



**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID ESCUELA
POLITÉCNICA SUPERIOR**

MODELADO Y ANÁLISIS DE UN BRAZO MECÁNICO

PROYECTO FIN DE CARRERA

**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL
MECÁNICA**

Autor: Jesús Jabonero Cámara

Tutor: Cristina Castejón

LEGANES 2010





Índice

Índice	3
Índice de Ilustraciones	6
Índice de Tablas	9
Índice de Gráficas	10
Capítulo 1	11
<i>Objetivo y Motivación del proyecto</i>	11
1.1 Objetivo.....	12
1.2 Motivación.....	13
Capítulo 2	17
<i>Introducción</i>	17
2.1 Introducción a la robotica	18
2.1.1 Clasificación de los robots industriales.....	20
2.1.2 Estructura mecánica de un brazo robótico.....	24
2.1.3 Transmisiones y reductores	26
2.1.4 Elementos terminales.....	28
2.1.5 Características a considerar en la selección de un robot.....	29
Capítulo 3	33
<i>Programas Utilizados y Métodos de Análisis</i>	33
3.1 Solid Edge	34
3.1.1 Introducción	34
3.1.2 Historia	34
3.1.3 Synchronous Technology y Solid Edge.....	35
3.1.4 Entorno pieza síncrono.....	38
3.1.5 Entorno conjunto síncrono.....	39
3.2 Femap.....	40
3.2.1 Historia	41
3.2.2 Windows nativo	42
3.3.3 Solver independiente.....	43
3.3 Método de los elementos finitos	46
3.3.1 Breve reseña histórica.....	47
3.3.2 Uso práctico del método hacia 1950	47
3.3.3 De 1960 a 1970	47
3.3.4 A partir de 1980.....	48
3.3.5 Descripción matemática del método.....	48
3.3.6 ¿Cómo trabaja el MEF en la práctica?.....	49



3.3.7	Preproceso y Generación de la malla	50
3.3.8	Cálculo y Resolución de sistemas de ecuaciones	50
3.3.9	Postproceso	51
3.3.10	Problemas Termomecánicos.....	51
3.3.11	Tipos de Análisis Ingenieriles.....	52
3.3.12	Resultados del MEF.....	52
3.3.13	Limitaciones.....	52
3.3.14	Programas para Elementos Finitos	53
3.4	Introducción a los Diferentes Análisis realizados.	54
3.4.1	Modos de Vibración.....	54
3.4.2	Análisis Estático	56
3.4.3	Análisis de Pandeo	58
Capítulo 4	59
	<i>Modelado del Brazo Mecánico.</i>	59
4.1	Modelado de piezas.....	61
4.2	Montaje.....	68
Capítulo 5	70
	<i>Análisis del mecanismo.</i>	70
Capítulo 6	81
	<i>Resultados.</i>	81
6.1	Posición 1	82
6.2	Posición 2	92
6.3	Posición 3	101
6.4	Posición 4	110
6.5	Comparación con un material de diferentes propiedades mecánicas.	119
Capítulo 7	123
	<i>Conclusiones y Trabajos Futuros.</i>	123
7.1	Conclusiones	124
7.2	Trabajos futuros	129
Capítulo 8	130
	<i>Bibliografía y Referencia de Internet.</i>	130
8.1	Bibliografía	131
8.2	Referencias de internet.	131
ANEXOS	132
i)	Planos.....	133
ii)	Piezas normalizadas	133
iii)	Características del motor y reductora	133



i) Planos.....	134
ii) Piezas normalizadas	146
iii) Características del motor y reductora	149

Índice de Ilustraciones

Ilustración 1. Robot quirúrgico DaVinci.....	14
Ilustración 2. Varios robot de demonición.....	14
Ilustración 3. Robot Robosoft, Robot vie r3 y robot Care-o-bot.....	15
Ilustración 4. Robot Ofro y Robot B.e.a.r.....	15
Ilustración 5. Robot Configuración Cartesiana.....	22
Ilustración 6. Robot Configuración Cilíndrica.....	22
Ilustración 7. Robot Configuración Polar.....	23
Ilustración 8. Robot Configuracion Angular.....	23
Ilustración 9. Robot Scara.....	23
Ilustración 10. Estructura de un Brazo Mecánico.....	24
Ilustración 11. Diferentes Combinaciones De Articulaciones De Un Robot.....	25
Ilustración 12. Robot Configuración Cartesiano.....	30
Ilustración 13. Robot Configuración Circular.....	30
Ilustración 14. Robot Configuración Esférica.....	31
Ilustración 15. Robot Scara, KR10.....	31
Ilustración 16. Portada Solid-Edge.....	34
Ilustración 17. Solución Síncrona.....	35
Ilustración 18. Aplicación del Steering Wheel.....	36
Ilustración 19. Barra de Comandos.....	37
Ilustración 20. Entorno Pieza.....	38
Ilustración 21. Pathfinder.....	38
Ilustración 22. Entorno Conjunto.....	39
Ilustración 23. Portada Femap.....	40
Ilustración 24. Esquema Femap.....	41
Ilustración 25. Boeing, Femap y la Spacestation.....	42
Ilustración 26. Programas Cad Soportados por Femap.....	43
Ilustración 27. Solver de Femap.....	43
Ilustración 28. Tipos de Análisis Soportados por Femap de Algunos Paquetes MEF del Mercado.....	44
Ilustración 29. Configuraciones Femap.....	44
Ilustración 30. Visualización de como un vehículo se deforma en un impacto asimétrico, obtenido usando Elementos Finitos.....	46
Ilustración 31. Esquema de fuerzas y momentos en una viga en equilibrio.....	56
Ilustración 32. Esquema del Brazo.....	60
Ilustración 33. Entorno Tradicional.....	61
Ilustración 34. Entorno Síncrono.....	61
Ilustración 35. Creación de la vinculación en la barra ab.....	62
Ilustración 36. Vinculación barra AC.....	63
Ilustración 37. Barras del Mecanismo.....	64
Ilustración 38. Resto de componentes: a) Pasador a, b) Pasador B, c) Pasador C,.....	65
Ilustración 39. a) Separador, b) Anillo de Sujeción, c) Arandela.....	66
Ilustración 40. Mecanismo Montado.....	68
Ilustración 41. Mecanismo Explosionado.....	69
Ilustración 42. Entorno Solid Edge para abrir Femap.....	71
Ilustración 43. Conectar automáticamente.....	72
Ilustración 44. Ventana de opciones de las conexiones automáticas.....	72
Ilustración 45. Modelo Conectado.....	72
Ilustración 46. Mallado 1.....	73



Ilustración 47. Opciones de Mallado.....73

Ilustración 48. Mallado 274

Ilustración 49. Modelo mallado74

Ilustración 50. Restricciones.....75

Ilustración 51. Restricción en los ejes.....75

Ilustración 52. Carga de 10 N.....76

Ilustración 53. Zoom Carga de 10 N.....76

Ilustración 54. Carga de 10N en sentido Z.....77

Ilustración 55. Análisis Modos77

Ilustración 56. Elección de los resultados finales.....78

Ilustración 57. Análisis de pandeo.....79

Ilustración 58. Análisis de pandeo 279

Ilustración 59. Posición 182

Ilustración 60. Modo 1 Posición1.....83

Ilustración 61. Modo 2 Posición 1.....83

Ilustración 62. Modo 3 Posición 1.....84

Ilustración 63. Modo 4 Posición 1.....84

Ilustración 64. Modo 5 Posición 1.....84

Ilustración 65. Modo 6 Posición 1.....85

Ilustración 66. Modo 7 Posición 1.....85

Ilustración 67. Modo 8 Posición 1.....85

Ilustración 68. Modo 9 Posición 1.....86

Ilustración 69. Modo 10 Posición 186

Ilustración 70. Análisis estático se muestran las Tensiones en la Posición 1 según Von Mises89

Ilustración 71. Análisis estático se muestran los Desplazamientos Posición 189

Ilustración 72. Análisis de Pandeo se muestran las Tensiones en la Posición 1 según Von Mises.90

Ilustración 73. . Análisis de Pandeo se muestran los Desplazamientos en la Posición 1.91

Ilustración 74. Posición 292

Ilustración 75. Modo 1 Posición 2.....93

Ilustración 76. Modo 2 Posición 2.....93

Ilustración 77. Modo 3 Posición 2.....93

Ilustración 78. Modo 4 Posición 2.....94

Ilustración 79. Modo 5 Posición 2.....94

Ilustración 80. Modo 6 Posición 2.....94

Ilustración 81. Modo 7 Posición 2.....95

Ilustración 82. Modo 8 Posición 2.....95

Ilustración 83. Modo 9 Posición 2.....95

Ilustración 84. Modo 10 Posición 296

Ilustración 85. Análisis Estático se muestran de desplazamientos para la Posición 2.....98

Ilustración 86 Análisis Estático se muestran las tensiones para la Posición 2 según Von Mises99

Ilustración 87. Análisis Pandeo se muestran las Deformaciones en la Posición 2 100

Ilustración 88. Análisis Pandeo se muestran las Tensiones en la Posición 2 según Von Mises 100

Ilustración 89. Posición 3 101

Ilustración 90. Modo 1 Posición 3..... 102

Ilustración 91. Modo 2 Posición 3..... 102

Ilustración 92. Modo 3 Posición 3..... 102

Ilustración 93. Modo 4 Posición 3..... 103



Ilustración 94. Modo 5 Posición 3.....	103
Ilustración 95. Modo 6 Posición 3.....	103
Ilustración 96. Modo 7 Posición 3.....	104
Ilustración 97. Modo 8 Posición 3.....	104
Ilustración 98. Modo 9 Posición 3.....	104
Ilustración 99. Modo 10 Posición 3.....	105
Ilustración 100. Análisis Estático se muestran los desplazamientos para la Posición 3....	107
Ilustración 101. Análisis Estático se muestran las tensiones para la Posición 3 según Von Mises	108
Ilustración 102. Análisis Pandeo se muestran los desplazamientos para la Posición 3....	109
Ilustración 103. Análisis Pandeo se muestran las tensiones para la Posición 3 según Von Mises	109
Ilustración 104. Posición 4.....	110
Ilustración 105. Modo 1 Posición 4.....	111
Ilustración 106. Modo 2 Posición 4.....	111
Ilustración 107. Modo 3 Posición 4.....	111
Ilustración 108. Modo 4 Posición 4.....	112
Ilustración 109. Modo 5 Posición 4.....	112
Ilustración 110. Modo 6 Posición 4.....	112
Ilustración 111. Modo 7 Posición 4.....	113
Ilustración 112. Modo 8 Posición 4.....	113
Ilustración 113. Modo 9 Posición 4.....	113
Ilustración 114. Modo 10 Posición 4.....	114
Ilustración 115 Análisis Estático se muestran las deformaciones en la Posición 4	116
Ilustración 116. Análisis Estático se muestran las Tensiones en la Posición 4 según Von Mises	117
Ilustración 117. Análisis Pandeo se muestran las Deformaciones en la Posición.....	118
Ilustración 118. Análisis Pandeo se muestran las Tensiones en la Posición 4 según Von Mises	118



Índice de Tablas

Tabla 1. Clasificación de elementos de transmisión.....	26
Tabla 2. Características de reductores para robótica	27
Tabla 3. clasificación de elemntos terminales	28
Tabla 4. Herramientas mas frecuentes	29
Tabla 5: Programas para uso de elementos finitos.....	53
Tabla 6. Propiedades físicas del aluminio.....	64
Tabla 7. Propiedades física del bronce 90%.....	66
Tabla 8. Listado de las propiedades de las piezas	67
Tabla 9. Propiedades físicas del mecanismo.	69
Tabla 10. Modos de vibración posición 1.....	82
Tabla 11. Análisis Estático posición 1	88
Tabla 12. Análisis de pandeo posición 1	90
Tabla 13. Modos de vibración posición 2.....	92
Tabla 14. Análisis Estático posición 2	98
Tabla 15. Análisis Pandeo posición 2	99
Tabla 16. Modos de vibración posición 3.....	101
Tabla 17. Análisis estatico posición 3.....	107
Tabla 18. Análisis Pandeo posición 3	108
Tabla 19. . Modos de vibración posición 4.....	110
Tabla 20. Análisis Estático posición 4	116
Tabla 21. Análisis Pandeo posición 4	117
Tabla 22. Propiedades del acero.....	119
Tabla 23. Análisis Pandeo. Aluminio-acero.....	122
Tabla 24. Análisis estatico. Acero-Aluminio.....	122



Índice de Gráficas

Gráfica 1. Modos de vibración posición 1	87
Gráfica 2. Desplazamientos posición 1	87
Gráfica 3. Tensiones posición 1.....	88
Gráfica 4. Modos de vibración posición 2	96
Gráfica 5.Desplazamientos posición 2.....	97
Gráfica 6. Tensiones posición 2.....	97
Gráfica 7. Modos de vibración posición 3	105
Gráfica 8. Desplazamientos Posición 3	106
Gráfica 9. Tensiones Posición 3.....	106
Gráfica 10. Modos de vibración posición 4.....	114
Gráfica 11. Desplazamientos posición 4.....	115
Gráfica 12. Tensiones posición 4	115
Grafica 13. Aluminio - Acero (Frecuencias).....	119
Grafica 14, Desplazamientos max.ALuminio-Acero	120
Grafica 15, Desplazamientos minimos.ALuminio-Acero.	120
Grafica 16. Tensiones Maximos. Aluminio-Acero.....	121
Grafica 17.Tensiones minimos.ALuminio-Acero.....	121
Gráfica 18. Modo 1.....	124
Gráfica 19. Modo 2.....	125
Gráfica 20. Modo 3.....	125
Gráfica 21.Modo 4.....	125
Gráfica 22. Modo 5.....	126
Gráfica 23. Modo 6.....	126
Gráfica 24. Modo 7.....	126
Gráfica 25. Modo8.....	127
Gráfica 26. Modo 9.....	127
Gráfica 27. Modo 10	127



CAPÍTULO 1

Objetivo y Motivación del proyecto.

1.1 OBJETIVO.

La realización de este Proyecto Fin de Carrera tiene como objetivo el desarrollo de un modelo numérico de mecanismo con características de brazo mecánico sencillo y el estudio del comportamiento del mismo ante cargas, para el ajuste del diseño final y realización del primer prototipo.

Se construirá un modelo mediante el software de diseño **Solid Edge Synchronous Technologies**, con el cual modelaremos a tamaño real. Se montará el conjunto total y se realizará una simulación con un motor. Una vez construido el modelo se simulará con el programa de elementos finitos **Femap V10**, llevando a cabo diferentes análisis para poder comprender y analizar la robustez del conjunto. Los diferentes análisis que se realizarán son: modos de vibración, un análisis estático con carga de y un estudio de pandeo.

En los anexos se han incluido los planos de las diferentes piezas que componen el mecanismo así como un esquema de montaje. También se encuentran las características del conjunto así como las propiedades de las diferentes partes del conjunto y sus características.

1.2 MOTIVACIÓN.

La robótica es un sinónimo de progreso y desarrollo tecnológico. Los países y las empresas que cuentan con una fuerte presencia de robots no solamente consiguen una extraordinaria competitividad y productividad, sino también transmiten una imagen de modernidad. En los países más desarrollados, las inversiones en tecnologías robóticas han crecido de forma significativa y muy por encima de otros sectores. No obstante, el conocimiento sobre robótica de la mayoría de la sociedad es muy limitado. Algunas personas todavía confunden un robot con una batidora debido a que en la propaganda esta es anunciada como un robot de cocina [7].

Por otro lado, las inversiones en la investigación en robótica han ido disminuyendo en Europa en los últimos años, lo que contrasta con el incremento de los esfuerzos investigadores en esta área en países como Estados Unidos o Japón. La robótica tiene como intención final complementar o sustituir las funciones de los humanos, alcanzando, en algunos sectores, aplicaciones masivas. En el contexto industrial, donde se utilizan con notable éxito desde hace varias décadas, sus beneficios empresariales y sociales se pueden resumir en cuatro:

1. Productividad: aumento de la producción y reducción de costes, sobre todo laborales, de materiales, energéticos y de almacenamiento.
2. Flexibilidad: que permite la fabricación de una familia de productos sin la necesidad de que se modifique la cadena de producción y, por consiguiente, sin paradas ni pérdidas de tiempo.
3. Calidad: debido al alto nivel de repetitividad de las tareas realizadas por los robots que aseguran una calidad uniforme del producto final.
4. Seguridad: ya que los procesos de fabricación se llevan a cabo con un mínimo número de personas, disminuyendo las posibilidades de accidentes laborales y reemplazando a los operarios de tareas tediosas.

Por otro lado, hay que destacar que la robótica ofrece unos grandes beneficios sociales, resolviendo problemas cotidianos en todos los sectores y edades de la población, mejorando la calidad de vida de los ciudadanos mediante la reducción de las horas de trabajo y de los riesgos laborales. También aporta beneficios económicos aumentando la competitividad de las empresas, dinamizando la creación de nuevas empresas y nuevos modelos de negocio y profesiones.

Durante las tres últimas décadas, la robótica ha tenido una gran presencia en la industria especialmente en la industria del automóvil y la industria electrónica que han copado el 70% del parque de robots en el mundo.

En los últimos años, han aparecido nuevas áreas de aplicación de la robótica que se han agrupado bajo la denominación de robótica de servicio. Estos robots se caracterizan por acercarse al ciudadano para realizar tareas de tipo personal y profesional, apareciendo en sectores como la medicina, cirugía, rehabilitación, limpieza, etc. En la ilustración 1 se muestra el robot quirúrgico DaVinci creado por Instutive Surgical en Estados Unidos.

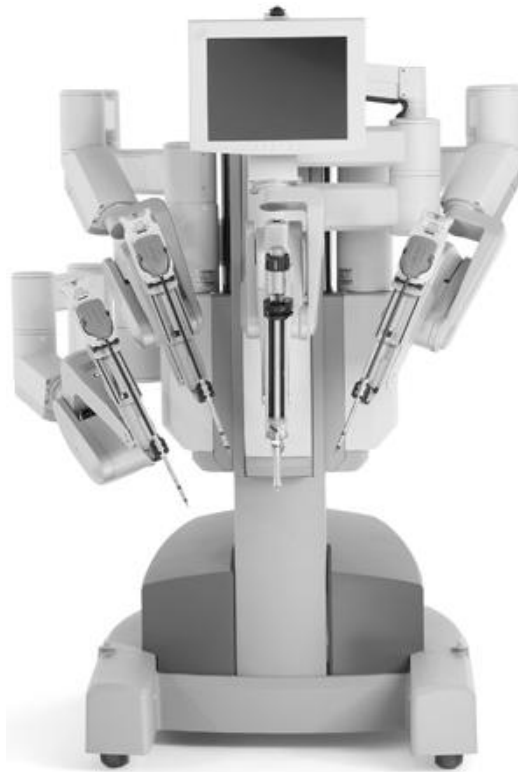


ILUSTRACIÓN 1.ROBOT QUIRÚRGICO DAVINCI.

Es de esperar que la robótica de servicio tenga una gran expansión en los próximos años en los que serán nuevos retos tecnológicos:

Robots desarrollando actividades en trabajos de exteriores, bosques, agricultura, limpieza, transporte, construcción. En la ilustración 2 se observa unos robots de demolición que se aplican en actividades exteriores.



ILUSTRACIÓN 2. VARIOS ROBOT DE DEMONICIÓN

Robots de asistencia personal, ayuda a labores del hogar, asistencia a personas mayores y discapacitadas. En la ilustración 3 se muestran algunos ejemplos de este tipo de robot como son el RoboSoft y el Robot vie R3 que se dedican al cuidado de personas mayores y discapacitadas y el robot Care-o-Bot que se aplica en ayudas de labores del hogar.



ILUSTRACIÓN 3. ROBOT ROBOSOFT, ROBOT VIE R3 Y ROBOT CARE-O-BOT.

Robots en aplicaciones de seguridad civil, como robots que actúen en la lucha contra el fuego, misiones de rescate, monitorización del entorno, patrulleras de costa y fronteras, etc.



ILUSTRACIÓN 4. ROBOT OFRO Y ROBOT B.E.A.R.

En la ilustración 4 se ve un ejemplo de robot de vigilancia el robot Ofro que se encarga de operaciones de patrullaje y vigilancia, También se muestra el Robot B.E.A.R que se utiliza para misiones de rescate.

En España existen numerosos grupos de investigación en el campo de la robótica. Estos grupos provienen de diferentes ámbitos, principalmente de universidades y centros de Investigación y tecnologías, mayoritariamente relacionados con las áreas de Ingeniería de Sistemas y Automática, Informática, Electrónica y Mecánica.

Cabe destacar la colaboración entre grupos de investigación que se ha realizado desde el Comité Español de Automática (CEA) que, a su vez, lidera la Red Nacional de Robótica, subvencionada por el Ministerio de Educación y Ciencia.

Dentro de la Universidad Carlos III de Madrid se encuentra Laboratorios de Sistemas Inteligentes, el Robotics Lab y el grupo MAQLAB del departamento de Ingeniería Mecánica, donde se encuentran un amplio número de Titulados medios, superiores y Doctores que realizan investigación acerca de la robótica [7].



CAPÍTULO 2

Introducción.

2.1 INTRODUCCIÓN A LA ROBOTICA

El gran dinamismo que los avances en robótica y disciplinas afines tienen en nuestros días origina que el concepto de robot deba ser revisado y ampliado con frecuencia. La relectura de los primeros textos literarios de ciencia ficción que tratan el tema de la robótica, presentan casas robotizadas [5], automóviles robots [8] o robots dotados de una alta capacidad de interacción con los humanos [9]. Todos ellos han dejado de ser hoy en día quimeras de la ciencia-ficción para ser realidades tecnológicas que entran dentro de la disciplina de la robótica.

Es, por ello, complicado acotar lo que debe ser entendido por un robot y, consecuentemente, definir este término con la suficiente generalidad como para cubrir el amplio campo de dispositivos que como tal son, hoy en día, reconocidos. En este sentido, puede resultar válido el revisar las definiciones, no estrictamente técnicas, contenidas en enciclopedias, antes de dar una definición de robot.

Enciclopedia Británica:

“Maquina operada automáticamente que sustituye el esfuerzo de los humanos, aunque no tiene por qué tener apariencia humana o desarrollar sus actividades a la manera de los humanos.”

Diccionario Merriam Webster:

“Máquina que se asemeja a los humanos y desarrolla como ellos tareas complejas como andar o hablar. Un dispositivo que desarrolla de manera automática tareas complicadas, a menudo de manera repetitiva. Un mecanismo guiado por control automático.”

Diccionario de la Real Academia Española:

“Maquina o ingenio electrónico programable, capaz de manipular objetos y realizar operaciones reservadas sólo a las personas.”

En el estado tecnológico actual de la robótica, incluso estas definiciones generalistas resultan insuficientes para abarcar el conjunto de sistemas que son entendidos hoy en día por robot.

Por este motivo, en la actualidad es frecuente añadir un adjetivo al término robot, que permita acotar con mayor detalle sus características o campo de aplicación. A modo de ejemplo se podrían citar los robots manipuladores, robots humanoides, robots domésticos, robot aéreos y submarinos, robots caminantes, tele-robots, etc.

Pero no siempre ha existido esta gran variedad de sistemas robóticos. Hasta finales de años ochenta, y dejando de lado la ciencia ficción, los únicos robots reales, fuera del entorno de laboratorio, eran aquellos dedicados a la manufactura de productos en talleres y líneas de fabricación. Estos robots, instalados en la industria manufacturera, están hoy en día firmemente asentados, con una tecnología bien desarrollada y un amplio mercado de fabricantes. El trabajo que este tipo de robot realiza es básicamente el de manipular piezas o herramientas en entono industrial, por lo que se le denomina **robot manipulador industrial**. Sobre él ha sido posible establecer una precisa definición y clasificación según diferentes criterios, como se verá más adelante.

Sobre el resto de la tipología de robots existentes hoy en día, no se dan aun las condiciones para establecer estas definiciones y clasificaciones de manera estable, si bien de manera tentativa, pueden encontrarse algunas propuestas.

Se van a presentar a continuación las definiciones estandarizadas del robot industrial manipulador, así como diferentes criterios para su clasificación. Por otra parte y en la medida de lo posible, se definirán y clasificarán algunos de los otros tipos de robots.

Los primeros intentos de establecer una definición formal de manipulador industrial, surgen en el año 1979 por parte de la RIA (Robot Institute of America, actualmente Robotic Industries Association), según la cual:

Robot (RIA): *Un robot industrial es un manipulador multifuncional reprogramable, capaz de mover materias, piezas, herramientas o dispositivos especiales, según trayectorias variables, programadas para realizar tareas diversas [6].*

Esta temprana definición, matizada y acotada, ha sido la referencia para las sucesivas definiciones que se han ido dando al robot hasta llegar a la actual, establecida por la Asociación Internacional de Estándares (ISO). Está en su norma ISO 8373 (en España corresponde a la UNE EN ISO 8373: 1998. «Robots Manipuladores Industriales. Vocabulario»), define al Robot manipulador industrial como:

Robot manipulador industrial (ISO): Manipulador de 3 o más ejes, con control automático, reprogramable, multiplicación, móvil o no, destinado a ser utilizado en aplicaciones de automatización industrial. Incluye al manipulador (sistema mecánico y accionadores) y al sistema de control (software y hardware de control y potencia).

Ambas definiciones coinciden en indicar que el robot debe ser reprogramable y multifuncional o multiplicación, pero mientras que en la definición original de RIA asume que todo robot industrial debe ser manipulador, no cuestionando la existencia de robots que no lo sean, la definición de ISO acota su alcance sólo a los robots manipuladores, mostrando así que considera la existencia de otros tipos de robots, no incluidos en la definición, que no están destinados a manipular o incluso que no tienen esta capacidad.

Por otro lado, la definición ISO exige que el robot tenga al menos 3 grados de libertad (el concepto de grado de libertad queda recogido en la propia norma, dejando fuera del concepto de robot aquellos dispositivos constructivamente más simples y de capacidades más limitadas.

Si bien en ninguna de las dos definiciones aparece de manera directa indicación alguna que limite la definición de robot a aquellos manipuladores que tengan sus ejes servocontrolados, la definición ISO condiciona indirectamente la definición de robot a esta característica, al indicar que éste debe ser reprogramable. Efectivamente, en la propia norma, se define el concepto de reprogramable como:

Reprogramable (ISO): Aquellos en los que los movimientos programados o las funciones auxiliares pueden cambiarse sin modificación física.

Modificación física (ISO): Modificación de la estructura mecánica o del sistema de control (se excluyen cambios en los soportes de memoria: Disco, cinta, ROM, etc.).

La capacidad de poder ser reprogramado sin modificaciones físicas para alcanzar diferentes posiciones precisa del servocontrol que gobernara los movimientos de modo que éstos se detengan cuando la posición alcanzada coincida con la de consigna.

De esta manera quedarían excluidos de la definición de robot aquellos manipuladores con control de tipo todo-nada, en los que solo pueden alcanzarse posiciones discretas. Estos sistemas corresponden en la práctica a manipuladores de tipo neumático, controlados mediante sistemas lógicos (PLC por ejemplo) que tienen un número discreto y pequeño de posiciones estables y en los que los actuadores se detienen en posiciones fijas. La modificación de estas posiciones implica la alteración de los recorridos de los actuadores, mediante topes mecánicos o incluso el rediseño o la alteración estructural.

Por tanto, de acuerdo a la definición ISO un robot debe tener al menos 3 ejes servocontrolados, es decir, con sistemas de posicionamiento tales que la señal de mando al actuador considere la posición de referencia y la posición real que este tiene en cada momento (realimentación).

2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LOS ROBOTS INDUSTRIALES

Un robot puede ser clasificado atendiendo a diferentes criterios o características. Algunas de estas serán dependientes de su propia esencia, otras de la aplicación o tarea a que se destinan. A continuación se presenta la clasificación de robot atendiendo a los siguientes criterios [6].

Clasificación atendiendo a la Generación

La generación de un robot hace referencia al momento tecnológico en que este aparece. Dé este modo se puede considerar que se pasa de una generación a la siguiente cuando da un hito que supone un avance significativo en las capacidades de los robots.

- Robots de primera generación. Repite la tarea programada secuencialmente. No toma en cuenta las posibilidades alteraciones de su entorno.
- Robots de segunda generación. Adquiere información limitada de su entorno y actúa en consecuencia. Puede localizar, clasificar (visión) y detectar esfuerzos y adaptar sus movimientos en consecuencia.
- Robots de tercera generación. Su programación se realiza mediante el empleo de un lenguaje natural. Posee capacidad para planificación automática de tareas.

Clasificación atendiendo al Área de Aplicación

Desde el punto de vista del uso que se da al robot es posible clasificarlos bien en base al sector económico en el que se encuentran trabajando o bien en base al tipo de aplicación o tarea que desarrollan, independientemente de en qué sector económico trabajen.

- Robots industrial manipuladores:
 - Sin especificar.
 - Manipulación en fundición.
 - Manipulación en moldeo de plásticos.
 - Manipulación en tratamientos térmicos.
 - Manipulación en la forja y estampación.
 - Soldadura.
 - Aplicación de materiales.
 - Mecanización.
 - Otros procesos.
 - Montaje.
 - Palatización y empaquetado.
 - Medición, inspección, control de calidad.
 - Manipulación de materiales.
 - Formación, enseñanza e investigación.
 - Otros.
- Robots de servicio:
 - Robots personales y domésticos
 - Robots para tareas domesticas
 - Robots de entretenimiento
 - Asistenciales, ayuda a discapacitados
 - Transporte Personal
 - Seguridad y vigilancia de la vivienda
 - Otros usos personales y domésticos

- Robots de servicios profesionales
 - Robots de exteriores
 - Limpieza profesional
 - Sistemas de inspección
 - Construcción y demolición
 - Sistemas logísticos
 - Medicina
 - Defensa, rescate y seguridad
 - Submarinos
 - Plataformas móviles de uso general
 - Robots de laboratorio
 - Relaciones públicas
 - Propósito especial
 - Humanoides
 - Robots a medida
 - Otros no especificados
- I+d en robótica
 - Percepción
 - Actuación
 - Micro y nano robots
 - Arquitecturas e integración
 - Navegación y control
 - Interfaces con usuario y otras
 - Otras actividades de I+D no especificadas
 - Investigación básica

Clasificación atendiendo al tipo de Actuadores

Dependiendo de cuál sea el tipo de energía utilizada por los ejes principales del robot, este puede ser clasificado como:

- Robot Neumático.
- Robot Hidráulico.
- Robot Eléctrico.

Tipos de configuraciones para robots industriales

Cuando se habla de la configuración de un robot. El robot puede presentar cuatro configuraciones clásicas: la cartesiana, la cilíndrica, la polar y la angular.

✓ *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. En la ilustración 5 se ve un ejemplo de esta configuración.

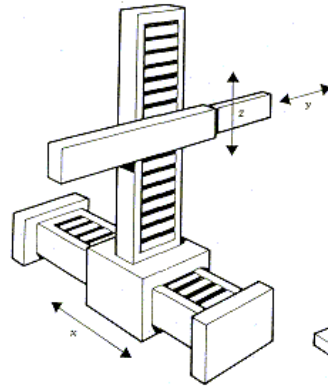


ILUSTRACIÓN 5. Robot Configuración Cartesiana

✓ *Configuración cilíndrica:*

Puede realizar dos movimientos lineales y uno rotacional, o sea, que presenta tres grados de libertad.

El robot de configuración cilíndrica está diseñado para ejecutar los movimientos conocidos como interpolación lineal e interpolación por articulación. Se ve un ejemplo de esta configuración en la ilustración 6.

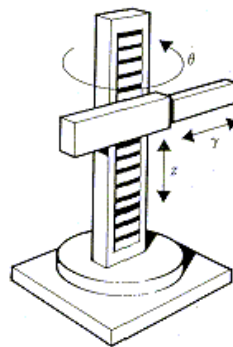


ILUSTRACIÓN 6. Robot Configuración Cilíndrica.

La interpolación por articulación se lleva a cabo por medio de la primera articulación, ya que ésta puede realizar un movimiento rotacional.

✓ *Configuración polar:*

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

Este robot utiliza la interpolación por articulación para moverse en sus dos primeras articulaciones y la interpolación lineal para la extensión y retracción. Se observa este tipo de configuración en la ilustración 7.

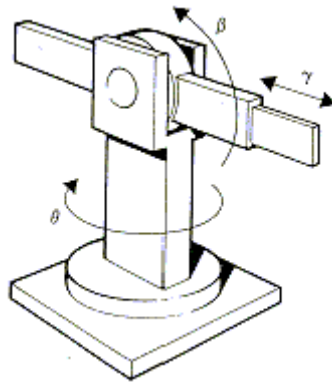


ILUSTRACIÓN 7. Robot Configuración Polar

Configuración angular (o de brazo articulado):

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. En la ilustración 8 se ve un ejemplo de este tipo de configuración.

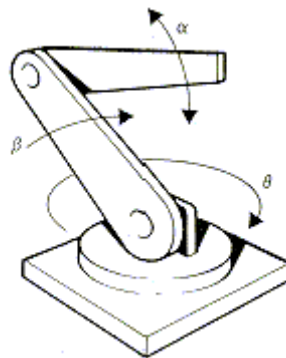


ILUSTRACIÓN 8. Robot Configuración Angular.

Además de las cuatro configuraciones clásicas mencionadas, existen otras configuraciones llamadas no clásicas.

El ejemplo más común de una configuración no clásica lo representa el robot tipo SCARA, cuyas siglas significan: Selective Appliance Arm Robot For Assembly (Brazo robótico articulado de respuesta selectiva). Este brazo puede realizar movimientos horizontales de mayor alcance debido a sus dos articulaciones rotacionales. El robot de configuración SCARA también puede hacer un movimiento lineal (mediante su tercera articulación). Se observa este tipo de configuración en la ilustración 9.

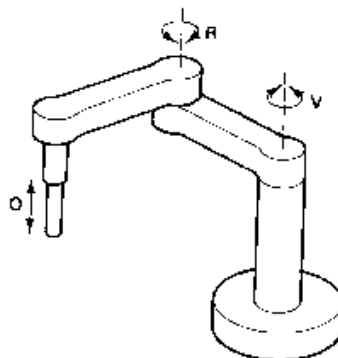


ILUSTRACIÓN 9. Robot Scara

2.1.2 ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO

Un Robot está constituido por una serie de elementos o eslabones unidos mediante articulaciones que permiten un movimiento relativo entre cada dos eslabones consecutivos. La constitución física de la gran parte de los robots industriales guarda cierta similitud con la anatomía del brazo humano, es decir, que poseen ciertas características antropomórficas, por lo que en ocasiones a los distintos elementos que componen el robot se les denomina en términos como cuerpo, brazo, codo muñeca.

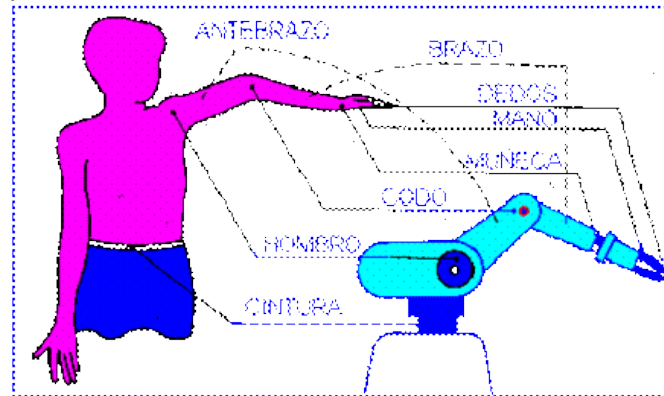


ILUSTRACIÓN 10. Estructura de un Brazo Mecánico

Cada articulación provee al robot de al menos un 'grado de libertad', o bien, cada uno de los movimientos independientes que puede realizar cada articulación con respecto a la anterior, se denomina 'grado de libertad' (GDL).

El movimiento de cada articulación puede ser de desplazamiento, de giro o una combinación de ambos. De este modo son posibles seis tipos diferentes de articulaciones:

- Esférica o Rótula (3 GDL)
-
- Planar (2 GDL)
-
- Tornillo (1 GDL)
-
- Prismática (1 GDL)
-
- Rotación (1 GDL)
-
- Cilíndrica (2 GDL)

Aunque en la práctica, en los robots sólo se emplean la de rotación y la prismática.

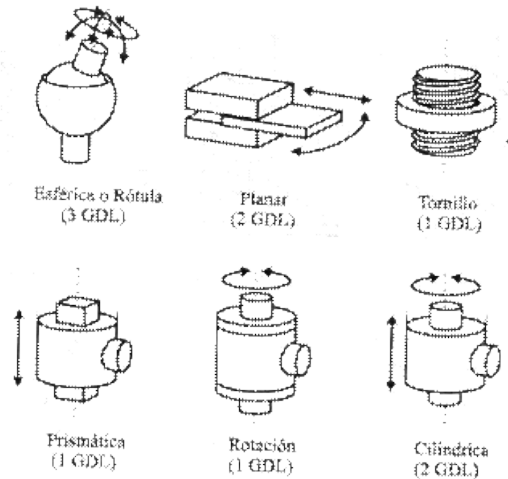


ILUSTRACIÓN 11. Diferentes Combinaciones De Articulaciones De Un Robot

El empleo de diferentes combinaciones de articulaciones en un robot, mostrado en la ilustración 11, da lugar a diferentes configuraciones, con ciertas características tanto en el diseño y construcción del robot como en su aplicación [11].

Una cadena cinemática, es una serie de eslabones o barras unidas por articulaciones. La estructura mecánica de un robot manipulador constituye una cadena cinemática.

Cuando en una cadena cinemática se puede llegar desde cualquier eslabón a cualquier otro mediante al menos dos caminos, se dice que se trata de una cadena cinemática cerrada. En caso de que solo haya un camino posible se dice que se trata de una cadena cinemática abierta.

El número de grados de libertad de una cadena cinemática puede ser obtenido mediante la fórmula de Grübler, según la cual:

$$NGDL = (\gamma \cdot n - 1) - 2 \cdot f_1 \tag{1.1}$$

Donde:

γ : GDL del espacio de trabajo (Típicamente tres en el plano, seis en el espacio).

n : Número de eslabones (debe incluirse el eslabón fijo o base).

f_1 : Número de pares de 1 gdl.

Los robots manipuladores son, en la mayor parte de los casos, cadenas cinemáticas abiertas con las articulaciones de tipo rotación o prismática (con un solo GDL cada una), siendo por lo general sencillo encontrar el número de grados de libertad del robot, pues coincide con el número de articulaciones de que se compone.

No obstante, en los robots con cadena cinemática cerrada, que pueden usar otro tipo de articulaciones, como las esféricas, es preciso evaluar con mayor rigor el número de GDL.

El empleo de diferentes combinaciones de articulaciones en un robot da lugar a diferentes configuraciones, con características a tener en cuenta tanto en el diseño y construcción del robot como en su aplicación.

Los robots con cadena cinemática cerrada y en particular los robots denominados de «estructura paralela», son menos frecuentes, si bien en los últimos años, algunos fabricantes de robots ofrecen productos con esta característica. Su composición cinemática origina que el estudio de su modelado y control se aborde habitualmente de manera independiente a la de los robots de cadena abierta.

La mayor parte de los robots manipuladores actuales, responden a la estructura angular, también conocida como «articular», representando aproximadamente el 45%, seguidos de los de estructura Cartesiana y SCARA. Los robots de estructura esférica y cilíndrica, más frecuentes en los orígenes de la robótica, están en la actualidad, prácticamente en desuso [6].

2.1.3 TRANSMISIONES Y REDUCTORES

Las transmisiones son los elementos encargados de transmitir el movimiento desde los actuadores hasta las articulaciones. Además se incluirán los reductores, encargados de adaptar el par y la velocidad de la salida del actuador a los valores adecuados para el movimiento de los elementos del robot.

Transmisiones:

Dado que un robot mueve su extremo con aceleraciones elevadas, es sumamente importante reducir al máximo su momento de inercia. Del mismo modo, los pares estáticos que deben vencer los actuadores dependen directamente de la distancia que existen entre las masas y el actuador. Por estos motivos se procura que los actuadores, que por lo general son pesados, estén lo más cerca posible de la base del robot, y debido a esto que se debe, casi por obligación, utilizar sistemas de transmisión que trasladen el movimiento hasta las articulaciones, especialmente a las situadas en el extremo del robot. De tal modo, las transmisiones pueden ser utilizadas para convertir movimiento circular en lineal o viceversa, lo que en ocasiones puede ser necesario.

Un buen sistema de transmisión debe cumplir una serie de características básicas:

- ✓ Debe tener un tamaño y peso reducido
- ✓ Se ha de evitar que presente juegos u holguras considerables
- ✓ Se deben buscar transmisiones con gran rendimiento

Aunque no existe un sistema de transmisión específico para robots, sí existen algunos usados con mayor frecuencia, los cuales se pueden apreciar en la tabla que se muestra a continuación:

TABLA 1. CLASIFICACION DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN

Entrada-Salida	Denominación	Ventajas	Inconvenientes
Circular-Circular	Engranaje	Pares altos	Holguras
Circular-Lineal	Correa dentada Cadena Paralelogramo Cable	Distancia grande	Ruido Giro limitado Deformabilidad
	Tornillo sin fin	Poca holgura	Rozamiento
Lineal-Circular	Cremallera Paral. Articulado	Holgura Media	Control difícil Rozamiento

La clasificación se ha realizado en base al tipo de movimiento posible en la entrada y salida (lineal o circular). En la tabla también quedan reflejadas algunas ventajas e inconvenientes propios de algunos sistemas de transmisión (holgura o juego). Es muy importante que el sistema de transmisión a utilizar no afecte al movimiento que transmite, ya sea por el rozamiento inherente a su funcionamiento o por las holguras que su desgaste pueda producir. También hay que tener en cuenta que el sistema de transmisión sea capaz de soportar un funcionamiento continuo a un par elevado, y a ser posible entre grandes distancias.

Las transmisiones más habituales son aquellas que cuentan con movimiento circular tanto en la entrada como a la salida. Incluidas es éstas se hallan los engranajes, las correas dentadas y las cadenas.

Reductores:

Al contrario que con las transmisiones, sí que existen determinados sistemas usados de manera preferente en los robots industriales. Esto se debe a que los reductores utilizados en robótica se les exigen unas condiciones de funcionamiento muy restrictivas. La exigencia de estas características viene motivada por las altas prestaciones que se le piden al robot en cuanto a precisión y velocidad de posicionamiento.

Se buscan reductores de:

- ✓ Bajo peso
- ✓ Reducido tamaño
- ✓ Bajo rozamiento
- ✓ Que sean capaces de realizar una reducción elevada de velocidad en un único paso

TABLA 2. CARACTERÍSTICAS DE REDUCTORES PARA ROBÓTICA

Características	Valores típicos
Relación de reducción	50-300
Peso y tamaño	0,1-30 kg
Momento de inercia	10 ⁻⁴ kg m ²
Velocidades de entrada máxima	6.000-7.000 rpm
Par de salida nominal	5.700 Nm
Par de salida máximo	7.900 Nm
Juego angular	00_20
Rigidez torsional	100-2.000 Nm/rad
Rendimiento	85%-98%

Se tiende, también, a minimizar su momento de inercia, de negativa influencia en el funcionamiento del motor, especialmente crítico en el caso de motores de baja inercia.

Los reductores, por motivos de diseño, tienen una velocidad máxima de entrada admisible, que como regla general aumenta a medida que disminuye el tamaño del motor. También existe una limitación con respecto al par de salida nominal permisible (T2) que depende de par de entrada (T1) y de la relación de transmisión a través de la relación:

$$T2 = \eta T1 \omega1 / \omega2$$

(1.2)

Donde el rendimiento (η) puede llegar a ser cerca del 100 % y la relación de reducción de velocidades ($\omega1$ = velocidad de entrada; $\omega2$ = velocidad de salida) varía entre 50 y 300.

Puesto que los robots trabajan en ciclos cortos que implican continuos arranques y paradas, es de gran importancia que el reductor sea capaz de soportar pares elevados puntales. También se busca que el juego angular o backlash sea lo menor posible. Éste se define como el ángulo que gira el eje de salida cuando cambia su sentido de giro sin que llegue a girar el eje de entrada. Por último, es importante que los reductores para robótica posean una alta rigidez torsional, definida como el par que hay que aplicar sobre el eje de salida para que, manteniendo bloqueado el de entrada, aquél gire un ángulo unitario.



2.1.4 ELEMENTOS TERMINALES

Los elementos terminales, también llamados efectores finales (end effector) son los encargados de interactuar directamente con el entorno del robot. Pueden ser tanto elementos de aprehensión como herramientas.

Si bien un mismo robot industrial es, dentro de unos límites lógicos, versátil y readaptable a una gran variedad de aplicaciones, no ocurre así con los elementos terminales, que son en muchos casos específicamente diseñados para cada tipo de trabajo.

Se puede establecer una clasificación de los elementos terminales atendiendo a si se trata de un elemento de sujeción o de una herramienta. Los primeros se pueden clasificar según el sistema de sujeción empleado. En la siguiente tabla se representan estas opciones, así como los usos más frecuentes.

TABLA 3. CLASIFICACIÓN DE ELEMENTOS TERMINALES

Tipos de sujeción	Accionamiento	Uso
Pinzas de presión Desplazamiento angular Desplazamiento lineal	Neumático o eléctrico	Transporte y manipulación de piezas sobre las que no importe presionar
Pinza de enganche	Neumático o eléctrico	Piezas de grandes dimensiones o sobre las que no se puede ejercer presión.
Ventosas de vacío	Neumático	Cuerpos con superficie lisa poco porosa (cristal, plástico, etc.)
Electroimán	Eléctrico	Piezas ferromagnéticas.

Los elementos de sujeción se utilizan para agarrar y sostener los objetos y se suelen denominar pinzas. Se distingue entre las que utilizan dispositivos de agarre mecánico, y las que utilizan algún tipo de dispositivo (ventosas, pinzas magnéticas, adhesivas, ganchos, etc.).

En la elección o diseño de una pinza se han de tener en cuenta diversos factores. Entre los que afectan al tipo de objeto y de manipulación a realizar destacan, el peso, la forma, el tamaño del objeto y la fuerza que es necesario ejercer y mantener para sujetarlo. Entre los parámetros de la pinza cabe destacar su peso (que afecta a las inercias del robot), el equipo de accionamiento y la capacidad de control.

El accionamiento neumático es el más utilizado por ofrecer mayores ventajas en simplicidad, precio y fiabilidad, aunque presenta dificultades de control de posiciones intermedias. En ocasiones se utilizan accionamientos de tipo eléctrico.

En las pinzas se suelen situar sensores para detectar el estado de la misma (abierto o cerrado). Se pueden incorporar a la pinza otro tipo de sensores para controlar el estado de la pieza, sistemas de visión que proporcionen datos geométricos de los objetos, detectores de proximidad, sensores fuerza-par, etc.

Como se ha indicado, el elemento Terminal de aprehensión debe ser diseñado con frecuencias a medida para la aplicación. Existen ciertos elementos comerciales que sirven de base para la pinza, siendo posible a partir de ellos diseñar efectores válidos para cada

aplicación concreta. Sin embargo, en otras ocasiones el efector debe ser desarrollado íntegramente, constituyendo su costo un porcentaje importante dentro del total de la aplicación.

En muchas aplicaciones el robot ha de realizar operaciones que no consiste en manipular objetos, sino que implican el uso de una herramienta. El tipo de herramienta con que puede dotarse a un robot es muy amplio. Normalmente, la herramienta está fijada rígidamente al extremo del robot, aunque en ocasiones se dota a éste de un dispositivo de cambio automático, que permita al robot usar diferentes herramientas durante su tarea. La siguiente tabla enumera algunas de las herramientas más frecuentes.

TABLA 4.HERRAMIENTAS MAS FRECUENTES

Tipo de herramienta.	Comentarios
Pinza soldadura por puntos	Dos electrodos que se cierran sobre la pieza a soldar.
Soplete soldadura al arco	Aportan el flujo de electrodo que se funde.
Cucharón para colada	Para trabajos de fundición.
Atornillador	Suelen incluir la alimentación de tornillos.
Fresa-lijas	Para perfilar, eliminar rebabas, pulir, etc.
Pistola de pintura	Por pulverización de la pintura.
Cañón láser	Para corte de material, soldadura o inspección.
Cañón de agua a presión	Para corte de materiales.

2.1.5 CARACTERÍSTICAS A CONSIDERAR EN LA SELECCIÓN DE UN ROBOT.

Cuando se desea robotizar un determinado proceso, el equipo de técnicos responsables de esta tarea debe seleccionarse el robot más adecuado. Para ello recurrirá a su experiencia y buen criterio, escogiendo, dentro del amplio mercado de robots existentes, aquel que mejor responda a las características y buscando el adecuado compromiso entre precio y prestaciones.

