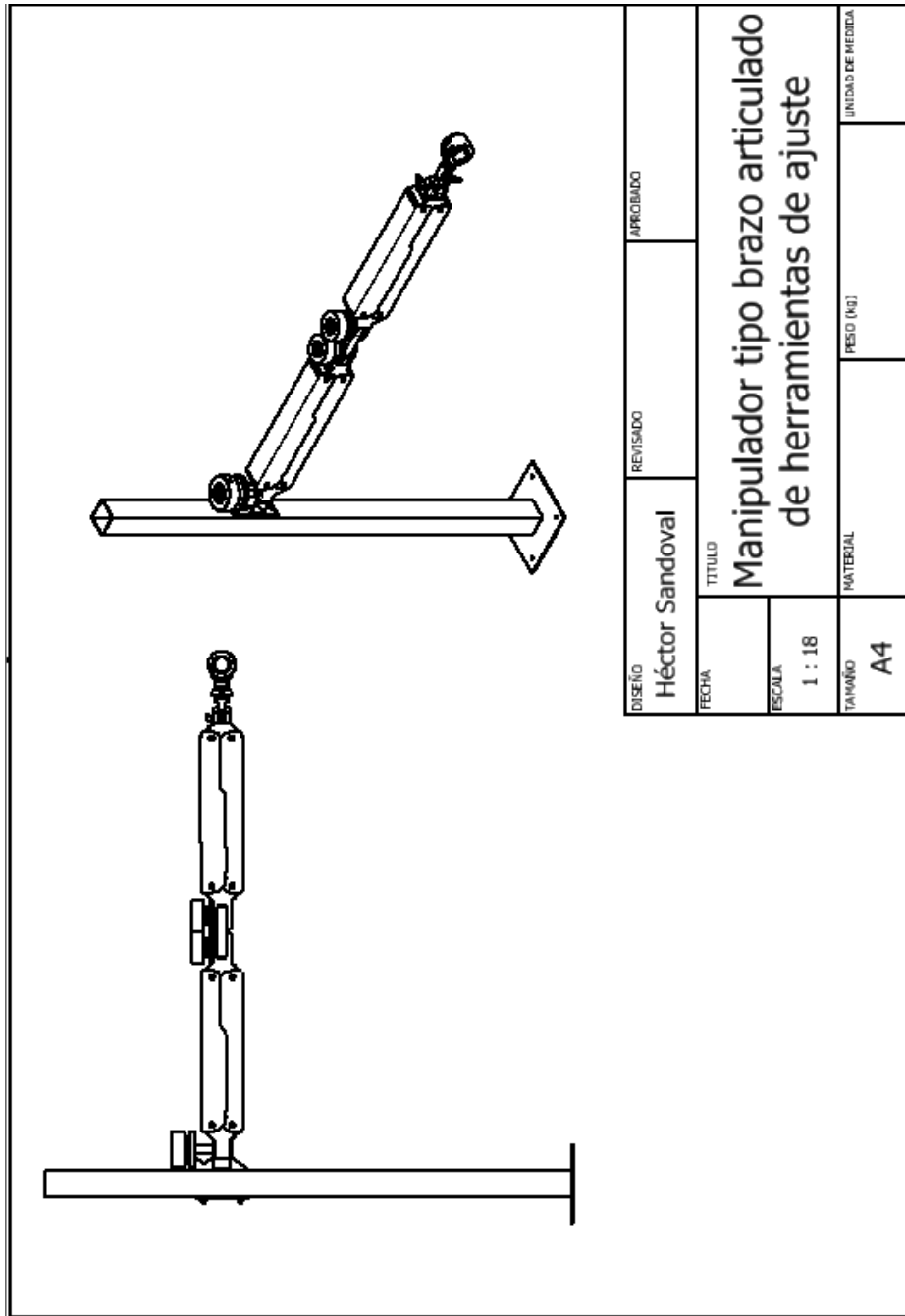
Fuente: Sandoval H. (2018)