Características a tener en cuenta para la selección de un robot:

- Características geométricas.
 - Área de trabajo
 - Grados de libertad
 - Errores de posicionamiento
 - Distancia tras emergencia
 - Repetividad
 - Resolución
 - Errores en el seguimiento de trayectorias.
 - Calidad de una línea recta, arco...
 - Precisión cuando se mueve el mínimo incremento posible.
- Características cinemáticas.
 - Velocidad nominal máxima
 - Aceleración y deceleración
- Características dinámicas.
 - Fuerzas
 - De agarre
 - Carga máxima
 - Control de fuerza-par
 - Frecuencia de resonancia

- Tipo movimientos.
 - Movimiento punto a punto
 - Movimiento coordinados
 - Trayectoria continuas(CP)
- Modo de programación
 - Enseñanza(guiado)
 - Textual
- Tipo de accionamiento
 - Eléctrico(c. alterna o c:continua)
 - Neumático
 - Hidráulico
- Comunicaciones
 - E/S Digitales/Analógicas
 - Comunicaciones línea serie
- Servicio proveedor
 - Mantenimiento, Servicio Técnico, Curso de formación
- Coste

Área de trabajo.

El área de trabajo o campo de acción es el volumen espacial al que puede llegar el extremo del robot. Este volumen está determinado por el tamaño , forma y tipo de los eslabones que integran el robot, así como por la limitaciones de movimiento impuestas por el sistema de control.

Para ilustrar lo que se conoce como volumen de trabajo regular y volumen de trabajo irregular, tomaremos como modelos varios robots.

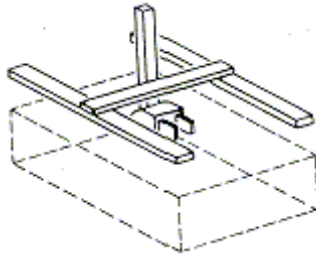


ILUSTRACIÓN 12.Robot Configuración Cartesiano

El robot cartesiano y el robot cilíndrico presentan volúmenes de trabajo regulares. El robot cartesiano genera una figura cúbica. Ambos volúmenes se pueden observar mejor en las ilustraciones 12 y 13 respectivamente.

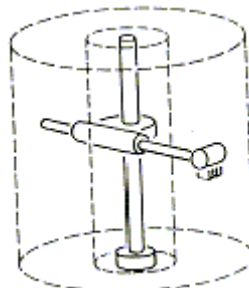


ILUSTRACIÓN 13.Robot Configuración Circular

El robot de configuración esférica presenta un volumen de trabajo parecido a un cilindro (normalmente este robot no tiene una rotación de 360°), se observa este volumen en la ilustración 14.

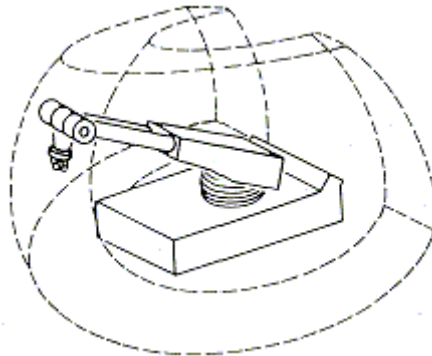


ILUSTRACIÓN 14. Robot Configuración Esférica

Por su parte, los robots que poseen una configuración polar, los de brazo articulado y los modelos SCARA presentan un volumen de trabajo irregular. En la ilustración 15 se muestra un robot Scara comercial el KR10.



ILUSTRACIÓN 15. ROBOT SCARA, KR10

Coste de Implementación

El coste de la Implementación de un sistema robotizado está compuesto por los siguientes ítems:

- El Robot.
- Las herramientas de la mano.
- Posible modificación de la máquina o máquina-herramienta y herramientas.
- Posible alteración del layout existente.
- Equipos periféricos, transportadores, cajas de almacenamiento.
- Dispositivos de fijación y señalización.
- Costo del trabajo de instalación.
- Entrenamiento del personal para operación y mantenimiento.
- Puesta en marcha y puesta a punto.



Beneficios

Los beneficios que se obtienen al implementar un robot de este tipo son:

- Reducción de la labor.
- Incremento de utilización de las máquinas.
- Flexibilidad productiva.
- Mejoramiento de la calidad.
- Disminución de pasos en el proceso de producción.
- Mejoramiento de las condiciones de trabajo, reducción de riesgos personales.
- Mayor productividad.
- Ahorro de materia prima y energía.
- Flexibilidad total.

Calidad de trabajo humano:

- ✓ Seguridad: trabajos peligrosos e insalubres.
- ✓ Comodidad: trabajos repetitivos, monótonos y en posiciones forzadas.
- ✓ Acumulación instantánea de experiencias.



CAPÍTULO 3

Programas Utilizados y Métodos de Análisis.

Para la realización del proyecto se han utilizado principalmente dos programas informáticos que son Solid-Edge ST y Femap, en las siguientes secciones se presentaran las características generales de dichos programas.

3.1 Solid Edge

3.1.1 Introducción

Solid Edge (SE) es un programa de parametrizado de piezas en 3D basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador (CAD). Permite el modelado de piezas de distintos materiales, doblado de chapas, ensamblaje de conjuntos, soldadura y funciones de dibujo en plano[12].

Este es uno de los paquetes instalados a enterrar el uso masivo del CAD 2D dando paso al CAD 3D, con las consiguientes ventajas a todos los niveles del trabajo. A través de software de terceras partes, es compatible con otras tecnologías PLM (Gestión del Ciclo de Vida del Producto en inglés Product Lifecycle Management).



ILUSTRACIÓN 16.Portada Solid-Edge

3.1.2 Historia

Solid Edge fue presentado en 1996, inicialmente fue desarrollado por Intergraph como uno de los primeros entornos basados en CAD para Windows NT, ahora pertenece y es desarrollado por Siemens AG. Su núcleo de modelado geométrico era originalmente ACIS, pero fue cambiado a Parasolid, el núcleo Parasolid se desarrolla actualmente por Siemens PLM software y se utiliza ampliamente como el motor geométrico de otras herramientas CADs (SolidWorks, IronCAD, MoldFlow, etc...). Adquirido por Siemens AG está empezando a formar parte de todas sus plantas de producción e ingeniería por lo que está sufriendo unas mejoras considerables. Esta inclusión de Solid Edge dentro de Siemens está suponiendo muchos cambios funcionales dentro del software que lo están mejorando notablemente y está ayudando a que evolucione.

Dentro de las mejoras más notables en esta última versión ST cabe destacar la traducción de archivos de otras plataformas, lo que podrá permitir que se abra paso en sectores antes condenados al uso de un determinado software por la falta de compatibilidad de sus archivos con otros paquetes de CAD, esto le permite editar información de otras herramientas CAD (Autodesk Inventor, SolidWorks, Pro Engineer, IronCAD entre otras). Entre sus similares encontramos al Autodesk Inventor, al SolidWorks, al Pro Engineer.

3.1.3 Synchronous Technology y Solid Edge

Para la realización del proyecto, concretamente, se ha utilizado la última versión de este software, denominado Solid Edge Synchronous Technology, ya que dispone de dos tipos de entornos de trabajo diferentes, uno en el que se trabaja con el método tradicional y otro en el que se puede utilizar las ventajas de la tecnología síncrona. Esta tecnología permite la edición de geometría bidireccional directa. Las operaciones se pueden editar independientemente del orden de creación, eliminando cualquier tipo de dependencia padre/hijo entre las operaciones, ya sea en una misma pieza o en varios componentes de un conjunto.



ILUSTRACIÓN 17. Solución Síncrona

Con esta nueva técnica queda anulada el orden de generación de las operaciones, lo que quiere decir esto es que no importa el orden en que se hayan creado éstas, recalcula sólo las geometrías necesarias, y con la introducción del steering wheel (volante de dirección), podemos modificar dinámicamente los sólidos sin siquiera tocar el boceto. Esta tecnología también permite actuar sobre las operaciones de geometrías importadas de otras plataformas CAD con total libertad, acelerando el proceso de creación y modificación de proyectos entre empresas que cuentan con programas diferentes. En la ilustración 17 se observa un esquema de la solución síncrona.

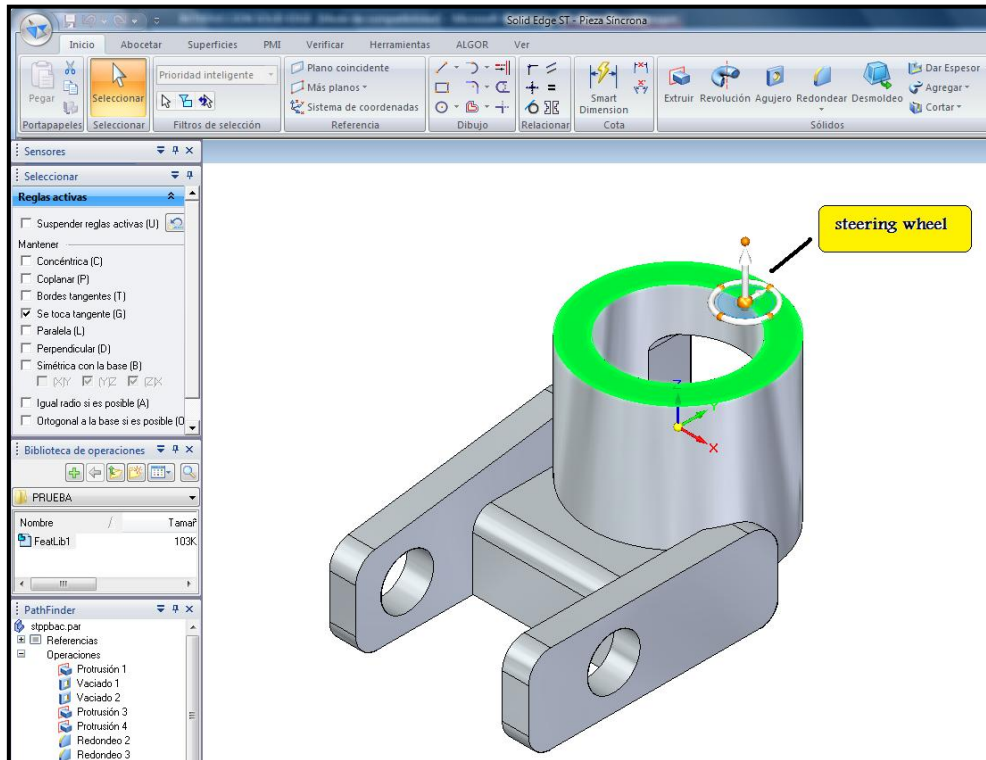


ILUSTRACIÓN 18. Aplicación del Steering Wheel

Solid Edge dispone de diferentes ventanas gráficas para el modelado de piezas sólidas, de chapa, soldaduras, permite ensamblar conjuntos y crear planos de todos estos. Para acceder a ellos es necesario seleccionar el tipo entorno en el que se va a trabajar y la tecnología que va a ser empleada, seleccionando en la parte izquierda de la ventana de inicio la plantilla deseada. En la ilustración 18 y 19 se observan imágenes del Solid Edge para entender mejor la disposición de los botones.

Todas tienen en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describirán a continuación:

- ✓ Botón aplicación: contiene los comandos más comunes que anteriormente se encontraban bajo el menú Archivos (Nuevo, Guardar, Abrir...), además de las opciones de Solid Edge (tipo de plantilla a utilizar: pieza ISO Tradicional, pieza ISO síncrona, Conjunto ISO Tradicional,...)
- ✓ Barra de comandos de acceso rápido: es personalizable pulsando sobre el icono que aparece al final de la barra. Activando o desactivando las opciones listadas, aparecerán los iconos en la barra de comandos de acceso rápido de manera que cada usuario disponga en ella de los comandos que considere más necesarios.

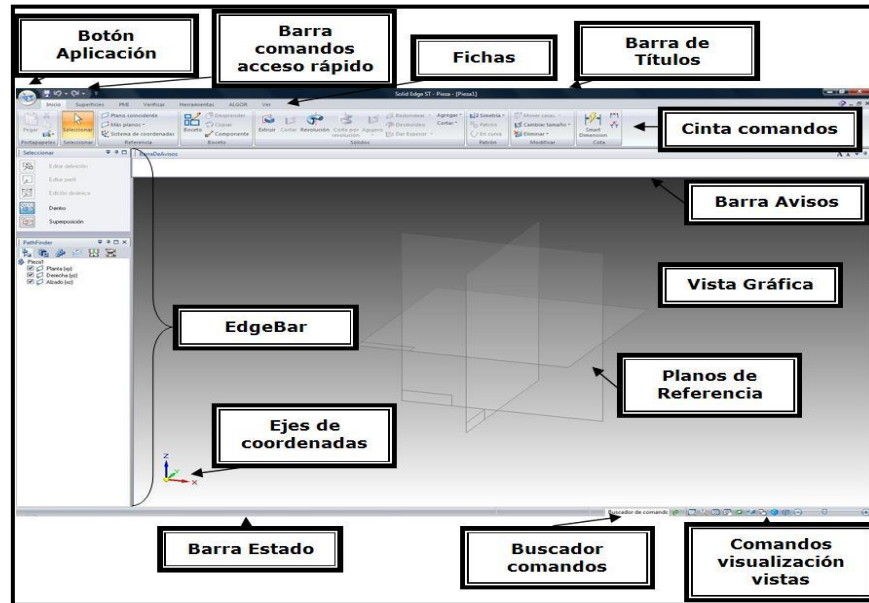


ILUSTRACIÓN 19. Barra de Comandos

- ✓ Barra de Títulos: en ella se reflejan el nombre del programa, el entorno en el que nos encontramos (Pieza, Conjunto,...) y el del archivo con el que se está trabajando.
- ✓ Fichas: serie de pestañas con el nombre de los diferentes menús, las cuales tras activarlas se despliega la cinta de comandos correspondiente.
- ✓ Cinta de comandos: contiene todos los comandos utilizados en cada entorno, se usarán estos para construir modelos de pieza, chapa, soldadura, conjuntos y producir dibujos en el plano; conteniendo distintas opciones dependiendo del medio en el cual se encuentre.
- ✓ EdgeBar: ventana que por defecto se presenta en la parte izquierda del interfaz. Esta herramienta da acceso a una serie de opciones que difieren según el entorno en el cual se esté. Dentro del EdgeBar se situarán los distintos paneles acoplables: PathFinder, la barra de Comandos, Biblioteca de operaciones, Familia de piezas, Capas, Sensores, Reproducción de operaciones, Engineering Reference,...
- ✓ Barra de avisos: presenta todos los avisos y ayudas, permitiendo que el usuario este guiado en todo momento.
- ✓ Comandos de visualización de vistas: iconos ubicados en la parte inferior derecha de la pantalla, mediante los cuales se puede modificar el tamaño, la orientación, la posición, el tipo de vista (con bordes, sin ellos, transparente,...) de lo que está ubicado en la ventana gráfica.
- ✓ Buscador de comandos: permite encontrar comandos en la cinta del mismo nombre; introduciendo el nombre del que queramos visualizar y clicando sobre el icono Buscar nos localiza todos los comandos relacionados con el término indicado, mostrándolos en una ventana en la cual se muestran los iconos con su denominación y la función que realizan.

- ✓ Barra de estado: muestra mensajes importantes acerca de las acciones que se están ejecutando en el programa; está situada en la parte inferior izquierda de la pantalla.

3.1.4 Entorno pieza síncrono

El entorno pieza síncrono se pueden diseñar una a una las piezas del que posteriormente van a componer la estructura; para ello se utilizan los iconos ubicados en la barra de comandos que se despliega una vez activada la pestaña Inicio, como son Extruir (se utiliza para crear un sólido a través de un dibujo en el plano, extendiéndolo en su eje perpendicular), Cortar (permite eliminar partes del sólido creado), Revolución (mediante este comando se puede extruir o cortar un sólido fijando un dibujo), en la ilustración 20 se ve las diferentes posibilidades que se puede hacer en el entorno pieza [13].

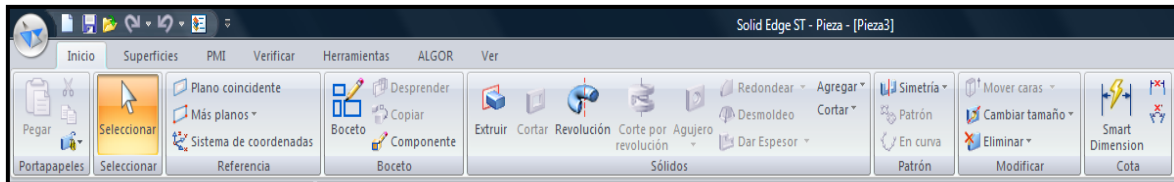


ILUSTRACIÓN 20. Entorno Pieza

Dentro del EdgeBar, se puede destacar la pestaña PathFinder de Operaciones, el cual, es un panel acoplable cuya finalidad es guiar al usuario en el proceso de elaboración de la pieza, mostrando el conjunto de operaciones que la forman de modo esquemático. Esta pestaña se observa en la ilustración 21.

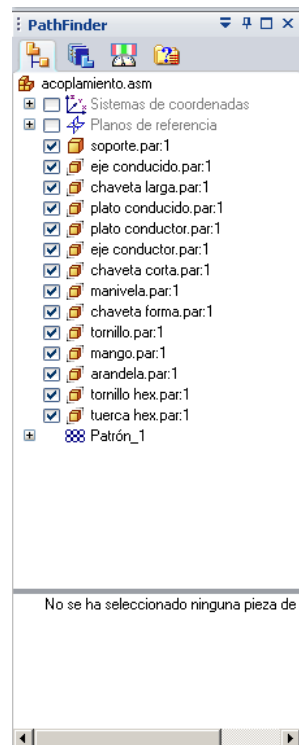


ILUSTRACIÓN 21. Pathfinder

3.1.5 Entorno conjunto síncrono

En este entorno se ensamblan los elementos que han sido creados anteriormente en los medios Pieza ISO Síncrona y los subconjuntos encajados en la plantilla Conjunto ISO Síncrono; para ello hay que introducirlos uno a uno en la ventana gráfica, seleccionándolas en la Biblioteca de Piezas del EdgeBar. Para definir el tipo de contacto que se da entre dos superficies de dos piezas contiguas, se activa el icono Relacionar, ubicado en la cinta de comandos que se despliega una vez marcada la pestaña Inicio, para que se abra una nueva ventana desplegable en la parte izquierda de la pantalla donde se puede elegir el tipo de relación y la distancia entre ellas. En la ilustración 22 se muestra un ejemplo de un conjunto realizado en Solid Edge ST, donde se puede ver las características mencionadas anteriormente.

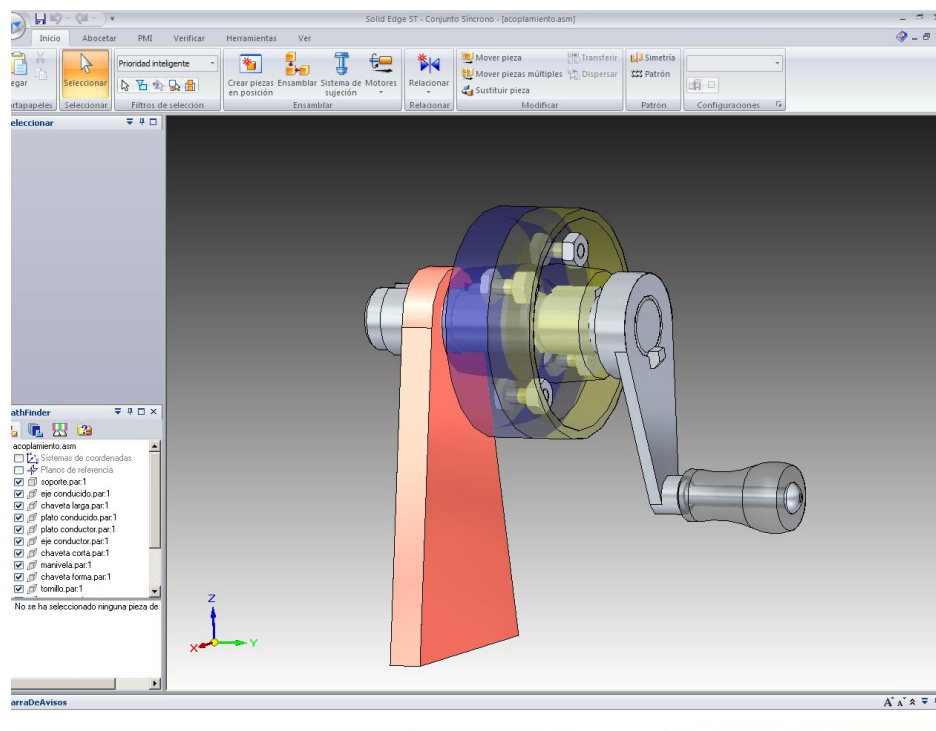


ILUSTRACIÓN 22. Entorno Conjunto

Es muy importante verificar paulatinamente las interferencias que se dan entre las piezas al ensamblarlas, ya que cuanto antes sean detectadas antes pueden solventarse sin perjudicar al resto del conjunto. Esto se consigue mediante Comprobar Interferencia en la Ficha Verificar.

En el entorno Conjunto también se dispone del panel PathFinder, pero en este caso se visualizan las piezas y subconjuntos que componen el conjunto así como sus relaciones de contorno.

3.2 Femap

FEMAP es la herramienta líder a nivel mundial en programas de ingeniería basados en el Método de Análisis por Elementos Finitos. FEMAP permite modelar y estudiar el comportamiento de piezas o complejos ensamblajes y realizar análisis estáticos lineales, pandeo, modal, postdinámicos, no lineales, fluidos, transmisión de calor, optimización, etc... y conocer virtualmente el comportamiento del producto antes de su fabricación asegurando así mayor calidad, menores costes de desarrollo y una reducción importante del tiempo de lanzamiento del producto al mercado[14].

Las capacidades de FEMAP versión 10.0 (último modelo) incorpora una serie de mejoras importantes con respecto al paquete básico y permite trabajar como herramienta avanzada “stand-alone” como modelador geométrico, pre- y postprocesador universal para cualquier programa FEM/FEA de análisis por elementos finitos son las siguientes:

- Modelador geométrico
- Librería de elementos finitos
- Propiedades de los materiales
- Cargas y condiciones de contorno
- Capacidades avanzadas de mallado
 - Mallado sólido automático con tetraedros
 - Mallado semi-automático con hexaedros.
 - Mallado de superficies medias de sólidos
- Chequeo de la malla de elementos finitos
- Soporte de los solvers más importantes

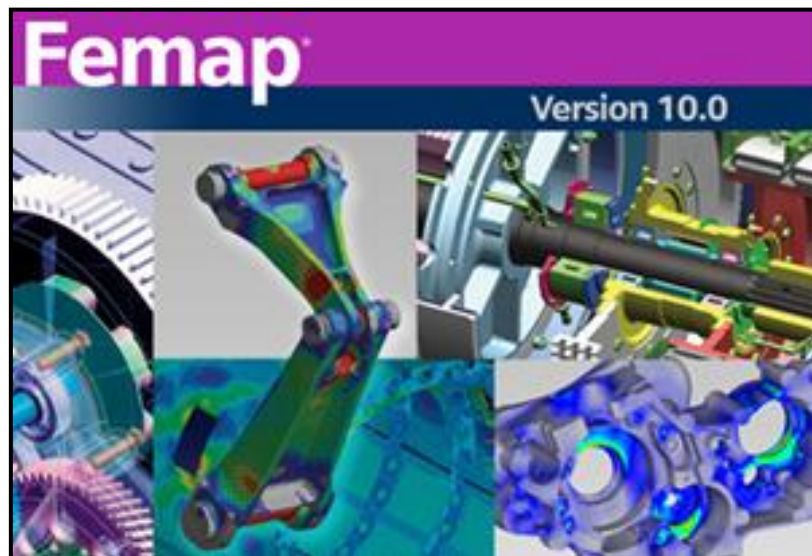


ILUSTRACIÓN 23.Portada Femap

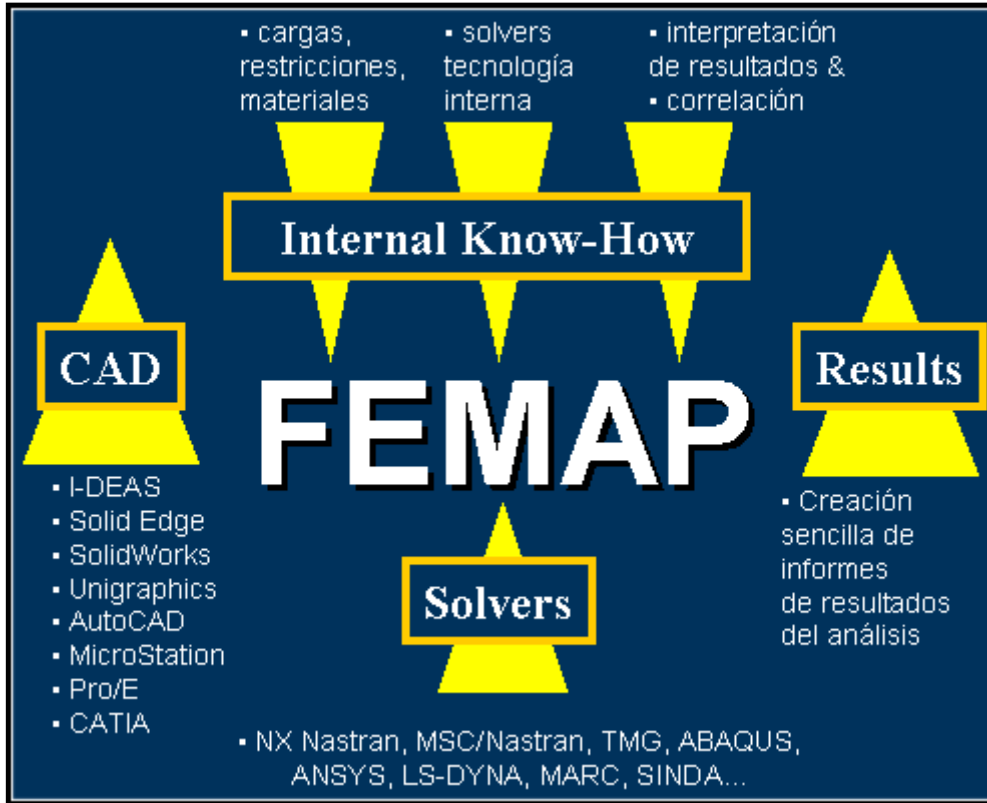


ILUSTRACIÓN 24. Esquema Femap.

3.2.1 Historia

FEMAP (Finite Element Modeling And Postprocessing) fue creado en 1985 por la compañía Enterprise Software Products Inc. (ESP) como un programa Windows nativo, inicialmente solo como preprocesador para MSC/NASTRAN y MSC/PAL. En Septiembre de 1999 ESP fue adquirida por SDRC, compañía que se fusionaría con EDS, y más tarde ésta con UGS en el año 2001. Desde entonces se han comercializado en todo el mundo más de 14.000 licencias de FEMAP, gozando de un excepcional prestigio y aceptación entre ingenieros.

FEMAP se incluye empaquetado por otras compañías dentro de aplicaciones tan conocidas como CFDesign de Blue Ridge Numerics, MAYA TMG, SafeHULL de American Bureau of Shipping, Sinda/G de Network Analysis Inc., NE/Nastran Modeler de Noran Engineering Inc. y MSC/Nastran for Windows de MSC Software.

En Febrero de 2005, UGS anuncia el lanzamiento de FEMAP V9.0 con un nuevo interface de usuario, integración con NX Nastran y capacidades avanzadas de análisis no lineal que le da un nuevo impulso al eterno pre&postprocesador FEMAP con más de 20 años de historia.

Como ejemplo de aceptación de FEMAP en la comunidad ingenieril, durante 1996 Boeing Huntsville estuvo evaluando FEMAP. En Enero de 1997 Boeing Huntsville seleccionó FEMAP como primera herramienta de modelado y análisis en PCs, conectado a servidores SGI donde corrían principalmente NASTRAN y ABAQUS. Actualmente Boeing Huntsville tiene más de 200 licencias de FEMAP trabajando en el desarrollo de la estación espacial, como se observa en la ilustración 25[17].



ILUSTRACIÓN 25. Boeing, Femap y la Spacestation

3.2.2 Windows nativo

FEMAP es un programa Windows nativo con un interface de usuario compatible con Microsoft Office, fácil de usar, que ofrece los siguientes beneficios para el usuario:

- Permite abrir múltiples modelos de análisis en la misma sesión de trabajo, y utilizar múltiples vistas dentro de cada modelo.
- Soporta operaciones de “copiar y pegar” entre diferentes modelos.
- Manipular entidades de nivel superior tales como cargas y restricciones dentro del árbol de operaciones del modelo.
- Revisar y editar datos del modelo de FEMAP a través del editor de entidades, así como copiar y pegar información entre aplicaciones Windows.
- Usar tablas de datos para ordenar, agrupar y editar datos del modelo.
- Seleccionar entidades Femap desde el nivel superior del interface de usuario.

Este programa nos ofrece una filosofía de sistema CAD neutro e independiente, capaz de comunicarse con los sistemas CAD 3D más importantes del mercado tales como Pro/Engineer, CATIA, Unigraphics NX, I-Deas y Solid Edge a través de ficheros nativos. Con SolidEdge y SolidWorks la comunicación puede realizarse a través de ficheros Parasolid (*.X_T) y con Autodesk Inventor a través de ficheros ACIS (*.SAT), permitiendo leer modelos geométricos tanto de piezas como ensamblajes. Incluye potentes herramientas para construir geometrías tales como líneas, arcos, superficies y sólidos utilizando los kernels geométricos 3D sólidos Parasolid y ACIS. Adicionalmente permite leer ficheros IGES y STEP, así como DXF 2D, se puede ver algún ejemplo en la ilustración 26.

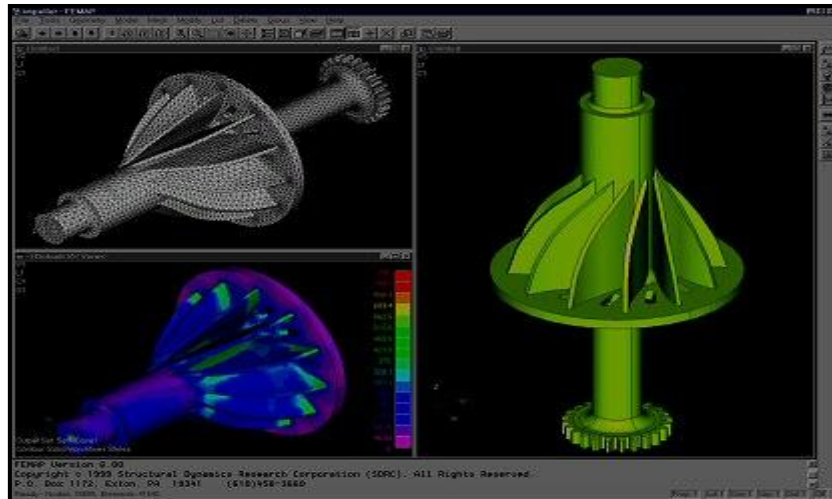


ILUSTRACIÓN 26. Programas Cad Soportados por Femap

3.3.3 Solver independiente

FEMAP ofrece un alto nivel de soporte de los principales solvers de Elementos Finitos del mercado, incluyendo las versiones más populares de NX Nastran, MSC/Nastran, Abaqus, Ansys, Marc, LS-Dyna, Sinda, TMG, COSMOS/M, etc. Estos se pueden ver en la ilustración 27 donde se ven los diferentes análisis soportados.

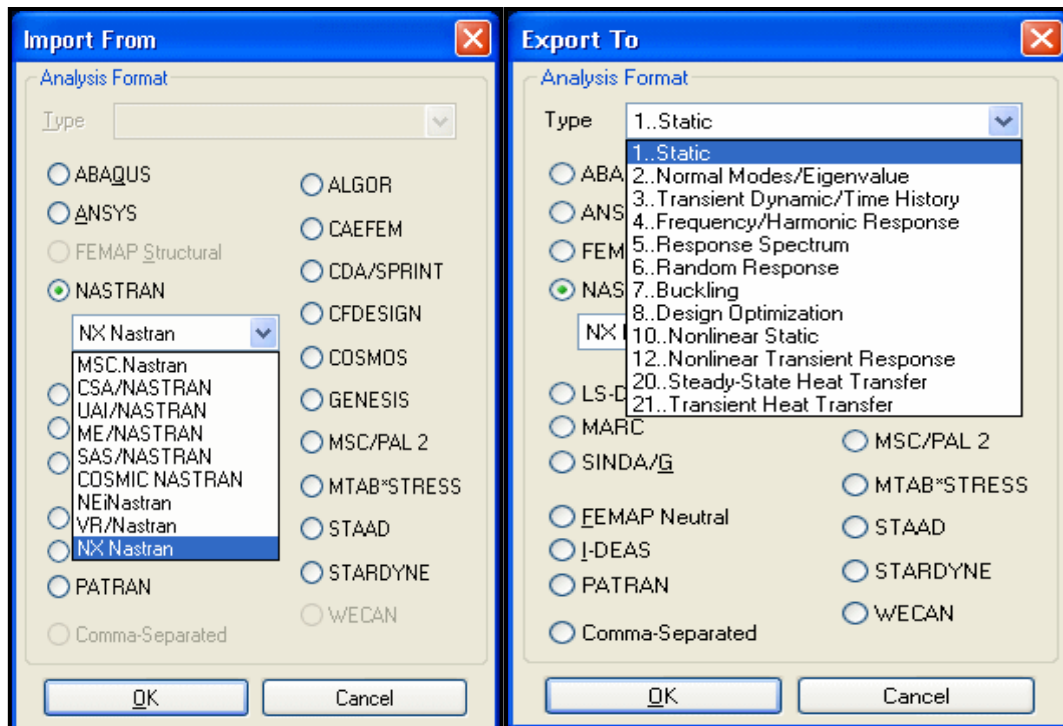


ILUSTRACIÓN 27. Solver de Femap

FEMAP permite pre- y postprocesar resultados de análisis por elementos finitos realizados con los programas de EF más importantes del mercado de modelos estáticos lineales, modales, pandeo, transmisión de calor, análisis no lineales, análisis dinámicos avanzados, etc. La siguiente tabla muestra qué tipos de análisis es capaz de postprocesar FEMAP para diferentes paquetes MEF del mercado:

Analyses	NX Nastran	MSC Nastran	Abaqus	Ansys	LS Dyna	Marc
Static	•	•	•	•		•
Modal	•	•	•	•		•
Buckling	•	•	•	•		
Heat transfer	•	•	•	•		
Nonlinear	•	•	•	•	•	•
Transient response	•	•	•	•	•	
Frequency response	•	•	•	•		
Random response	•	•		•		
Explicit dynamics			•		•	
Post process	•	•	•	•		•

ILUSTRACIÓN 28. Tipos de Análisis Soportados por Femap de Algunos Paquetes MEF del Mercado

FEMAP está disponible en las siguientes configuraciones:

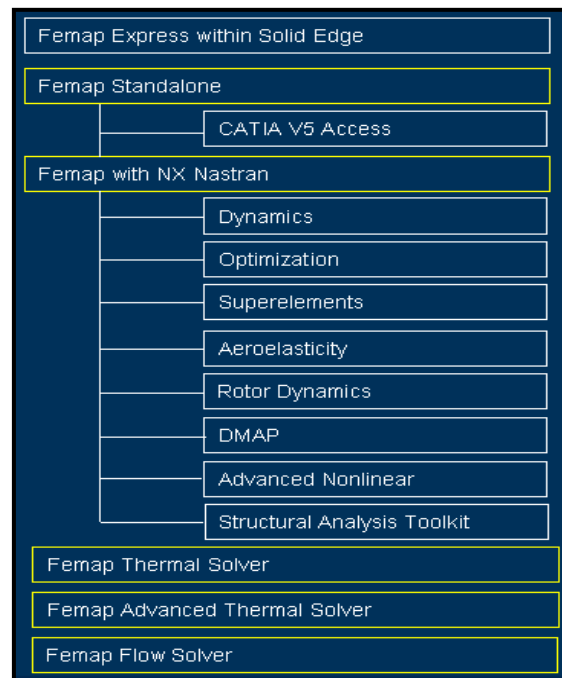


ILUSTRACIÓN 29. Configuraciones Femap

- FEMAP Express integrado en Solid Edge.
- FEMAP pre&postprocesador “stand-alone”: Femap ofrece un entorno universal e independiente en el cual modelizar, simular y postprocesar resultados de elementos finitos de cualquier paquete FEM/FEA. Como módulo adicional dispone de conversor para CATIA V5.
- FEMAP with NX Nastran: Integración de Femap y NX Nastran que combina la avanzada potencia y funcionalidad de Femap como pre&postprocesador con la tecnología de cálculo de NX Nastran.
- Femap TMG Thermal Solver: añade a Femap capacidades básicas de cálculo de transmisión de calor por conducción, convección, radiación y cambios de fase.



- Femap TMG Advanced Thermal Solver: añade a Femap capacidades avanzadas de análisis térmico, tales como modelado de conductos y análisis acoplado de convección + flujo de fluidos.
- Femap TMG Flow Solver: añade a Femap capacidades para realizar análisis de mecánica computacional de fluidos (CFD).
- FEMAP TMG Structural Analysis Toolkit: Excelente complemento al postprocesador de FEMAP que permite acelerar significativamente la evaluación de resultados de NASTRAN, particularmente en grandes modelos con numerosos casos de carga [14].

3.3 Método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El MEF está pensado para ser usado en computadoras y permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas. El MEF se usa en el diseño y mejora de productos y aplicaciones industriales, así como en la simulación de sistemas físicos y biológicos complejos. La variedad de problemas a los que puede aplicarse ha crecido enormemente, siendo el requisito básico que las ecuaciones constitutivas y ecuaciones de evolución temporal del problema a considerar sean conocidas de antemano. En la ilustración 30 se observa un ejemplo de este método [10].

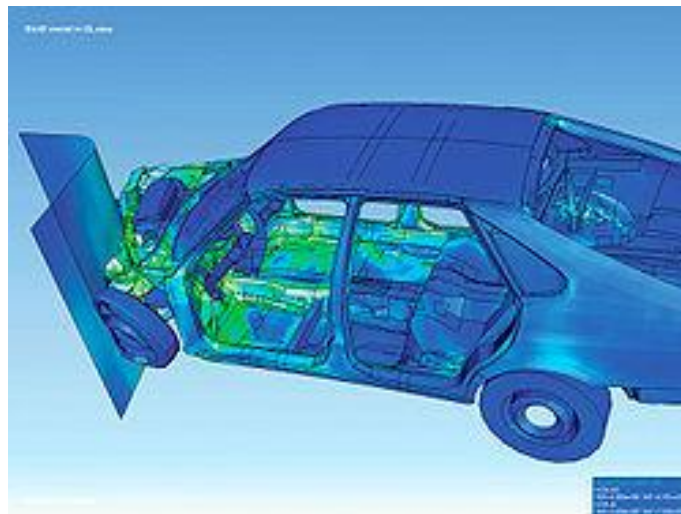


ILUSTRACIÓN 30. Visualización de como un vehículo se deforma en un impacto asimétrico, obtenido usando Elementos Finitos.

El MEF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) —sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales en forma débil o integral que caracterizan el comportamiento físico del problema— dividiéndolo en un número elevado de subdominios no-intersectantes entre sí denominados «elementos finitos». El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados «nodos». Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama «malla».

Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos (llamados nodos), que sirven a su vez de base para discretización del dominio en elementos finitos. La generación de la malla se realiza usualmente con programas especiales llamados generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas). La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema. El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos.

Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones.

3.3.1 Breve reseña histórica

El Método de Elementos Finitos (MEF) fue al principio desarrollado en 1943 por R. Courant, quien utilizó el método de Ritz de análisis numérico y minimización de las variables de cálculo para obtener soluciones aproximadas a un sistema de vibración. Poco después, un documento publicado en 1956 por M. J. Turner, R. W. Clough, H. C. Martin, y L. J. Topp estableció una definición más amplia del análisis numérico. El documento se centró en "la rigidez y deformación de estructuras complejas". Con la llegada de los primeros ordenadores instaura el cálculo matricial de estructuras. Éste parte de la discretización de la estructura en elementos lineales tipo barra de los que se conoce su rigidez frente a los desplazamientos de sus nodos. Se plantea entonces un sistema de ecuaciones resultado de aplicar las ecuaciones de equilibrio a los nodos de la estructura. Este sistema de ecuaciones se esquematiza de la siguiente manera:

$$\mathbf{f} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u}$$

(3.1)

Donde las incógnitas son los desplazamientos en los nodos (vector \mathbf{u}) que se hallan a partir de las "fuerzas" o "solicitaciones" en los nodos (vector) y de la rigidez de las barras (matriz de rigidez \mathbf{K}). Conocidos dichos desplazamientos es posible determinar los esfuerzos en las barras. La solución obtenida es exacta.

3.3.2 Uso práctico del método hacia 1950

Cuando se produce la llegada de los primeros equipo de cómputo en la década de 1950, el cálculo de estructuras se encontraba en un punto en el que los métodos de cálculo predominantes consistían en método iterativos (métodos de Cross y Kani) que se realizaban de manera manual y, por tanto, resultaban bastante tediosos. El cálculo de una estructura de edificación de varios pisos, por ejemplo, podía llevar varias semanas, lo cual suponía un coste sustancial de tiempo en detrimento de la posibilidad de invertir este en la optimización de la estructura.

La llegada de la computadora permitió el resurgimiento del método de los desplazamientos ya conocidos en siglos anteriores (Navier, Lagrange, Cauchy), pero que eran difíciles de aplicar dado que al final conducían a la resolución de enormes sistemas de ecuaciones inabordables desde el punto de vista manual.

3.3.3 De 1960 a 1970

Cuando las aplicaciones prácticas de elementos finitos crecieron en tamaño, los requerimientos de tiempo de cálculo y memoria de los ordenadores crecieron. En ese punto el desarrollo de algoritmos más eficientes se volvió importante. Para la resolución de los sistemas de ecuaciones se potencia el estudio de la adaptabilidad de los algoritmos ya conocidos (Gauss, Cholesky, Crout, Gradiente conjugado, etc.). El ahorro de tiempo es impensable y con ello el uso del método matricial se extiende. Este desarrollo se hace especialmente notable en estructuras de edificación donde la discretización de los pórticos en barras, es prácticamente inmediata a partir de las vigas y los pilares.

Sin embargo, y a pesar de desarrollarse modelizaciones de elementos superficiales mediante barras (losas con emparillados, elementos curvos mediante aproximaciones de elementos rectos, etc.), se plantean grandes dificultades ante estructuras continuas (superficies y volúmenes) y con geometrías complejas. De ahí que sea precisamente dentro del campo

aeroespacial donde comienzan a desarrollarse las nuevas técnicas del MEF. Dada su generalidad el método se amplió a otros campos no estructurales como la conducción de calor, la mecánica de fluidos, etc. donde compitió con otros métodos numéricos como el de método de las diferencias finitas que aún siendo más intuitivos, tenían de nuevo dificultades de planteamiento para geometrías complejas.

Con la llegada de los centros de cálculo y los primeros programas comerciales en los años 60, el MEF a la vez que se populariza en la industria refuerza sus bases teóricas en los centros universitarios.

En los años 70 se produce un gran crecimiento de la bibliografía así como la extensión del método a otros problemas como los no lineales. En esta década, el MEF estaba limitado a caros ordenadores centrales generalmente poseído por las industrias aeronáuticas, de automoción, de defensa y nucleares. Se estudian nuevos tipos de tipos de elementos y se sientan las bases matemáticas rigurosas del método, que había aparecido antes como técnica de la ingeniería que como método numérico de la matemática.

3.3.4 A partir de 1980

Por último, a partir de la década de los 80, con la generalización de los ordenadores personales, se extiende el uso de los programas comerciales que se especializan en los diversos campos, instaurándose el uso de pre y postprocesadores gráficos que realizan el mallado y la representación gráfica de los resultados. Se continúa en el estudio de la aplicación del método a nuevos modelos de comportamiento (plasticidad, fractura, daño continuo, etc.) y en el análisis de los errores.

En la actualidad, dentro del campo estructural, el MEF comparte protagonismo con el método matricial, siendo muchos los programas que mezclan el análisis por ambos métodos, debido sobre todo a la mayor necesidad de memoria que requiere el análisis por elementos finitos. Así se ha dejado la aplicación del MEF para el análisis de elementos continuos tipo losa o pantalla, mientras que los pórticos siguen todavía discretizándose en barras y utilizando el método matricial. Y desde el rápido declive en el coste de los ordenadores y el fenomenal incremento en la potencia de cálculo, el MEF ha desarrollado una increíble precisión. A día de hoy, los superordenadores son capaces de dar resultados exactos para todo tipo de parámetros.

3.3.5 Descripción matemática del método

El desarrollo de un algoritmo de elementos finitos para resolver un problema definido mediante ecuaciones diferenciales y condiciones de contorno requiere en general cuatro etapas:

1. El problema debe reformularse en forma variacional.
2. El dominio de variables independientes (usualmente un dominio espacial para problemas dependientes del tiempo) debe dividirse mediante una partición en subdominios, llamados elementos finitos. Asociada a la partición anterior se construye un espacio vectorial de dimensión finita, llamado espacio de elementos finitos. Siendo la solución numérica aproximada obtenida por elementos finitos una combinación lineal en dicho espacio vectorial.
3. Se obtiene la proyección del problema variacional original sobre el espacio de elementos finitos obtenido de la partición. Esto da lugar aún sistema con un número de ecuaciones finito, aunque en general con un número elevado de ecuaciones incógnitas. El número de incógnitas será igual a la dimensión del espacio vectorial de elementos finitos obtenido y, en general, cuanto mayor sea dicha dimensión tanto mejor será la aproximación numérica obtenida.
4. El último paso es el cálculo numérico de la solución del sistema de ecuaciones.

Los pasos anteriores permiten construir un problema de cálculo diferencial en un problema de álgebra lineal. Dicho problema en general se plantea sobre un espacio vectorial de dimensión no-finita, pero que puede resolverse aproximadamente encontrando una proyección sobre un espacio subespacio de dimensión finita, y por tanto con un número finito de ecuaciones (aunque en general el número de ecuaciones será elevado típicamente de miles o incluso centenares de miles). La discretización en elementos finitos ayuda a construir un algoritmo de proyección sencillo, logrando además que la solución por el método de elementos finitos sea generalmente exacta en un conjunto finito de puntos. Estos puntos coinciden usualmente con los vértices de los elementos finitos o puntos destacados de los mismos. Para la resolución concreta del enorme sistema de ecuaciones algebraicas en general pueden usarse los métodos convencionales del álgebra lineal en espacios de dimensión finita.

En lo que sigue d es la dimensión del dominio, n el número de elementos finitos y N el número de nodos total.

3.3.6 ¿Cómo trabaja el MEF en la práctica?

El MEF es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales. La solución obtenida por MEF es sólo aproximada, coincidiendo con la solución exacta sólo en un número finito de puntos llamados nodos. En el resto de puntos que no son nodos, la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos, lo cual hace que la solución sea sólo aproximada debido a ese último paso.

El MEF convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número de finitos de puntos y extrapola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente sólo una solución aproximada. El conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina conjunto nodos. Dicho conjunto de nodos forma una red, denominada malla formada por retículos. Cada uno de los retículos contenidos en dicha malla es un "elemento finito". El conjunto de nodos se obtiene dividiendo o discretizando la estructura en elementos de forma variada (pueden ser superficies, volúmenes y barras).

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF se dividen en:

- **Preproceso**, que consiste en la definición de geometría, generación de la malla, las condiciones de contorno y asignación de propiedades a los materiales y otras propiedades. En ocasiones existen operaciones cosméticas de regularización de la malla y preconditionamiento para garantizar una mejor aproximación o una mejor convergencia del cálculo.
- **Cálculo**, el resultado del preproceso, en un problema simple no-dependiente del tiempo, permite generar un conjunto de N ecuaciones y N incógnitas, que puede ser resuelto con cualquier algoritmo para la resolución de sistemas de ecuaciones lineales. Cuando el problema a tratar es un problema no-lineal o un problema dependiente del tiempo a veces el cálculo consiste en una sucesión finita de sistemas de N ecuaciones y N incógnitas que deben resolverse uno a continuación de otro, y cuyo input depende del output del paso anterior.
- **Postproceso**, el cálculo proporciona valores de cierto conjunto de funciones en los nodos de la malla que define la discretización, en el postproceso se computan magnitudes derivadas, y en ocasiones se aplican operaciones de suavizado, interpolación e incluso determinación de errores de aproximación.