Descripción	Modelo	Cantidad	Precio	Total	Existencia en almacén
Tubo de acero ASTM A36 100x100x3	-	1			si
Lamina de acero de 5mm	-	1			si
Lamina de acero de 1,5 mm	-	1			si
Barra de acero de 1 1/4"	-	1			si
Barra de acero de 1"	-	1			si
Barra de acero de 1/2"	-	1			si
Cilindro neumatico	DSBC-40-200-PA-N3	2	Bs.F 175.000.000	Bs.F 350.000.000	
Brida basculante	SNCS-40	2	Bs.F 25.000.000	Bs.F 50.000.000	
Cabeza de rotula	SGS-M12X1,25	2	Bs.F 25.000.000	Bs.F 50.000.000	
Manguera	PAN-8x1,25-S1	1			si
Racores	QSI-G1/4-8	8			si
Valvula distribuido 3/2	WHEF-HST-B32-G18	1			si
Valvula reguladora de presion	LRP-1/8-6	2			si
Unidad de mantenimiento	FRC-1/4-D-7-MINI	1			si
Tooth clutches	5H40-1*30MM	1	Bs.F 490.000.000	Bs.F 490.000.000	
Tooth clutches	5H30-1*20MM	2	Bs.F 350.000.000	Bs.F 700.000.000	
Cojinete de friccion	PCMF 202315 E	4	Bs.F 12.000.000	Bs.F 48.000.000	
Cojinete de friccion	PCMF 121407 E	16	Bs.F 8.000.000	Bs.F 128.000.000	
Rodamiento	32006X	2			si
Horas hombre	-	200 horas	Bs.F 1.000.000	Bs.F 200.000.000	
Horas maquina	-	200 horas	Bs.F 3.000.000	Bs.F 600.000.000	
Total inversión				Bs.F 2.616.000	

APÉNDICE C

Manipulador tipo brazo articulado de herramientas de ajuste

Fuente: Sandoval H. (2018)

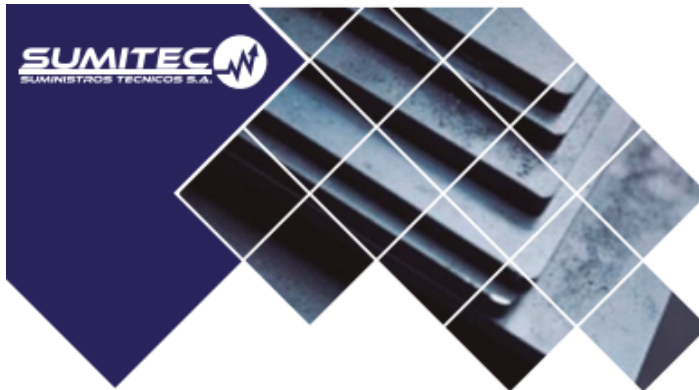


ANEXOS

ANEXO A

Propiedades del material

Fuente: (Sumitec S.A)



ACERO ESTRUCTURAL

ACERO ASTM A36



1. Descripción: Acero al carbono estructural conocido como hierro negro, de calidad estructural para el uso en puentes y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

2. Normas involucradas: ASTM A 36/A 36M - 04

3. Propiedades mecánicas: Esfuerzo a la fluencia mínimo: 250 MPa (36300 PSI)
Esfuerzo a la tensión: 400 – 550 MPa (58000 – 79800 PSI)
Elongación mínima en 50 mm (2"): 23%
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.85 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.25 – 0.29 % C
0.60 – 1.20 % Mn
0.15 – 0.40 % Si
0.04 % P máx
0.05 % S máx








6. Usos: Para componentes estructurales en general.

7. Tratamientos térmicos: Usualmente a este material no se le da tratamiento térmico debido a que son parte estructural. Puede ser cementado para aumentar la dureza superficial mientras mantiene su núcleo tenaz.

ANEXO B

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos y tornillos de acero

Fuente: (Budynas & Keith, 2008)

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, ¹ MPa	Resistencia mínima a la tensión, ¹ MPa	Resistencia mínima a la fluencia, ¹ MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

*La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

$$l_f = \begin{cases} 2d + 6 & l \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < l \leq 200 \\ 2d + 25 & l > 200 \end{cases}$$

donde l es la longitud del perno. La longitud de la rosca de pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

¹Las resistencias mínimas son las resistencias que excede 99% de los sujetadores.