3.3.7 Preproceso y Generación de la malla

La malla se genera automáticamente y en general consta de miles (e incluso centenares de miles) de puntos. La información sobre las propiedades del material y otras características del problema se almacena junto con la información que describe la malla. Por otro lado las fuerzas, los flujos térmicos o las temperaturas se reasignan a los puntos de la malla. A los nodos de la malla se les asigna una densidad por todo el material dependiendo del nivel de la tensión mecánica u otra propiedad. Las regiones que recibirán gran cantidad de tensión tienen normalmente una mayor densidad de nodos (densidad de malla) que aquellos que experimentan poco o ninguno. Puntos de interés consisten en: puntos de fractura previamente testeados del material, entrantes, esquinas, detalles complejos, y áreas de elevada tensión. La malla actúa como la red de una araña en la que desde cada nodo se extiende un elemento de malla a cada nodo adyacente. Este tipo de red vectorial es la que lleva las propiedades del material al objeto, creando varios elementos.

Las tareas asignadas al preproceso son:

1. El continuo se divide, mediante líneas o superficies imaginarias en un número de elementos finitos. Esta parte del proceso se desarrolla habitualmente mediante algoritmos incorporados a programas informáticos de mallado durante la etapa de preproceso.
2. Se supone que los elementos están conectados entre sí mediante un número discreto de puntos o “nodos”, situados en sus contornos. Los desplazamientos de estos nodos serán las incógnitas fundamentales del problema, tal y como ocurre en el análisis simple de estructuras por el método matricial.
3. Se toma un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada “elemento finito” en función de los desplazamientos nodales de dicho elemento. Por ejemplo el campo de desplazamientos dentro de un elemento lineal de dos nodos podría venir definido por: $u = N1 u1 + N2 u2$, siendo $N1$ y $N2$ las funciones comentadas (funciones de forma) y $u1$ y $u2$ los desplazamientos en el nodo 1 y en el nodo 2.
4. Estas funciones de desplazamientos definirán entonces de manera única el estado de deformación del elemento en función de los desplazamientos nodales. Estas deformaciones, junto con las propiedades constitutivas del material, definirán a su vez el estado de tensiones en todo el elemento, y por consiguiente en sus contornos.
5. Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos, tal que equilibre las tensiones en el contorno y cualesquiera cargas repartidas, resultando así una relación entre fuerzas y desplazamientos de la forma $F = k \cdot u$, que como vemos es similar a la del cálculo matricial.

3.3.8 Cálculo y Resolución de sistemas de ecuaciones

En un problema mecánico lineal no-dependientes del tiempo, como un problema de cálculo estructural estático o un problema elástico, el cálculo generalmente se reduce a obtener los desplazamientos en los nodos y con ellos definir de manera aproximada el campo de desplazamientos en el elemento finito. Cuando el problema es no-lineal en general la aplicación de las fuerzas requiere la aplicación incremental de las fuerzas y considerar incrementos numéricos, y calcular en cada incremento algunas magnitudes referidas a los nodos. Algo similar sucede con los problemas dependientes del tiempo, para los que se considera una sucesión de instantes, en general bastante cercanos en el tiempo, y se considera el equilibrio instantáneo en cada instante. En general estos dos últimos tipos de problemas son requieren un tiempo de computación sustancialmente más elevado que la consideración de un problema estacionario y lineal.

3.3.9 Postproceso

Actualmente, el MEF es usado para calcular problemas tan complejos, que generan los ficheros de salida del MEF con tal cantidad de datos que resulta conveniente procesarlos de alguna manera adicional para hacerlos más comprensible e ilustrar diferentes aspectos del problema. En la etapa de post-proceso los resultados obtenidos de la resolución del sistema son tratados, para obtener representación gráficas y obtener magnitudes derivadas, que permitan extraer conclusiones del problema.

El post-proceso del MEF generalmente requiere software adicional para organizar el output, de tal manera que sea más fácilmente comprensible el resultado y permita decidir si ciertas consecuencias del problema son o no aceptables. En el cálculo de estructuras por ejemplo, el post-proceso puede incluir comprobaciones adicionales de si una estructura cumple los requisitos de las normas pertinentes, calculando si se sobrepasan tensiones admisibles, o existe la posibilidad de pandeo en la estructura.

3.3.10 Problemas Termomecánicos

Un amplio rango de funciones objetivo (variables con el sistema) están disponibles para la minimización ó la maximización:

- ✓ Masa, volumen, temperatura
- ✓ Energía tensional, estrés tensional
- ✓ Fuerza, desplazamiento, velocidad, aceleración
- ✓ Sintético (definidos por el usuario)

Hay múltiples condiciones de carga que se pueden aplicar al sistema. Algunos ejemplos son:

- ✓ Puntuales, presión, térmicas, gravedad, y cargas centrífugas estáticas
- ✓ Cargas térmicas de soluciones del análisis de transmisión de calor
- ✓ Desplazamientos forzados
- ✓ Flujo de calor y convección
- ✓ Puntuales, de presión, y cargas de gravedad dinámicas

Cada programa MEF puede venir con una librería de elementos, o una que es construida con el tiempo. Algunos ejemplos de elementos son:

- ✓ Elementos tipo barra
- ✓ Elementos tipo viga
- ✓ Placa/Cáscara/Elementos compuestos
- ✓ Panel de sándwich
- ✓ Elementos sólidos
- ✓ Elementos tipo muelle
- ✓ Elementos de masa
- ✓ Elementos rígidos
- ✓ Elementos amortiguadores viscosos

Muchos programas MEF también están equipados con la capacidad de usar múltiples materiales en la estructura, como:

- ✓ Modelos elásticos isotrópicos / ortotrópicos / anisótropicos generales
- ✓ Materiales homogéneos / heterogéneos
- ✓ Modelos de plasticidad
- ✓ Modelos viscosos

3.3.11 Tipos de Análisis Ingenieriles

El programador puede insertar numerosos algoritmos ó funciones que pueden hacer al sistema comportarse de manera lineal o no lineal. Los sistemas lineales son menos complejos y normalmente no tienen en cuenta deformaciones plásticas. Los sistemas no lineales toman en cuenta las deformaciones plásticas, y algunos incluso son capaces de testear el material hasta la fractura.

Algunos tipos de análisis ingenieriles comunes que usan el método de los elementos finitos son:

- **Análisis estructural** consiste en modelos lineales y no lineales. Los modelos lineales usan simples parámetros y asumen que el material no es deformado plásticamente. Los modelos no lineales consisten en tensionar el material más allá de sus capacidades elásticas. La tensión en el material varía con la cantidad de deformación, como en la figura.
- **Análisis vibracional** es usado para testear el material contra vibraciones aleatorias, choques e impactos. Cada uno de estos incidentes puede actuar en la frecuencia natural del material, que en cambio, puede causar resonancia y el consecuente fallo.
- **Análisis de fatiga** ayuda a los diseñadores a predecir la vida del material o de la estructura, enseñando el efecto de los ciclos de carga sobre el espécimen. Este análisis puede enseñar las áreas donde la propagación de la grieta es más posible que ocurra. El fallo por fatiga puede también enseñar la tolerancia al fallo del material (figura).

Los modelos de análisis de transferencia de calor por conductividad o por dinámicas térmicas de flujo del material o la estructura. Esto consiste en una transferencia con un transitorio regular. El estado continuo de transferencia se refiere a las propiedades térmicas en el material que tiene una difusión lineal de calor.

3.3.12 Resultados del MEF

El MEF se ha vuelto una solución para la tarea de predecir los fallos debidos a tensiones desconocidas enseñando los problemas de la distribución de tensiones en el material y permitiendo a los diseñadores ver todas las teóricas tensiones involucradas. Este método de diseño y testado del producto es muy superior a los costes de manufactura que podrían acarrear si actualmente cada ejemplo fuera construido y testado.

Las grandes ventajas del cálculo por ordenador se pueden resumir en:

- Hace posible el cálculo de estructuras que, bien por el gran número de operaciones que su resolución presenta (entramados de muchos pisos, por ejemplo) o por lo tedioso de las mismas (entramados espaciales, por ejemplo) eran, en la práctica, inabordables mediante el cálculo manual.
- En la mayoría de los casos reduce a límites despreciables el riesgo de errores operatorios.

3.3.13 Limitaciones

En general el MEF tal como se usa actualmente tiene algunas limitaciones:

- El MEF computa soluciones numéricas concretas y adaptadas a unos datos particulares de entrada, muchos códigos no un análisis de sensibilidad sencillo en que permita conocer como variará la solución si alguno de los parámetros se altera ligeramente. Es decir, proporciona sólo respuestas numéricas cuantitativas concretas no relaciones cualitativas generales.

- El MEF proporciona una solución aproximada cuyo margen de error en general es desconocido. Si bien algunos tipos de problemas permiten acotar el error de la solución, debido a los diversos tipos de aproximaciones que usa el método, los problemas no-lineales o dependientes del tiempo en general no permiten conocer el error.
- El MEF la mayoría de aplicaciones prácticas requiere mucho tiempo para ajustar detalles de la geometría, existiendo frecuentemente problemas de mal condicionamiento de las mallas, desigual grado de convergencia de la solución aproximada hacia la solución exacta en diferentes puntos, etc. En general una simulación requiere el uso de numerosas pruebas y ensayos con geometrías simplificadas o casos menos generales que el que finalmente pretende simularse, antes de empezar a lograr resultados satisfactorios.

3.3.14 Programas para Elementos Finitos

Los programas más utilizados se muestran en la tabla 5, cada uno de ellos tiene unas características diferentes, para cada aplicación.

TABLA 5: PROGRAMAS PARA USO DE ELEMENTOS FINITOS

• Flux	• Cosmos	• Staad.pro
• Catia v5	• Cype	• Dlubal RFEM
• Sap2000	• Algor	• HKS/Abaqus/Simulia
• ANSYS	• CAELinux	• Elmer
• FEAP	• Phase2	• Nastran
• I-deas	• Femap	• Pro/ENGINEER Mechanica
• Elas2D	• Comsol	• Castem
• SALOME-Code Aster	• FreeFem	• OpenFEM
• OpenFlower	• OpenFOAM	• Calculix
• Tochnog	• Gmsh-GetDP	• Z88

3.4 Introducción a los Diferentes Análisis realizados.

A continuación se realizará una introducción teórica a los diferentes análisis desarrollados en el proyecto. Estos son Modos de Vibración, Análisis Estático y Análisis de Pandeo.

3.4.1 Modos de Vibración

El análisis Modal es una técnica de diseño basada en el conocimiento de las frecuencias y modos naturales de vibración de la estructura.

Frecuentemente basta considerar los modos asociados con frecuencias comprendidas dentro de un determinado intervalo de interés. Conviene recordar que las frecuencias y los modos naturales dependen de las características de inercia, rigidez y amortiguamiento de la estructura.

Los modos son reales o complejos según el amortiguamiento sea o no proporcional. Si los modos son reales, todos los puntos vibran en fase, alcanzando el desplazamiento máximo al mismo tiempo. Si los modos son complejos hay un desfase entre unos puntos y otros.

Un modo de vibración es un patrón o forma característica en el que vibrará un sistema mecánico. La mayoría de los sistemas tienen muchos modos de vibración y es la tarea del análisis modal determinar la forma de esos modos. La vibración de una estructura es siempre una combinación o una mezcla de todos los modos de vibración. Pero no todos están excitados al mismo grado. Por ejemplo, si se toca una campana suavemente, lo primero que se va a oír es el modo fundamental de vibración, pero si se la toca más fuerte, otros modos son excitados y se oyen los parciales superiores del tono [10].

Frecuencias Naturales

El conocimiento de las frecuencias naturales es muy importante desde el punto de vista del diseño, porque normalmente cabe esperar un buen comportamiento dinámico de la estructura si sus frecuencias naturales están suficientemente alejadas de las velocidades de funcionamiento, estas son las frecuencias excitadoras y de sus armónicos.

De cualquier estructura física se puede hacer un modelo en forma de un número de resortes, masas y amortiguadores. Los amortiguadores absorben la energía pero los resortes y las masas no lo hacen. Un resorte y una masa interactúan uno con otro, de manera que forman un sistema que hace resonancia a su frecuencia natural característica. Si se le aplica energía a un sistema resorte-masa, el sistema vibrará a su frecuencia natural, y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La frecuencia natural de un sistema resorte-masa no amortiguado se da en la siguiente ecuación:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

(3.2)

Donde F_n = la frecuencia natural

k = la constante del resorte, o rigidez

m = la masa

De la ecuación (3.2) se puede ver que si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuirá. Si el sistema tiene

absorción, lo que tienen todos los sistemas físicos, su frecuencia natural es un poco más baja y depende de la cantidad de absorción.

Un gran número de sistemas resorte-masa-amortiguación que forman un sistema mecánico se llaman "grados de libertad", y la energía de vibración que se pone en la máquina, se distribuirá entre los grados de libertad en cantidades que dependerán de sus frecuencias naturales y de la amortiguación, así como de la frecuencia de la fuente de energía.

Por esta razón, la vibración no se va a distribuir de manera uniforme en la máquina. Por ejemplo, en una máquina activada por un motor eléctrico una fuente mayor de energía de vibración es el desequilibrado residual del rotor del motor, las consecuencias del desequilibrado producirán una vibración. Pero si la máquina tiene un grado de libertad con una frecuencia natural cerca de las RPM del rotor, su nivel de vibraciones puede ser muy alto, aunque puede estar ubicado a una gran distancia del motor. Es importante tener este hecho en mente, cuando se hace la evaluación de la vibración de una máquina. --la ubicación del nivel de vibración máximo no puede estar cerca de la fuente de energía de vibración. La energía de vibración frecuentemente se mueve por largas distancias por tuberías, y puede ser destructiva, cuando encuentra una estructura remota con una frecuencia natural cerca de la de su fuente.

Resonancia

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Una frecuencia natural es una frecuencia a la que una estructura vibrará si uno la desvía y después la suelta. Una estructura típica tendrá muchas frecuencias naturales. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

Ejemplos de sistemas mecánicos con alta resonancia son las campanas y las diapasones.

En una máquina que produce un espectro ancho de energía de vibración, la resonancia se podrá ver en el espectro como un pico constante aunque varíe la velocidad de la máquina. El pico puede ser agudo o puede ser ancho, dependiendo de la cantidad de amortiguación que tenga la estructura en la frecuencia en cuestión.

Bajo ninguna circunstancia se debe operar una máquina a la frecuencia de resonancia

3.4.2 Análisis Estático

La estática es la rama de la mecánica que analiza las cargas (fuerza, par / momento) en los sistemas físicos en equilibrio estático, es decir, en un estado en el que las posiciones relativas de los subsistemas no varían con el tiempo. Por la primera ley de Newton, esta situación implica que la suma de las fuerzas y el par neto (también conocido como momento de la fuerza) de cada organismo en el sistema es igual a cero. De esta limitación, las variables como la carga o la presión pueden ser derivadas. La suma de fuerzas de igual a cero se conoce como la primera condición de equilibrio, y el par neto igual a cero se conoce como la segunda condición de equilibrio. Se ve un ejemplo de esto en la ilustración 31.

Análisis del equilibrio

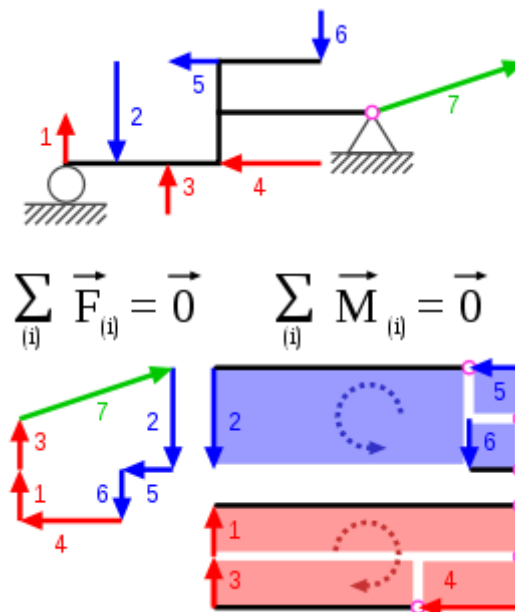


ILUSTRACIÓN 31. Esquema de fuerzas y momentos en una viga en equilibrio.

La estática proporciona, mediante el empleo de la mecánica del sólido rígido, solución a los problemas denominados isostáticos. En estos problemas, es suficiente plantear las condiciones básicas de equilibrio, que son:

1. El resultado de la suma de fuerzas es nulo.
2. El resultado de la suma de momentos respecto a un punto es nulo.
 - Estas dos condiciones, mediante el álgebra vectorial, se convierten en un sistema de ecuaciones; la resolución de este sistema de ecuaciones, es resolver la condición de equilibrio.
 - Existen métodos de resolución de este tipo de problemas estáticos mediante gráficos, si bien actualmente se tiende al cálculo por ordenador.

Para la resolución de problemas hiperestáticos (aquellos en los que el equilibrio se puede alcanzar con distintas combinaciones de esfuerzos) es necesario considerar ecuaciones de compatibilidad. Dichas ecuaciones adicionales de compatibilidad se obtienen mediante la introducción de deformaciones y tensiones internas asociadas a las deformaciones mediante los métodos de la mecánica de sólidos deformables, que es una ampliación de la mecánica

del sólido rígido que, además, da cuenta de la deformabilidad de los sólidos y sus efectos internos.

Existen varios métodos clásicos basados en la mecánica de sólidos deformables, como los teoremas de Castigliano o las fórmulas de Navier-Bresse.

Aplicaciones

La estática abarca el estudio del equilibrio tanto del conjunto como de sus partes constituyentes, incluyendo las porciones elementales de material.

Uno de los principales objetivos de la estática es la obtención de esfuerzos cortantes, fuerza normal, de torsión y momento flector a lo largo de una pieza, que puede ser desde una viga de un puente o los pilares de un rascacielos.

Su importancia reside en que una vez trazados los diagramas y obtenidas sus ecuaciones, se puede decidir el material con el que se construirá, las dimensiones que deberá tener, límites para un uso seguro, etc., mediante un análisis de materiales. Por tanto, resulta de aplicación en ingeniería estructural, ingeniería mecánica, construcción, siempre que se quiera construir una estructura fija. Para el análisis de una estructura en movimiento es necesario considerar la aceleración de las partes y las fuerzas resultantes.

El estudio de la Estática suele ser el primero dentro del área de la ingeniería mecánica, debido a que los procedimientos que se realizan suelen usarse a lo largo de los demás cursos de ingeniería mecánica.

Sólidos y análisis estructural

La estática se utiliza en el análisis de las estructuras, por ejemplo, en arquitectura e ingeniería estructural. La resistencia de los materiales es un campo relacionado de la mecánica que depende en gran medida de la aplicación del equilibrio estático. Un concepto clave es el centro de gravedad de un cuerpo en reposo, que constituye un punto imaginario en el que reside toda la masa de un cuerpo. La posición del punto relativo a los fundamentos sobre los cuales se encuentra un cuerpo determina su estabilidad a los pequeños movimientos. Si el centro de gravedad se sitúa fuera de las bases y, a continuación, el cuerpo es inestable porque hay un par que actúa: cualquier pequeña perturbación hará caer al cuerpo. Si el centro de gravedad cae dentro de las bases, el cuerpo es estable, ya que no actúa sobre el par neto del cuerpo. Si el centro de gravedad coincide con los fundamentos, entonces el cuerpo se dice que es metaestable.

Para poder saber la fuerza que está soportando cada parte de la estructura se utilizan dos medios de cálculo:

- La comprobación por nudos.
- La comprobación por secciones.

Para lograr obtener cualquiera de estas dos comprobaciones debemos tener en cuenta la sumatoria de fuerzas externas en la estructura (fuerzas en x y en y), para luego comenzar con la comprobación por nudos o por sección.



3.4.3 Análisis de Pandeo

El **pandeo** es un fenómeno de inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

En ingeniería estructural el fenómeno aparece principalmente en pilares y columnas, y se traduce en la aparición de una flexión adicional en el pilar cuando se halla sometido a la acción de esfuerzos axiales de cierta importancia. La aparición de flexión de pandeo limita severamente la resistencia en compresión de un pilar o cualquier tipo de pieza esbelta. Eventualmente, a partir de cierto valor de la carga axial de compresión, denominada carga crítica de pandeo, puede producirse una situación de inestabilidad elástica y entonces fácilmente la deformación aumentará produciendo tensiones adicionales que superarán la tensión de rotura, provocando la ruina del elemento estructural. Además del pandeo flexional ordinario existe el pandeo torsional o inestabilidad elástica provocado por un momento torsor excesivo.

Existen diferentes maneras o modos de fallo por pandeo. Para un elemento estructural frecuentemente hay que verificar varios de ellos y garantizar que las cargas están lejos de las cargas críticas asociadas a cada modo o manera de pandear. Los modos típicos son:

Pandeo flexional. Modo de pandeo en el cual un elemento en compresión se flecta lateralmente sin giro ni cambios en su sección transversal.

Pandeo torsional. Modo de pandeo en el cual un elemento en compresión gira alrededor de su centro de corte.

Pandeo flexo-torsional. Modo de pandeo en el cual un elemento en compresión se flecta y gira simultáneamente sin cambios en su sección transversal.

Pandeo lateral-torsional. Modo de pandeo de un elemento a flexión que involucra deflexión normal al plano de flexión y, de manera simultánea, giro alrededor del centro de corte



CAPÍTULO 4

Modelado del Brazo Mecánico.

En este proyecto se va a realizar un modelado de un brazo mecánico sencillo. Para la realización del modelado se tiene en cuenta las medidas ya optimizadas realizadas por medio de cálculos de Matlab y Working Model que se encuentra en el PFC titulado "Diseño de brazo mecánico eficiente, mediante optimización multiobjetivo" del autor Jorge Tierno Alvite. [1]

El brazo robótico tendrá un grado de libertad que será calculado por la formula de Grübler, según la cual (ver ilustración 32):

$$NGDL = 3(6 - 1) - 2 * 7 = 1 \tag{1}$$

Este brazo robótico debe tener la característica de contener piezas intercambiables, para ello se diseñarán piezas sencillas que serán las barras intercambiables, según sea la necesidad del mecanismo.

El esquema del brazo es el que se presenta en la ilustración 32 y se seguirá la nomenclatura empleada en la asignatura de Teoría de mecanismos impartida en la Universidad Carlos III [3].

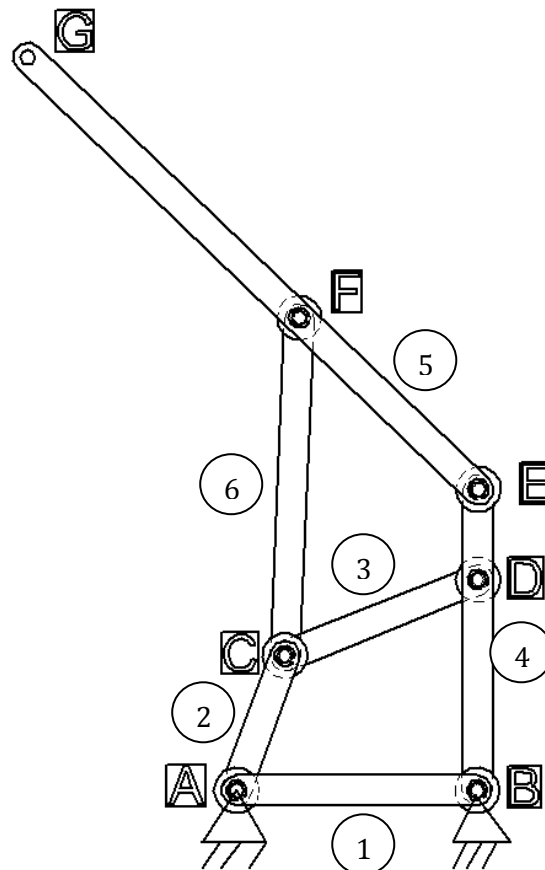


ILUSTRACIÓN 32. Esquema del Brazo

Como se observa en la ilustración 32 las barras se nombrarán con números y las articulaciones con letras.

Para este modelado se utiliza el programa de diseño en 3D Solid-Edge. Con este programa se diseñara las piezas por separado y posteriormente de realizara el montaje.

4.1 Modelado de piezas

Para la realización de las diferentes piezas en Solid Edge se puede elegir entre piezas tradicional o síncrono que muestran diferentes aplicaciones.

Para este proyecto se utilizará el entorno tradicional. Ambos son compatibles y en el montaje se pueden usar tanto piezas construidas de forma tradicional como piezas construidas con el síncrono.

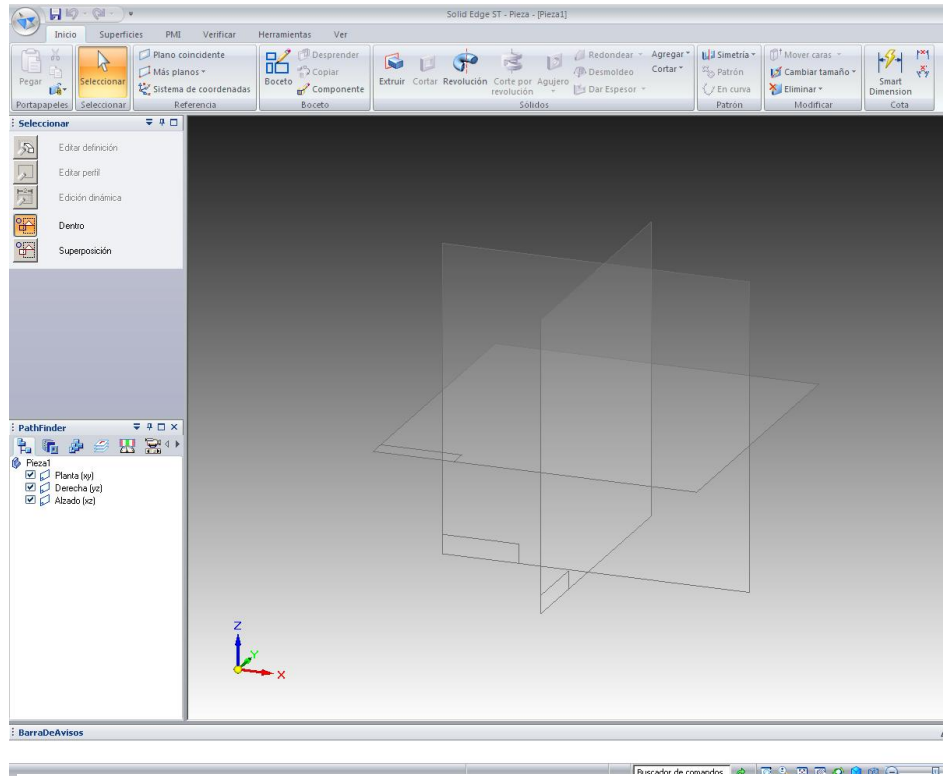


ILUSTRACIÓN 33. Entorno Tradicional

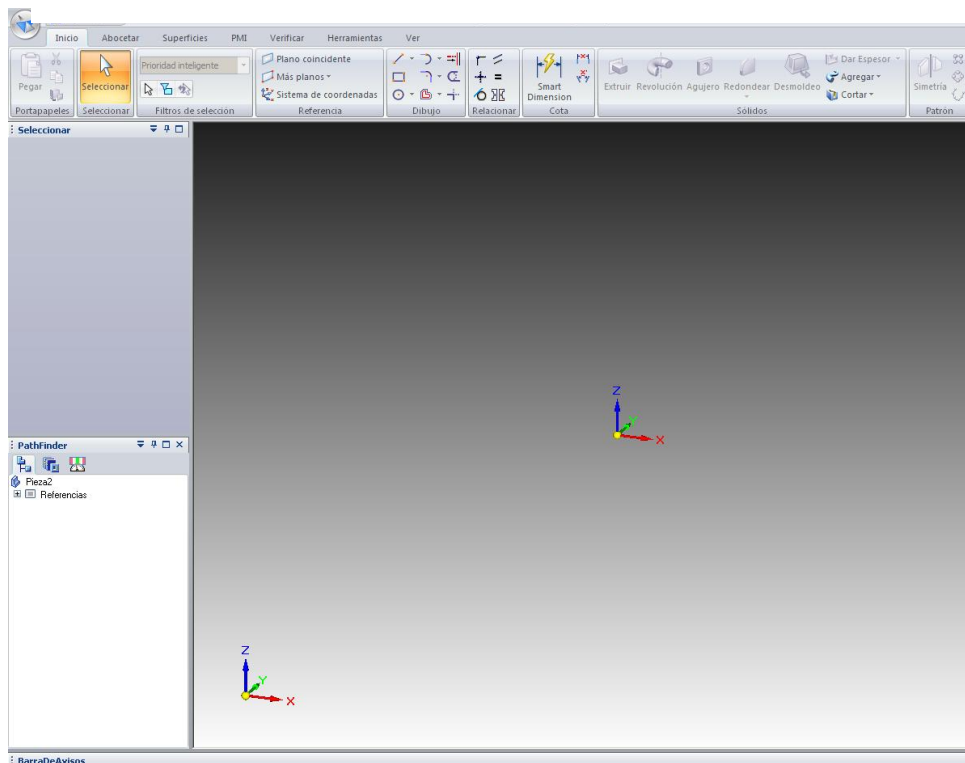


ILUSTRACIÓN 34. Entorno Síncrono

En ambos casos se ven ciertas diferencias en la imagen 33 y 34 se ven algunas diferencias. Las que más se observan es en la parte superior de ambos donde se encuentran los comandos. En el síncrono se ven los comandos mas agrupados.

Centrándonos en el diseño y modelado del mecanismo de este proyecto, la primera pieza que se realiza es el eslabón 1 (ver ilustración 32) la cual se encuentran los puntos A y B llamados en el mecanismo. Es la pieza fija ya que esta será la que se una a la base donde se montara el mecanismo.

En esta pieza se tiene en cuenta el diámetro de los agujeros que servirán de unión al resto de los eslabones, así como el espesor de la barra que será el mismo para todas, se utilizara esta barra para la vinculación con las demás barras, ya que un cambio en los valores en esta primera barra provoca un cambio en las diferentes barras vinculadas con ella.

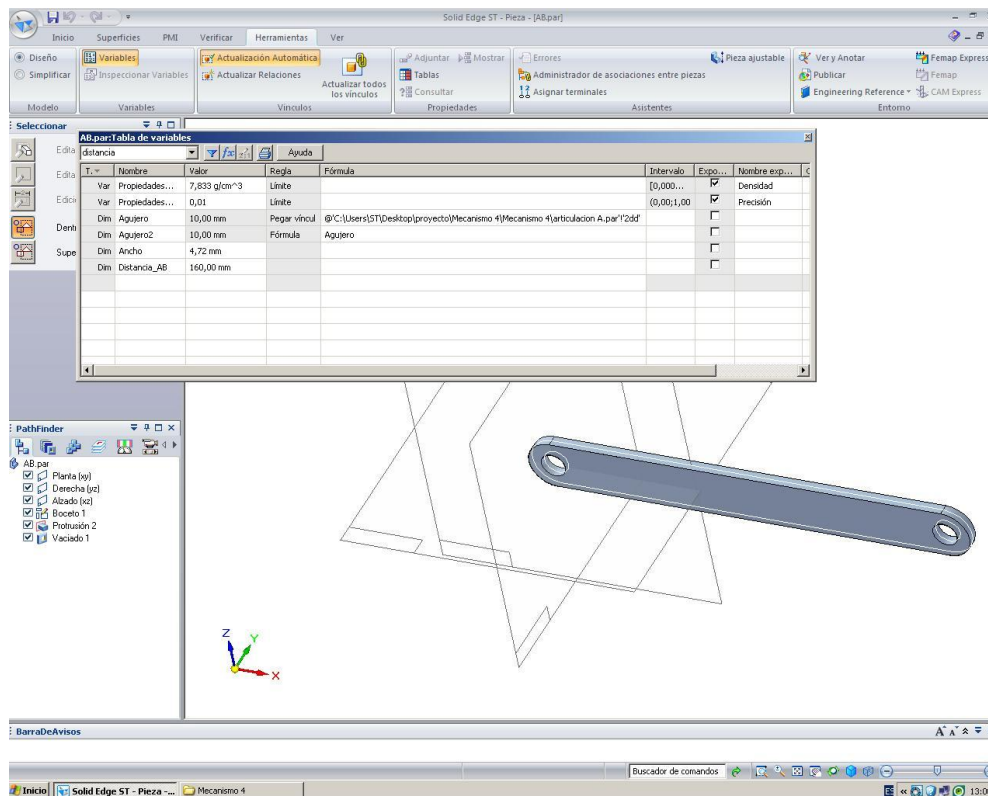


ILUSTRACIÓN 35. Creación de la vinculación en la barra AB

Para la creación de las demás barras se incluirá la vinculación así como ocurre con la barra 2 como se muestra en la ilustración 30.

Las barras tendrán esta geometría sencilla y económica en cuanto a su fabricación y serán sencillas de manipular y montar, para poder ser cambiados fácilmente por personal no experto. Es una geometría de fácil fabricación para la construcción de un prototipo en laboratorio. Estos son requisitos del diseño.

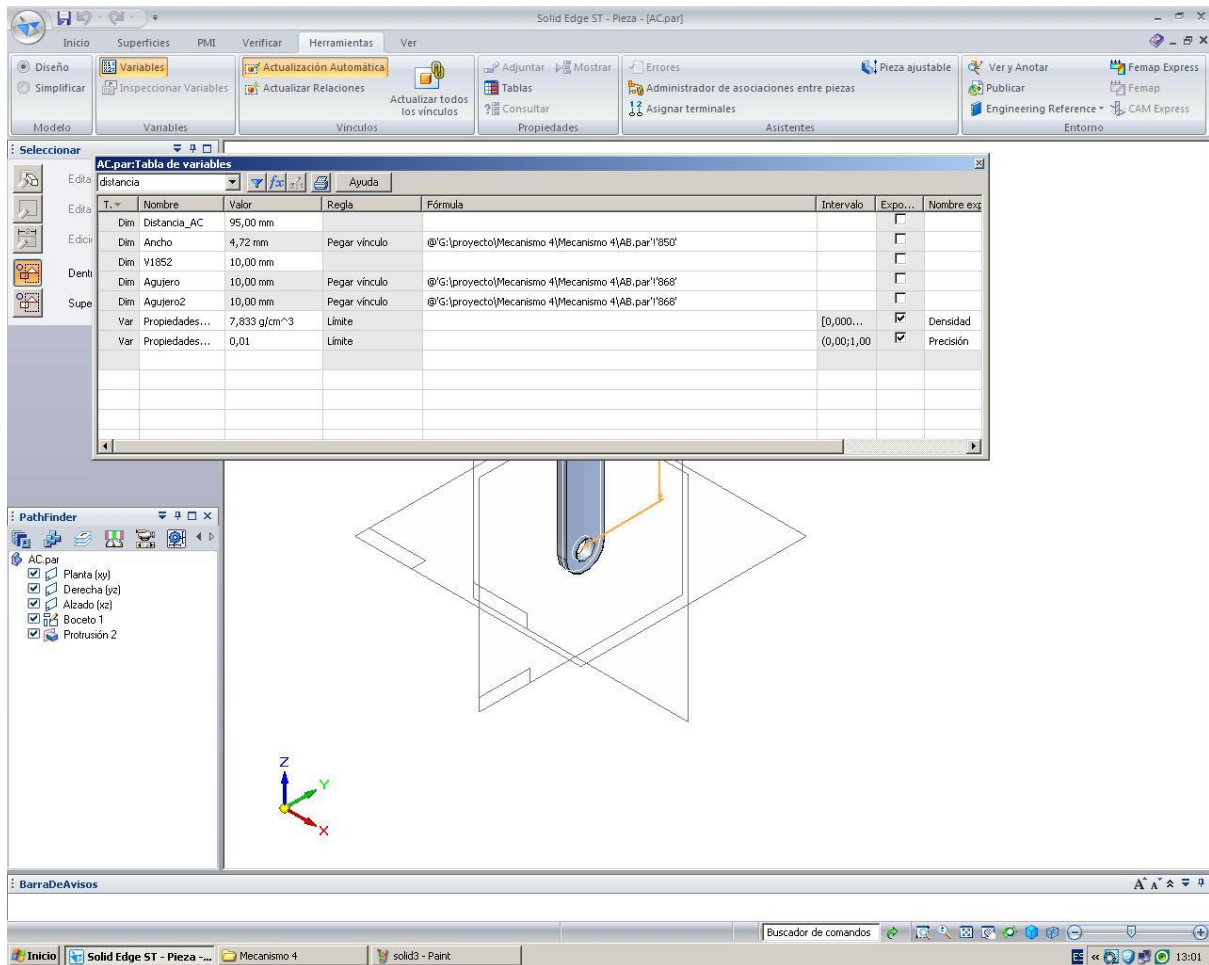


ILUSTRACIÓN 36. Vinculación barra AC

La creación de las barras se realiza por medio de editar un boceto y posteriormente se genera la protrusión. La mayoría de las barras tienen dos agujeros en los extremos excepto las barras 4 y 5 que tendrán 3 agujeros [4].

En la imagen 37 se observan las barras ya terminadas cada una tendrá unas dimensiones determinadas y tendrán en común el espesor y los diámetros del agujero.

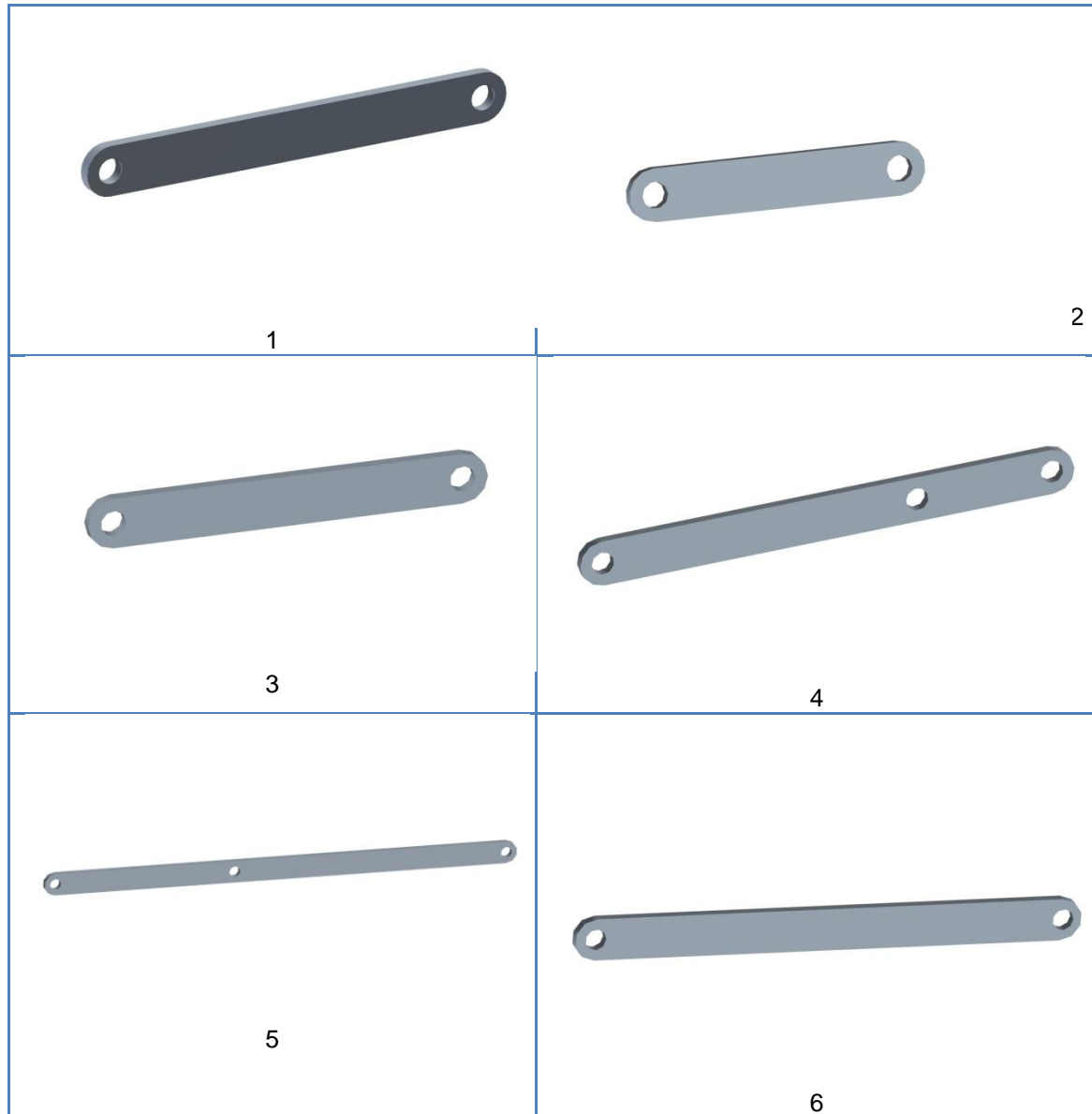


ILUSTRACIÓN 37. Barras del Mecanismo

Todas estas barras se han realizado con el mismo material, Aluminio 1060, que el propio Solid Edge ya incorpora una biblioteca de materiales. Las propiedades del aluminio se detallan en la tabla 6. La elección del Aluminio es porque es un material fácil de mecanizar y ligero. Posteriormente se realizará una pequeña comparación de los resultados obtenidos en el análisis, con los resultados que se obtendría si fuera un material con diferentes propiedades mecánicas, en este caso el acero. Este material nos servirá para el análisis posterior en Femap ya que el material elegido en SolidEdge también se aplica cuando importamos el mecanismo.

TABLA 6. PROPIEDADES FÍSICAS DEL ALUMINIO

Densidad	2,712 g/cm ³
Conductividad térmica	0,221 kW/m-C
Calor específico	920,000 J/kg-K
Módulo de elasticidad	68,94 GPa
Coficiente de Poisson	0,33
Límite elástico	27,57 GPa
Tensión de rotura	68,947 MPa

También realizaremos el diseño de los demás componentes, estos también tendrán como material el aluminio. Estos componentes son los que sirven de unión entre las barras ya diseñadas. En la ilustración 38 se ven los elementos que serán las uniones en la articulaciones, son 3 tipos de pasadores cada uno de ellos con una longitud determinada.

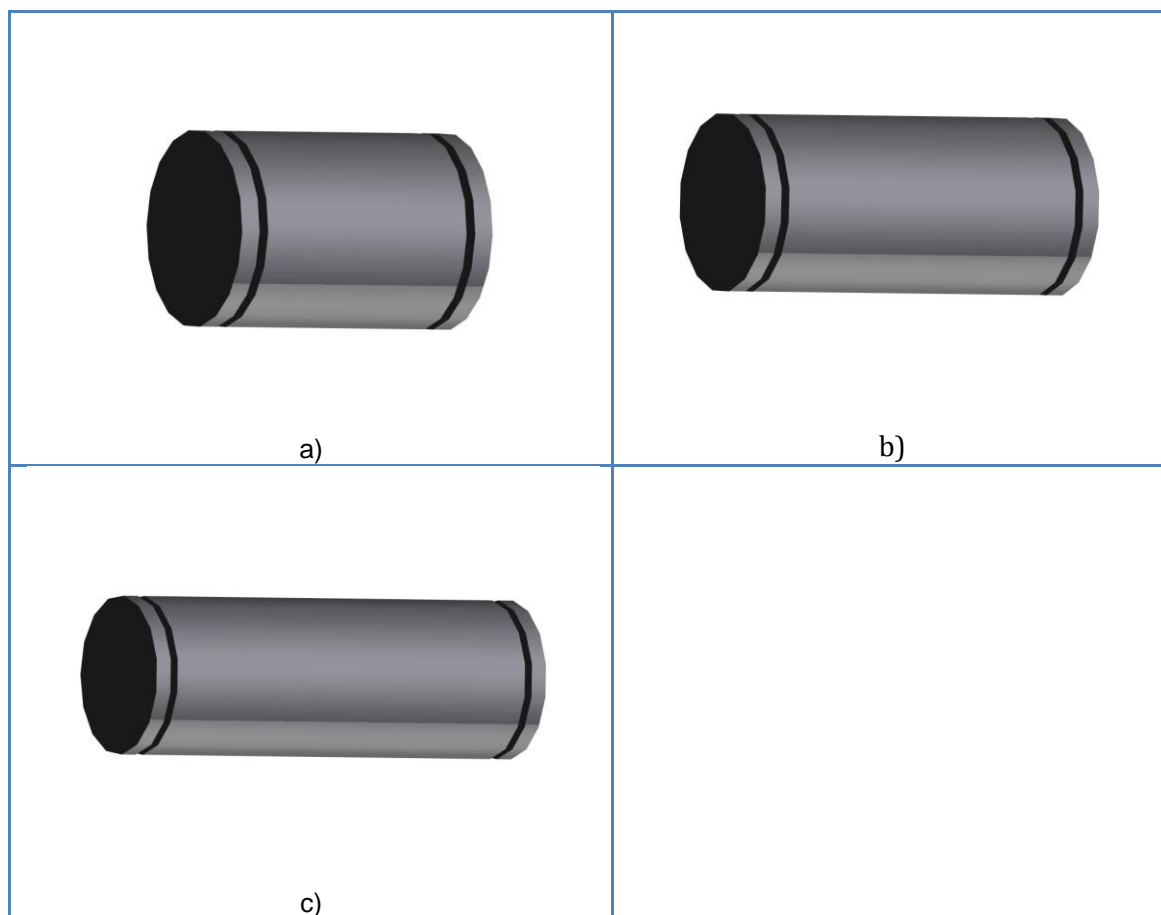


ILUSTRACIÓN 38. Resto de componentes: a) Pasador A, b) Pasador B, c) Pasador C,

Los pasadores se diseñan 3 modelos diferentes algún de ellos nos sirven para diferentes articulaciones, cada uno de ellos con una diferente longitud pero con el mismo valor del diámetro.

Esta articulación de la ilustración 38 a) se utilizara para 4 conexiones diferentes entre barras. En la articulación A, en la articulación B, en la articulación D y en la articulación E. Las demás articulaciones sólo se utilizarán una sola vez. El pasador de la ilustración 38 b) en la articulación C y el pasador de la ilustración c) en la articulación F. Estas articulaciones se ven en la ilustración 32.

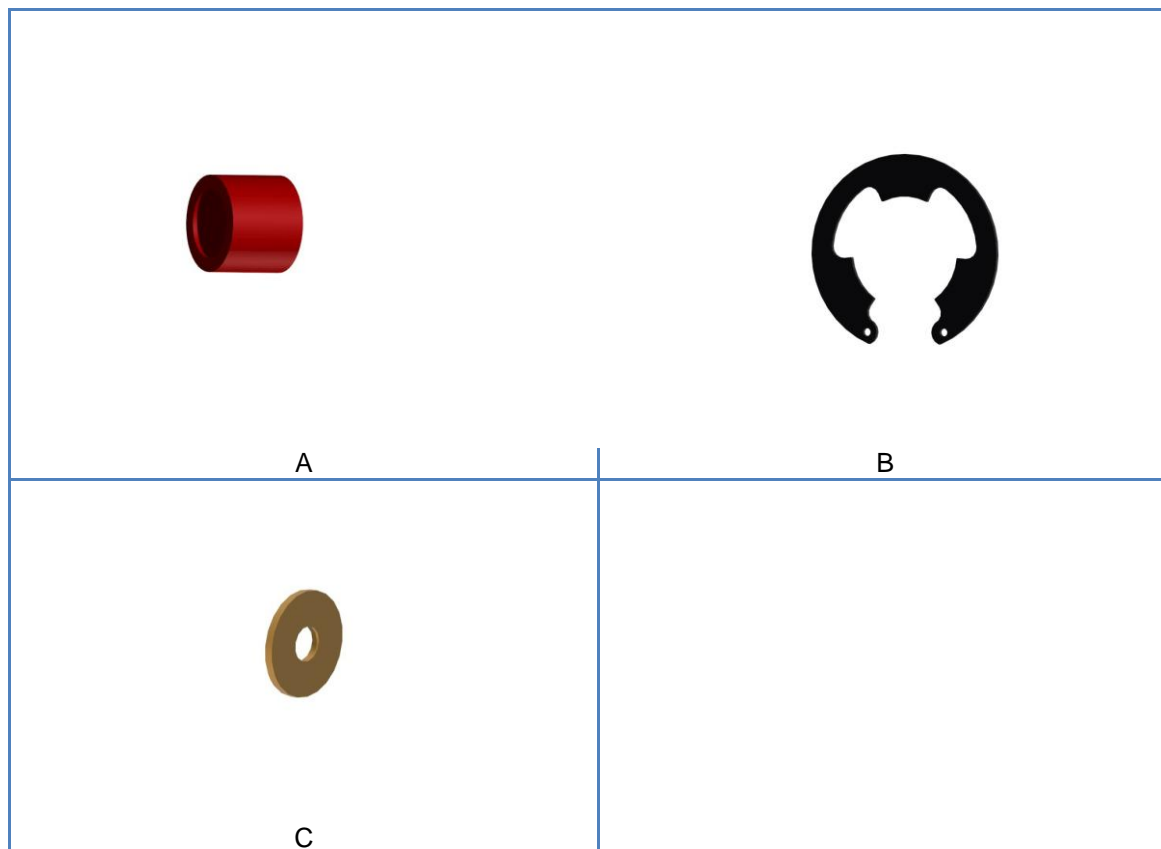


ILUSTRACIÓN 39. A) Separador, B) Anillo de Sujeción, C) Arandela.

También se diseñará una pieza que servirá como separador entre dos barras para evitar colisiones entre ambas así como para darle estabilidad. Esta se encuentra en la articulación F

Para una óptima articulación se emplearan unos anillos para sujeción. Esta última pieza se utilizará 12 piezas en el montaje. Esta pieza es una pieza normalizada. Se muestran en la ilustración 39.

Una vez realizadas las piezas se empleará una arandela de carácter general que se utilizara para todas las conexiones el material será diferente y se utilizara el bronce 90%. Esta arandela es una pieza normalizada. Sus propiedades físicas se pueden ver en la tabla 7.

TABLA 7. PROPIEDADES FISICA DEL BRONCE 90%

Densidad	8,800 g/cm ³
Conductividad térmica	0,189 kW/m-C
Calor específico	377,000 J/kg-K
Módulo de elasticidad	117210869,000 kPa
Coefficiente de Poisson	0,36
Límite elástico	372316,878 kPa
Tensión de rotura	420580,177 kPa

Una vez diseñado todas las piezas se muestra, a modo de resumen en la tabla 8, las mismas con todas las propiedades de las piezas así como masa volumen y momentos de inercia.

TABLA 8. LISTADO DE LAS PROPIEDADES DE LAS PIEZAS

Pieza	Material	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)	Volumen (mm ³)	Área superficie (mm ²)	Ix (g-cm ²)	Iy (g-cm ²)	Iz (g-cm ²)
AB	ALUMINIO	2,712	0,043	15845,42	8817,69	1045,265	1031,529	15,332
AC	ALUMINIO	2,712	0,026	9709,42	5604,09	254,363	245,865	9,476
ARANDELA	BRONCE 90%	8,8	0,011	1256,64	1507,96	7,059	13,823	7,059
PASADOR A	ALUMINIO	2,712	0,003	1105,51	717,41	0,691	0,691	0,369
PASADOR B	ALUMINIO	2,712	0,004	1632,84	928,34	1,886	1,886	0,547
PASADOR C	ALUMINIO	2,712	0,006	2160,76	1139,51	4,083	4,083	0,726
BE	ALUMINIO	2,712	0,052	19250,71	10786,5	1944,265	1927,350	18,854
CD	ALUMINIO	2,712	0,037	13768,62	7730,01	693,503	681,540	13,350
CF	ALUMINIO	2,712	0,059	21890,77	11983,82	2708,401	2689,504	21,101
EG	ALUMINIO	2,712	0,107	39546,71	21416,10	16203,706	16169,465	38,223
ANILLO	ACERO	7,833	0	28,72	173,38	0,036	0,044	0,079
SEPARADOR	ALUMINIO	2,712	0,002	862,56	1013,35	0,866	0,688	0,688

4.2 Montaje

Posteriormente al diseño se realizará el montaje del conjunto para ello se utilizará el programa SolidEdge en el entorno conjunto también se realiza en el entorno tradicional.

Para el buen montaje se realiza "alineación axial" para los diferentes ejes. Para la colocación de las articulaciones también se utiliza la relación "coincidir" para asegurarse que las piezas están en contacto plano.

Se permitirá el giro ya las piezas se pueden girar. También se colocaran un motor en la articulación A en la pieza AB que será fijada. En un video adjunto en el CD se muestra el movimiento.

El montaje final se puede observar en la ilustración 40 mostrada a continuación.



ILUSTRACIÓN 40. Mecanismo Montado

Como complemento adicional, una vez realizado el montaje se desarrollará también el explosionado del conjunto que servirá para guía del montaje. Se puede ver en la ilustración 41 explosionada del conjunto.

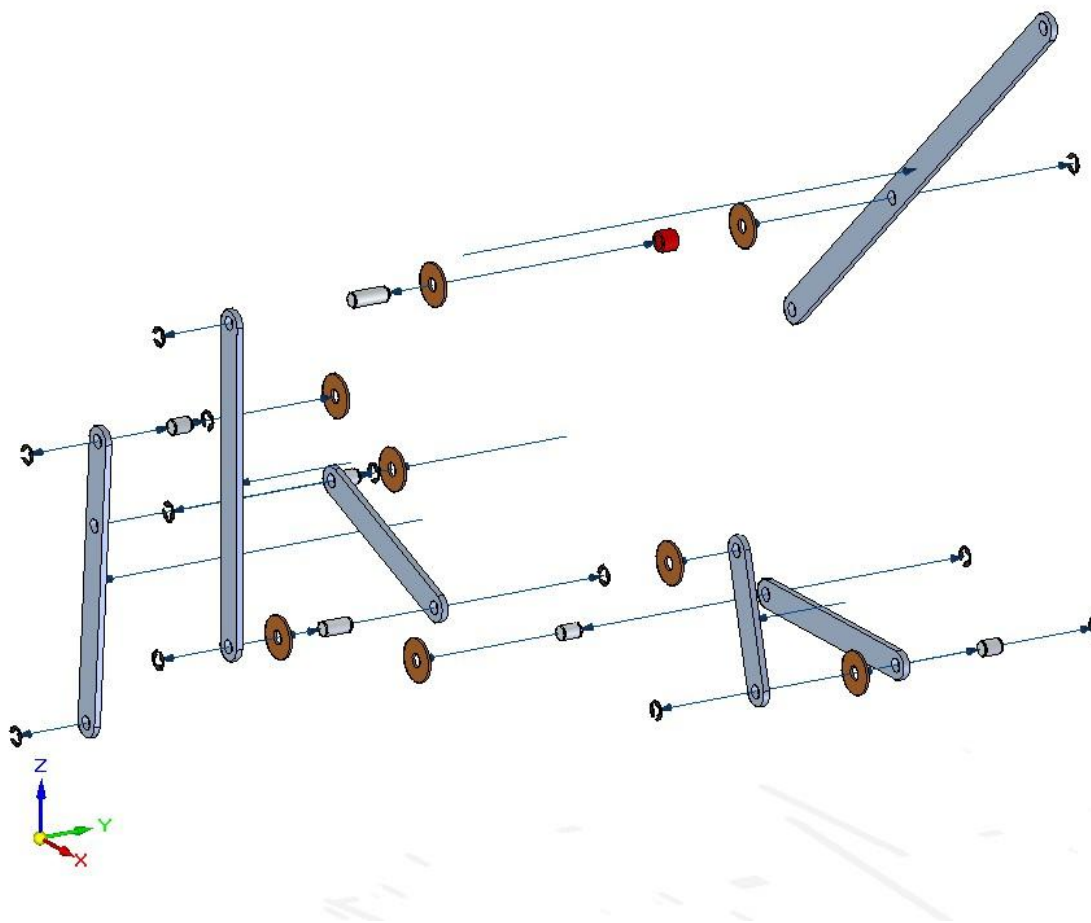


ILUSTRACIÓN 41. Mecanismo Explosionado.

En la tabla 9 se muestra las propiedades del mecanismo ya montado. En esta tabla se muestran la masa y el volumen del conjunto total, también se exponen los principales momentos de Inercia del mecanismo.

TABLA 9. PROPIEDADES FÍSICAS DEL MECANISMO.

MASA (kg)	VOLUMEN (mm ³)	I _x (g-cm ²)	I _y (g-cm ²)	I _z (g-cm ²)
0,441237	139487,5706	108346,069	92318,817	16502,714

Todos los planos de las piezas y el plano del conjunto explosionado se encuentran en la parte de anexos del proyecto.



CAPÍTULO 5

Análisis del mecanismo.

El modelo de Solid Edge del mecanismo se va a utilizar para realizar diversos análisis como: modos de vibración, análisis estático y de pandeo con una carga inicial de 10 N. Con estos análisis se observará el comportamiento del mecanismo así como las deformaciones producidas por las tensiones antes de la construcción del prototipo.

Todos estos análisis se realizarán con el programa de elementos finitos Femap [2].

Una vez realizado el modelado y el montaje del mecanismo se procederá al análisis del modelo. Este análisis se puede realizar desde el propio Solid Edge en herramientas del entorno “Femap” que abrirá directamente el programa con la geometría del mecanismo. Se puede ver donde se encuentra esto observando la ilustración 42.

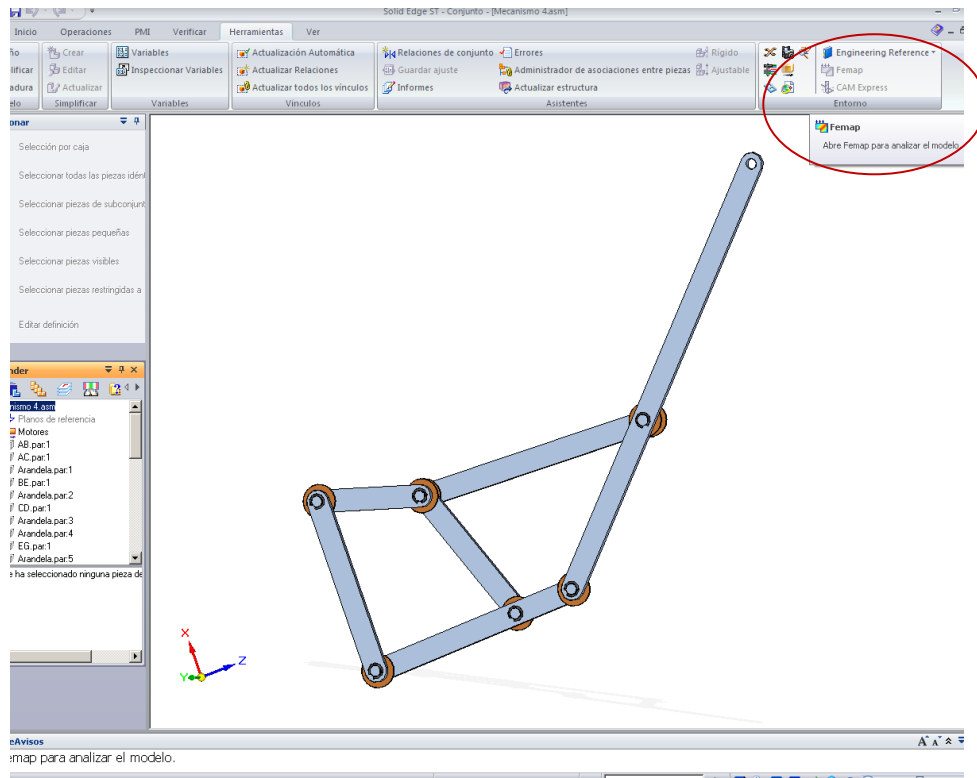


ILUSTRACIÓN 42. Entorno Solid Edge para abrir Femap

Una vez abierto el Femap se observa que están todas las piezas con todos los materiales introducidos anteriormente.

Lo primero que se realiza es eliminar el anillo de sujeción ya que al simular con estas piezas no se completa el análisis dando errores. Estos errores se deben al tipo de conexiones que se aplican ya no son las correctas. Posteriormente se realiza las conexiones. Estas conexiones se ejecutan de forma automática con la opción “connect”- “automatic”. Donde posteriormente sale la ventana de elegir elementos donde se selecciona todos y se presiona al ok. Se observa en la ilustración 43.



ILUSTRACIÓN 43. Conectar automáticamente

En la ventana de opciones de conexiones automáticas se selecciona “glued” y el valor tolerancia utilizado el que viene por defecto. Se puede ver en la ilustración 44.



ILUSTRACIÓN 44. Ventana de opciones de las conexiones automáticas

Una vez realizado la conexión del modelo, el propio programa verifica si es correcto. Para ver que está conectado se observa en la ilustración 45.



ILUSTRACIÓN 45. Modelo Conectado

Después se realizará el mallado del modelo para ello se realiza en dos pasos, primero desde “Mesh”-“mesh control”-“size on solid”. Esto queda más claro en la ilustración 46.

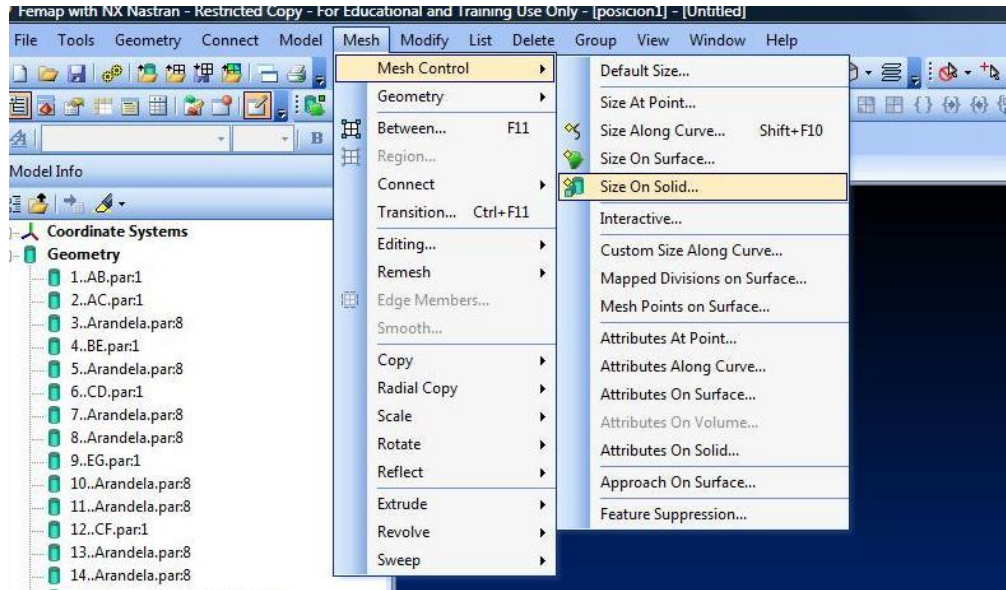


ILUSTRACIÓN 46. Mallado 1

Elegimos todo el sólido y damos un tamaño de elemento de mallado de 4. El resto trabajará con los valores por defecto. Como se observa en la ilustración 47.

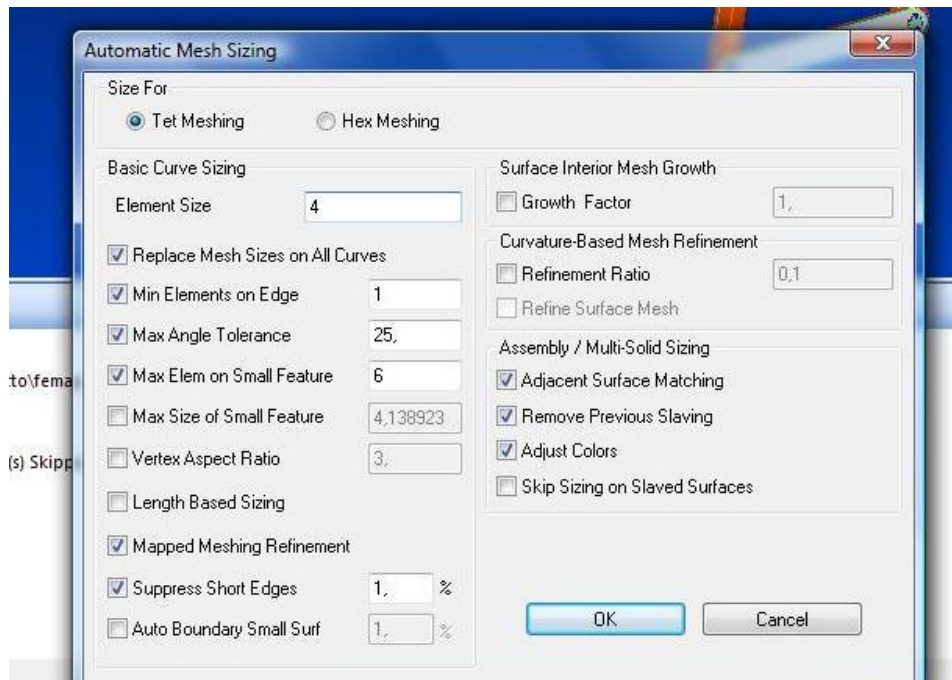


ILUSTRACIÓN 47. Opciones de Mallado

El segundo paso para la realización del mallado es “Mesh”-“Geometry”-“Solids” con esto ya se crea el mallado tarda unos segundos pero se completa. Se eligen todos los elementos. Como se ve en la ilustración 48.

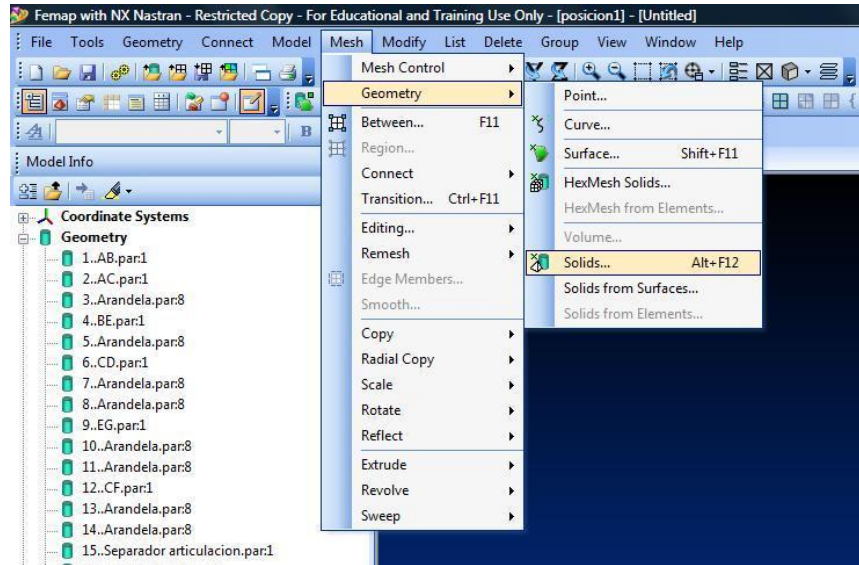


ILUSTRACIÓN 48. Mallado 2

El mecanismo modelado y mallado se presenta en la ilustración 49.

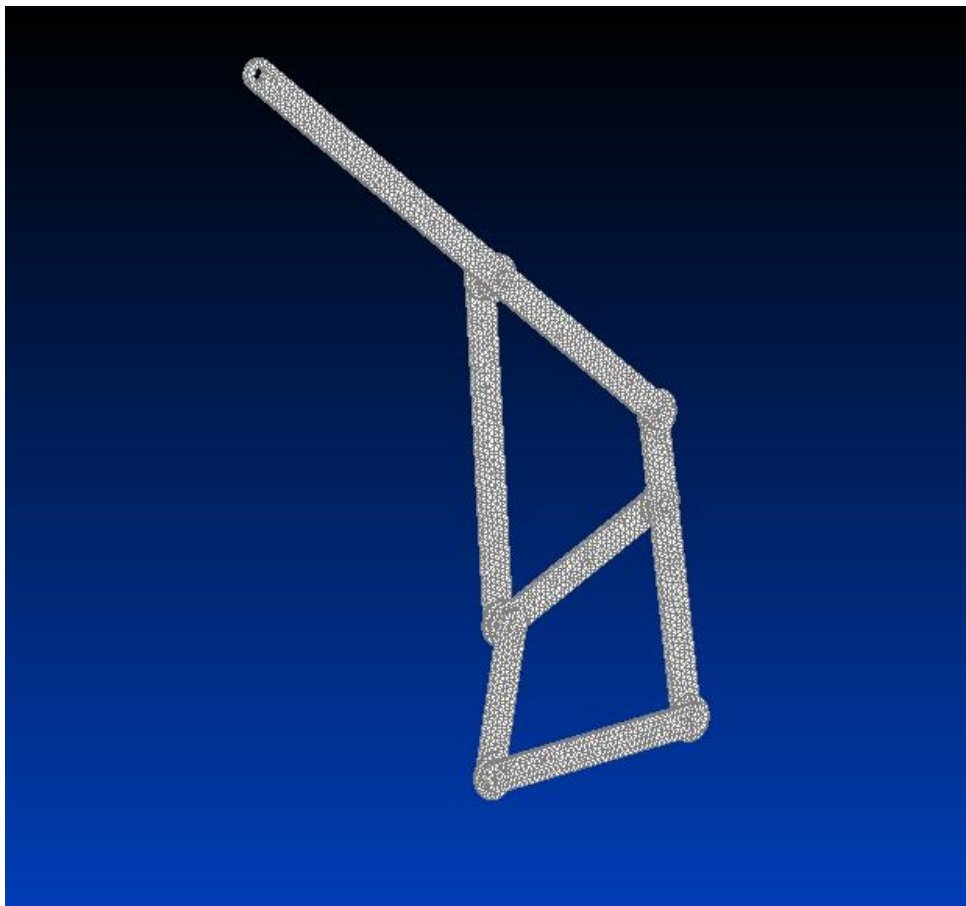


ILUSTRACIÓN 49. Modelo mallado

Tras la realización del mallado se crearán las restricciones que nos servirán para la realización de los análisis posteriores, las restricciones se fijarán en la parte inferior de mecanismo en los dos ejes que se simula como si estuviera anclado en esta parte. Como se puede ver en la ilustración 49.

Para la creación de las restricciones se efectúan desde “model”-“constrataint”-“On surface”. Se eligen las superficies exteriores de los elementos ejes que se encuentran montados en el nombre de articulación A. Como se puede ver en la ilustración 50.

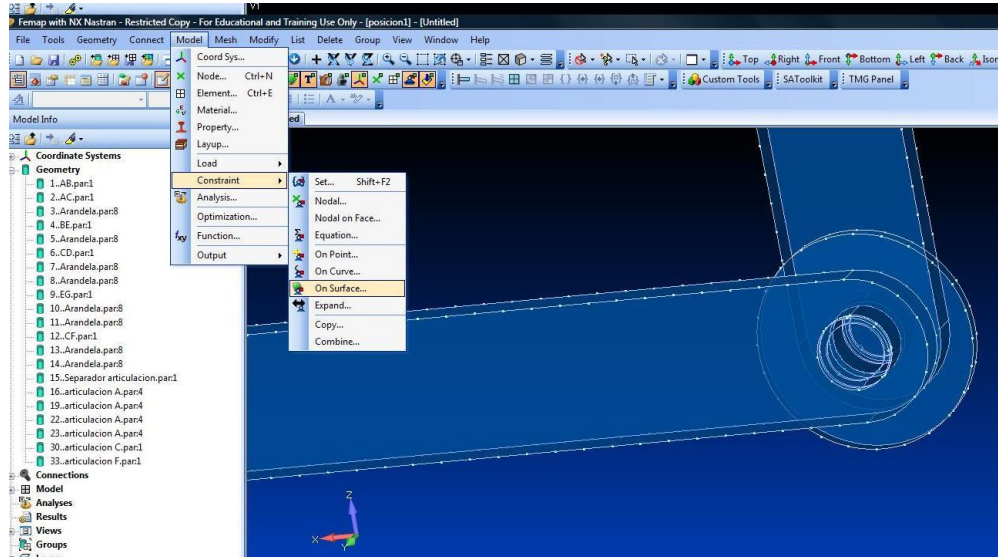


ILUSTRACIÓN 50. Restricciones

Se realiza una restricciones en los dos ejes en los cuales solo se podrán girar en el eje y no podrá tener translación. Se puede distinguir en la ilustración 51.

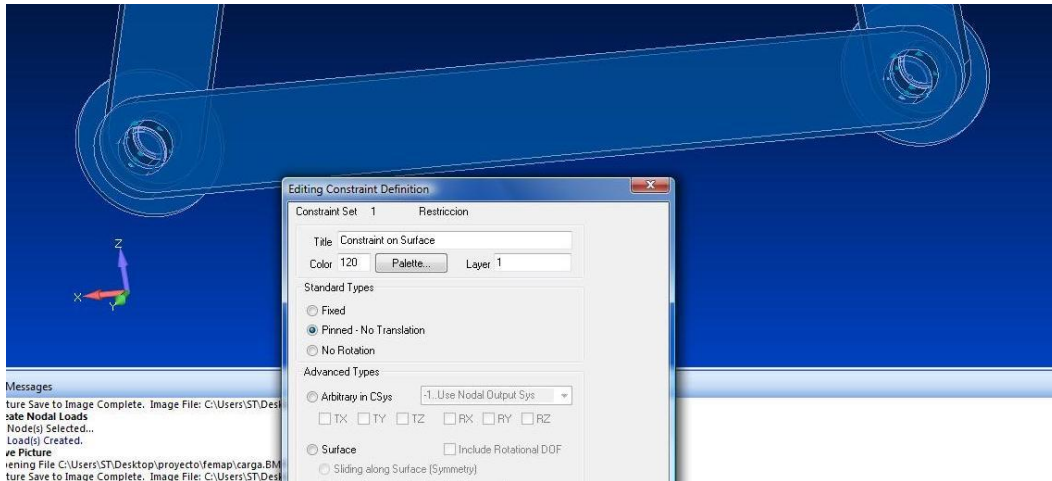


ILUSTRACIÓN 51. Restricción en los ejes

Tras esto ya se podrá realizar el análisis de modos de vibración. Para el análisis estático y de pandeo necesitamos introducir una carga que este caso será de 10 N para introducir la carga se efectúa desde “model”-“load”-“Nodal”. Como se observa en la ilustración 52 Ahora usamos los nodos creados anteriormente en el mallado para más realismo al modelo ya que en una carga no toda la superficie está en contacto.

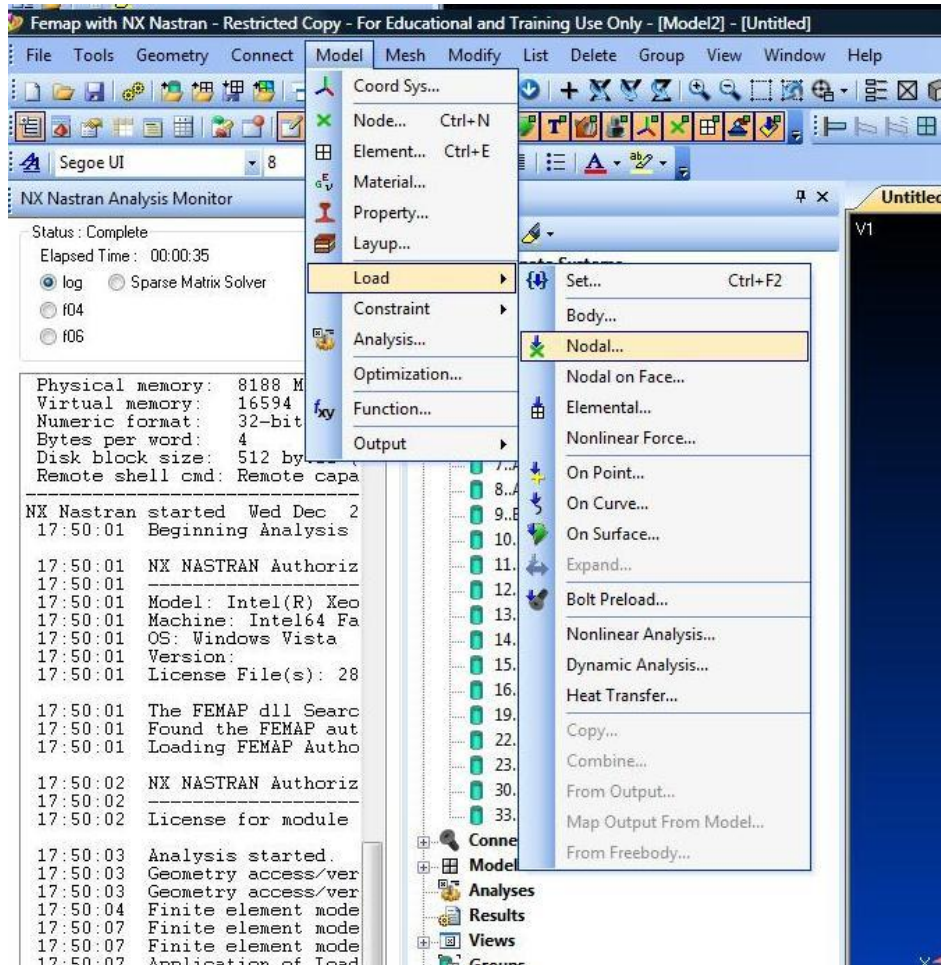


ILUSTRACIÓN 52. Carga de 10 N

Después de la colocación de la carga en el extremo del mecanismo y con una carga hacia el suelo por el peso de 1 kg, esta carga en el Femap se introduce como una carga de 10 N en sentido negativo del eje Z. Como se ve en la ilustración 53 y 54.

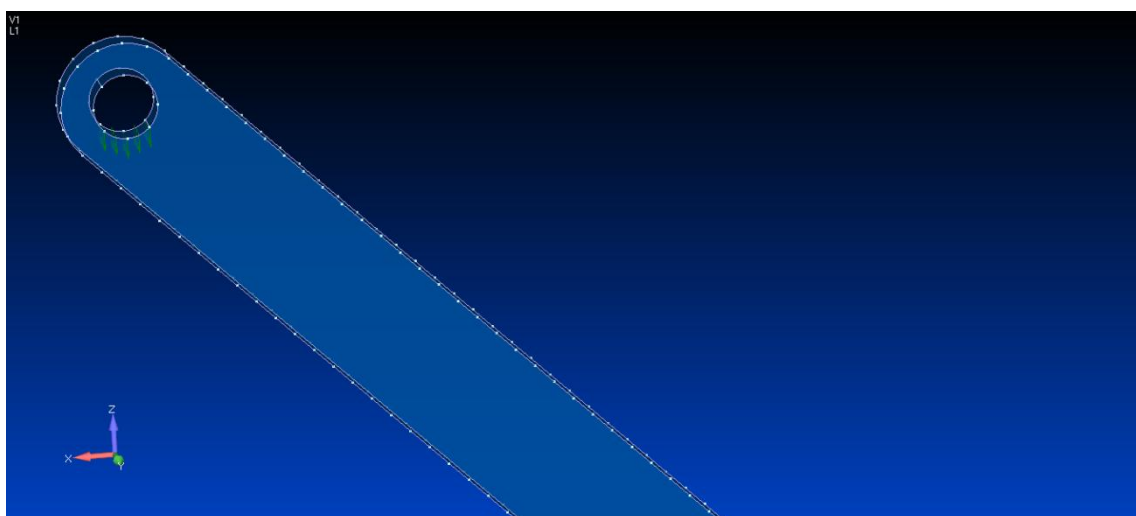


ILUSTRACIÓN 53. Zoom CARGA DE 10 N

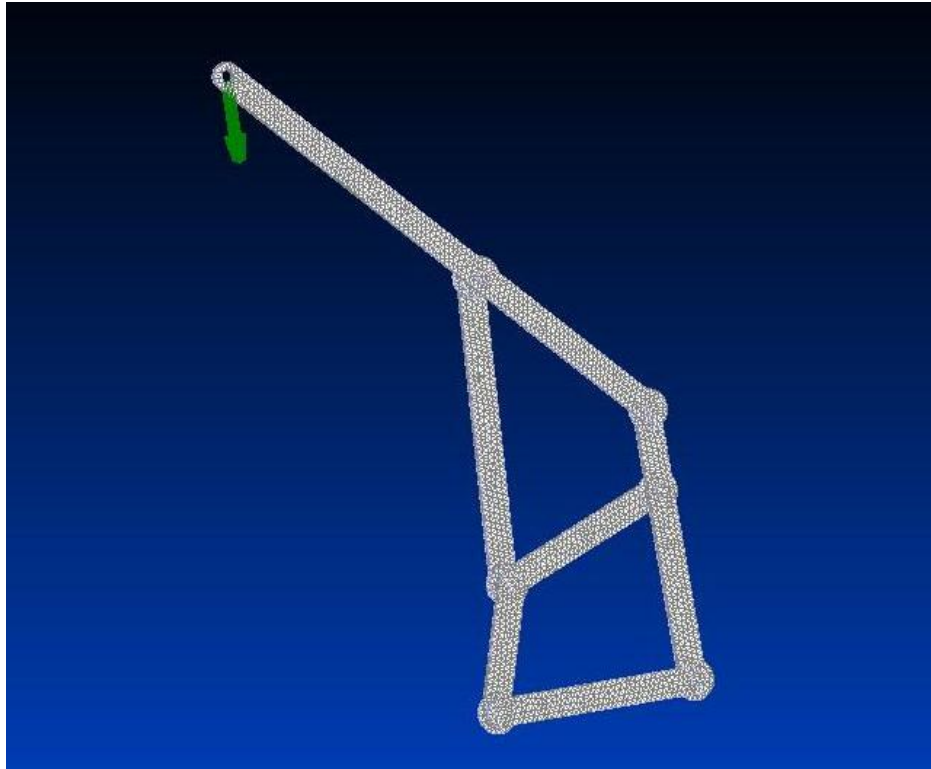


ILUSTRACIÓN 54. Carga de 10N en sentido Z

Acabáramos con este último paso, ya se podrá realizar el análisis de modelo tanto estático como pandeo.

Para realizar el análisis por medio de Femap se realiza de la siguiente forma.

En la columna de la izquierda seleccionamos “Analyses” o dentro de “Model” se elige en nuevo análisis y una vez abierto la ventana elegimos el tipo de análisis en primer caso será el de modos de vibración. Como podemos observar en la ilustración 55.

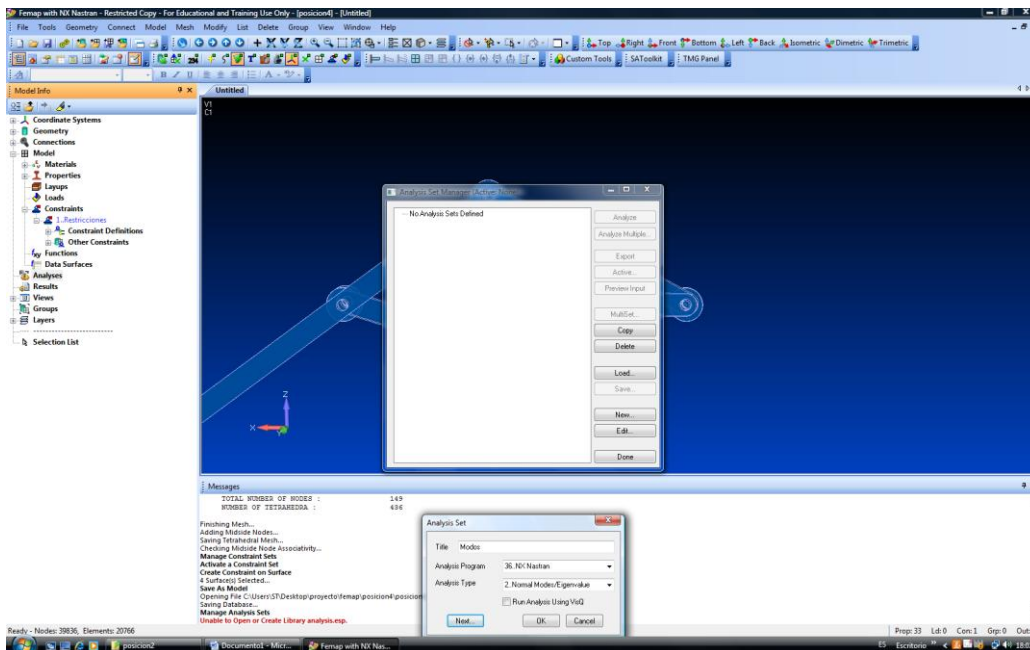


ILUSTRACIÓN 55. Análisis Modos

Posteriormente se selecciona los datos para ver los resultados en este caso se elige Translación y Tensiones, según la tabla “Displacement” y “Stress”, con esto se mostrarán los desplazamientos por deformación y el valor de tensiones según los criterios de Von Mises. Como se ve en la ilustración 51

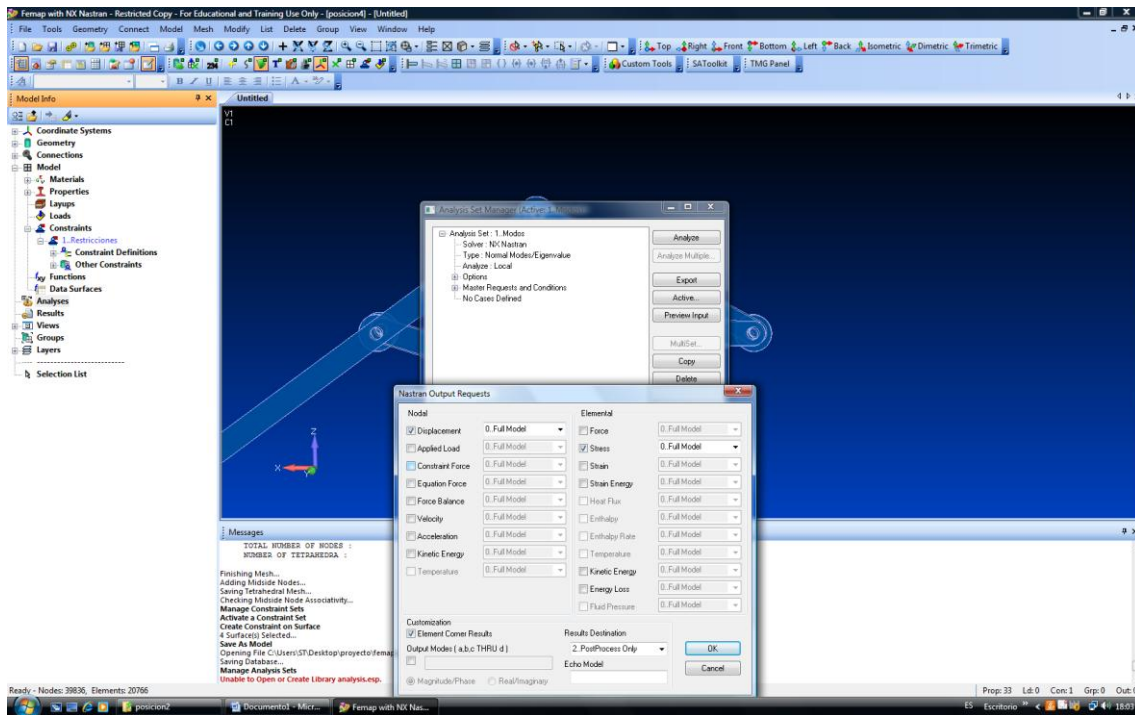


ILUSTRACIÓN 56. Elección de los resultados finales

Una vez finalizado el análisis se mostrarán y comentarán los diferentes resultados que se muestran en el Capítulo 6.

Posteriormente al análisis de modos, se realizara el análisis estático y el de pandeo, para ello se elige en el tipo de análisis “Static” y para el de pandeo se seleccionara la casilla 7 “Buckling” para estos análisis no hace falta elegir los resultados ya que te darán los desplazamientos y los esfuerzos de tensión según criterios de Von Mises [2].

En las ilustraciones 57 y 58 se pueden ver los pasos para realizar los análisis explicados anteriormente.

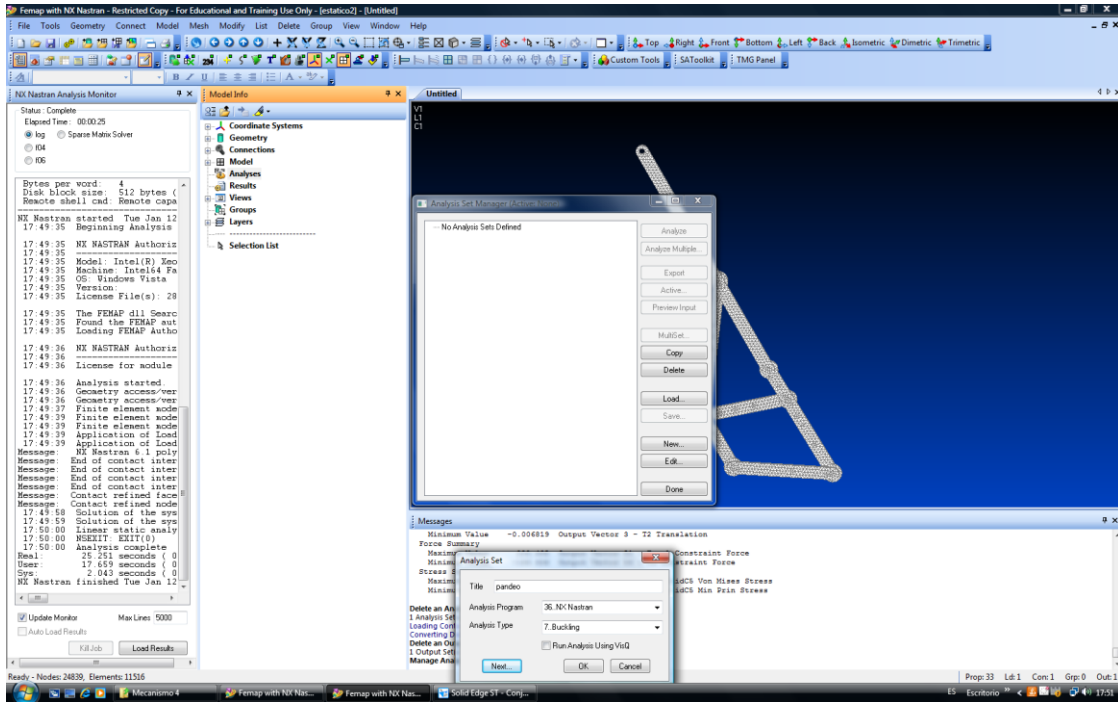


ILUSTRACIÓN 57. Análisis de pandeo

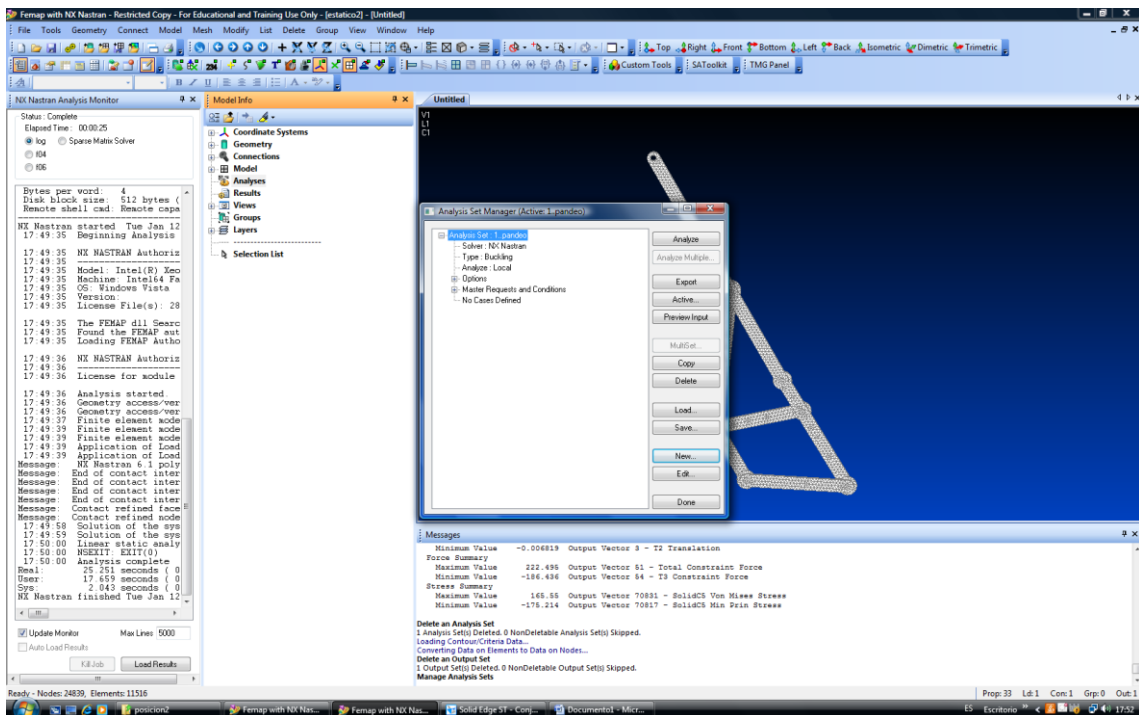


ILUSTRACIÓN 58. Análisis de pandeo 2



Después de la realización de estos análisis los resultados también se verán reflejados en el Capítulo 6.

A continuación del análisis de este mecanismo en esta posición se realizarán tres análisis más utilizando diferentes posiciones del mecanismo.

Para elegir la posición se efectuarán en el programa Solid-Edge utilizando un movimiento circular. Estas posiciones están ligadas al extremo del mecanismo. Las posiciones serán las más altas colocando el extremo lo más vertical posible, la más baja colocando el extremo lo más abajo posible y la posición más alejada hacia la izquierda del mecanismo.

Todas estas posiciones se realizarán los mismos análisis anteriormente descritos. Cada posición tendrá unos resultados que serán mostrados en el apartado posterior y serán comparados a su vez entre las diferentes posiciones.



CAPÍTULO 6

Resultados.

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos de los análisis efectuados con el Femap del mecanismo. Se mostrarán de manera que primero esta los datos de los modos de vibración posteriormente se presenta los datos de los análisis estático y de pandeo. Se expondrán los datos según las diferentes posiciones del mecanismo, estas 4 posiciones son elegidas por ser las más críticas.

6.1 Posición 1

Análisis de vibraciones

La posición de la ilustración 59 es la posición estándar tal y como se ve en los planos de montaje es la posición inicial. El primer análisis es el de modos de vibración.

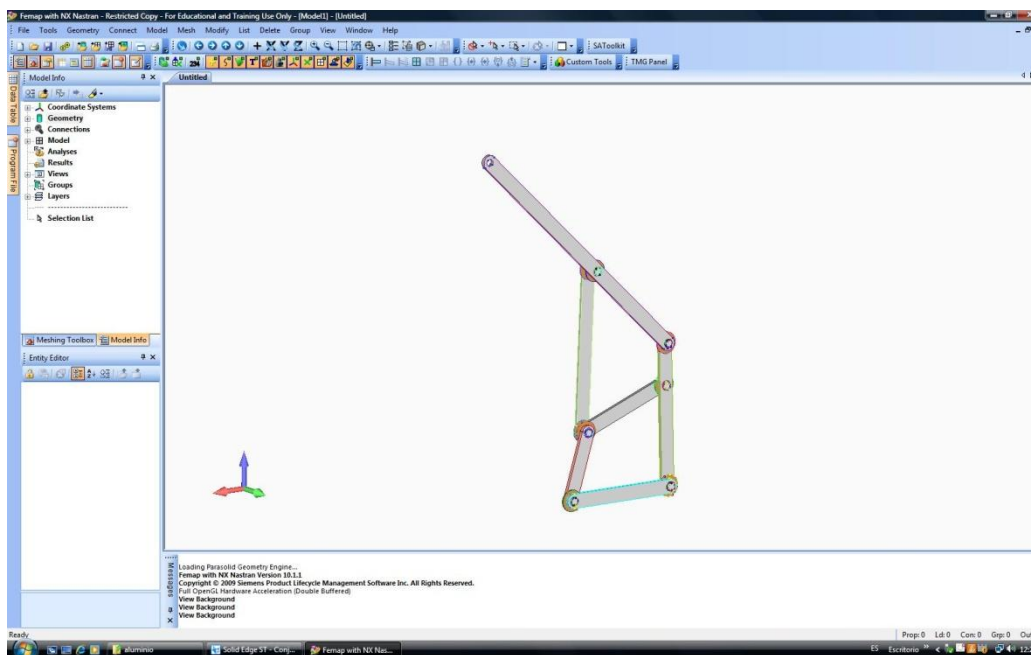


ILUSTRACIÓN 59. Posición 1

Tras el análisis de modos en la posición indicada se observan las diferentes frecuencias que se muestran en la tabla 10.

TABLA 10. MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 1

Modo	Frecuencia (hz)	Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1	17,9801	4,5670	-4,55768	29622,8	-23860,1
2	62,92303	5,75185	-5,70757	85281,1	-112572
3	126,5587	5,6137	-3,564	120851	-124940
4	150,2146	4,31076	-2,38921	228467	-298449
5	263,6547	4,89875	-3,82087	431229	-503283
6	334,0306	5,7566	-5,40687	425279	-273221
7	416,9907	4,73263	-4,46242	1009581	-736819
8	508,0138	4,03783	-3,94835	626356	-448807
9	533,6561	4,33503	-2,93575	1049296	-605095
10	767,5174	4,91313	-4,49597	1436078	-705774

En las siguientes imágenes se observan las diferentes tensiones en los 10 modos anteriores mostrados en la tabla 12. Se muestran las imágenes de cada modo con respecto al desplazamiento que se muestra en la leyenda de la derecha en milímetros.