ANEXO C

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino

Fuente: (Budynas & Keith, 2008)

Diámetro nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Coeficientes de fricción f de pares roscados

Fuente: (Budynas & Keith, 2008)

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, acolito para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

ANEXO D

Clasificación de electrodos según AWS

Fuente: (Budynas & Keith, 2008)


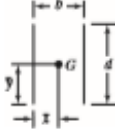
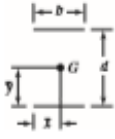
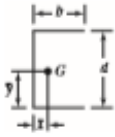
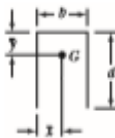
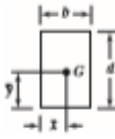
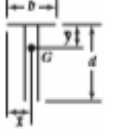
Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

ANEXO E

Propiedades flexionantes de la soldadura de filete

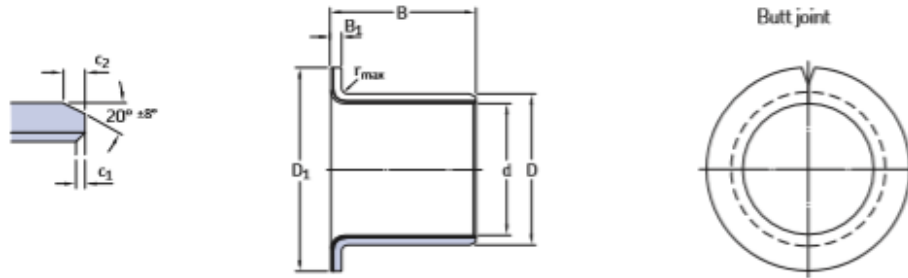
Fuente: (Budynas & Keith, 2008)

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

ANEXO F

Datos de los cojinetes de fricción de PTFE

Fuente: (SKF Group, 2018)