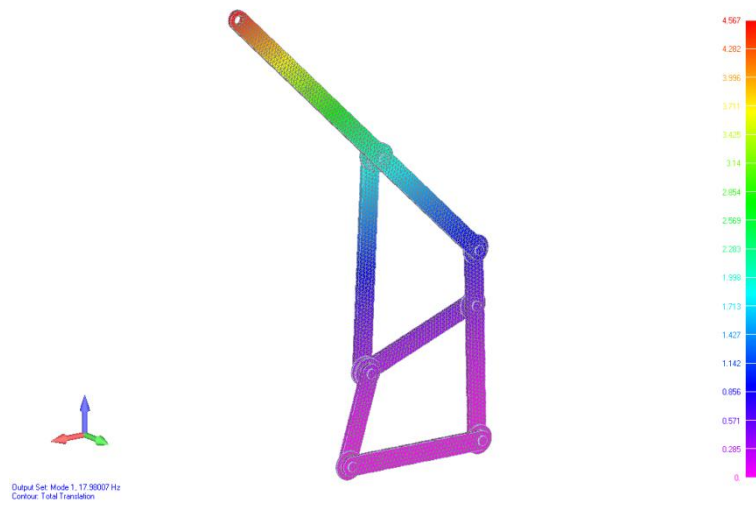


ILUSTRACIÓN 60. Modo 1 Posición 1

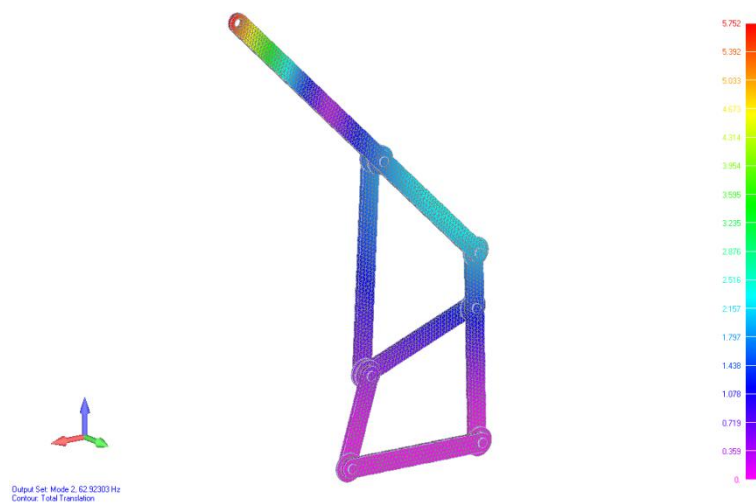


ILUSTRACIÓN 61. Modo 2 Posición 1

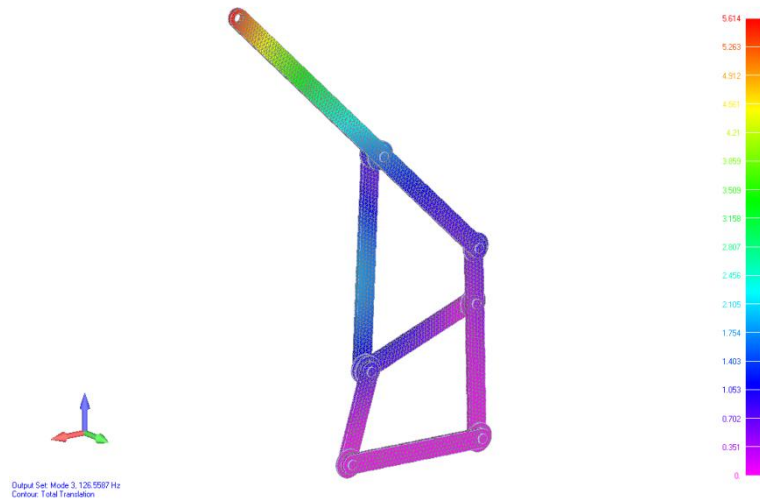


ILUSTRACIÓN 62. Modo 3 Posición 1

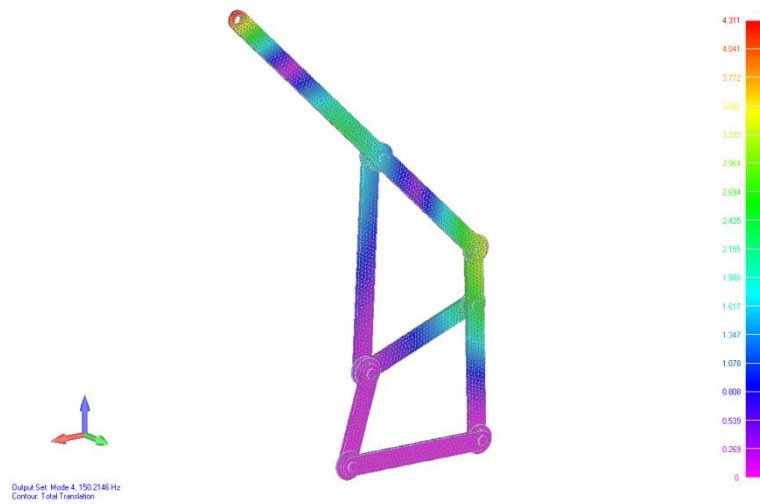


ILUSTRACIÓN 63. Modo 4 Posición 1

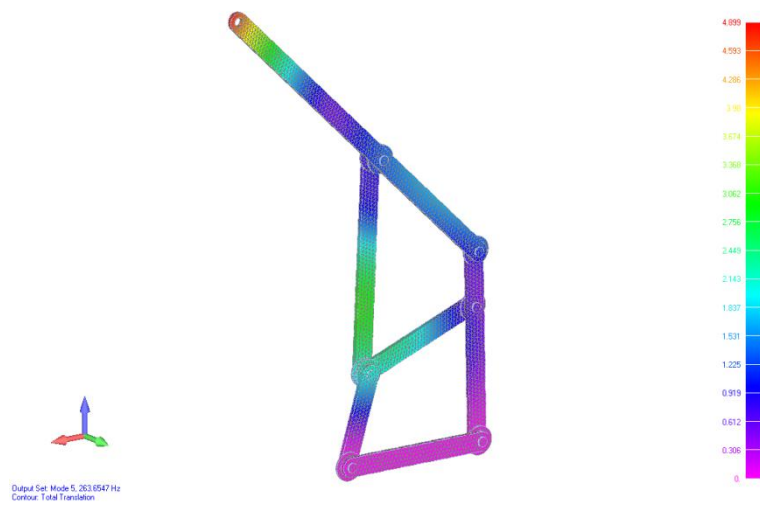


ILUSTRACIÓN 64. Modo 5 Posición 1

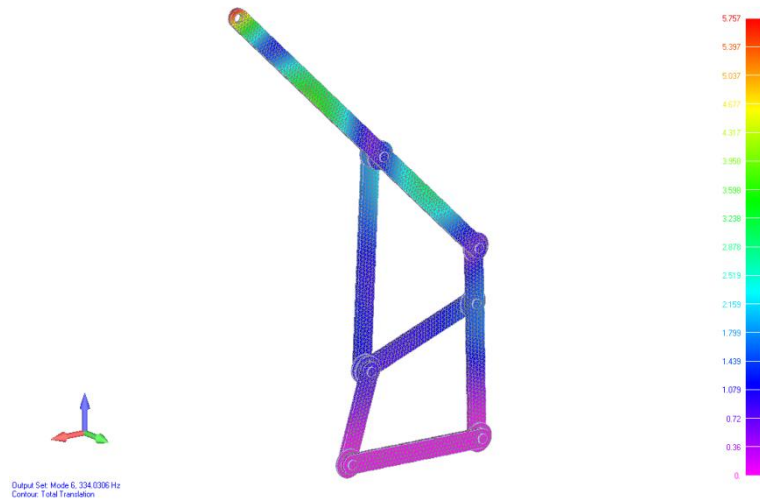


ILUSTRACIÓN 65. Modo 6 Posición 1

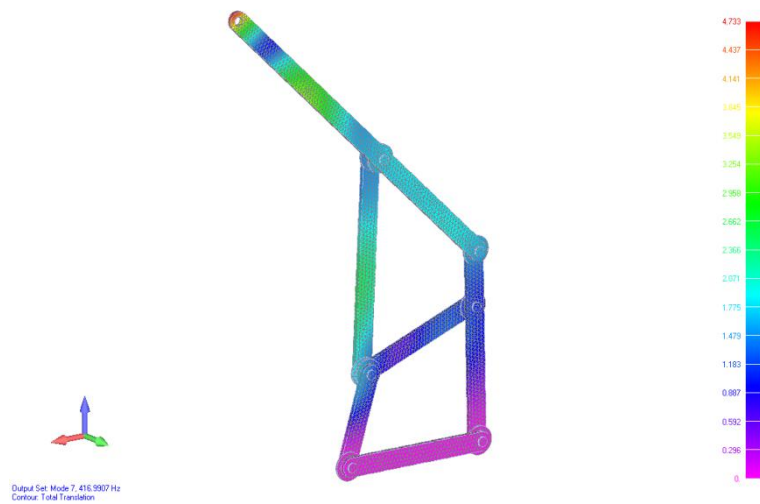


ILUSTRACIÓN 66. Modo 7 Posición 1

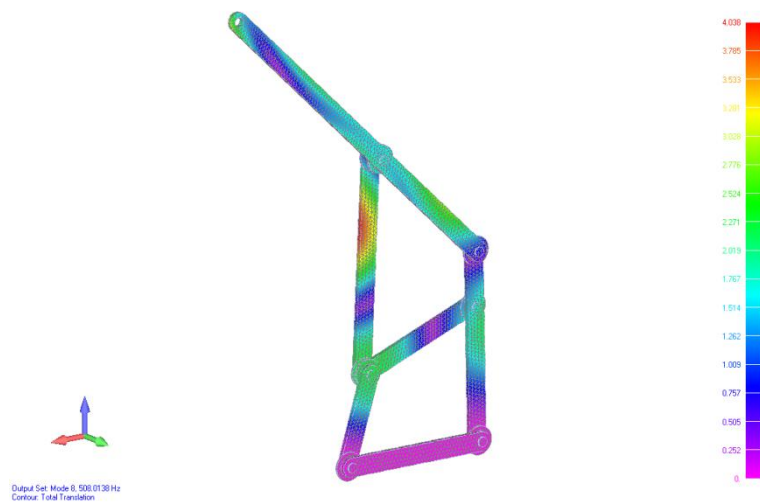


ILUSTRACIÓN 67. Modo 8 Posición 1

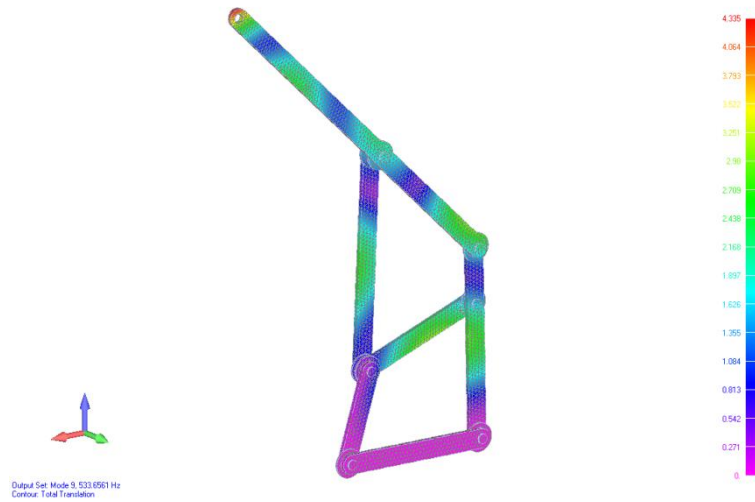


ILUSTRACIÓN 68. Modo 9 Posición 1

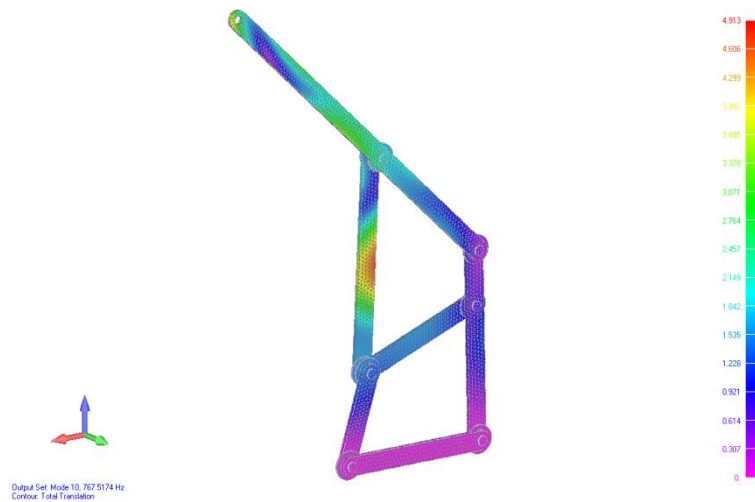
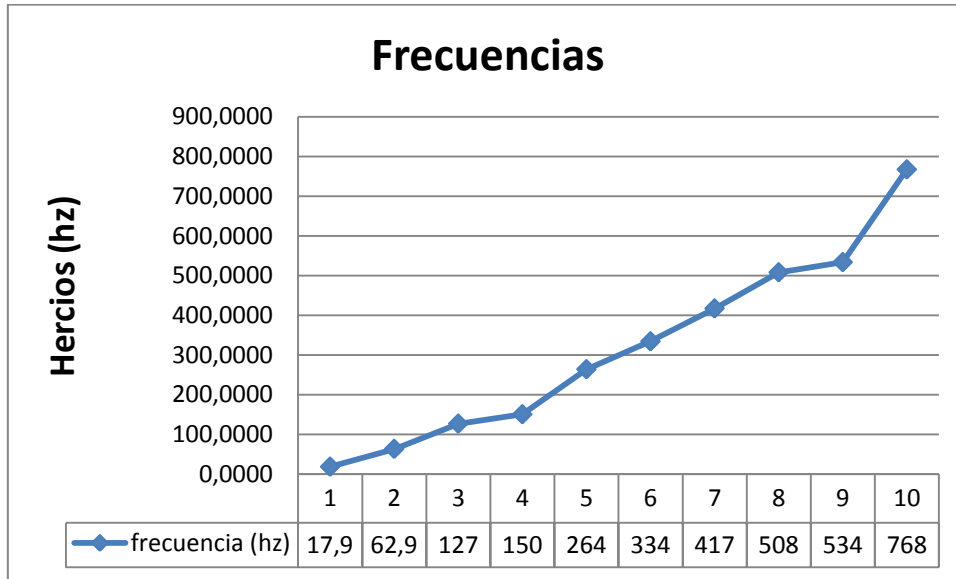


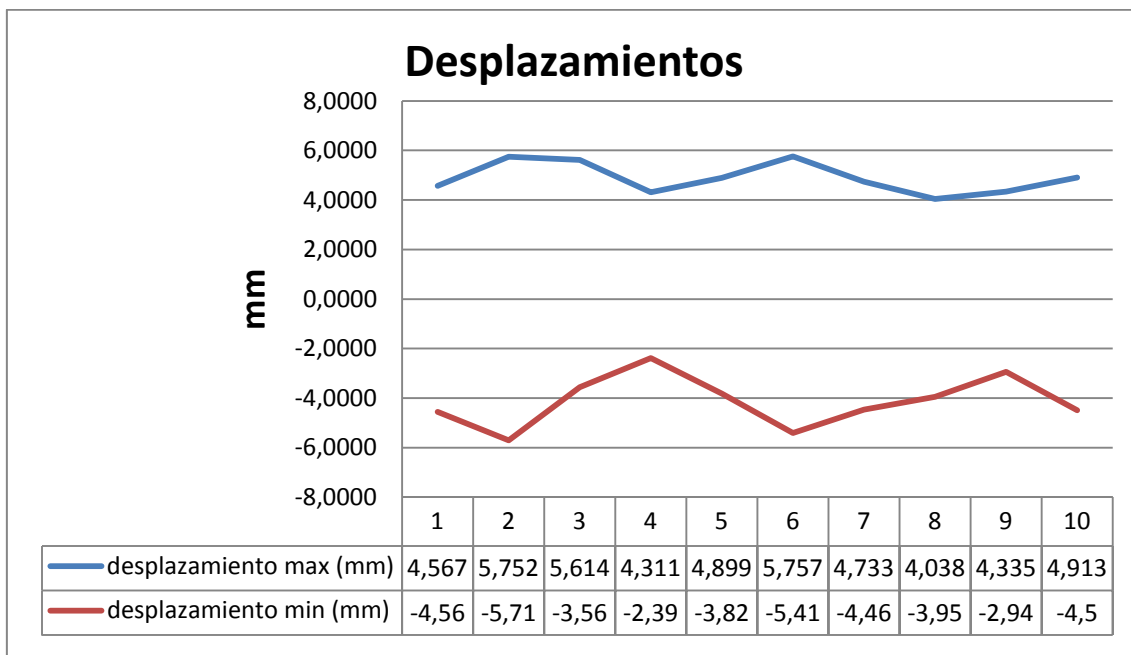
ILUSTRACIÓN 69. Modo 10 Posición 1

Una vez obtenidos los resultados se exponen en las siguientes gráficas. Para una mejor observación.



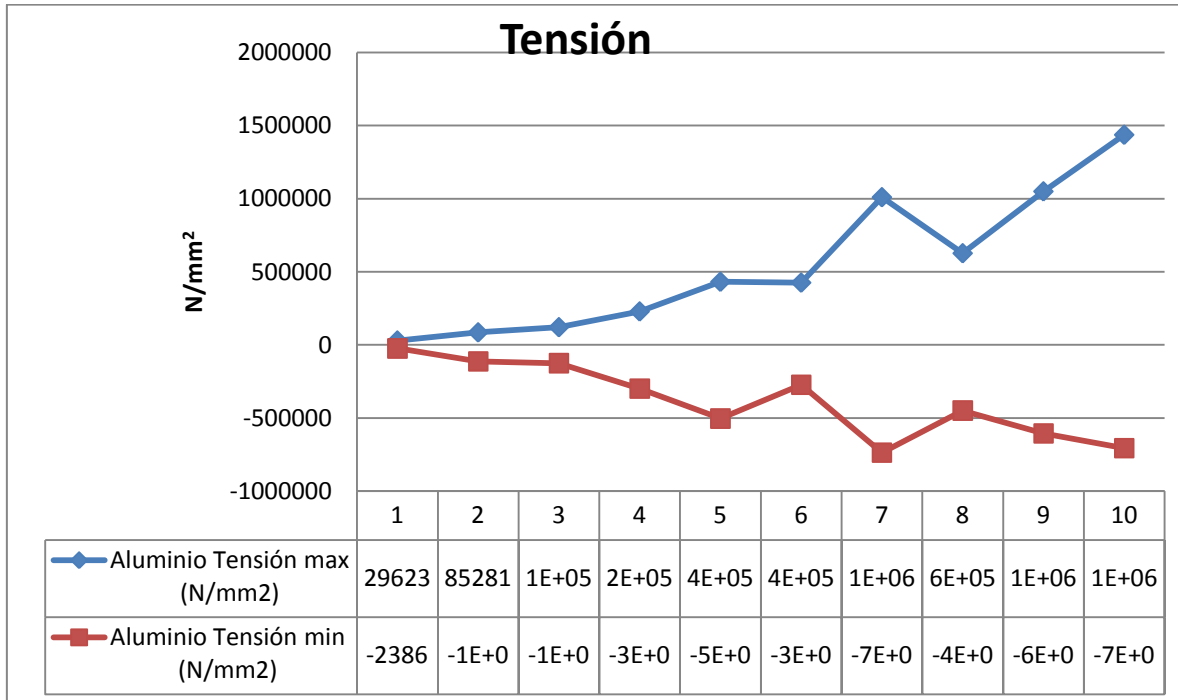
GRÁFICA 1. MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 1

En la grafica 1 se presentan, para una mejor comprensión, las frecuencias propias de cada modo. En esta gráfica se puede ver los 10 modos de vibración donde se observan cómo van aumentando las frecuencias de forma progresiva.



GRÁFICA 2. DESPLAZAMIENTOS POSICIÓN 1

En la gráfica 2 se observan los desplazamientos en mm frente a los diferentes modos, no se puede comentar que los desplazamientos aumentan con el aumento de las frecuencias.



GRÁFICA 3. TENSIONES POSICIÓN 1

Después de esta gráfica donde se ven las tensiones frente a los modos de vibración, sí se puede mencionar que las tensiones aumentan en función del aumento de las frecuencias. Se observan diferentes puntos de resalte que serán los modos de vibración donde el mecanismo tendrá mayor tensión sufrida.

Análisis Estático

Posteriormente se realizó el análisis estático con los siguientes resultados de la tabla 11.

TABLA 11. ANÁLISIS ESTÁTICO POSICIÓN 1

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
0,018903	-0,0063526	198,533	-193,53

Consecutivamente Se muestran las ilustraciones del mecanismo en el cual se puede ver los puntos donde se produce las mayores tensiones y los mayores desplazamientos. En las barras de la leyenda se muestran los desplazamientos en milímetros y la tensión en Newton.



ILUSTRACIÓN 70. Análisis estático se muestran las Tensiones en la Posición 1 según Von Mises

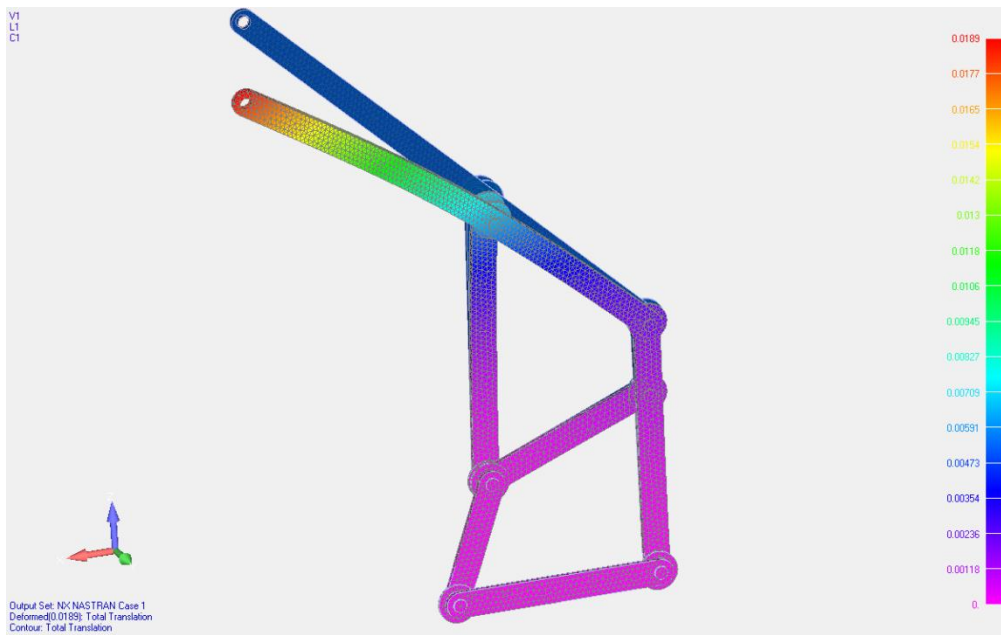


ILUSTRACIÓN 71. Análisis estático se muestran los Desplazamientos Posición 1

Se observa que donde se produce el mayor desplazamiento es en el extremo del mecanismo aunque estos son muy pequeños, por otro lado las mayores tensiones se obtienen en la barra mas alargada cerca del nudo G.

Análisis de pandeo

Por último se realiza el análisis de Pandeo. Este análisis da los siguientes resultados que se muestran en la tabla 12.

TABLA 12. ANÁLISIS DE PANDEO POSICIÓN 1

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1,00297	-0,063546	4691,55	-3993,71

Seguidamente se muestra las ilustraciones del mecanismo donde se puede ver los puntos donde se produce las mayores tensiones y los mayores desplazamientos.

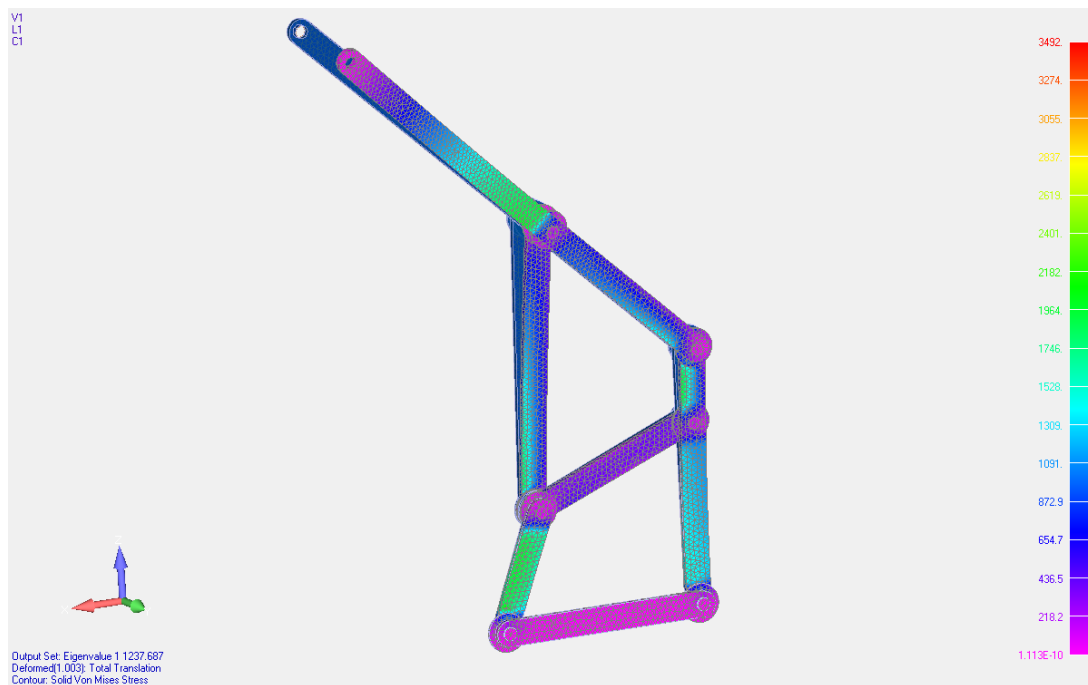


ILUSTRACIÓN 72. Análisis de Pandeo se muestran las Tensiones en la Posición 1 según Von Mises.

En la ilustración 72 se puede ver como los resultados tras este análisis son muy superiores y se puede observar que se produce las tensiones máximas cerca del nudo G y en la barra entre los nudos A y C

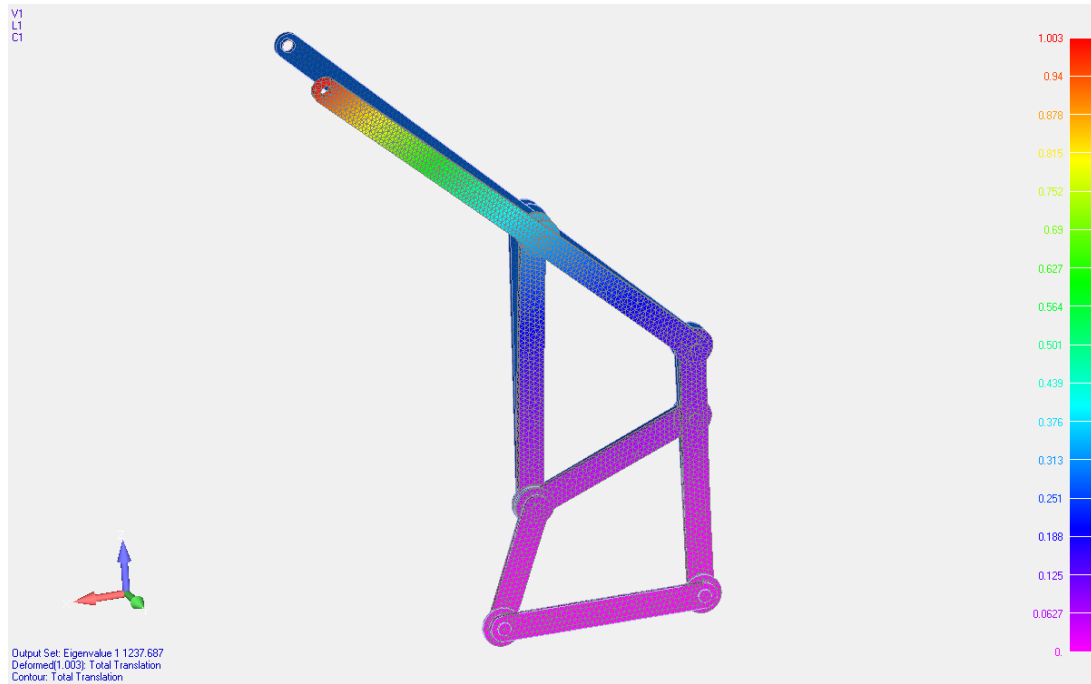


ILUSTRACIÓN 73. . Análisis de Pandeo se muestran los Desplazamientos en la Posición 1.

Después de observar la ilustración 73 se puede decir que con este análisis los desplazamientos son mayores que con el análisis estático, también el extremo del mecanismo es la parte donde tiene mayor desplazamiento.

6.2 Posición 2

Análisis de Vibraciones

Tras el cálculo de la posición estándar se realiza el cálculo para otras tres posiciones. En esta sección se estudiara la denominada posición 2, donde se considera un caso extremo en el movimiento. La característica de esta posición es que el extremo del mecanismo esta lo más arriba posible, las dos barras más largas del mecanismo están colineales.

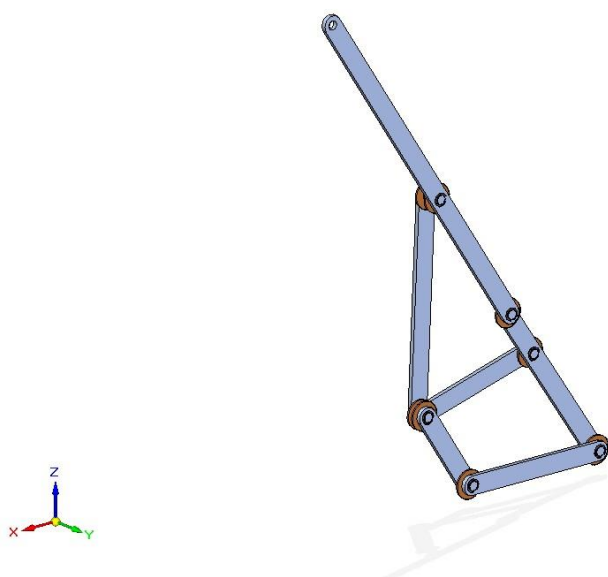


ILUSTRACIÓN 74. Posición 2

En la tabla 13 se muestran las frecuencias obtenidas tras el análisis de modos de vibración.

TABLA 13. MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 2

Modo	Frecuencia (hz)	Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1	17,83074	4,65557	-0,22046	26832,8	-32940,1
2	70,63745	5,96289	-2,18624	129446	-68444,2
3	123,4595	6,13673	-3,49405	135742	-145774
4	182,2156	3,48918	-2,06459	302996	-376363
5	246,5205	4,2382	-3,64843	646323	-316721
6	336,7981	5,66515	-3,09179	366544	-308788
7	413,3191	5,70523	-3,87308	622141	-744546
8	506,6563	3,80658	-3,74736	666778	-520711
9	592,9	4,15532	-3,73751	921321	-694855
10	729,6398	5,11412	-4,61347	1520400	-813411

En las siguientes imágenes se observan las diferentes tensiones en los 10 modos anteriores mostrados en la tabla 13.

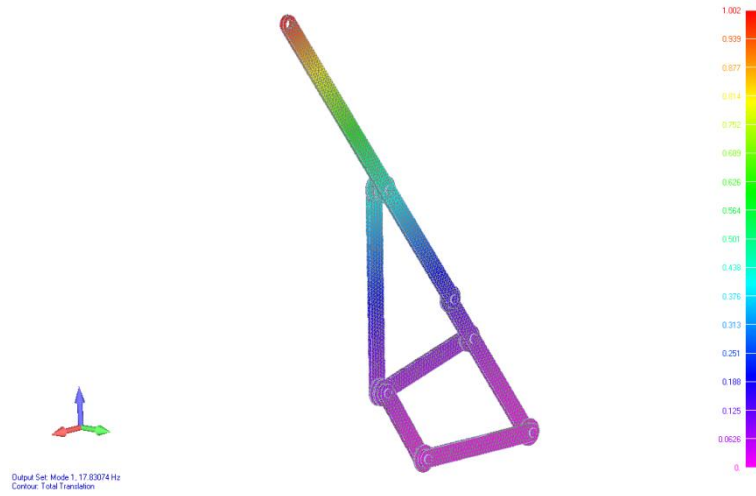


ILUSTRACIÓN 75. Modo 1 Posición 2

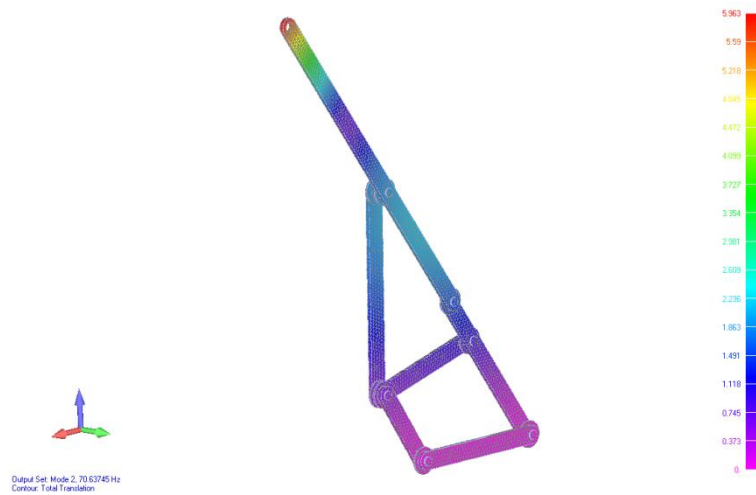


ILUSTRACIÓN 76. Modo 2 Posición 2

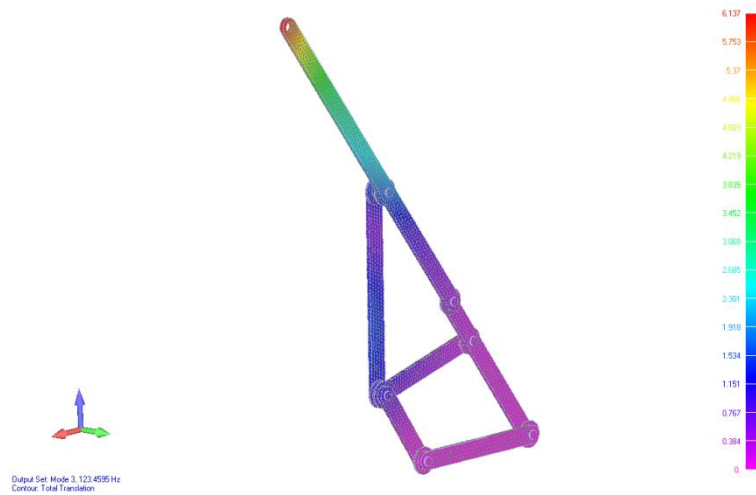


ILUSTRACIÓN 77. Modo 3 Posición 2

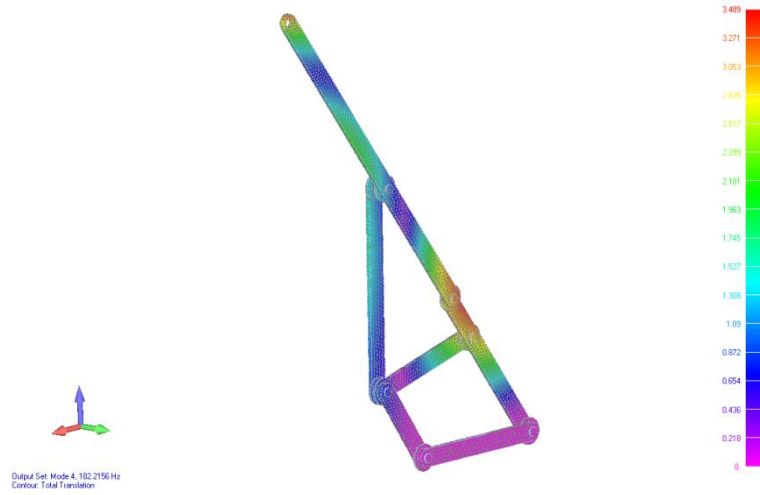


ILUSTRACIÓN 78. Modo 4 Posición 2

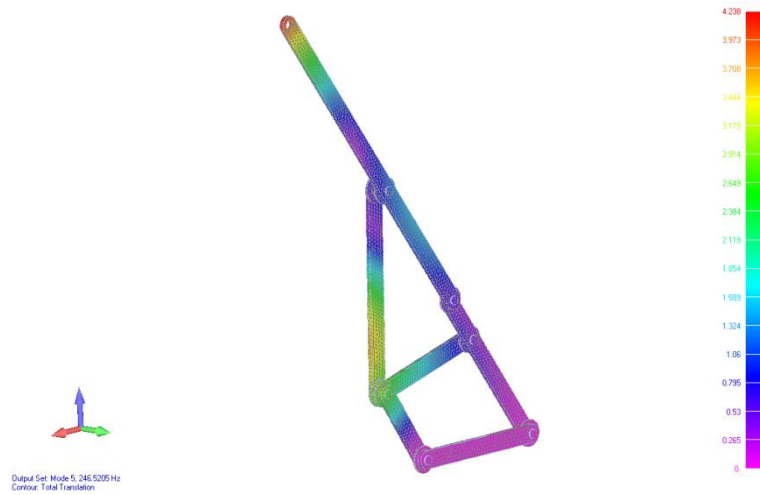


ILUSTRACIÓN 79. Modo 5 Posición 2

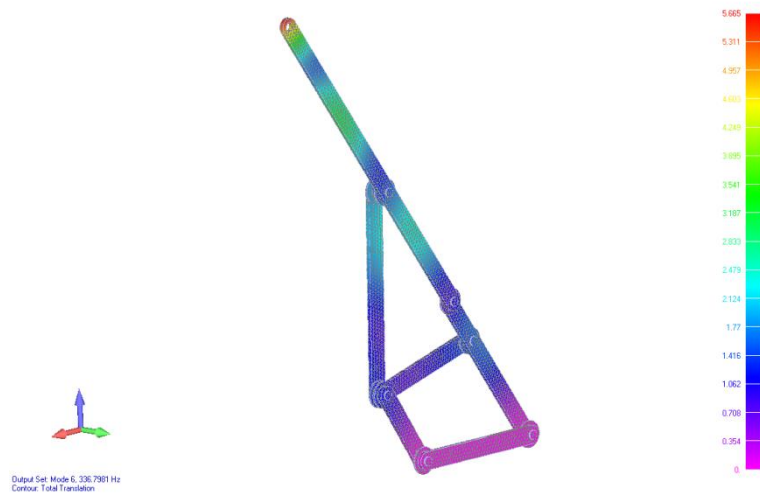


ILUSTRACIÓN 80. Modo 6 Posición 2

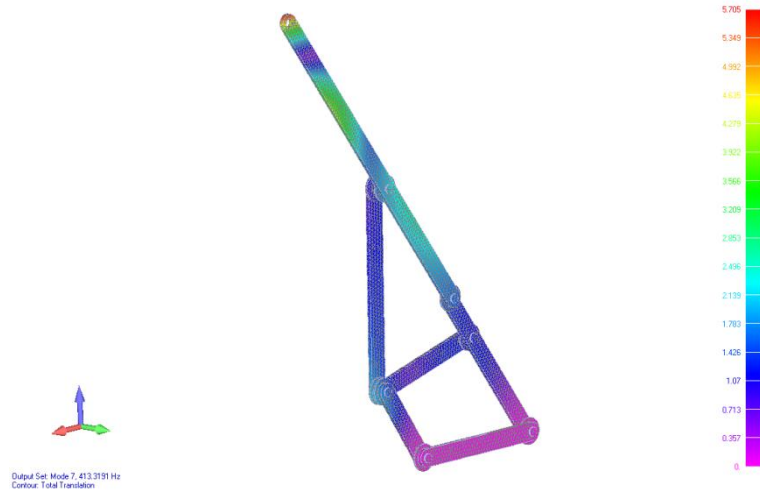


ILUSTRACIÓN 81. Modo 7 Posición 2

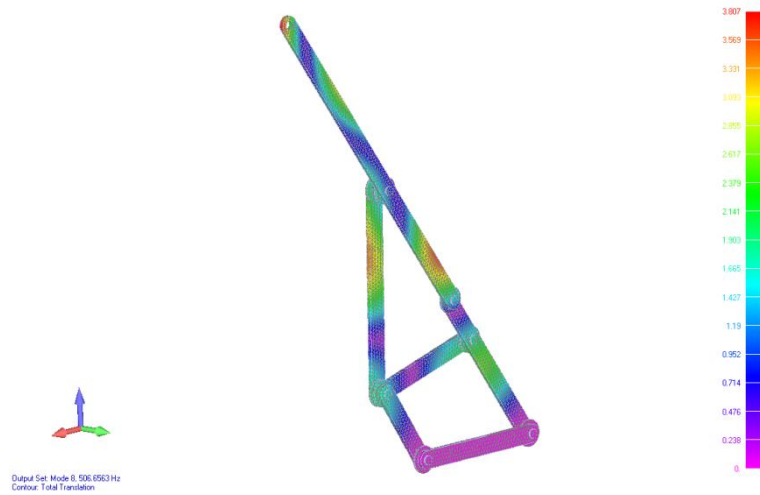


ILUSTRACIÓN 82. Modo 8 Posición 2



ILUSTRACIÓN 83. Modo 9 Posición 2

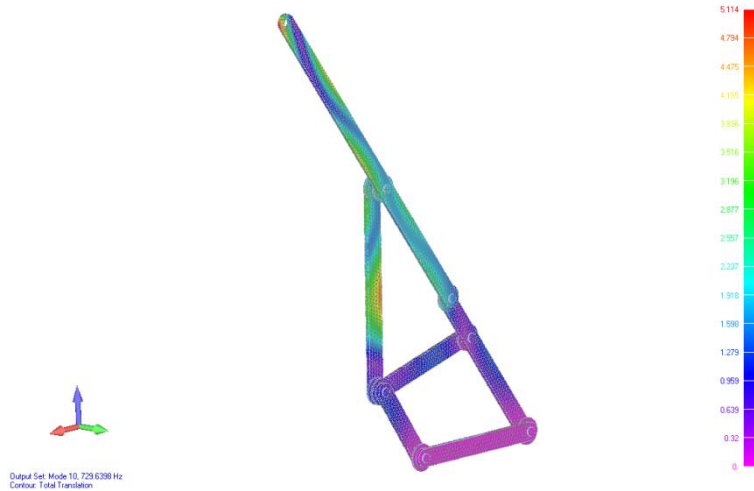
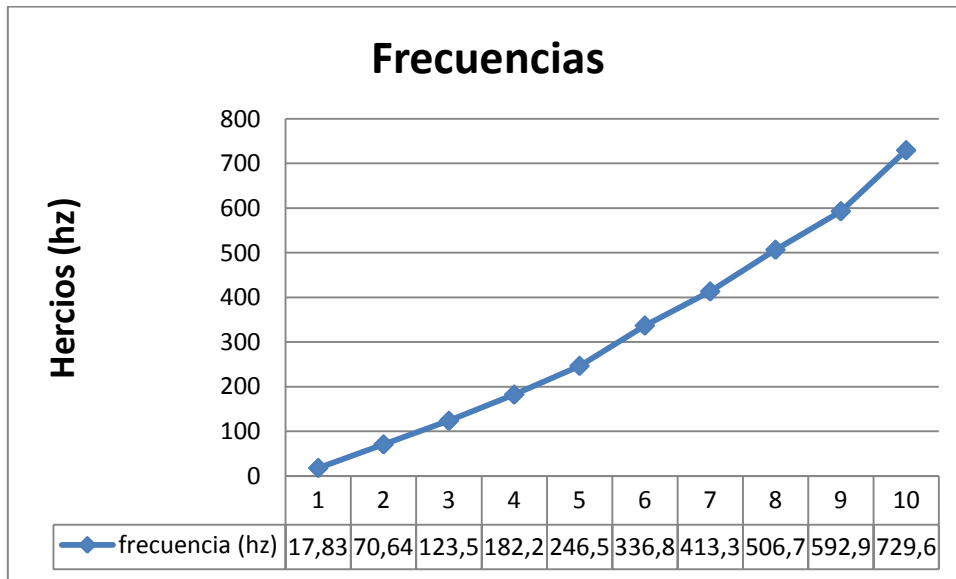


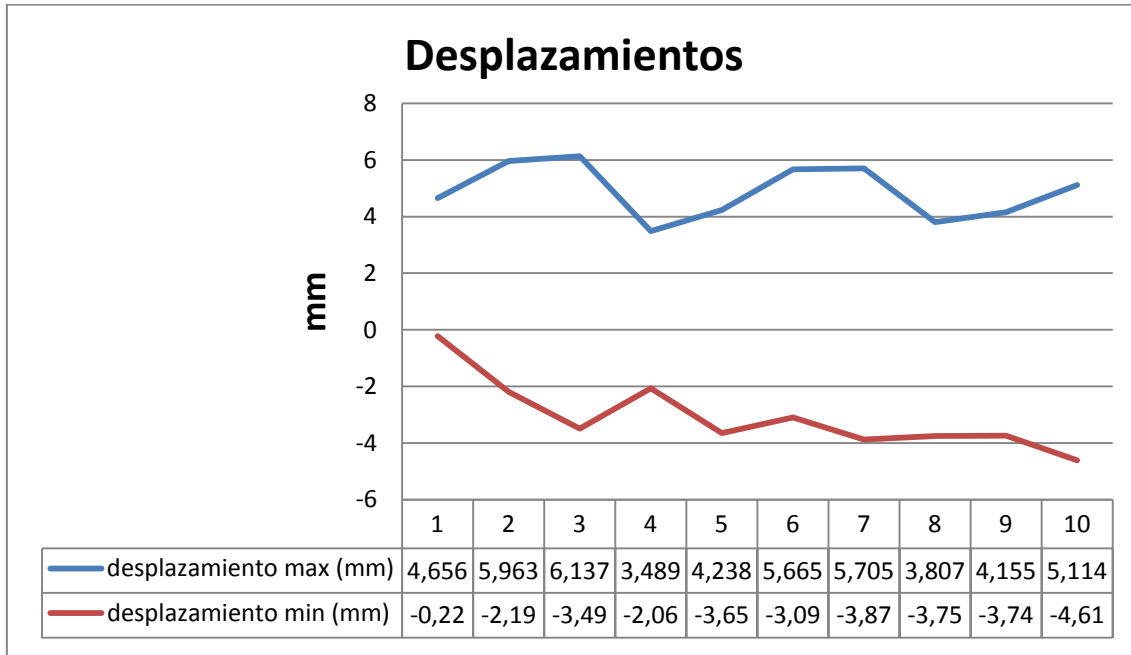
ILUSTRACIÓN 84. Modo 10 Posición 2

Representando los resultados anteriores en la grafica 4 para su mejor comprensión.



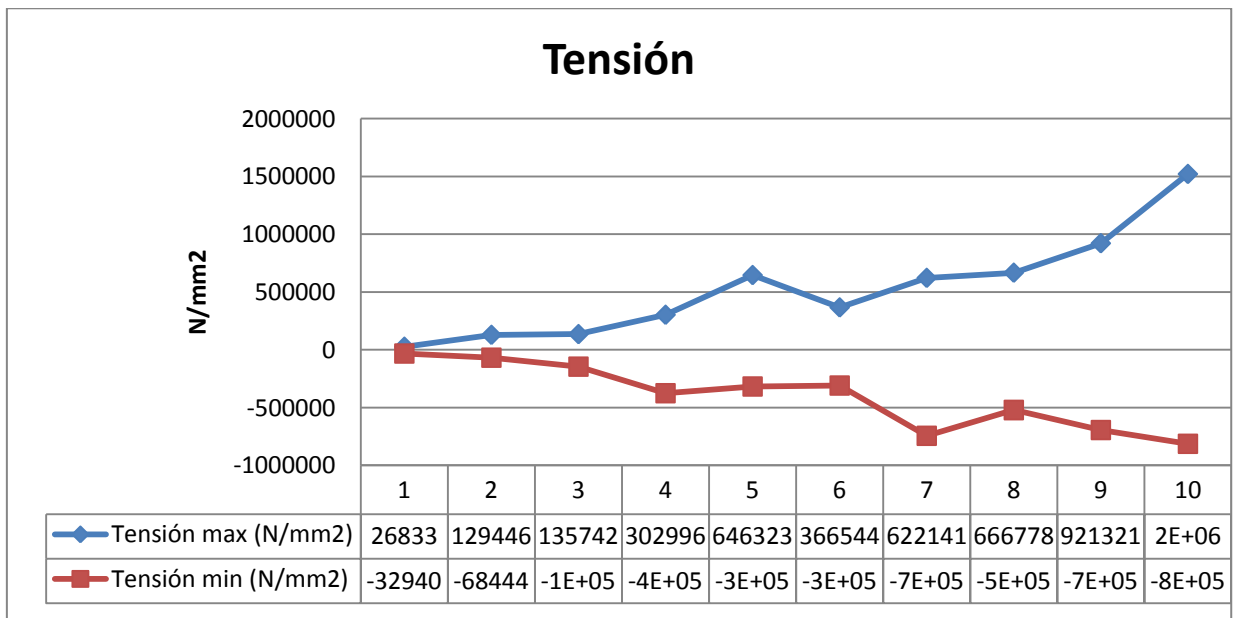
GRÁFICA 4. MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 2

Se puede ver la representación de los modos respecto a la frecuencia cómo va aumentando la frecuencia de forma progresiva se ve valores parecidos en entre esta posición. En esta posición se asemeja más a una línea recta que en el caso anterior.



GRÁFICA 5. DESPLAZAMIENTOS POSICIÓN 2

Después de la gráfica 5 donde se muestra los datos de los desplazamientos de los modos de vibración no se puede comentar que los desplazamientos aumentan con el incremento de las frecuencias. Se observan que tienen diferentes picos y en cada modo tiene una deformación diferente.



GRÁFICA 6. TENSIONES POSICIÓN 2

Después de la gráfica 6 donde se observan las tensiones comprándolo con los modos de vibración si se puede mencionar que las tensiones aumentan en función del aumento de las frecuencias. Este aumento es de forma gradual aunque tiene algunos picos.

Análisis Estático

Tras el análisis estático se obtuvieron los siguientes resultados que se muestran en la tabla 14.

TABLA 14. ANÁLISIS ESTÁTICO POSICIÓN 2

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
0,012828	-0,0032379	113,641	-115,892

Consecutivamente se muestra las ilustraciones del mecanismo donde se puede ver los puntos donde se produce los mayores tensiones y los mayores desplazamientos.

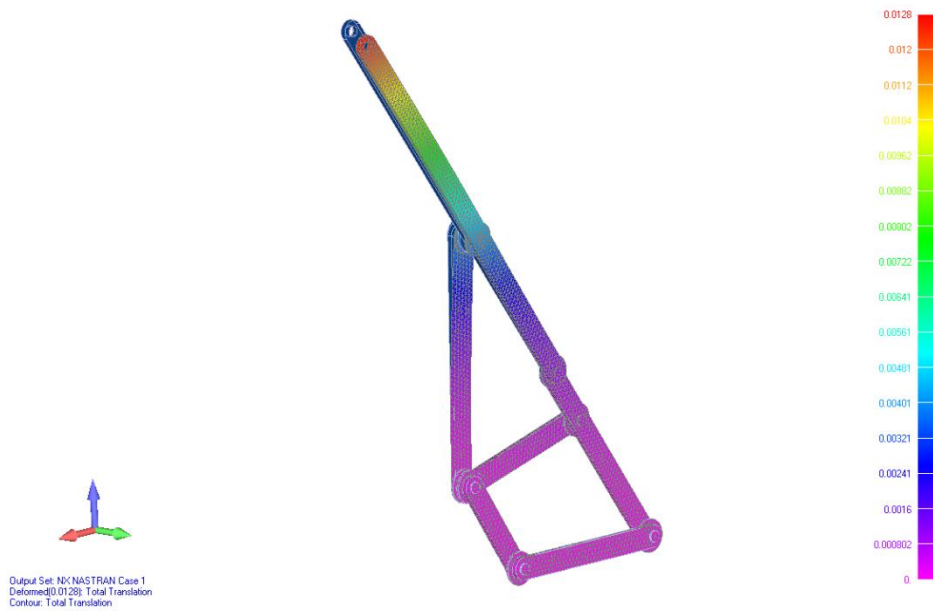


ILUSTRACIÓN 85. Análisis Estático se muestran de desplazamientos para la Posición 2



ILUSTRACIÓN 86 Análisis Estático se muestran las tensiones para la Posición 2 según Von Mises

En estas dos imágenes se observan los puntos donde mayor es la deformación y donde tienen las tensiones máximas, para dar una mejor realidad se mantiene el mecanismo sin deformar. La deformación máxima también se produce en el extremo del mecanismo. Por otro lado las tensiones máximas se producen en las dos barras ya que es en ese apoyo llamado E donde más concentración de tensiones se produce.

Análisis De Pandeo

Por último se realiza el análisis de Pandeo. Este análisis da los siguientes resultados:

TABLA 15. ANÁLISIS PANDEO POSICIÓN 2

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1,00299	-0,054662	5285,15	-3949,63

Tras estos resultados se muestran las imágenes para poder ver los puntos donde están las mayores deformaciones así como las tensiones.

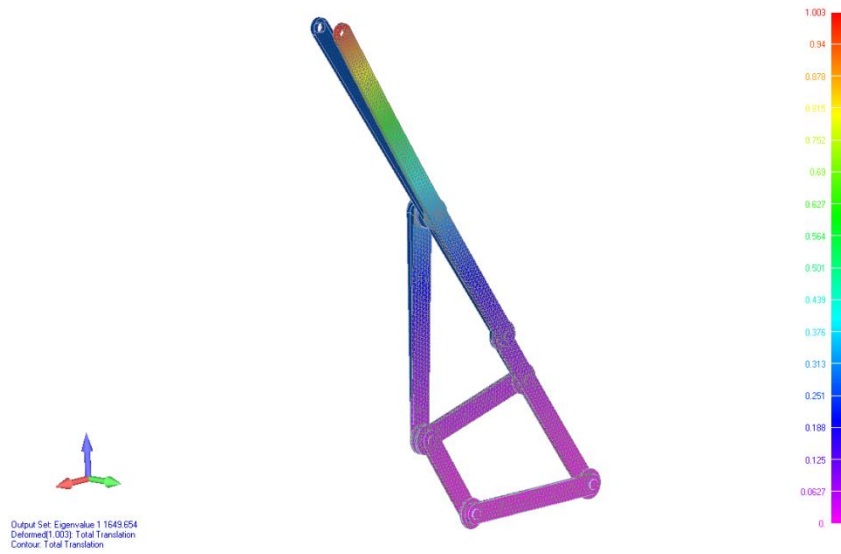


ILUSTRACIÓN 87. Análisis Pandeo se muestran las Deformaciones en la Posición 2

Después de observar la ilustración 87 se puede decir que con este análisis los desplazamientos son mayores que con el análisis estático, también el extremo del mecanismo es la parte donde tiene mayor desplazamiento. También se puede decir que tras este análisis el valor del desplazamiento es muy superior al valor que se muestra tras el análisis estático.

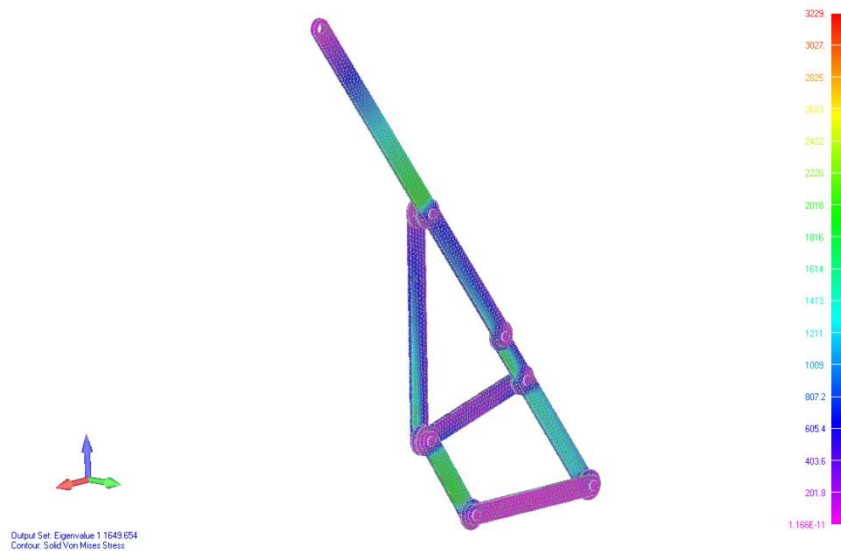


ILUSTRACIÓN 88. Análisis Pandeo se muestran las Tensiones en la Posición 2 según Von Mises

Tras la ilustración 88 se puede ver como los resultados tras este análisis son muy superiores a los del estático se puede observar que existen partes donde se produce las tensiones máximas. Esto se produce cerca del nudo G

6.3 Posición 3

Análisis de Vibraciones

Por último se procederá al cálculo de la posición 3. Esta posición tienen como característica que la posición del extremo se situará lo más a alejado según el eje X dibujado en el Solid-Edge como se muestra en la imagen siguiente. Como se ve en la ilustración 89.

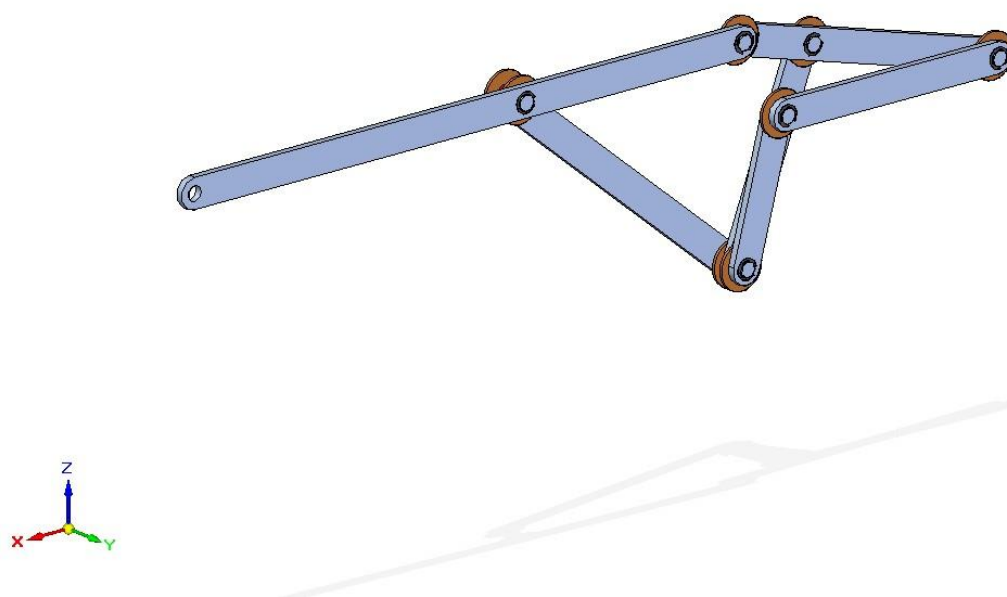


ILUSTRACIÓN 89. Posición 3

Tras el análisis de modos se observan estas diferentes frecuencias se muestran en la tabla 16.

TABLA 16.MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 3

Modo	Frecuencia (hz)	Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1	21,96498	5,02843	-5,00529	37344,4	-24488,3
2	75,09904	5,80053	-2,55053	128057	-81044,5
3	123,303	6,11858	-5,62244	180714	-148013
4	163,0178	3,28704	-2,36514	285920	-410926
5	212,4075	3,97354	-1,30307	475204	-581254
6	333,2581	6,30131	-4,57082	410651	-479983
7	380,5929	5,95289	-3,7279	543178	-479983
8	470,0097	4,56508	-2,67643	662000	-592013
9	558,9733	4,15872	-3,06294	662497	-943145
10	682,3656	3,87391	-3,27722	1025851	-1304419

En las siguientes imágenes se observan las diferentes tensiones en los 10 modos anteriores mostrados en la tabla 16.

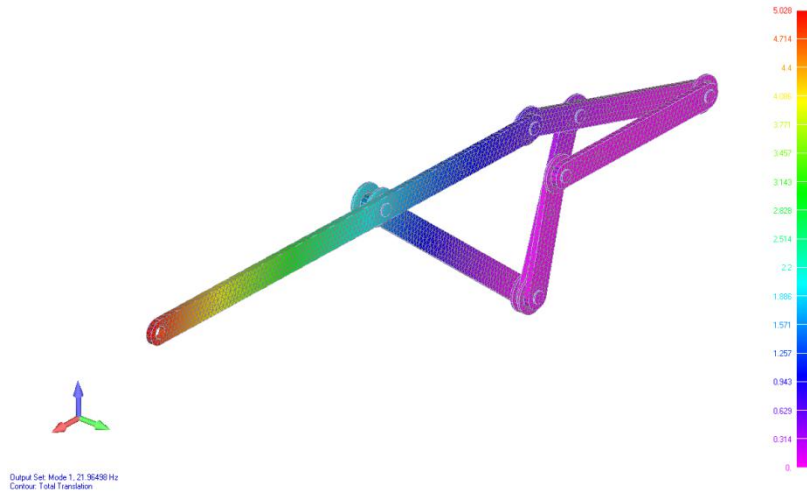


ILUSTRACIÓN 90. Modo 1 Posición 3

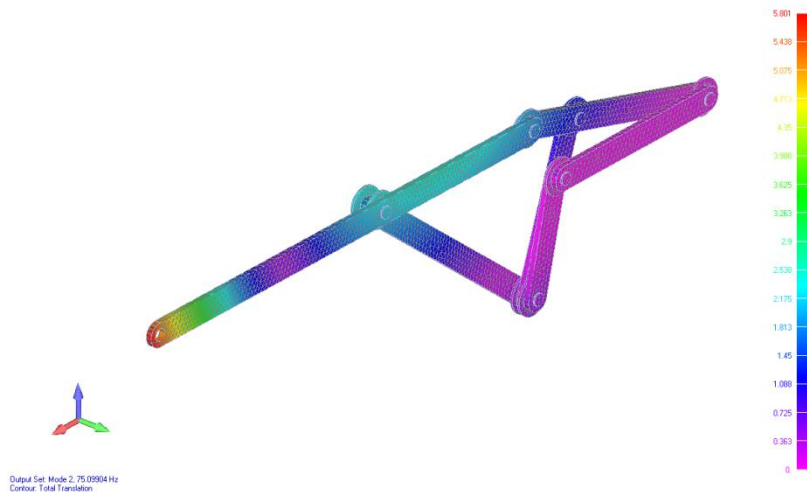


ILUSTRACIÓN 91. Modo 2 Posición 3

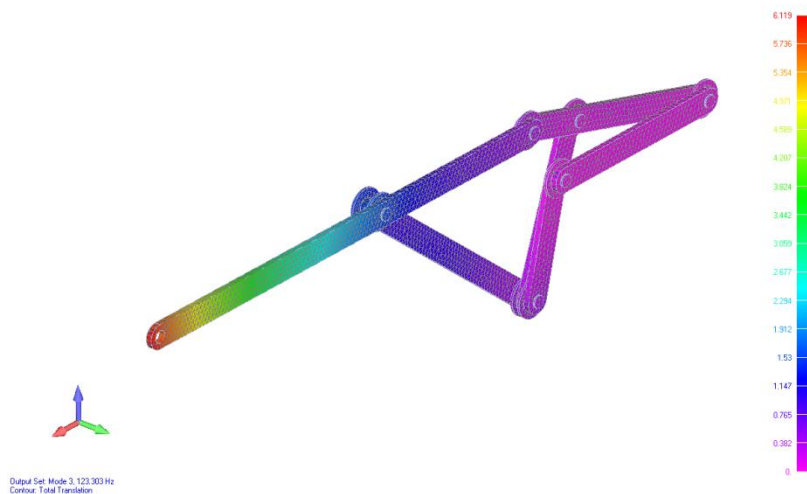


ILUSTRACIÓN 92. Modo 3 Posición 3

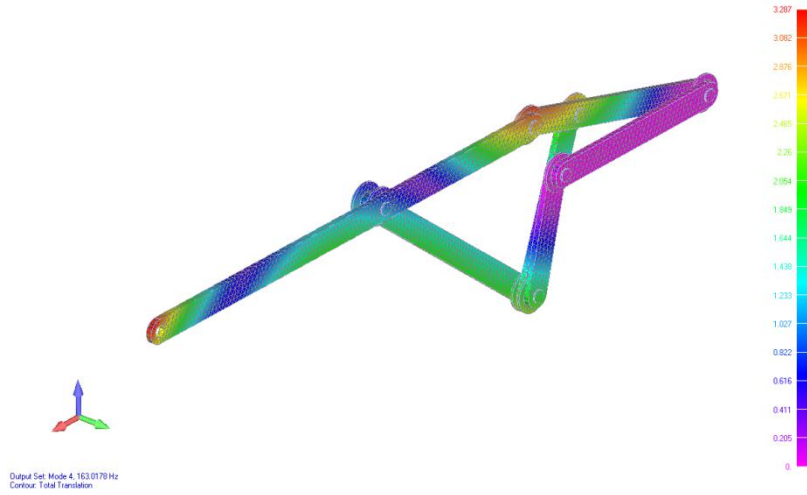


ILUSTRACIÓN 93. Modo 4 Posición 3

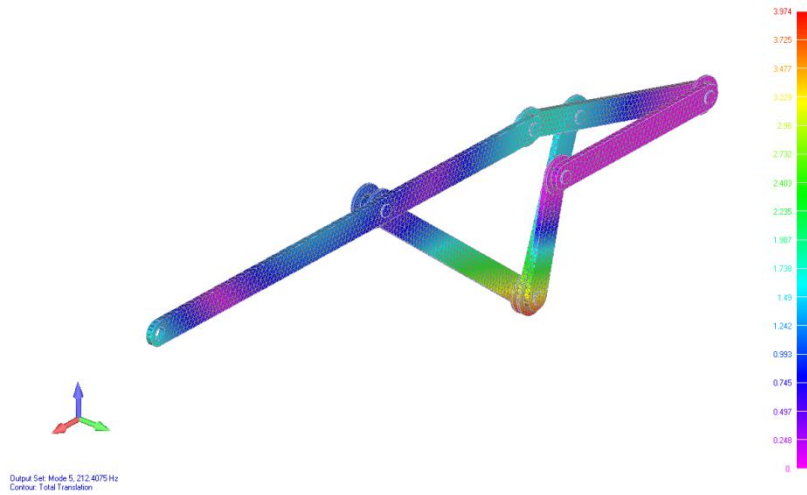


ILUSTRACIÓN 94. Modo 5 Posición 3

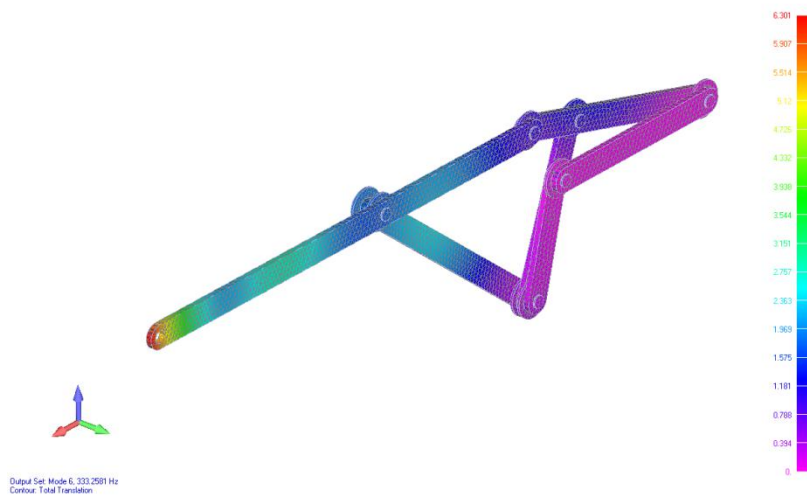


ILUSTRACIÓN 95. Modo 6 Posición 3

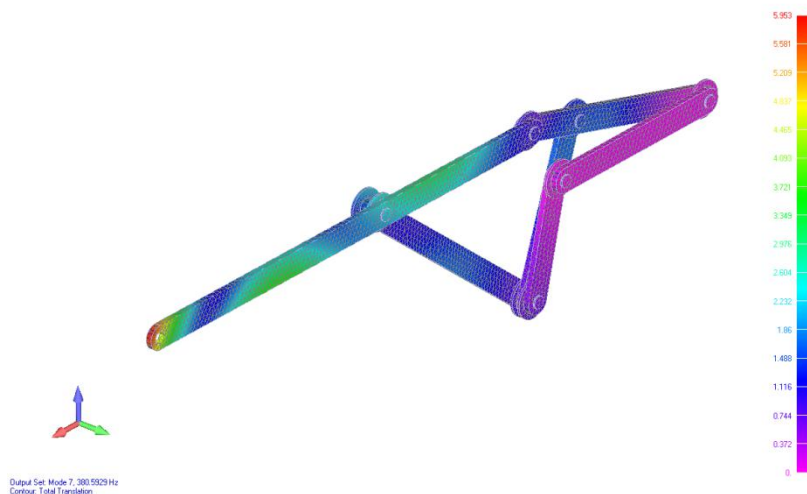


ILUSTRACIÓN 96. Modo 7 Posición 3

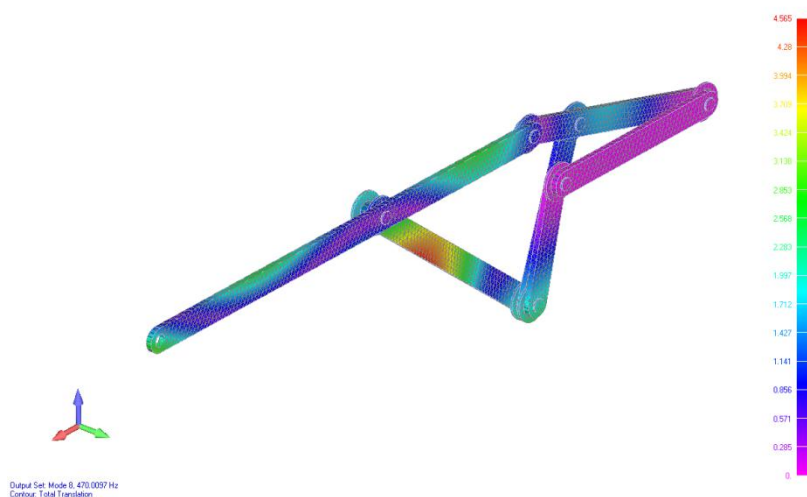


ILUSTRACIÓN 97. Modo 8 Posición 3

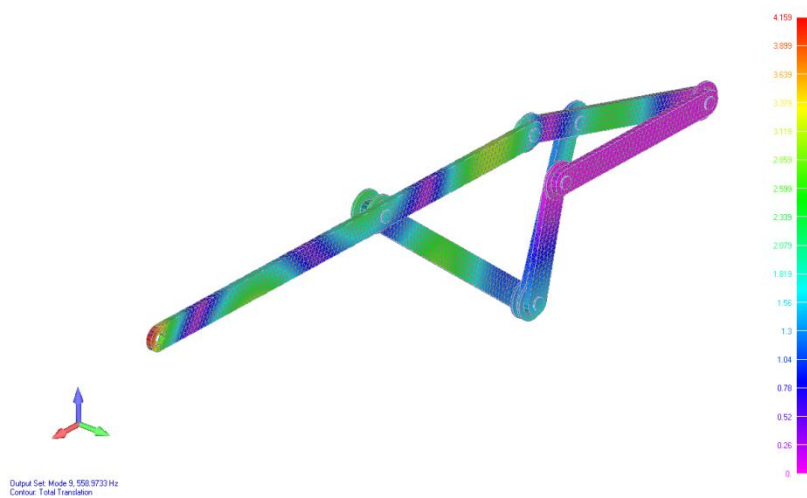


ILUSTRACIÓN 98. Modo 9 Posición 3

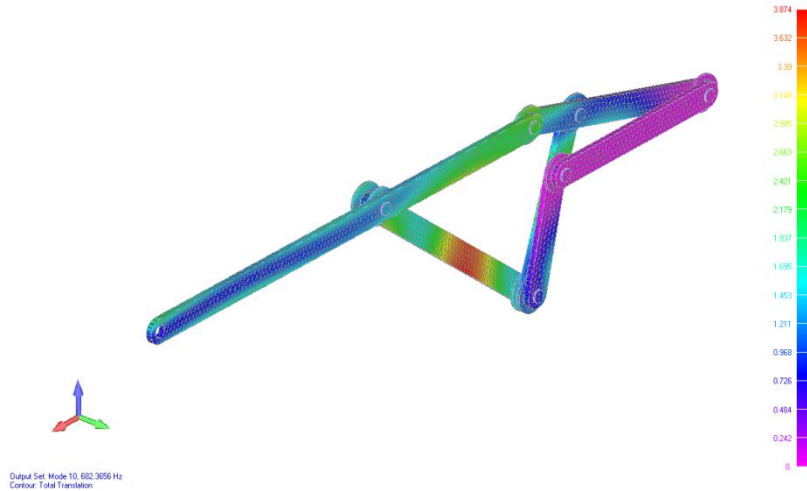
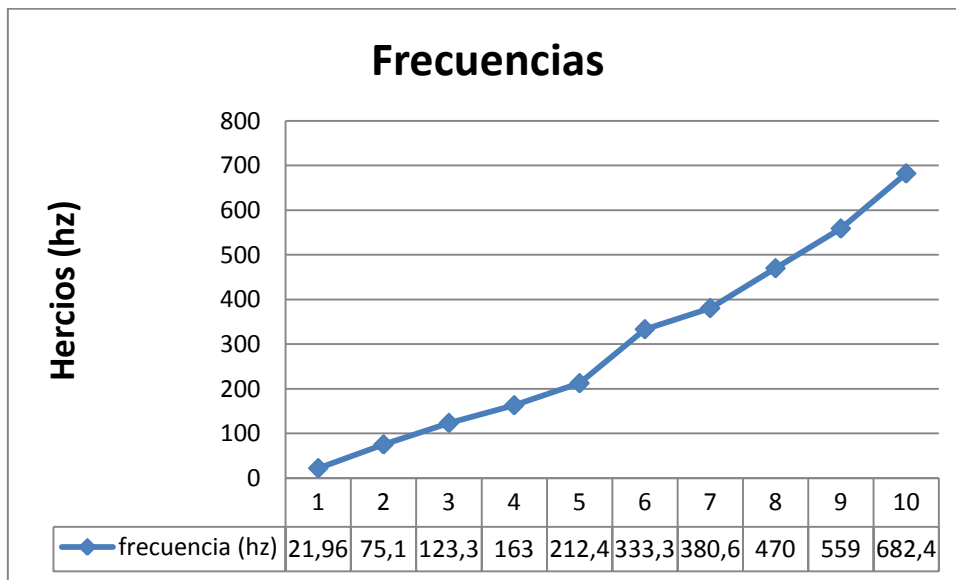


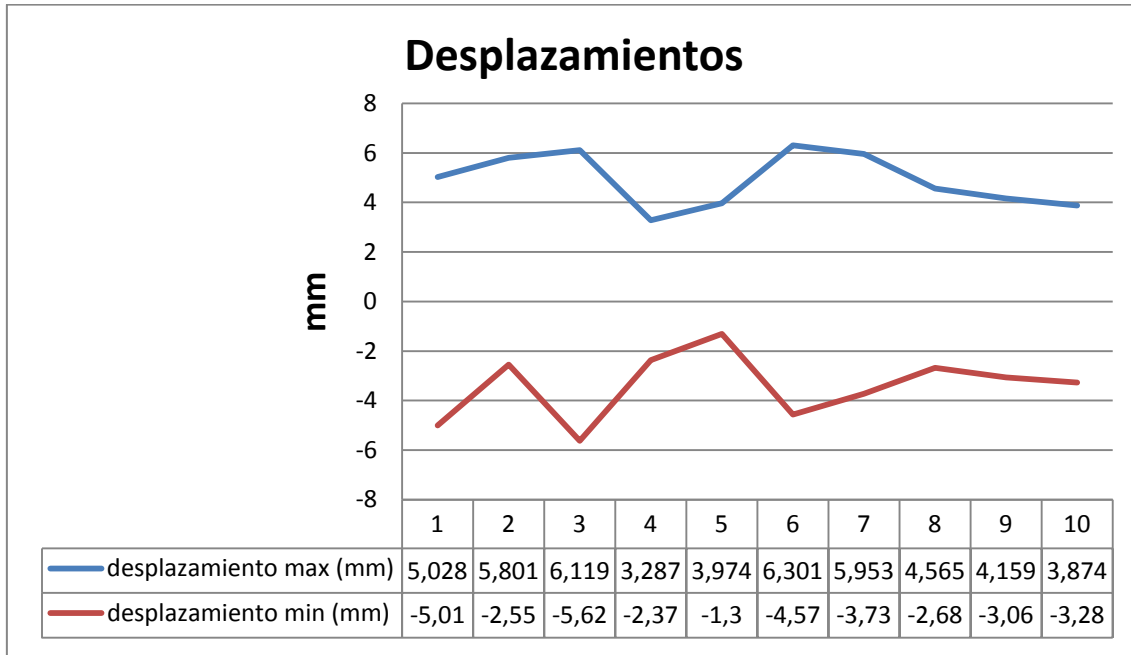
ILUSTRACIÓN 99. Modo 10 Posición 3

Se expondrán los resultados anteriores las gráficas 7, 8 y 9 para una mejor observación.



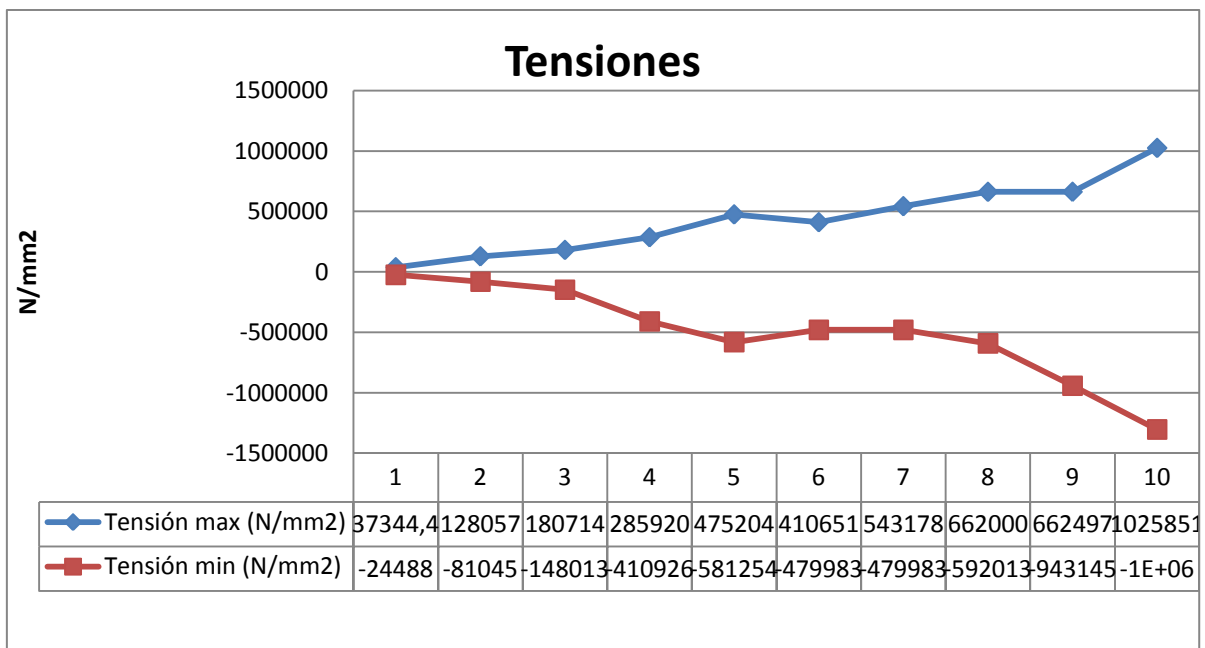
GRÁFICA 7. MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 3

Se observa las frecuencias frente a los 10 modos de vibración se ve el crecimiento progresivo de las frecuencias al ir aumentado de modo de vibración. Se asemeja a una línea rectilínea y solo tiene un pico en el modo 6.



GRÁFICA 8. DESPLAZAMIENTOS POSICIÓN 3

Tras la gráfica 8 se observan los valores de los desplazamientos frente a los diferentes modos de vibración estos valores no van en aumento con el aumento de los valores de frecuencias.



GRÁFICA 9. TENSIONES POSICIÓN 3

Tras la gráfica 9 se ve las tensiones frente a los 10 modos de vibración se observa un pico en el modo 5 tanto para la tensión máximo como mínimo y también se observa el crecimiento continuo.

Análisis Estático

Tras el análisis estático se obtuvieron los siguientes resultados mostrados en la tabla 17.

TABLA 17. ANÁLISIS ESTÁTICO POSICIÓN 3

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
0,025654	-0,01301	245,32	-250,117

Consecutivamente se muestra las ilustraciones del mecanismo donde se puede ver los puntos donde se produce las mayores tensiones y los mayores desplazamientos.

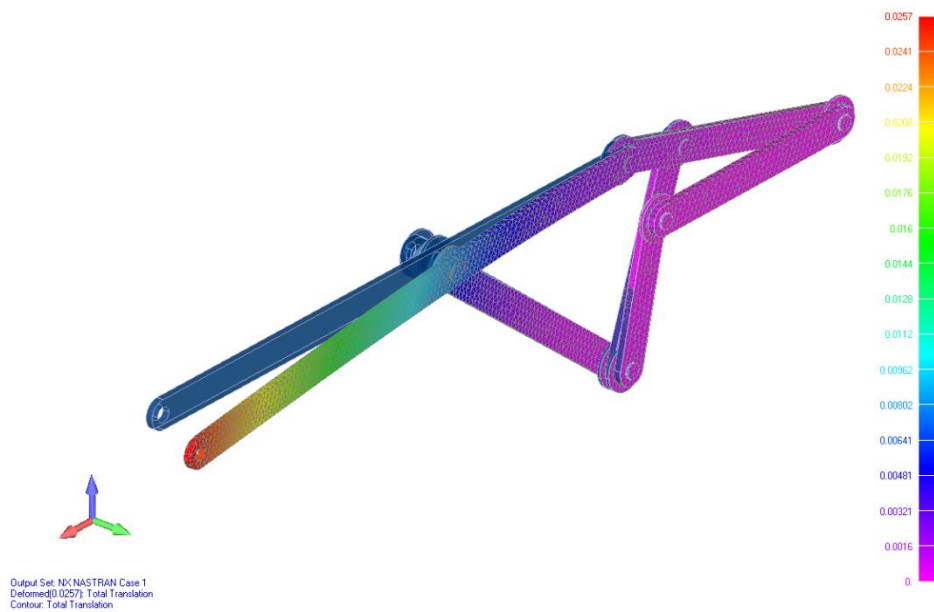


ILUSTRACIÓN 100. Análisis Estático se muestran los desplazamientos para la Posición 3

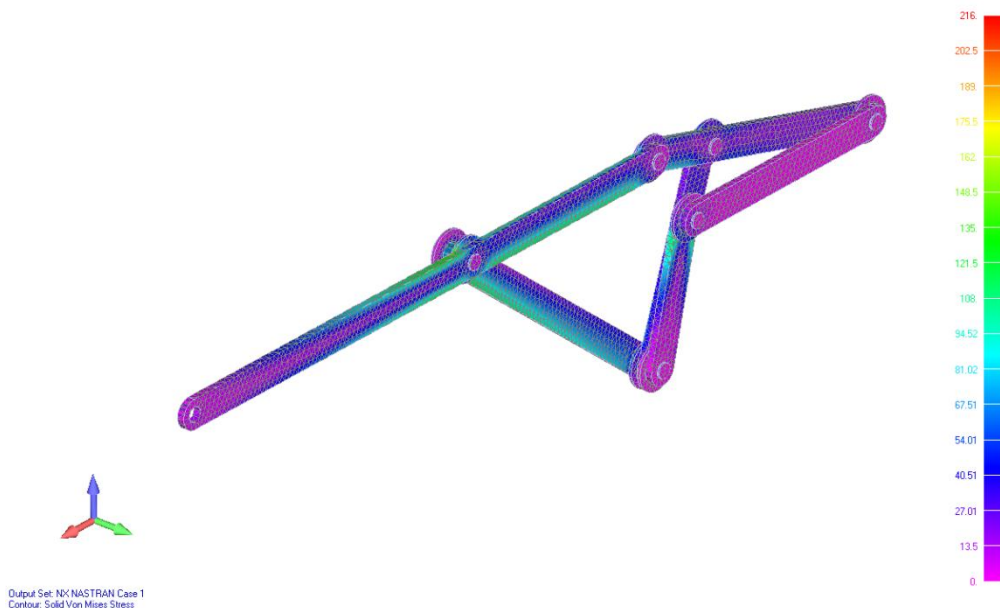


ILUSTRACIÓN 101. Análisis Estático se muestran las tensiones para la Posición 3 según Von Mises

En estas dos ilustraciones se observan los puntos donde mayor es la deformación y donde tienen las tensiones máximas. La deformación máxima también se produce en el extremo del mecanismo. Por otro lado las tensiones máximas se producen en las dos barras ya que es en ese apoyo llamado G donde más concentración de tensiones se produce.

Análisis de Pandeo

Tras el análisis de pandeo se muestran los resultados en la tabla 18.

TABLA 18. ANÁLISIS PANDEO POSICIÓN 3

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1,0055	-0,10512	6085,7	-6235,94



ILUSTRACIÓN 102. Análisis Pandeo se muestran los desplazamientos para la Posición 3

En esta imagen se observan los puntos donde mayor es la deformación por medio del pandeo para dar una mejor realidad se mantiene el mecanismo sin deformar. La deformación máxima también se produce en el extremo del mecanismo.

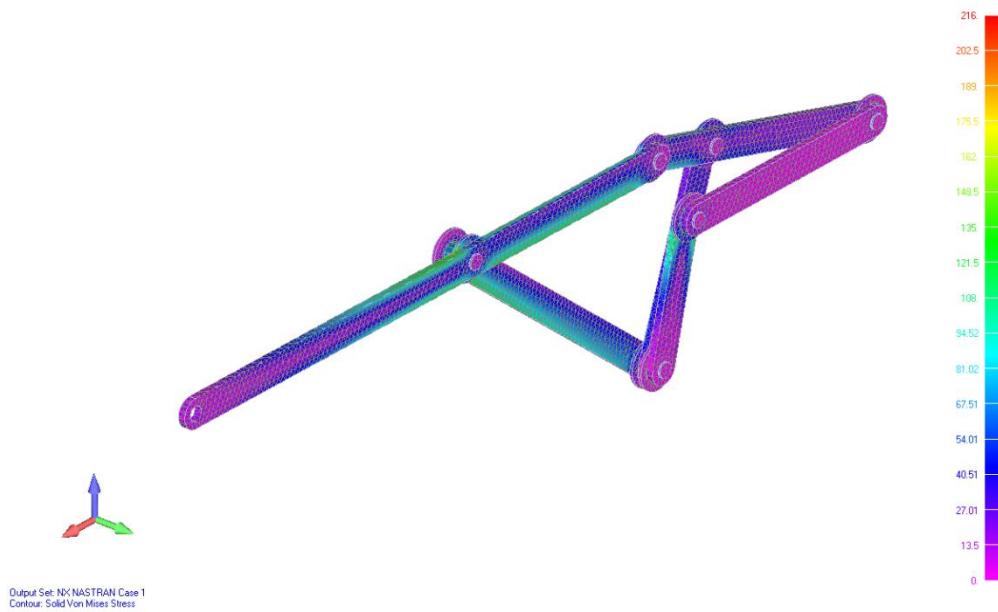


ILUSTRACIÓN 103. Análisis Pandeo se muestran las tensiones para la Posición 3 según Von Mises

En la ilustración 103 se observan los puntos donde tienen las tensiones máximas, Las tensiones máximas se producen en varias barras cerca de los nudos G, en la barra entre los nudos A y C y en la barra entre los nudos D y E como muestra imagen.

6.4 Posición 4

Análisis de Vibraciones

Por último se procederá al cálculo de la posición 4 esta posición tienen como característica que la posición del extremo se situará lo más alejado según el eje Z dibujado en el Solid-Edge, esta posición el extremo se sitúa lo más abajo posible, como se muestra en la ilustración 104.

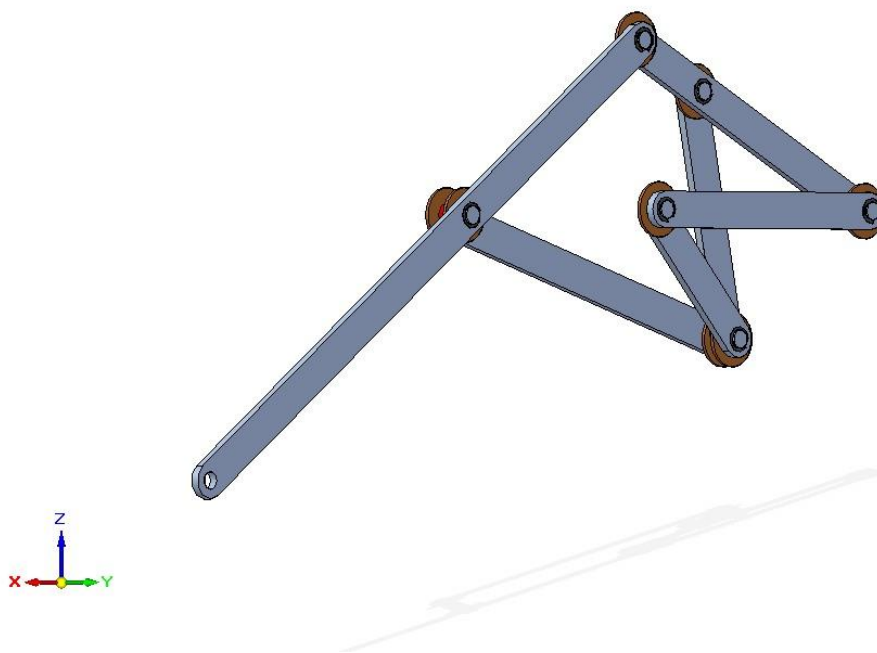


ILUSTRACIÓN 104. Posición 4

Tras el análisis de modos se observan estas diferentes frecuencias se muestran en la tabla 19.

TABLA 19. . MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 4

Modo	Frecuencia (hz)	Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1	23,11896	5,04443	-5,02219	50596,1	-32396,6
2	62,7628	5,13846	-2,87955	125071	-72994,1
3	133,1943	5,41145	-4,66701	175351	-144757
4	139,6686	5,11894	-4,70414	255922	-185775
5	229,9127	4,28552	-0,94013	652875	-1029011
6	328,1237	5,97629	-3,19059	323323	-416854
7	369,4526	5,50098	-4,99342	407358	-593438
8	443,2276	4,25942	-4,06245	504359	-693753
9	531,1153	4,60007	-3,57361	294400	-438448
10	658,9127	4,78007	-3,67877	562585	-704419

En las siguientes imágenes se observan los diferentes desplazamientos en los 10 modos anteriores mostrados en la tabla 19. Como se muestra en la leyenda los desplazamientos en milímetros.