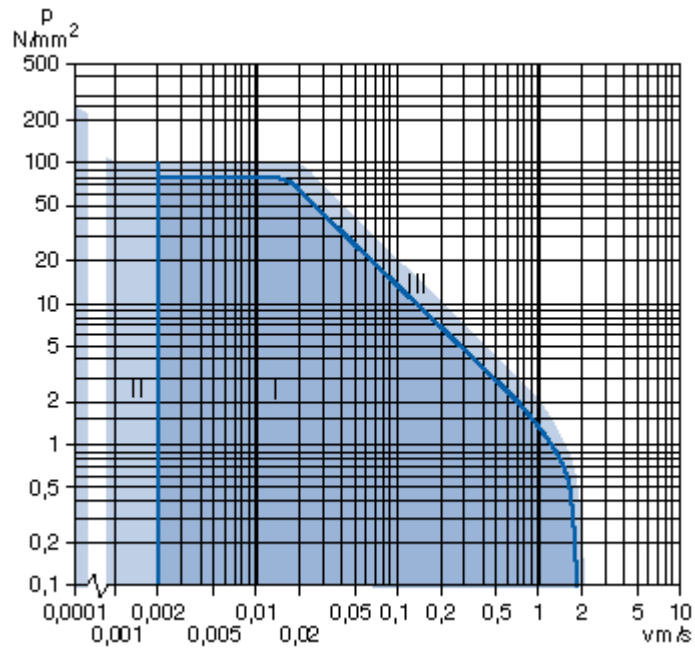


Dimensions								Basic load ratings				Mass	Designations
d	D	B	D ₁	B ₁	c ₁ min	c ₂ min	r _{max}	radial dynamic C	static C ₀	axial dynamic C _a	static C _{0a}	g	Bushings of PTFE composite Material E
mm								kN				g	-
6	8	4	12	1	0,1	0,2	1	0,965	3	2,75	8,65	1,3	PCMF 060804 E
	8	8	12	1	0,1	0,2	1	2,9	9	2,75	8,65	1,9	PCMF 060808 E
8	10	5,5	15	1	0,1	0,2	1	2,24	6,95	5,1	16	2,1	PCMF 081005.5 E
	10	7,5	15	1	0,1	0,2	1	3,55	11	5,1	16	2,5	PCMF 081007.5 E
	10	9,5	15	1	0,1	0,2	1	4,8	15	5,1	16	2,9	PCMF 081009.5 E
10	12	7	18	1	0,1	0,2	1	4	12,5	8	25	3,1	PCMF 101207 E
	12	9	18	1	0,1	0,2	1	5,6	17,6	8	25	3,6	PCMF 101209 E
	12	12	18	1	0,1	0,2	1	8	25	8	25	4,3	PCMF 101212 E
	12	17	18	1	0,1	0,2	1	12	37,5	8	25	5,6	PCMF 101217 E
12	14	7	20	1	0,1	0,2	1	4,8	15	9,15	28,5	3,6	PCMF 121407 E
	14	9	20	1	0,1	0,2	1	6,7	20,8	9,15	28,5	4,2	PCMF 121409 E
	14	12	20	1	0,1	0,2	1	9,65	30	9,15	28,5	5,1	PCMF 121412 E
	14	15	20	1	0,1	0,2	1	12,5	39	9,15	28,5	6,1	PCMF 121415 E
14	14	17	20	1	0,1	0,2	1	14,3	45	9,15	28,5	6,6	PCMF 121417 E
	16	12	22	1	0,1	0,2	1	11	34,5	10	31,5	5,8	PCMF 141612 E
14	16	17	22	1	0,1	0,2	1	16,6	52	10	31,5	7,5	PCMF 141617 E
	17	9	23	1	0,1	0,2	1	8,3	26	10,4	32,5	5,1	PCMF 151709 E
15	17	12	23	1	0,1	0,2	1	12	37,5	10,4	32,5	6,2	PCMF 151712 E
	17	17	23	1	0,1	0,2	1	18	56	10,4	32,5	7,6	PCMF 151717 E
16	18	12	24	1	0,1	0,2	1	12,2	38	8,5	26,5	6,2	PCMF 161812 E
	18	17	24	1	0,1	0,2	1	18,6	58,5	8,5	26,5	8,1	PCMF 161817 E
18	20	12	26	1	0,1	0,2	1	13,7	42,5	9,3	29	7,3	PCMF 182012 E
	20	17	26	1	0,1	0,2	1	20,8	65,5	9,3	29	9,5	PCMF 182017 E
	20	22	26	1	0,1	0,2	1	28	88	9,3	29	12	PCMF 182022 E
20	23	11,5	30	1,5	0,1	0,2	1,5	14,3	45	17,3	54	13	PCMF 202311.5 E
	23	15	30	1,5	0,1	0,2	1,5	20	62	17,3	54	16	PCMF 202315 E
	23	16,5	30	1,5	0,1	0,2	1,5	22	69,5	17,3	54	17	PCMF 202316.5 E
	23	21,5	30	1,5	0,1	0,2	1,5	31/2	95	17,3	54	21	PCMF 202321.5 E
25	28	11,5	35	1,5	0,1	0,2	1,5	17,3	54	20,4	64	16	PCMF 252811.5 E
	28	16,5	35	1,5	0,1	0,2	1,5	28	85	20,4	64	21	PCMF 252816.5 E
	28	21,5	35	1,5	0,1	0,2	1,5	37,5	116	20,4	64	25	PCMF 252821.5 E
30	34	16	42	2	0,1	0,8	2	30,5	95	29	91,5	35	PCMF 303416 E
	34	26	42	2	0,1	0,8	2	54	170	29	91,5	50	PCMF 303426 E
35	39	16	47	2	0,1	0,8	2	35,5	110	33,5	104	43	PCMF 353916 E
	39	26	47	2	0,1	0,8	2	63	196	33,5	104	61	PCMF 353926 E