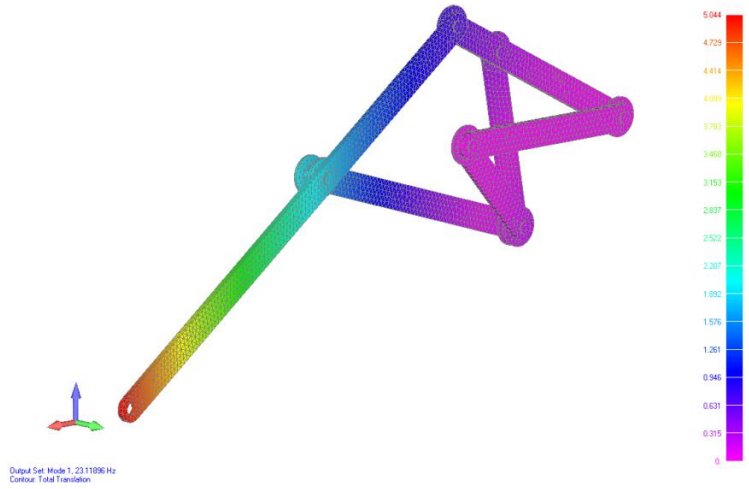


ILUSTRACIÓN 105. Modo 1 Posición 4

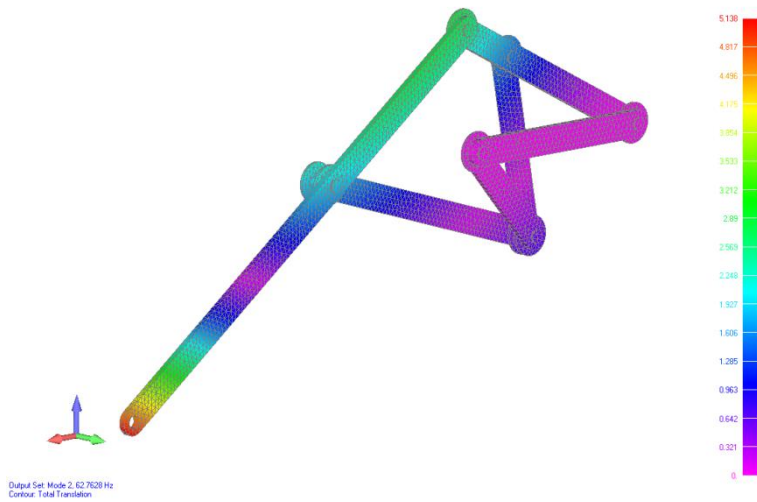


ILUSTRACIÓN 106. Modo 2 Posición 4

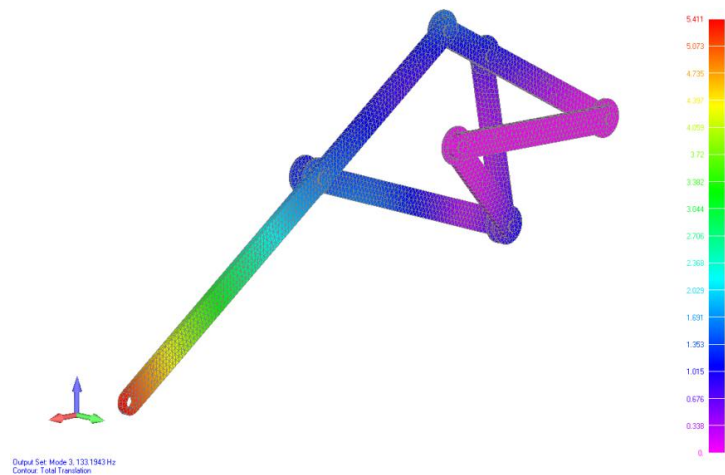


ILUSTRACIÓN 107. Modo 3 Posición 4

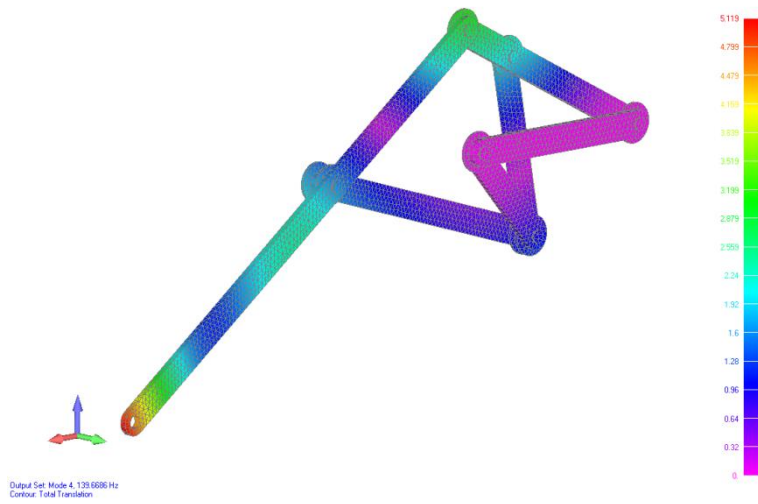


ILUSTRACIÓN 108. Modo 4 Posición 4

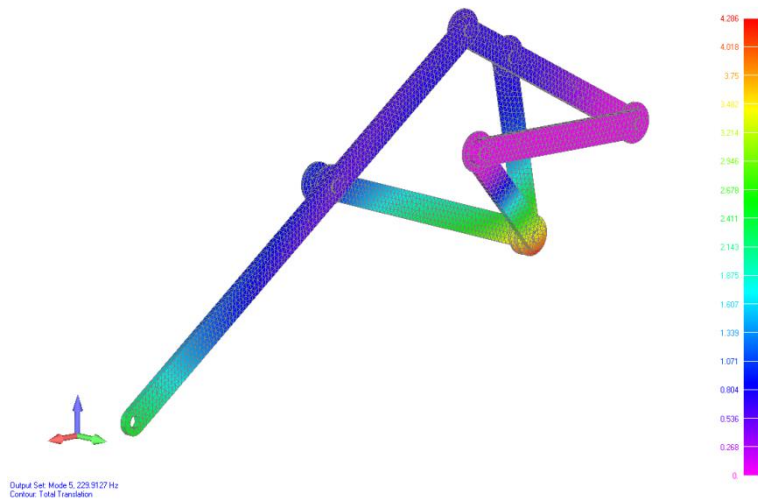


ILUSTRACIÓN 109. Modo 5 Posición 4

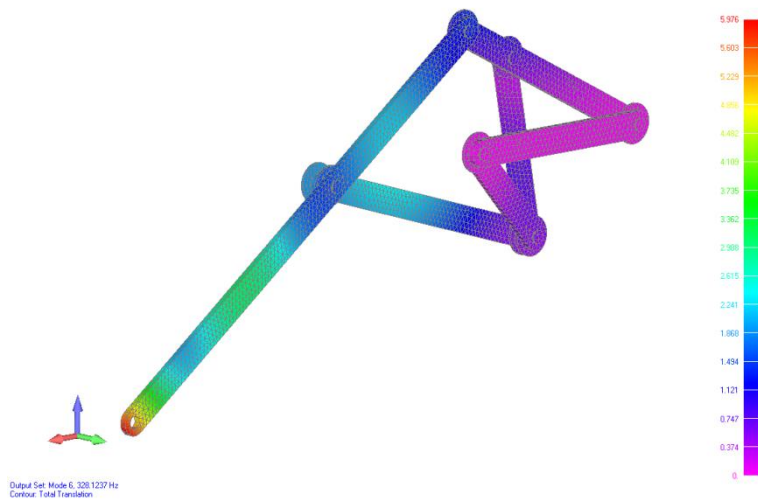


ILUSTRACIÓN 110. Modo 6 Posición 4

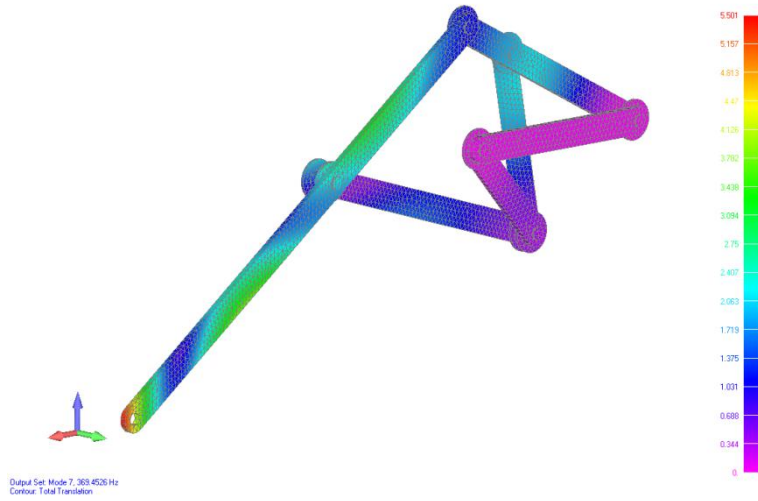


ILUSTRACIÓN 111. Modo 7 Posición 4

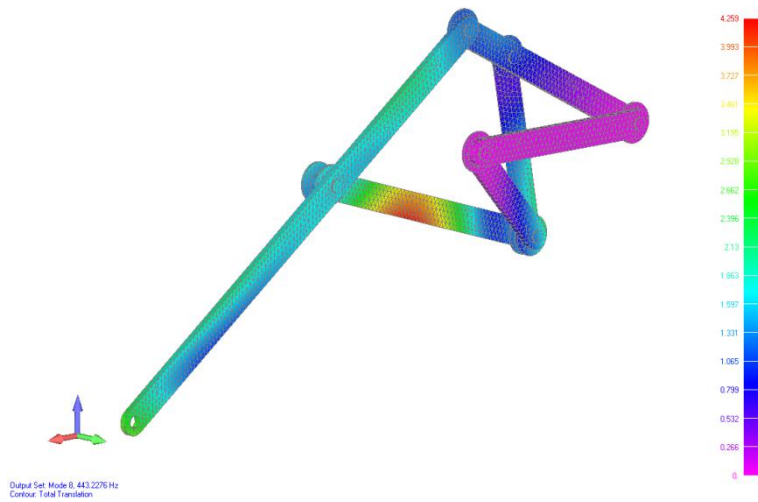


ILUSTRACIÓN 112. Modo 8 Posición 4

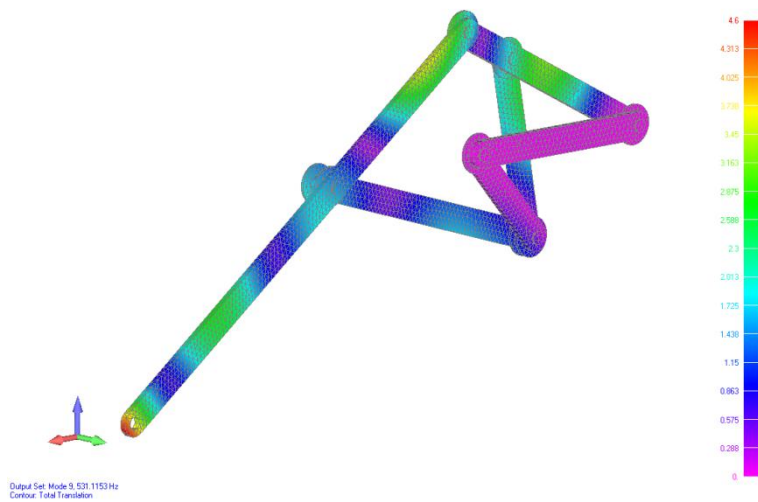


ILUSTRACIÓN 113. Modo 9 Posición 4

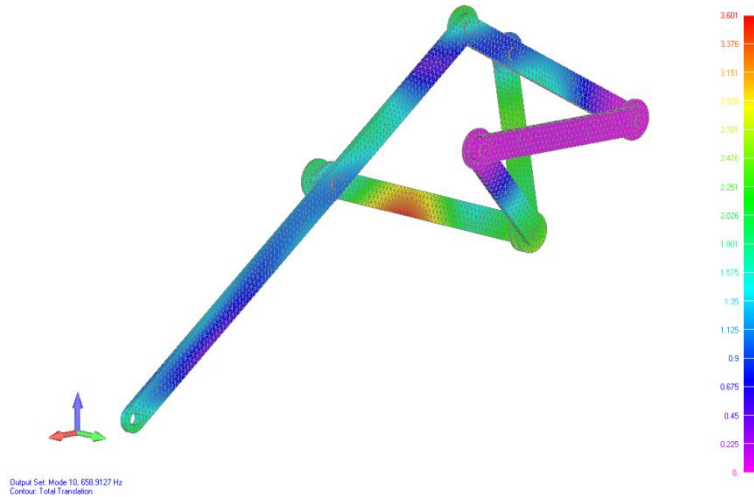
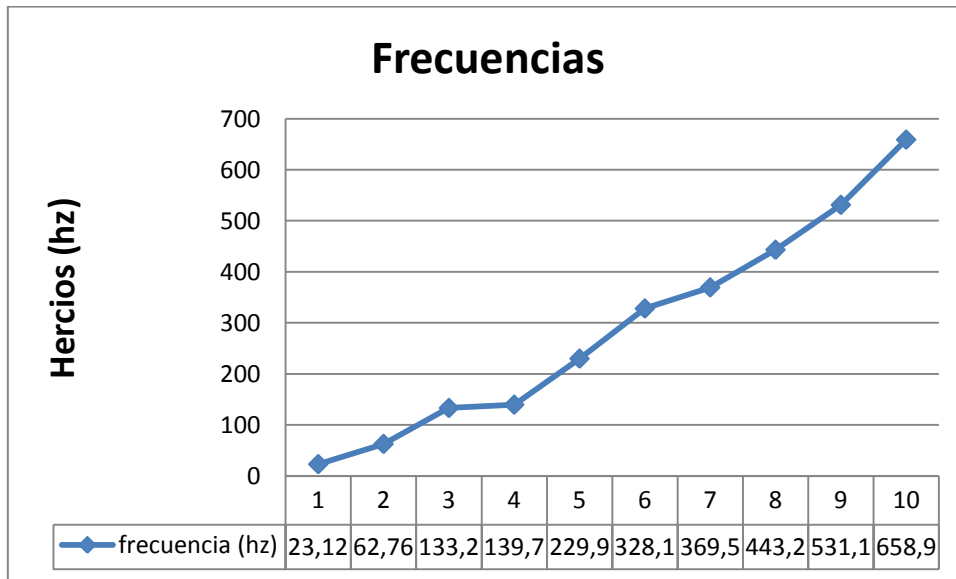


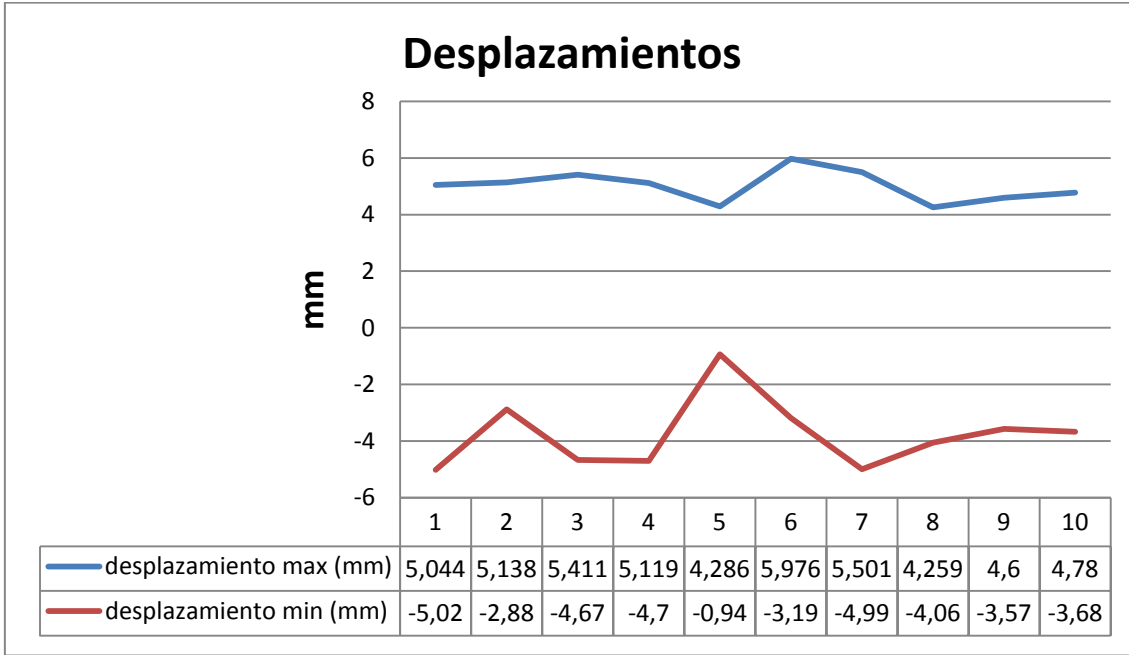
ILUSTRACIÓN 114. Modo 10 Posición 4

Se representara los resultados en las gráficas 10, 11 y 12. Para una mejor observación.



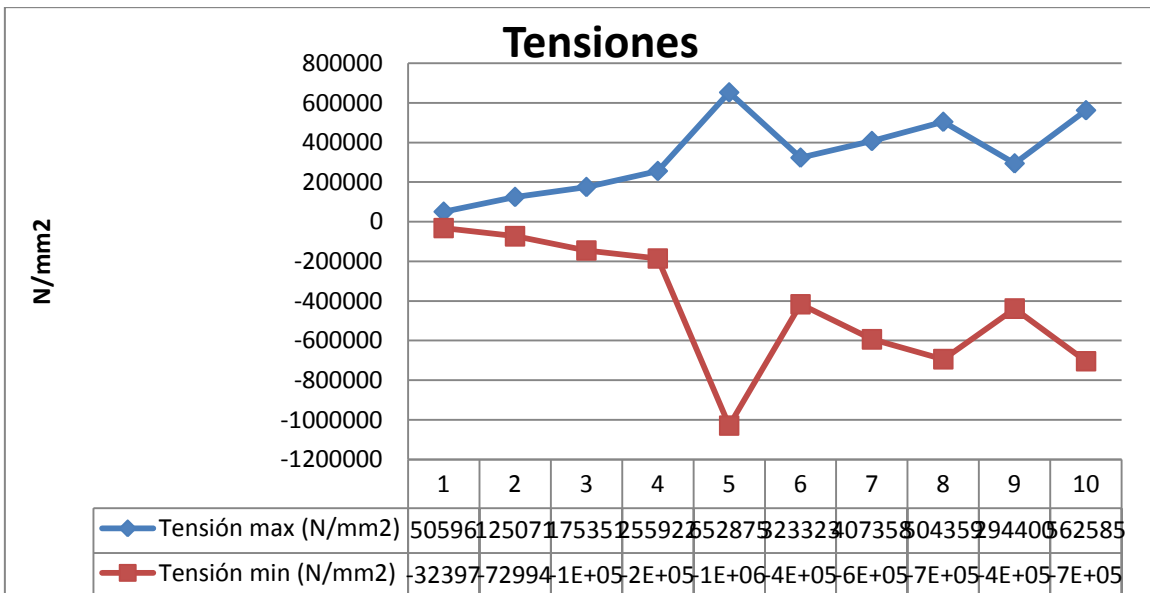
GRÁFICA 10. MODOS DE VIBRACIÓN POSICIÓN 4

Se observa las frecuencias frente a los modos de vibración el crecimiento es progresivo de las frecuencias al ir aumentado de modo de vibración. En esta posición la forma de la curva tiene más picos y valles q las anteriores no se asemeja tanto a una línea rectilínea.



GRÁFICA 11. DESPLAZAMIENTOS POSICIÓN 4

Tras la gráfica 11 se observan los desplazamientos frente a los 10 modos de vibración estos valores de desplazamientos no van en aumento con el aumento de los valores de frecuencias. Tienen diferentes picos en los valores de deformaciones.



GRÁFICA 12. TENSIONES POSICIÓN 4

Tras la gráfica 12 se ve los tensiones del mecanismos frente a los 10 modos de vibración se observa un pico en el modo 5 para el tensión máximo y también se observa el crecimiento continuo, como en los casos anteriores.

Análisis Estático

Tras el análisis estático se obtuvieron los siguientes resultados que se muestran en la tabla 20.

TABLA 20. ANÁLISIS ESTÁTICO POSICIÓN 4

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
0,019867	-0,0090155	229,308	-230,762

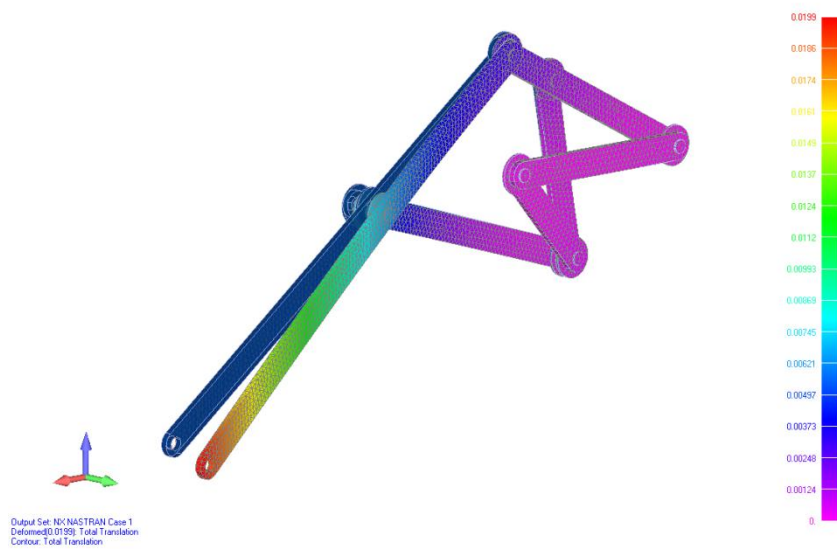


ILUSTRACIÓN 115 Análisis Estático se muestran las deformaciones en la Posición 4

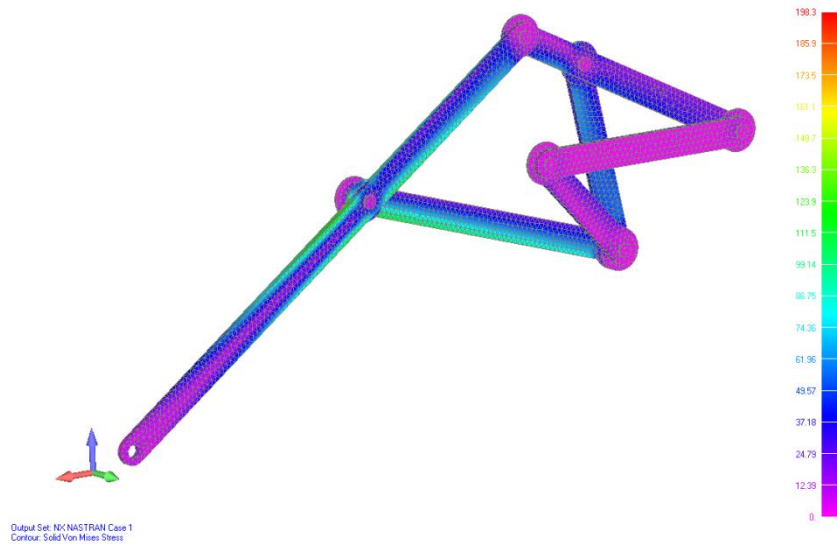


ILUSTRACIÓN 116. Análisis Estático se muestran las Tensiones en la Posición 4 según Von Mises

En las ilustraciones 115 y 116 se observan los puntos donde mayor es la deformación y donde tienen las tensiones máximas. La deformación máxima también se produce en el extremo del mecanismo. Por otro lado las tensiones máximas se producen en las dos barras ya que es en ese apoyo llamado G donde más concentración de tensiones se producen esto se puede observar en la ilustración 116. Se mantiene en el dibujo el mecanismo sin deformar para dar más realismo aunque hay una diferencia de escala.

Análisis de Pandeo

Tras el análisis de pandeo se muestran los resultados en la tabla 21.

TABLA 21. ANÁLISIS PANDEO POSICIÓN 4

Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N/mm ²)	Tensión min (N/mm ²)
1,00042	-0,14253	8556,42	-4780,63



ILUSTRACIÓN 117. Análisis Pandeo se muestran las Deformaciones en la Posición

En la ilustración 117 se observan los puntos donde mayor es la deformación por medio del pandeo para dar una mejor realidad se mantiene el mecanismo sin deformar. La deformación máxima también se produce en el extremo del mecanismo

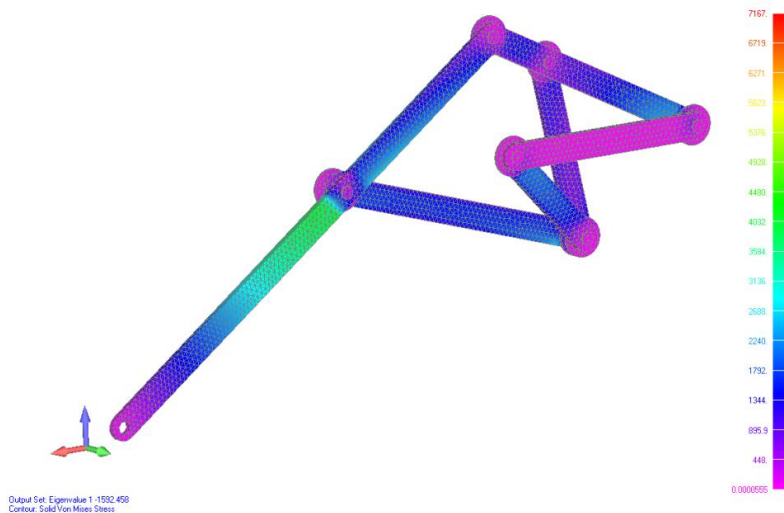


ILUSTRACIÓN 118. Análisis Pandeo se muestran las Tensiones en la Posición 4 según Von Mises

En la ilustración 118 se observan los puntos donde tienen las tensiones máximas, Los tensiones máximas se producen en cerca de los nudos G y en la barra más larga del mecanismo como muestra el color rojo de la imagen.

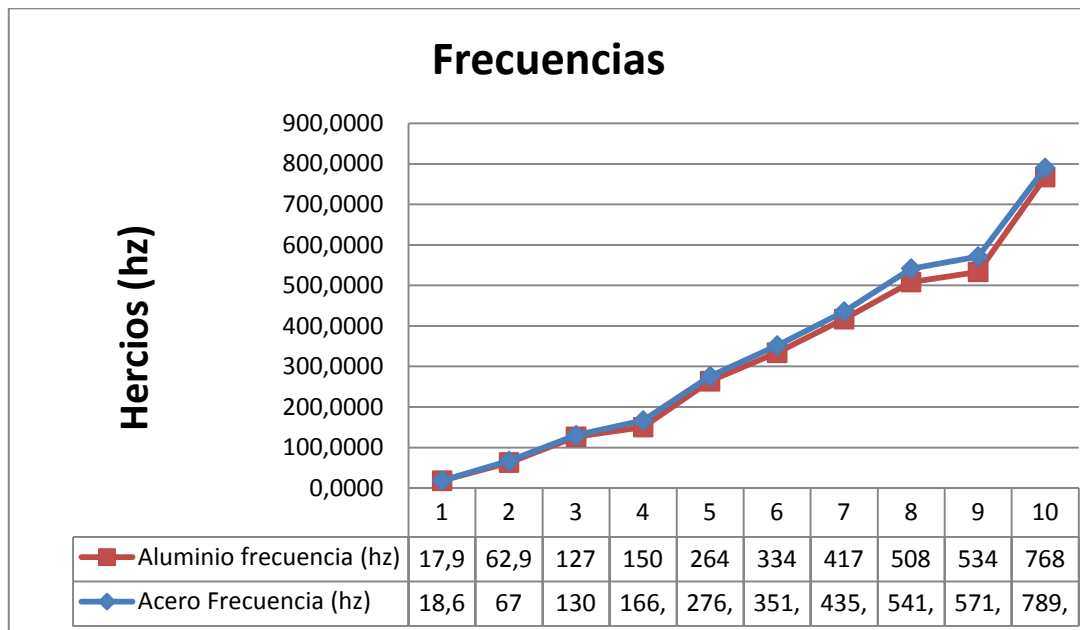
6.5 Comparación con un material de diferentes propiedades mecánicas.

Después de realizar los análisis con sus diferentes posiciones se realizara una comparación del mecanismo con un material con diferentes propiedades mecánicas. Este material será el acero cuyas propiedades se observan en la tabla 22. Esta comparación solo se realizara con una posición. Esta será la posición 1. Se realizarán los análisis de modos de vibración, análisis estático y análisis de pandeo.

TABLA 22. PROPIEDADES DEL ACERO.

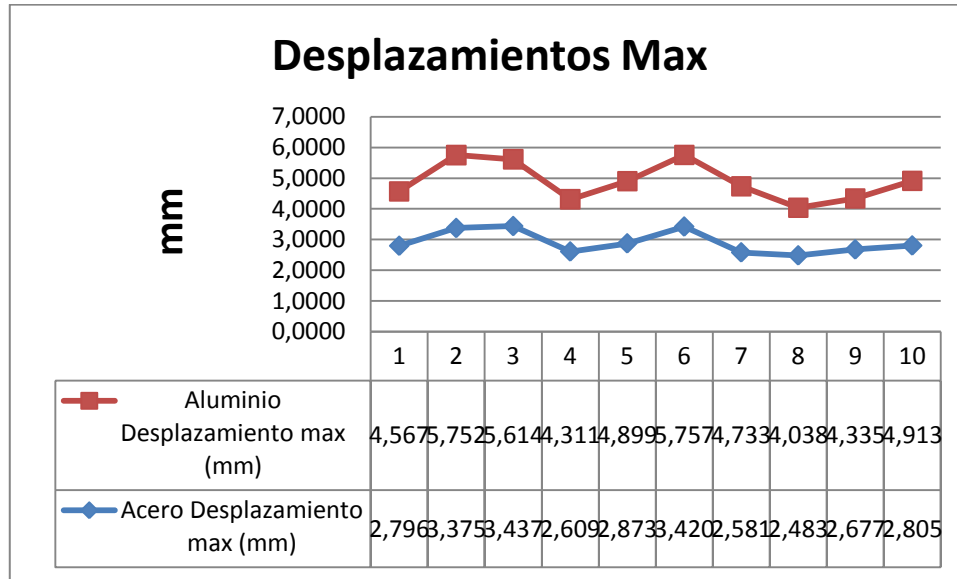
Densidad	7,833 g/cm ³
Coefficiente de expansión térmica	0,0000 /C
Conductividad térmica	0,032 kW/m-C
Calor específico	481,000 J/kg-K
Módulo de elasticidad	199,94 GPa
Coefficiente de Poisson	0,29
Límite elástico	262 MPa
Tensión de rotura	358,52 MPa
Elongación %	0

Realizando una comparación entre las frecuencias se pueden ver en la grafica 13



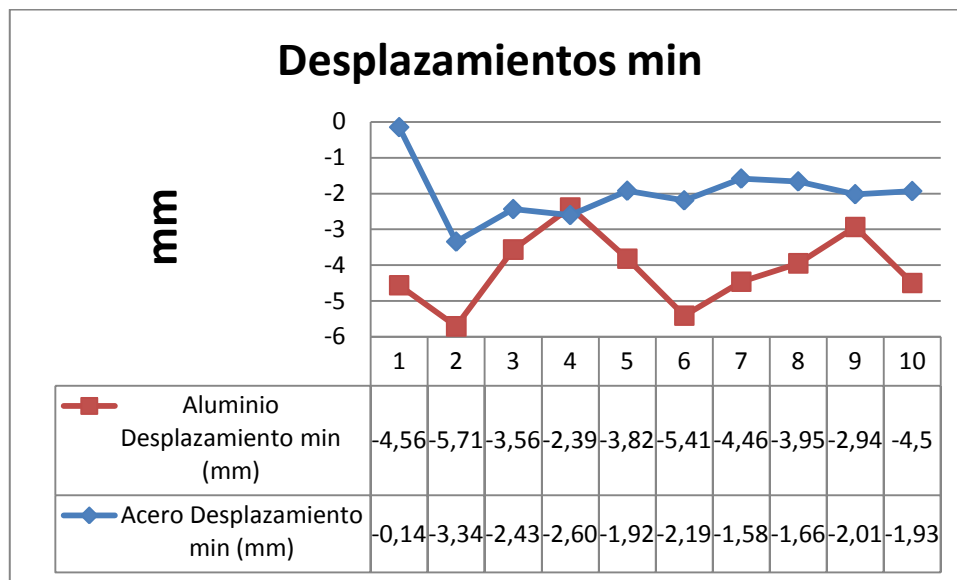
GRAFICA 13. ALUMINIO - ACERO (FRECUENCIAS).

Tras la observación de la grafica 13 se observa que hay una similitud entre los valores de acero y aluminio siendo los valores del acero algo superiores.



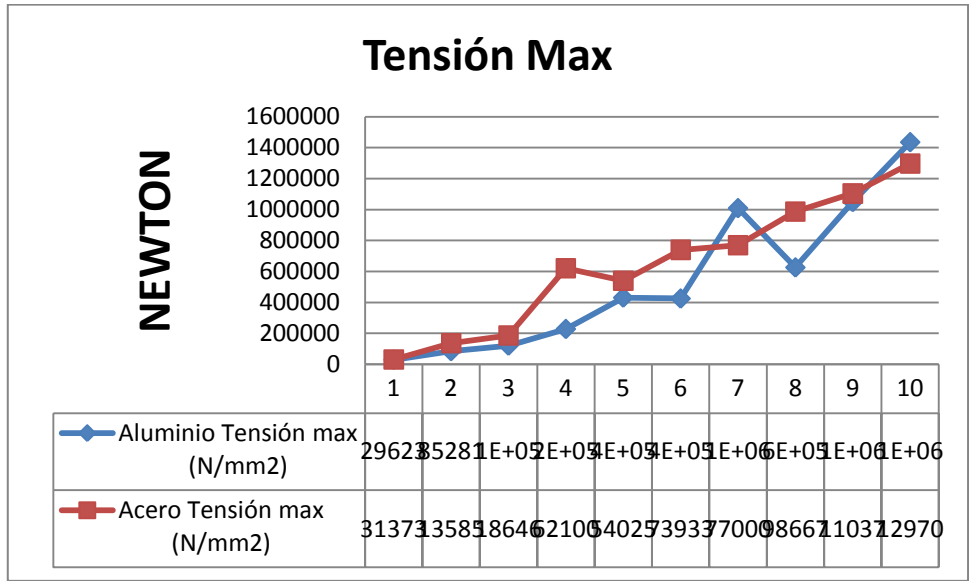
GRAFICA 14, DESPLAZAMIENTOS MAX.ALUMINIO-ACERO

Tras la observación de los valores de desplazamientos máximos de la grafica 14 se ven que ambas mineas tienen los mismos picos en los mismos modos de vibración y se muestra que son superiores los valores del aluminio.



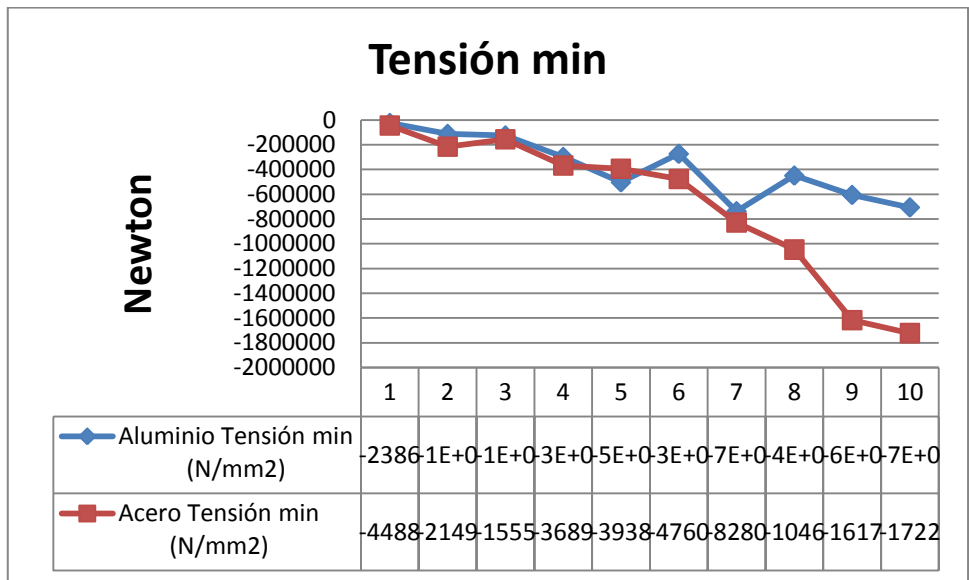
GRAFICA 15, DESPLAZAMIENTOS MINIMOS.ALUMINIO-ACERO.

Tras ver la grafica 15 de los desplazamientos mínimos no se puede ver una semejanza como en el caso anterior y los picos no se dan por igual en los mismos modos de vibración aunque si se da como en el caso anterior que en el caso del aluminio tiene mayor desplazamiento.



GRAFICA 16. TENSIONES MAXIMOS. ALUMINIO-ACERO

Tras ver la grafica 16 que son los tensiones máximos se puede comentar que en ambos casos se produce un aumento de los tensiones en función del aumento de los modos de vibración, a mayor frecuencia mayores tensiones. Los datos del acero son superiores a los del aluminio excepto en el modo 7 y 10 donde se producen unos picos en el aluminio y los tensiones son superiores al acero.



GRAFICA 17. TENSIONES MINIMOS. ALUMINIO-ACERO

Tras observar la grafica 17 se puede ver como ambos valores si aumentan con el aumento de los valores de la frecuencia, los valores del acero son superiores a los del aluminio y se ve una gran diferencia entre estos dos en los modos 8, 9 y 10 donde la diferencia es mayor al resto.



Para la comparación del análisis de pandeo se muestra en la tabla 23 donde se ven los diferentes valores obtenidos tras el análisis.

Se puede ver que los valores de los desplazamientos tanto máximos como mínimos son muy parecidos, para los valores de las tensiones si se produce diferencia donde el valor del acero es mayor.

TABLA 23. ANÁLISIS PANDEO.ALUMINIO-ACERO

	Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N)	Tensión min (N)
Pandeo Acero	1,00296	-0,062705	8779,75	-7082,49
Pandeo Aluminio	1,00297	-0,063546	4691,55	-3993,71

En la tabla 24 se ve la comparación del análisis estático entre el acero y el aluminio, donde se ven los valores obtenido.

Se observa que los valores de desplazamientos de se produce variación donde en el caso del acero se obtiene valores menores que en el aluminio tanto para el caso de desplazamientos máximos como mínimos, también ocurre lo mismo para los valores de tensiones donde el acero tiene valores inferiores al aluminio.

TABLA 24. ANÁLIS ESTATICO. ACERO-ALUMINIO

	Desplazamiento max (mm)	Desplazamiento min (mm)	Tensión max (N)	Tensión min (N)
Estático Acero	0,0047821	-0,0015765	103,707	-95,6237
Estático Aluminio	0,018903	-0,0063526	198,533	-193,53



CAPÍTULO 7

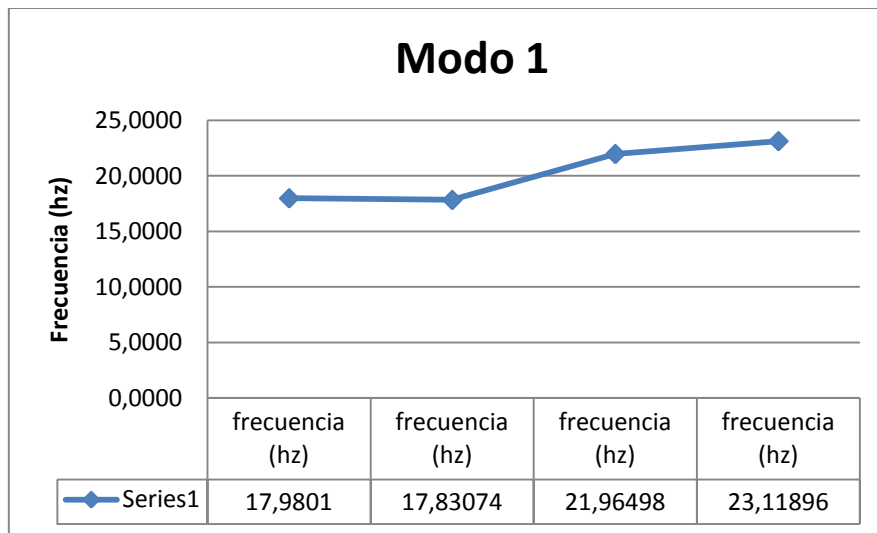
Conclusiones y Trabajos Futuros.

7.1 Conclusiones

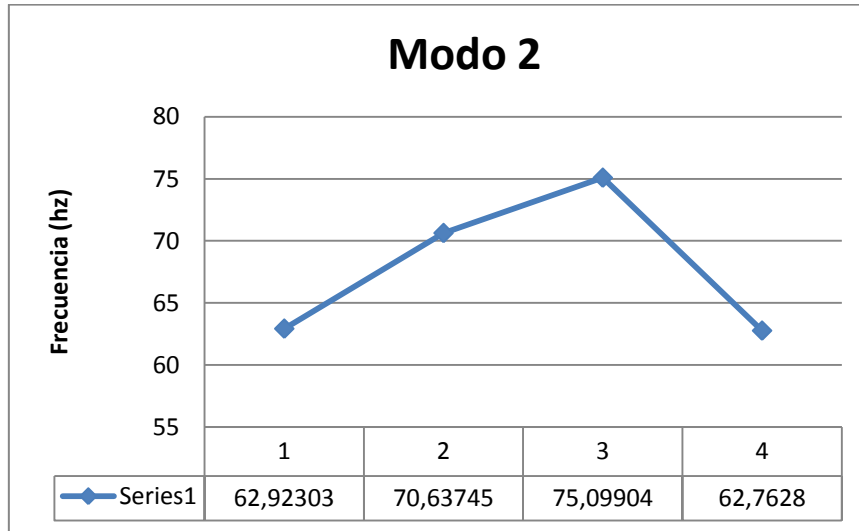
Se ha cumplido el objetivo del desarrollo de un modelo numérico de mecanismo con características de brazo mecánico sencillo y el estudio del comportamiento del mismo ante cargas, para el ajuste del diseño final y realización del primer prototipo. Se ha diseñado un robot sencillo con un grado de libertad y se ha realizado un análisis modal, estático y de pandeo de las posiciones más críticas del mismo con el fin de estudiar el modelo realizado antes de su fabricación. Se ha comprobado que el diseño propuesto cumple las especificaciones iniciales consistentes en realizar un movimiento sencillo de *pick and place* con una carga no superior a 10N.

En cuanto al análisis modal, como ya es sabido, se debe de evitar que el mecanismo entre en resonancia, ya que produciría una posible rotura del mecanismo.

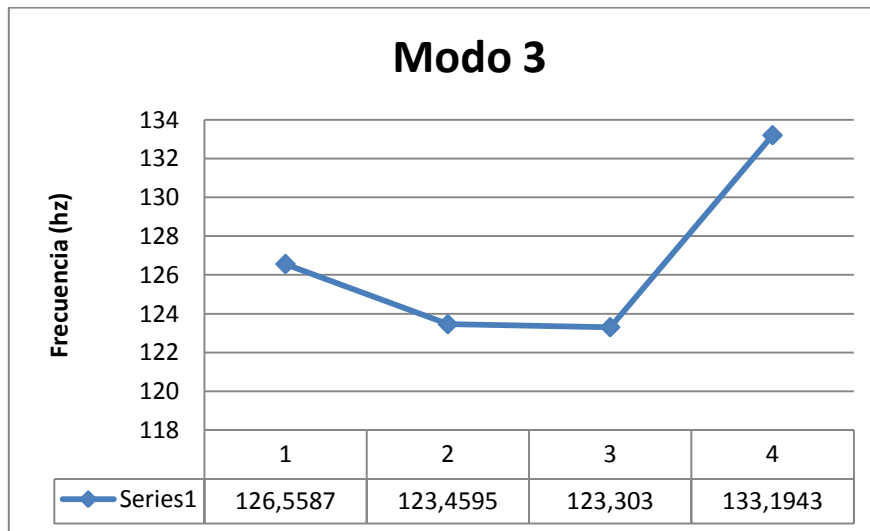
En las siguientes gráficos se muestran las comparaciones de los valores de los modos de vibración en las diferentes posiciones (posición 1 estándar o posición inicial, posición 2 el extremo se encuentra lo más arriba posible, posición 3 extremo se situará lo más a alejado según el eje X, posición 4 el extremo se sitúa lo más abajo posible), para facilitar la observación de los valores y cuales seria los rangos donde debe que extremarse las precauciones.



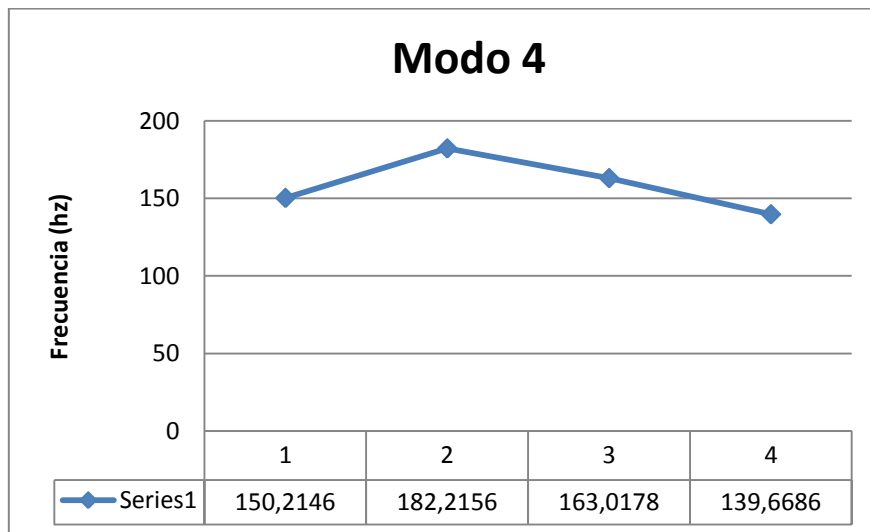
GRÁFICA 18. MODO 1



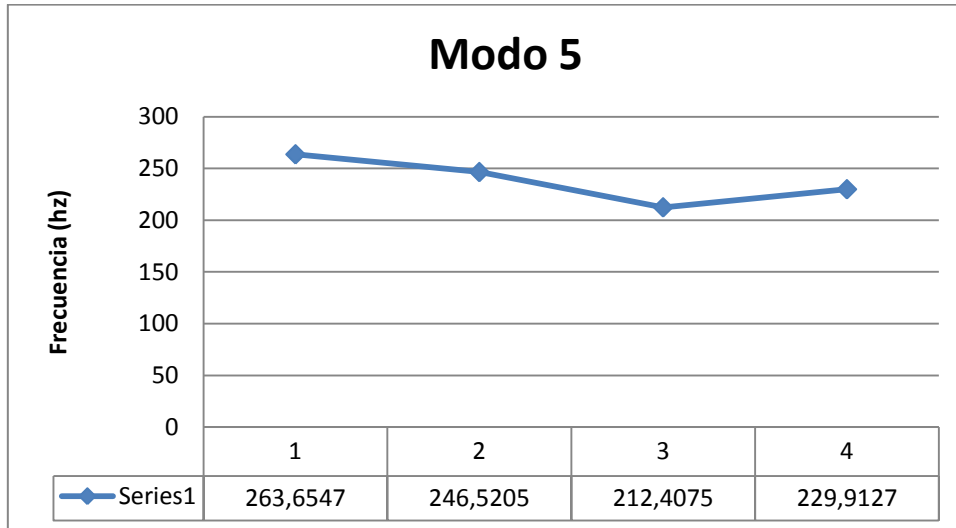
GRÁFICA 19. MODO 2



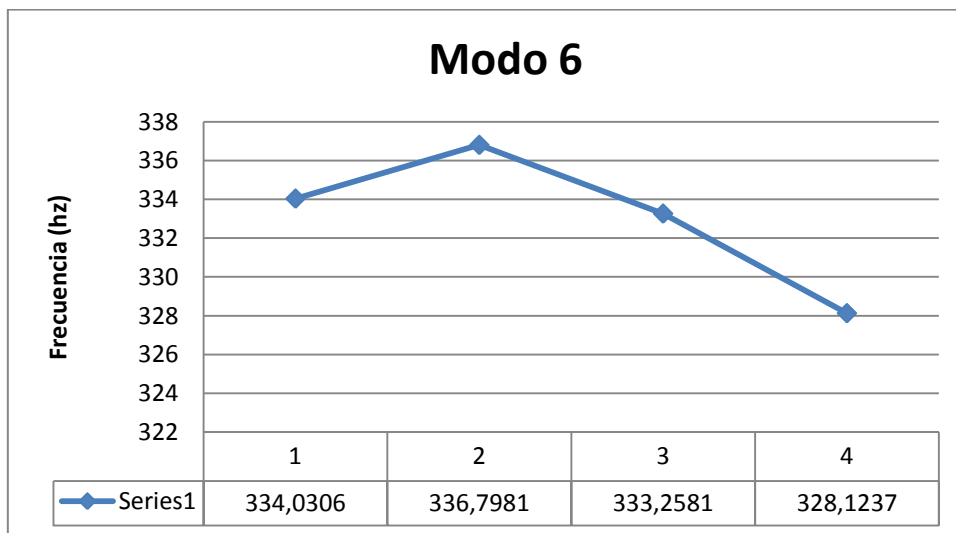
GRÁFICA 20. MODO 3



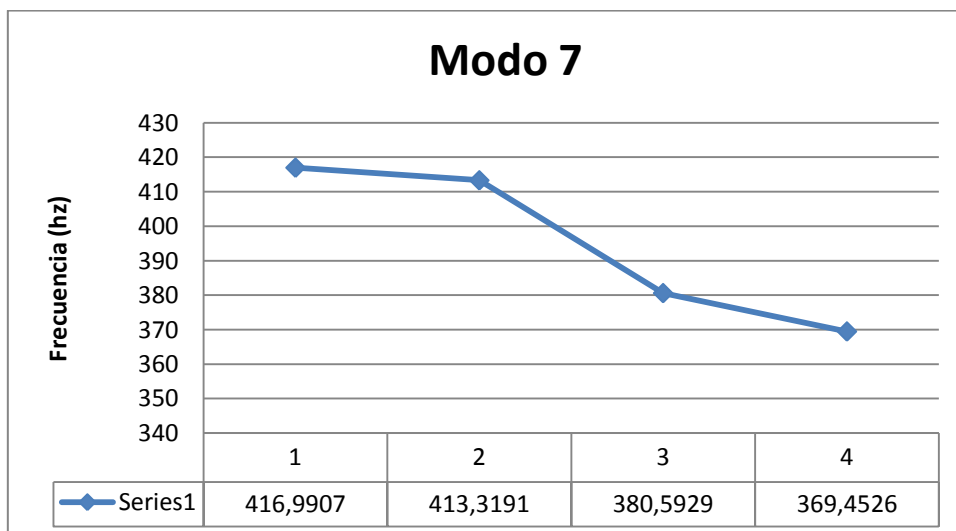
GRÁFICA 21.MODO 4



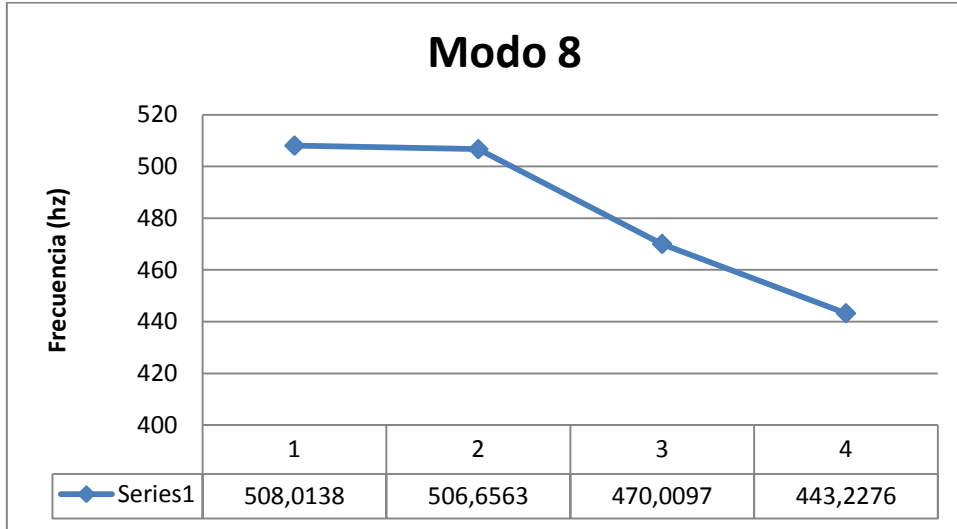
GRÁFICA 22. MODO 5



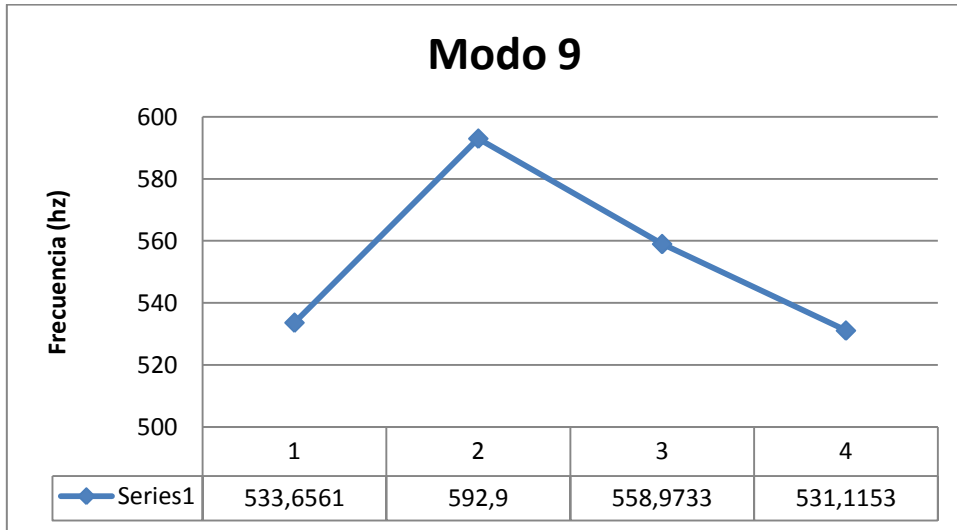
GRÁFICA 23. MODO 6



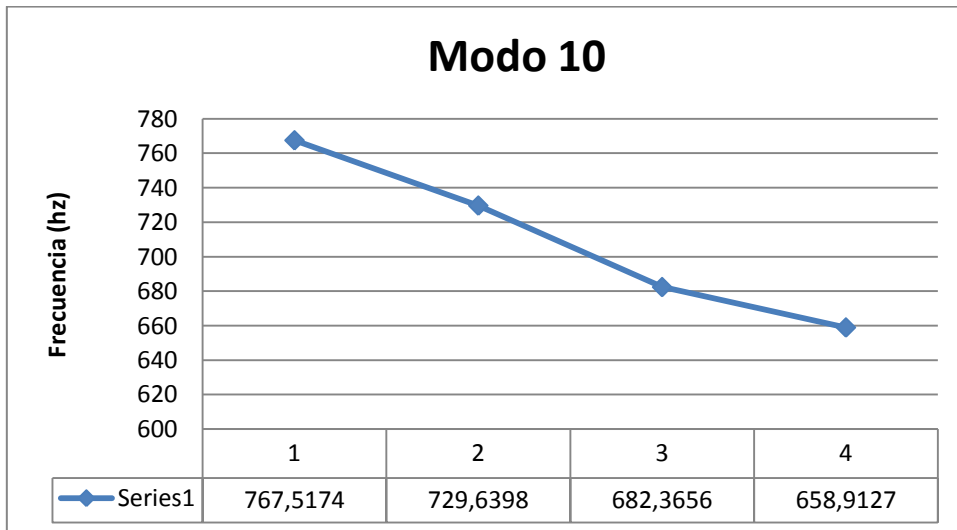
GRÁFICA 24. MODO 7



GRÁFICA 25. MOD08



GRÁFICA 26. MODO 9



GRÁFICA 27. MODO 10



Como se puede observar, en las gráficas se presentan los diferentes rangos donde no debe trabajar el mecanismo ya que produce grandes deformaciones al entrar en resonancia, se debe de evitar este tipo de vibraciones.