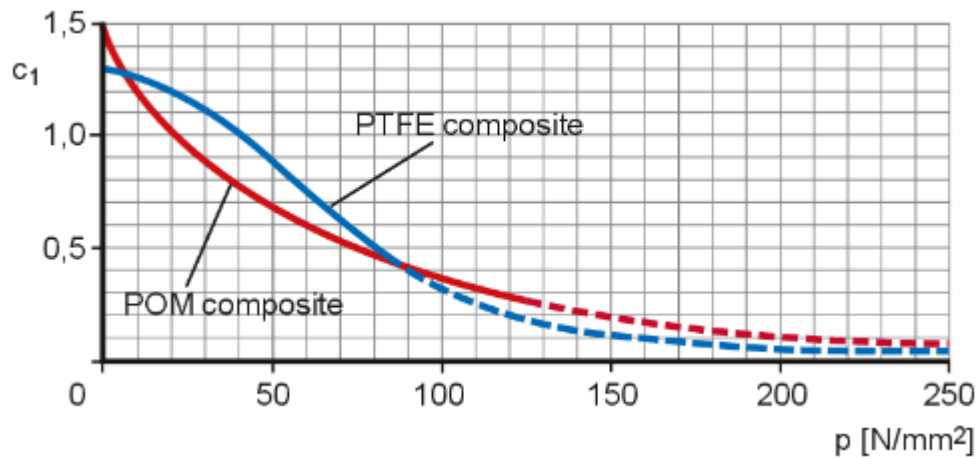
ANEXO G

Gamas de funcionamiento $p\nu$ y factores de cojinetes de fricción

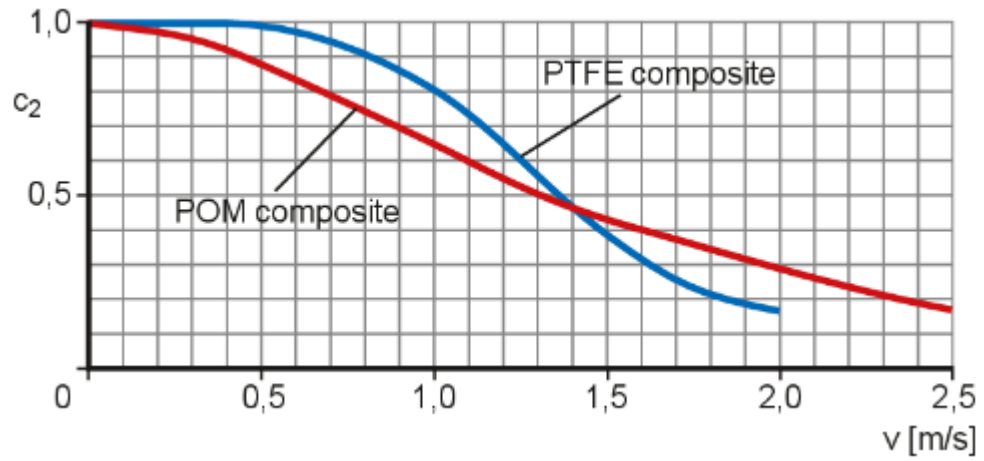
Fuente: (SKF Group, 2018)



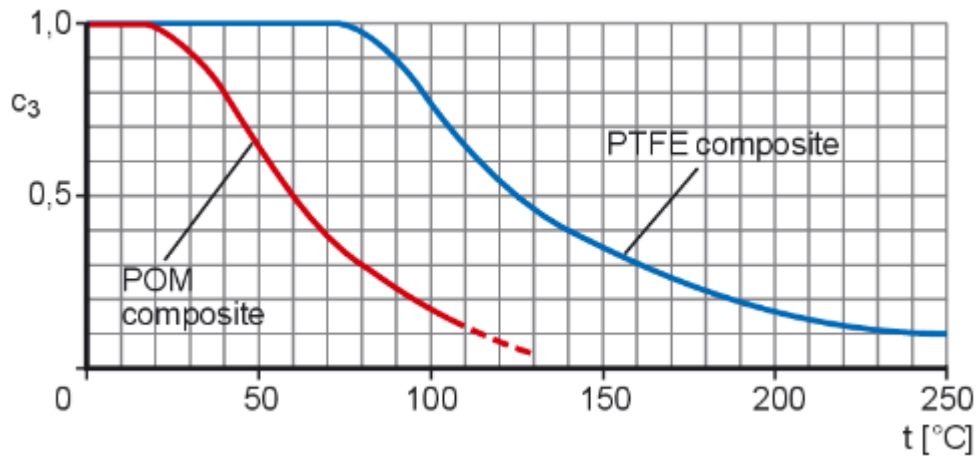
Factor de carga C_1



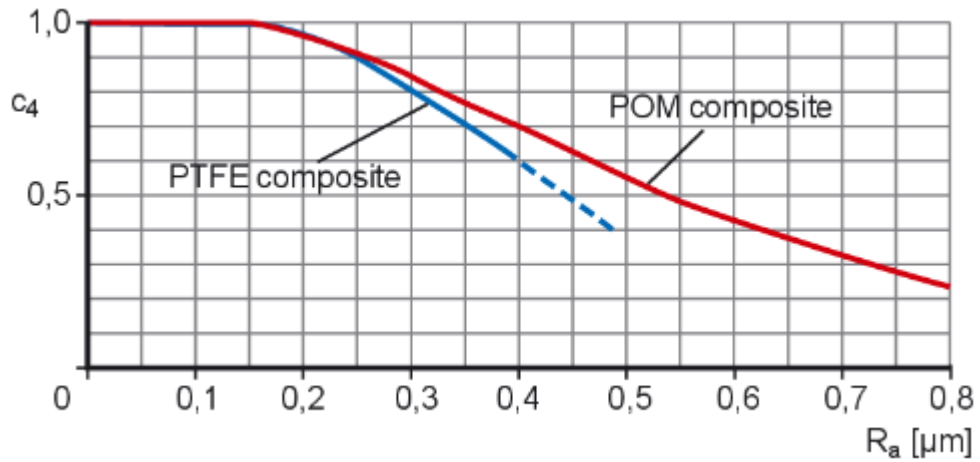
Factor de velocidad C_2



Factor de temperatura C_3



Factor de rugosidad superficial C_4

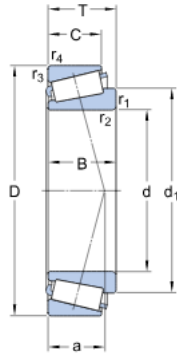


ANEXO H

Datos del rodamiento de una hilera de rodillos cónicos 32006X

Fuente: (SKF Group, 2018)

Dimensiones



d	30	mm
D	55	mm
T	17	mm
d ₁	≈ 43.6	mm
B	17	mm
C	13	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	43.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	44	kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.55	kN
Velocidad de referencia		10000	r/min
Velocidad límite		12000	r/min
Factor de cálculo	e	0.43	
Factor de cálculo	Y	1.4	
Factor de cálculo	Y ₀	0.8	

ANEXO I

Equipos Neumáticos

Fuente: (Festo Inc, 2018)

Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552

FESTO

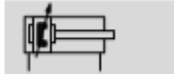
Hoja de datos

Función

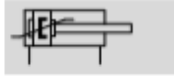
Amortiguación por topes elásticos



Amortiguación PPV



Amortiguación PPS



DIN



Ø - Diámetro
32 ... 125 mm

l - Carrera
1 ... 2800 mm

www.festo.com

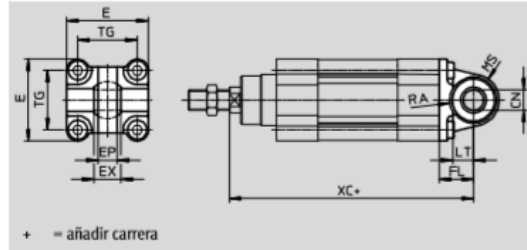


Especificaciones técnicas generales								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Forma constructiva	Émbolo/vástago/tubo perfilado							
Conexión neumática	Doble efecto							
Toma de pilotaje								
DSBC...		G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2
DSBC...-C		M5	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8
Rosca del vástago		M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2
Carrera								
DSBC...	[mm]	1 ... 2800						
DSBC...-Q	[mm]	1 ... 1500						
DSBC...-L1	[mm]	10 ... 1000						
DSBC...-C	[mm]	10 ... 2000						
DSBC...-E1/-E2/-E3	[mm]	10 ... 2000						
DSBC...-P2	[mm]	10 ... 500						
DSBC...-...E	[mm]	1 ... 2000						
DSBC...-...L	[mm]	1 ... 2000						
Amortiguación								
DSBC...-P	Amortiguación por topes elásticos/placa a ambos lados							
DSBC...-PPV	Amortiguación neumática regulable en ambos lados							
DSBC...-PPS	Amortiguación neumática autorregulable en ambos lados							
Carrera de amortiguación								
DSBC...-PPV	[mm]	17	19	22	22	31	31	45
DSBC...-E1/-E2/-E3	[mm]	17	19	15	15	15	15	-
Detección de la posición	Para sensores de proximidad							
Tipo de fijación	Con rosca interior/accesorios							
Posición de montaje	Indistinto							

Fuerzas [N] y energía del impacto [J]								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar, avance		483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso		415	633	990	1682	2721	4418	6881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales								
DSBC...		0,4 ¹⁾	0,7	1,0	1,3	1,8	2,5	3,3
DSBC...-L/-U/-T1/-T3/-T4		0,2 ¹⁾	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,65
DSBC...-L1		0,1	0,2	0,3	0,4	0,9	1,25	1,65

Brida basculante
SNCS/CRSNCS/SNCS...-R3

Material:
 SNCS 32 ... 50:
 Fundición inyectada de aluminio
 SNCS 63 ... 125:
 Aleación de forja de aluminio
 CRSNCS 32 ... 80:
 Fundición de acero inoxidable
 SNCS...-R3 100 ... 125:
 Aleación de forja de aluminio con
 recubrimiento protector



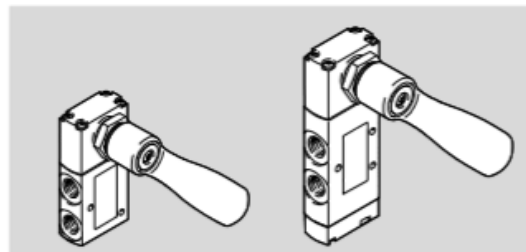
Cabeza de rótula SGS			
	32	★ 9261	SGS-M10x1,25
	40	★ 9262	SGS-M12x1,25
	50	★ 9263	SGS-M16x1,5
	63		
	80	★ 9264	SGS-M20x1,5
	100		
	125	10774	SGS-M27x2

Válvulas de accionamiento manual

FESTO

Hoja de datos: válvula de palanca manual

- Caudal
650 ... 1200 l/min
- Presión
-0,95 ... 10 bar
- Margen de temperatura
-10 ... +60 °C

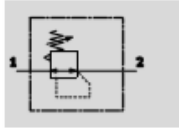


Reguladores de precisión LRP, tamaño 40

Hoja de datos

FESTO

Función



- Caudal
300 l/min
- Temperatura
-10 ... +60 °C
- Presión de funcionamiento
1 ... 8 bar



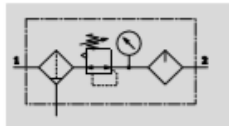
Unidades de mantenimiento FRC/FRCS, serie D, ejecución metálica

Hoja de datos

FESTO

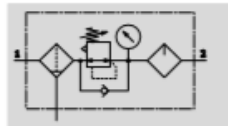
FRC/FRCS

Purga de condensado manual,
con giro; con manómetro

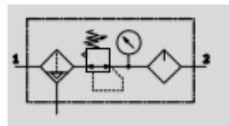


FRC/FRCS-...DI-MAXI

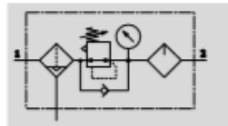
Purga de condensado manual,
con giro; con manómetro



Purga de condensado semiautomática
o automática, con manómetro



Purga de condensado automática, con
manómetro



- Caudal
80 ... 8700 l/min
- Temperatura
-10 ... +60 °C
- Presión de funcionamiento
1 ... 16 bar
- www.festo.com

- Filtro, regulador y lubricador en una unidad
- Gran caudal y eficiencia de retención de partículas de suciedad
- Buenas características de regulación con baja histéresis
- Cabezal bloqueable para asegurar los valores ajustados
- Botón giratorio con cerradura integrada



- Dos márgenes de regulación de la presión: 0,5 ... 7 bar y 0,5 ... 12 bar
- Dos conexiones para manómetros para una instalación más versátil
- Con purga manual, semiautomática o automática del condensado
- Cartuchos de 5 µm o 40 µm
- Nuevos cartuchos filtrantes → 31

Festo recomienda los siguientes aceites:

Viscosidad según
ISO 3448 clase VG 32
32 mm²/s (cSt) con 40 °C

- Aceite especial Festo → 32
- ARAL Vitam GF 32
- BP Energol HLP 32
- Esso Nuto H 32
- Mobil DTE 24
- Shell Tellus Oil DO 32