En cuanto a los valores de los modos en las diferentes posiciones, se observa que hay una gran similitud, esto se debe a que los modos de vibración tienen en cuenta las propiedades del material y de la geometría no tanto de la posición en la que se encuentra.

Las deformaciones que sufre la estructura en sus posiciones más críticas son lo suficientemente pequeñas como para considerar que existan errores en el posicionamiento del extremo del robot (se han obtenido valores máximos de 0,025 mm). Es necesario comentar que, no se tiene en consideración la posible holgura que pueda tener el mecanismo en sus juntas, esta holgura puede tener un comportamiento diferente entre el mecanismo real y los resultados obtenidos por el Femap.

También se ha observado que la estructura no sufre pandeo en las mismas condiciones de carga con unos valores máximos de desplazamientos de 1,0055 mm.

7.2 Trabajos futuros

Dentro de trabajos futuros se encuentran estas diferentes proposiciones:

- ✓ La optimización del mecanismo utilizando el programa Femap, ya se ha visto en otros proyectos la utilización del programa de Matlab para la elaboración de optimización y se puede realizar también con el programa de Femap. Esta optimización se encuentra en un modulo que se puede añadir al programa Femap una vez instalado éste.
- ✓ Estudio cinemático y dinámico por métodos analíticos. Se propone la utilización de la aplicación informática Matlab.
- ✓ Construcción del prototipo y selección de los actuadores según diseño. Se han incluido los planos de fabricación y montaje, así como el sistema motor-reductora que se propone, para la correcta construcción.
- ✓ Diseño de actuador neumático: Otro trabajo posterior sería el diseño de una pinza u otro tipo de actuador que se colocaría en el extremo del mecanismo, dotándole de la capacidad de realizar diferentes acciones. Un diseño sencillo sería mediante actuadores neumáticos, los cuales serían apropiados por tener un bajo peso y trabajar fácilmente con cargas pequeñas. Podría realizarse el control mediante sensores electrónicos y un software de control o mediante accionadores mecánicos, eliminando así todo tipo de control del proceso.
- ✓ Instrumentación simple para control con PLC: En caso de requerir un control más estricto del movimiento del brazo, se podrían utilizar un motor con encoder y realizar el control de forma muy sencilla mediante un PLC. De esta forma se podría incorporar el brazo mecánico a un entorno industrial de forma rápida y económica y podría realizarse un control automatizado del mismo.



CAPÍTULO 8

Bibliografía y Referencia de Internet.



8.1 Bibliografía

- [1] Proyecto fin de carrera *“Diseño de brazo mecánico eficiente, mediante optimización multiobjetivo”* Autor: Jorge Tierno Alvite. 2008. Universidad Carlos III.
- [2] *Manual de Usuario Femap*, de la sección de ayuda del programa Femap V10.
- [3] Apuntes de Asignatura *“Teoría de Mecanismos”* de la Universidad Carlo III del año 2008.
- [4] Apuntes curso de SolidEdge impartido en la Universidad Carlos III año 2009.
- [5] *“Vendrán llluvias suaves en: Crónicas Marcianas”*. R. Bradbury Ed. Minotauro 1977. Cuento corto publicado en 1950.
- [6] *“Fundamentos de robótica”*, A. Barrientos, L.F: Peñin, C.Balaguer, R.Aracil, Mc Graw-Hill, 2ª edición, 2007.
- [7] *“Libro blanco de la robótica De la investigación al desarrollo tecnológico y fututas aplicaciones”*, Comité Español de Automática (CEA) 1ª edición, 2007
- [8] *“Sally en: Los robots”*, I. Asimov. Ed. Martínez Roca 1984, cuento corto publicado en 1953.
- [9] *“Las bóvedas de Acero”*, I. Asimov. Ed. Martínez Roca 1984, cuento corto publicado 1954.
- [10] *“Teoría y práctica del Análisis Modal Curso teórico- experimental sobre vibraciones en estructuras”*, José Germán Giménez Ortiz, Javier García de Jalón de la Fuente. Universidad de Navarra.1984.
- [11] *“Robótica Industrial, Fundamentos y Aplicaciones”* A. Renteria y M. Rivas. Mc Graw-Hill 1ª edición, 2000.

8.2 Referencias de internet.

- [12] Solide Edge Información del programa. www.solidedge.com/ , última visita Mayo 2010.
- [13] Datos técnicos Del Solid Edge. www.solid-edge.es/web/ , última visita Mayo 2010.
- [14] Información del Programa Femap. www.iberisa.com/nxnastran/femap.html , última visita Junio 2010.
- [15] Harmonic Drive, catalogo de Productos. www.HarmonicDrive.com , última visita Junio 2010.



ANEXOS



i) Planos

ii) Piezas normalizadas

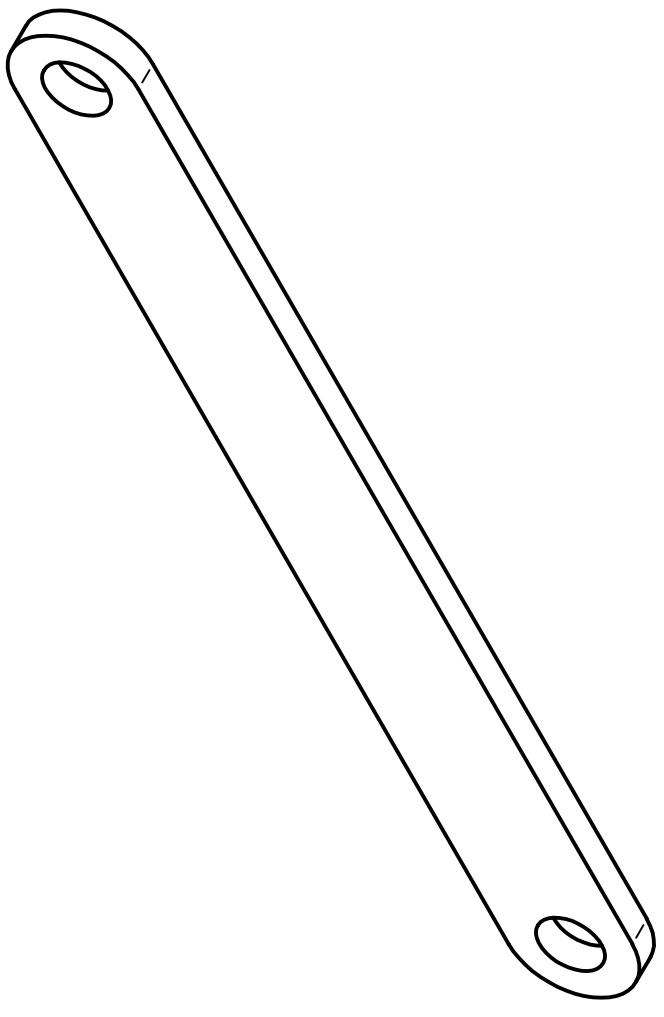
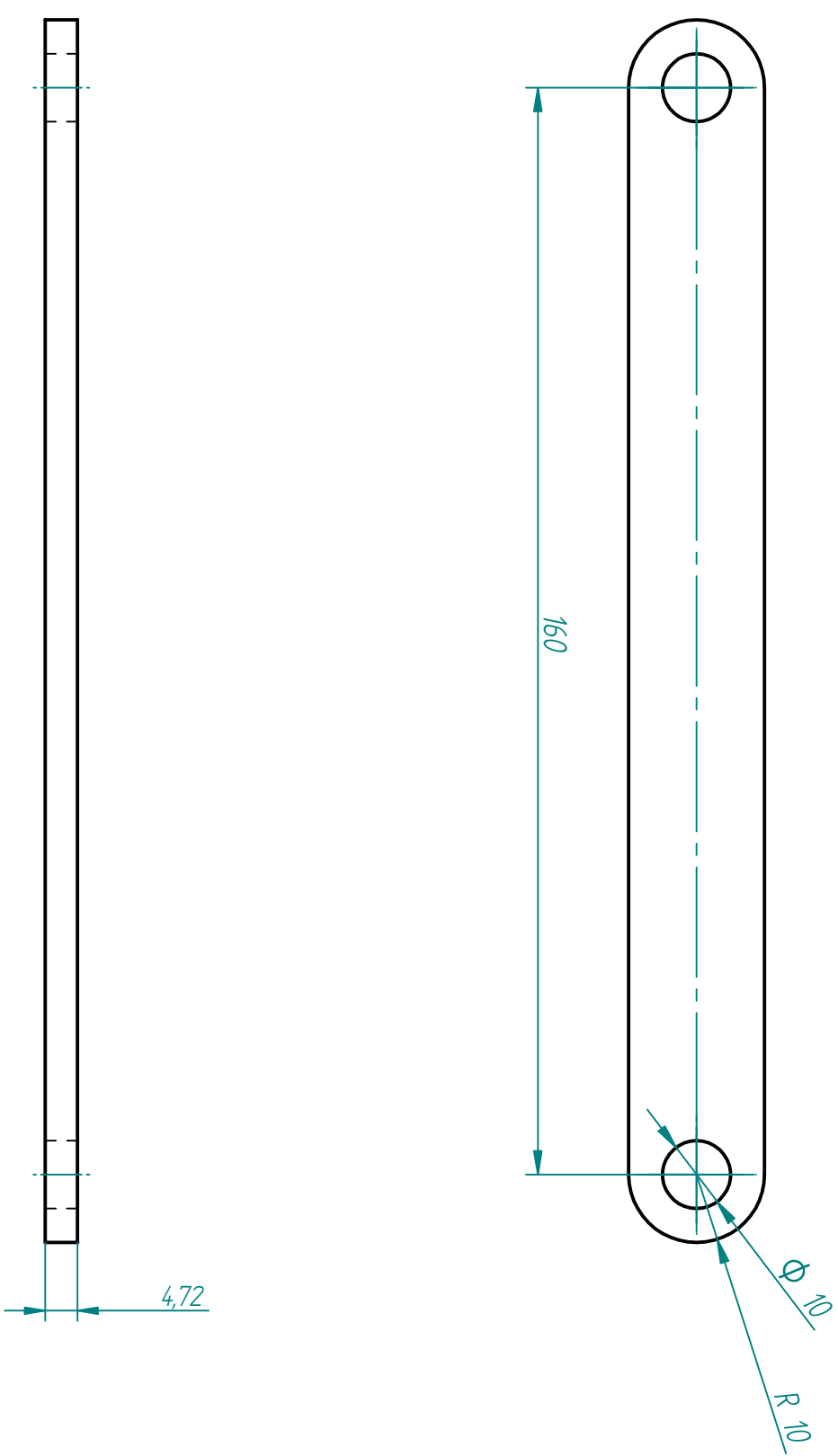
iii) Características del motor y reductora



i) Planos

Plano 1.	Barra AB.
Plano 2.	Barra AC.
Plano 3.	Barra BE.
Plano 4.	Barra CD.
Plano 5.	Barra EFG.
Plano 6.	Barra CF.
Plano 7.	Articulación A.
Plano 8.	Articulación B.
Plano 9.	Articulación C.
Plano 10.	Separados.
Plano 11.	Explosionado.

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

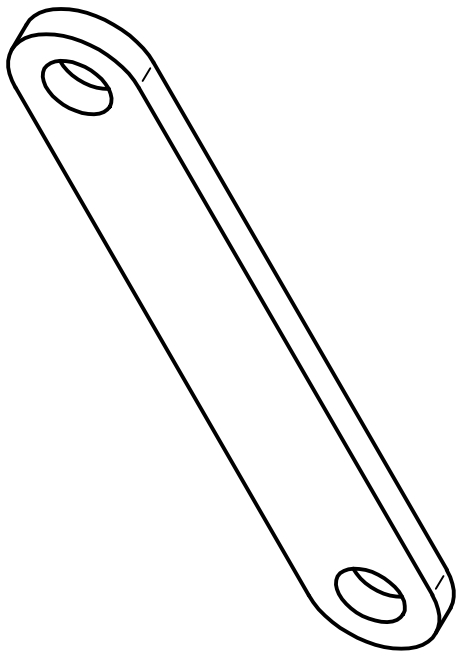
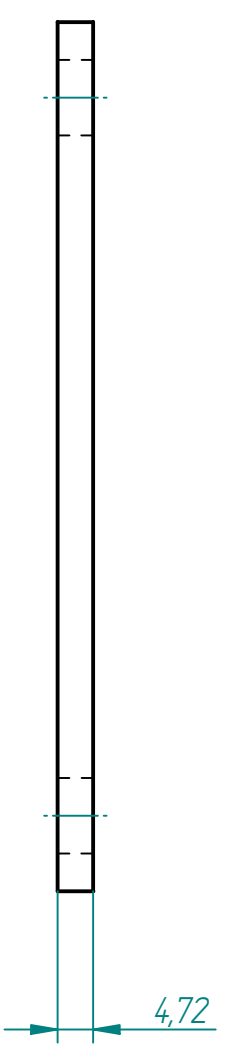
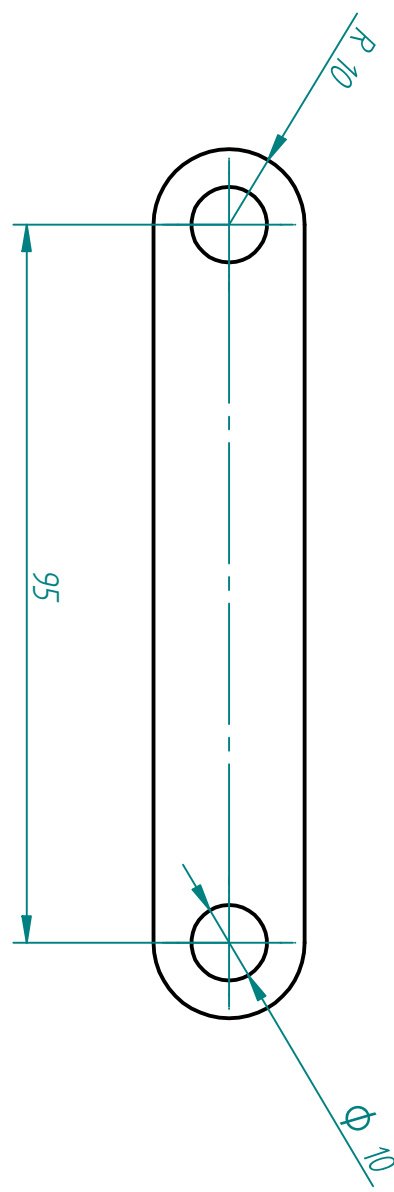


Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS	Título Barra AB
Dibujado	Jesús Jabonero 23/03/10		
Comprobado			
Aprobado 1			
Aprobado 2		A3 Plano Archivo: ABDff	Escala Peso Hoja 1 de 1

Salvo indicación contraria
 cotas en milímetros
 ángulos en grados
 tolerancias ±0,5 y ±1º

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

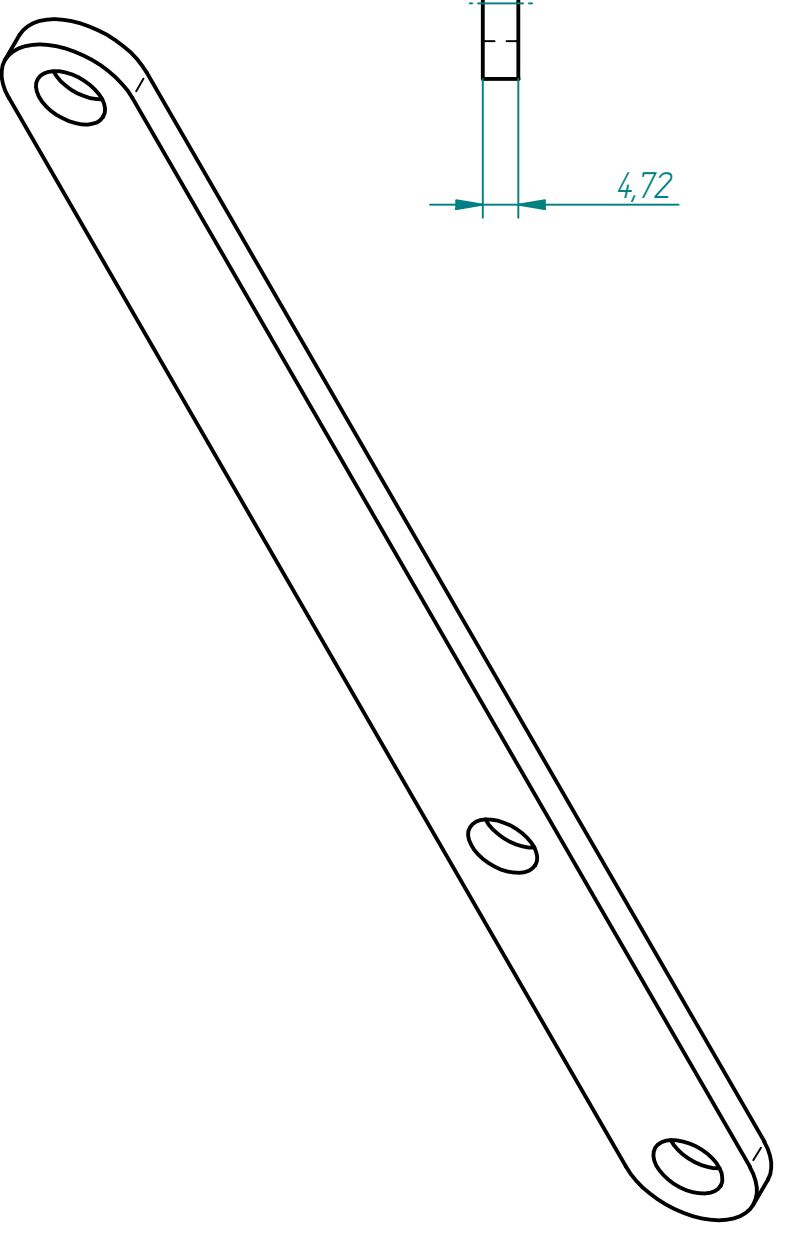
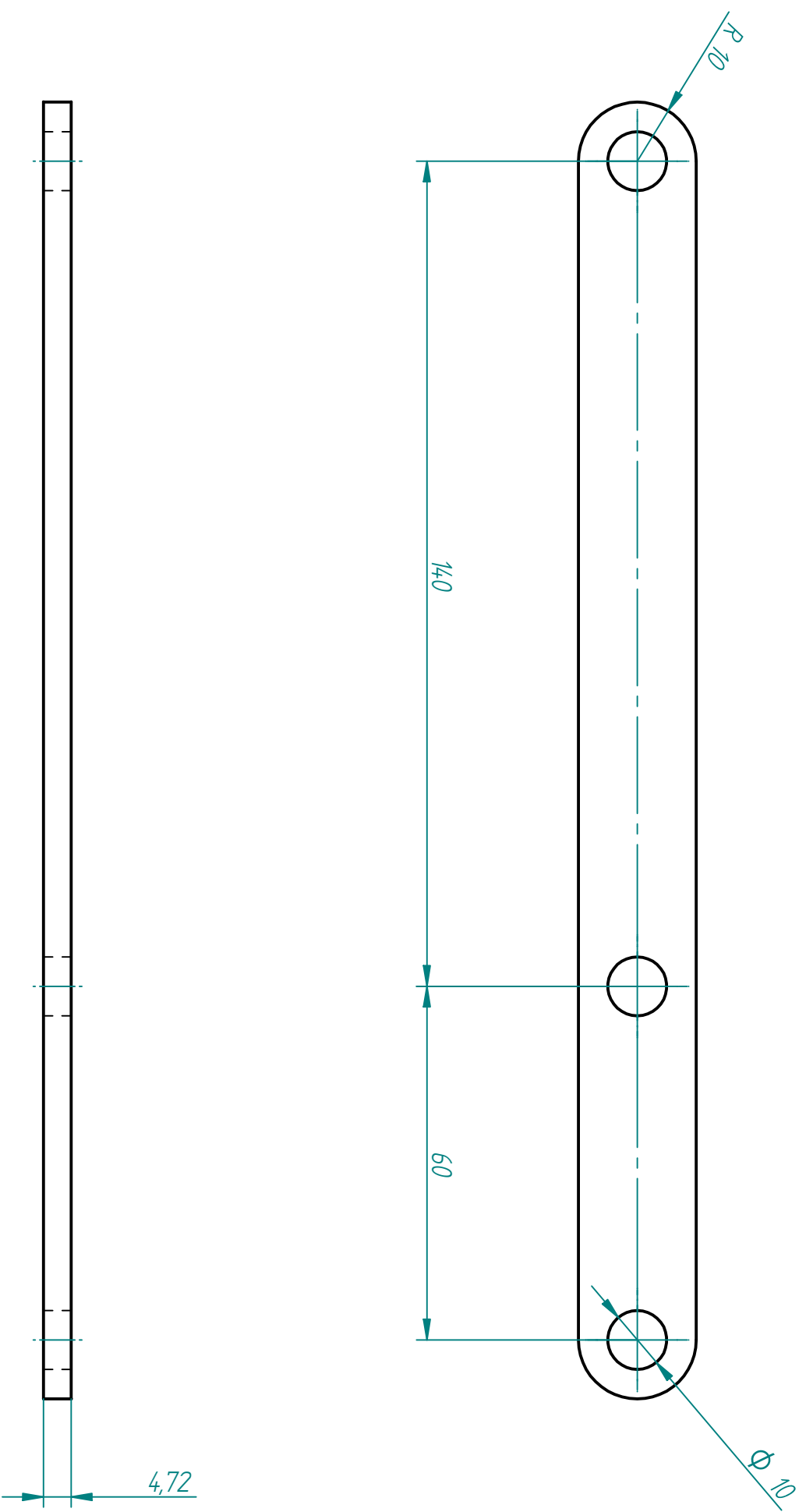
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS	Barra AC
Dibujado	Jesús Jabonero 23/03/10		
Comprobado			
Aprobado 1			
Aprobado 2		Título	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1º		Escala	
		Plano	
		Rev	
		Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

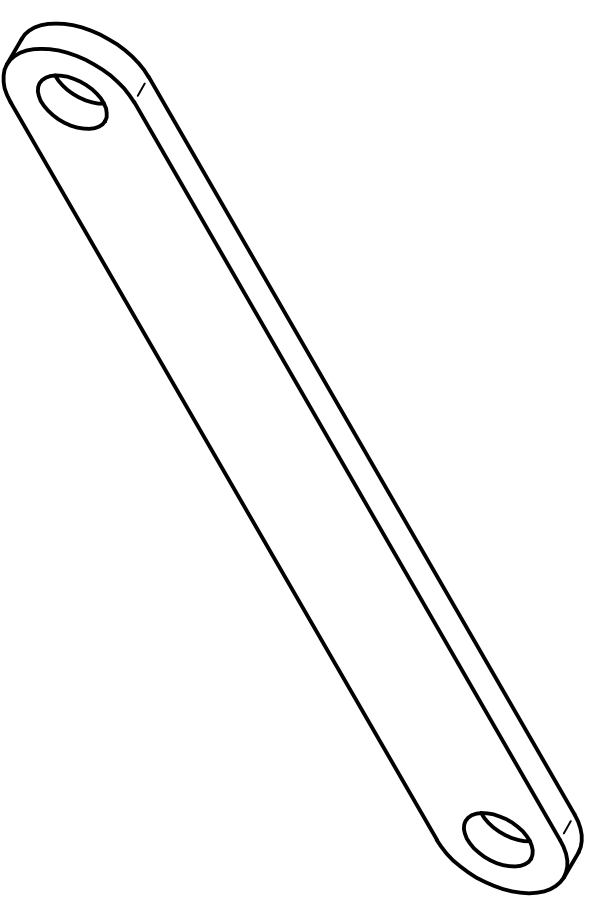
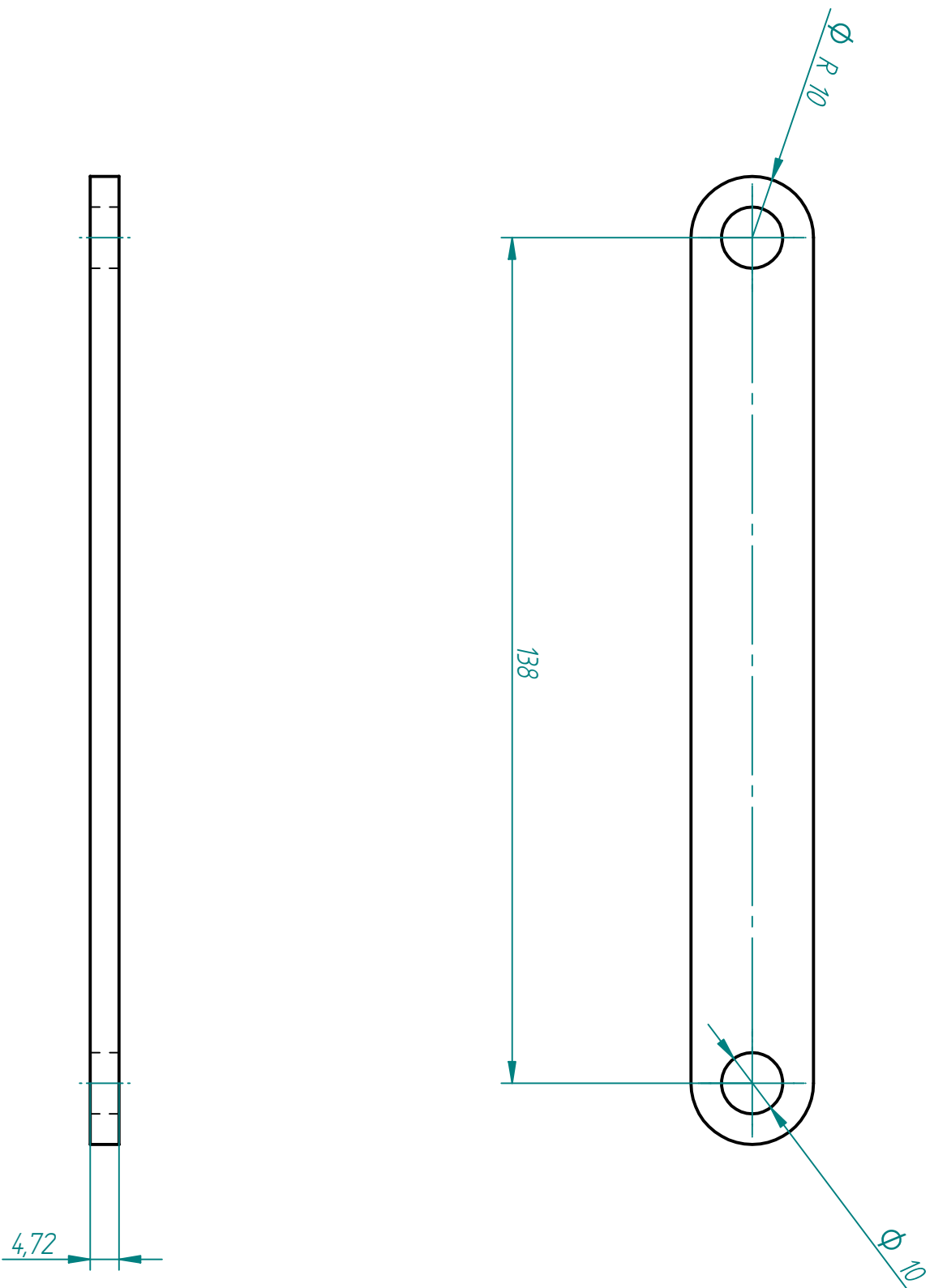
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS Barra BE	A3 Plano 3 Rev
Dibujado	23/03/10		
Comprobado			
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		Archivo: BDE.dft Escala Peso Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

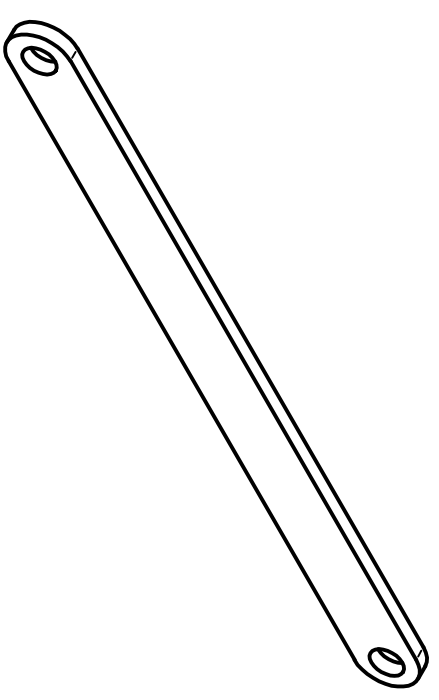
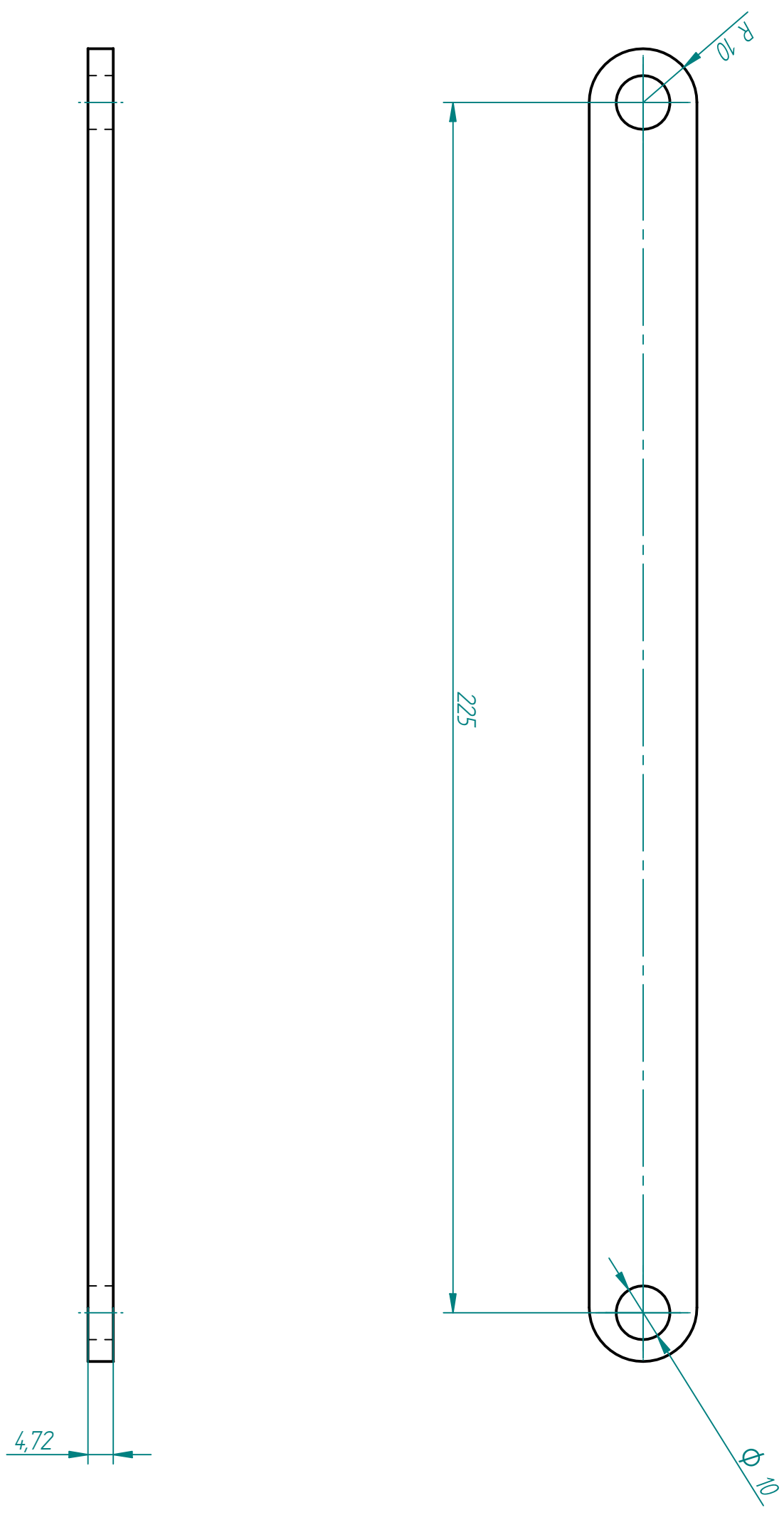
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre	Fecha	Título	
Jesús Jabonero	23/03/10	Brazo Mecánico	
Dibujado		A3	Plano
Comprobado		4	Rev
Aprobado 1		Archivo: CD.dft	
Aprobado 2		Escala	Peso
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

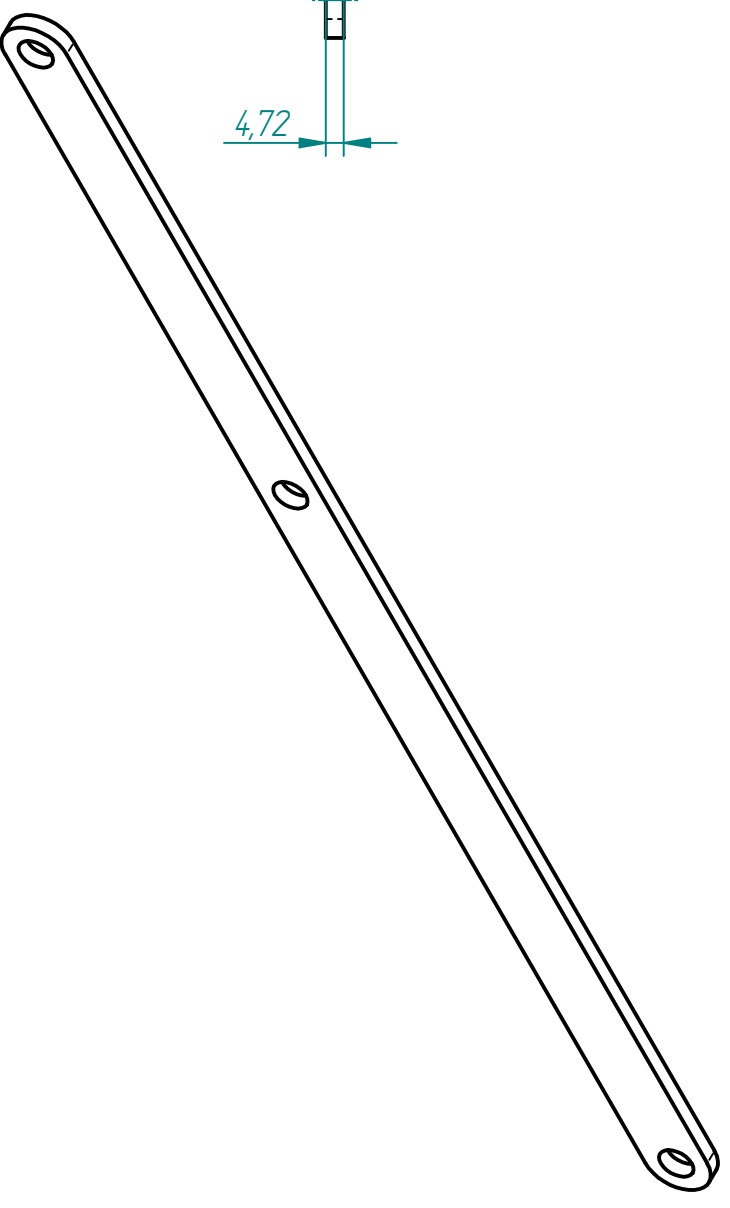
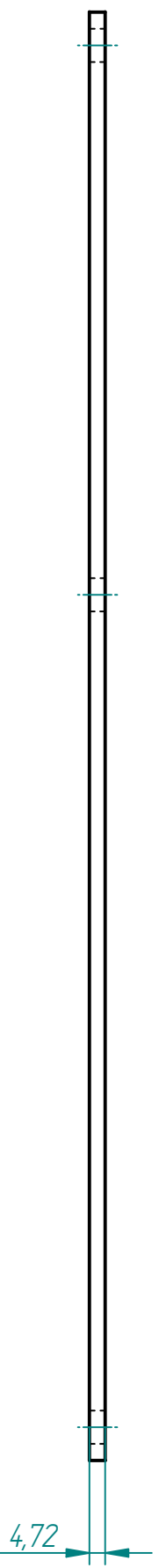
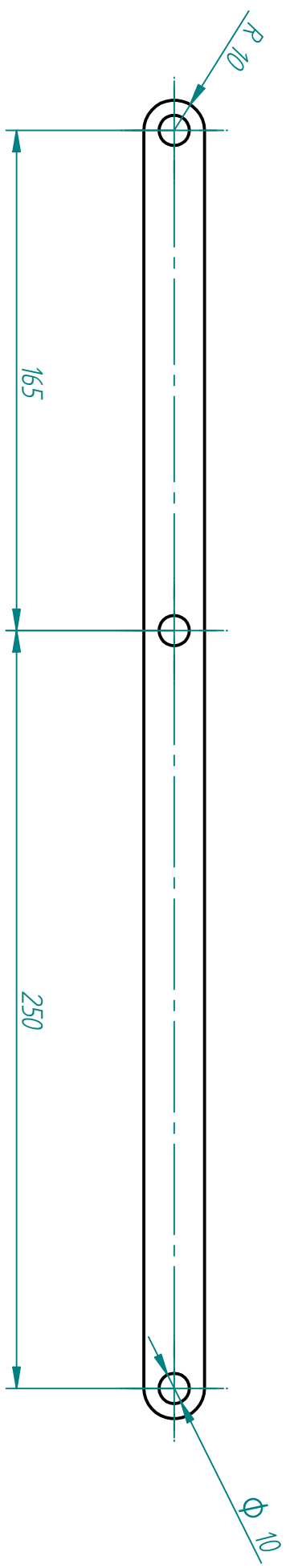
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS Barra CF	A3 Plano 5 Rev
Dibujado	Jesús Jabonero 23/03/10		
Comprobado			
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1º		Archivo: CF.dft Escala Peso Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

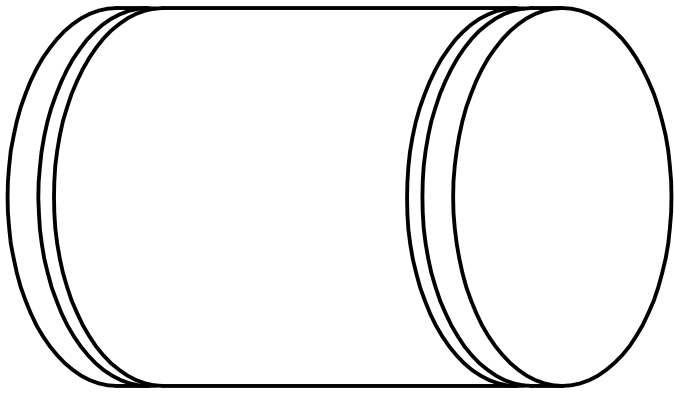
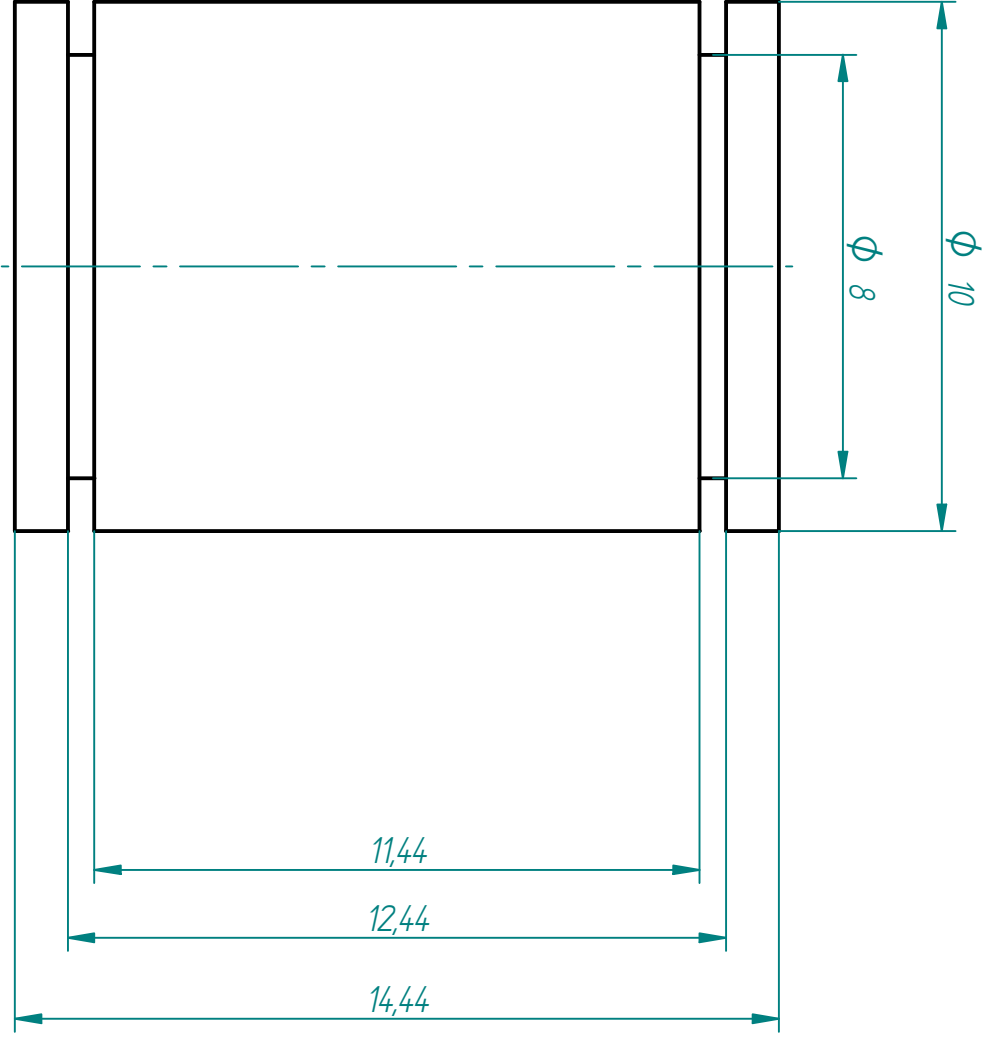
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre		Fecha		SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS Barra EG	
Dibujado		23/03/10			
Comprobado					
Aprobado 1					
Aprobado 2				Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$	
Título		A3		Plano	
				6	
				Rev	
		Escala		Peso	
				Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

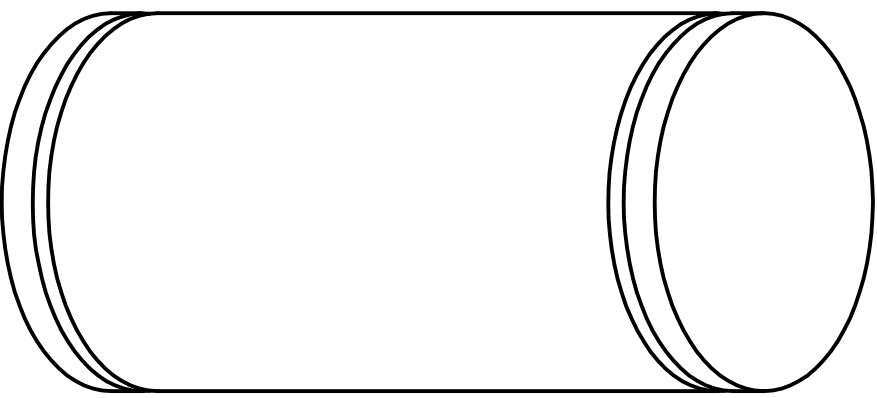
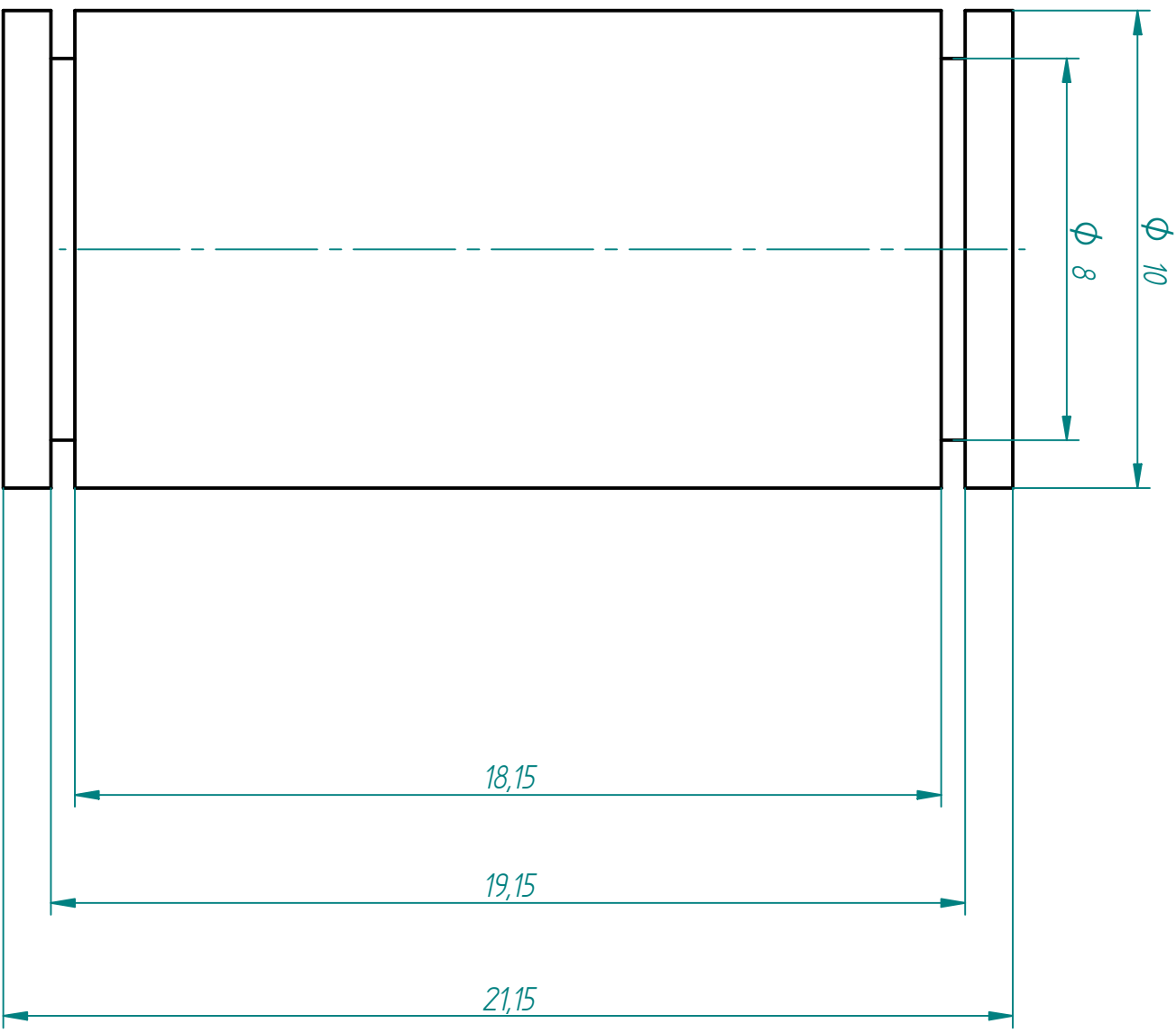
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS Articulación A	A3 Plano 7 Rev
Dibujado	Jesús Jabonero 23/03/10		
Comprobado			
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		Archivo: Articulación Adft	Escala Peso Hoja 1 de 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

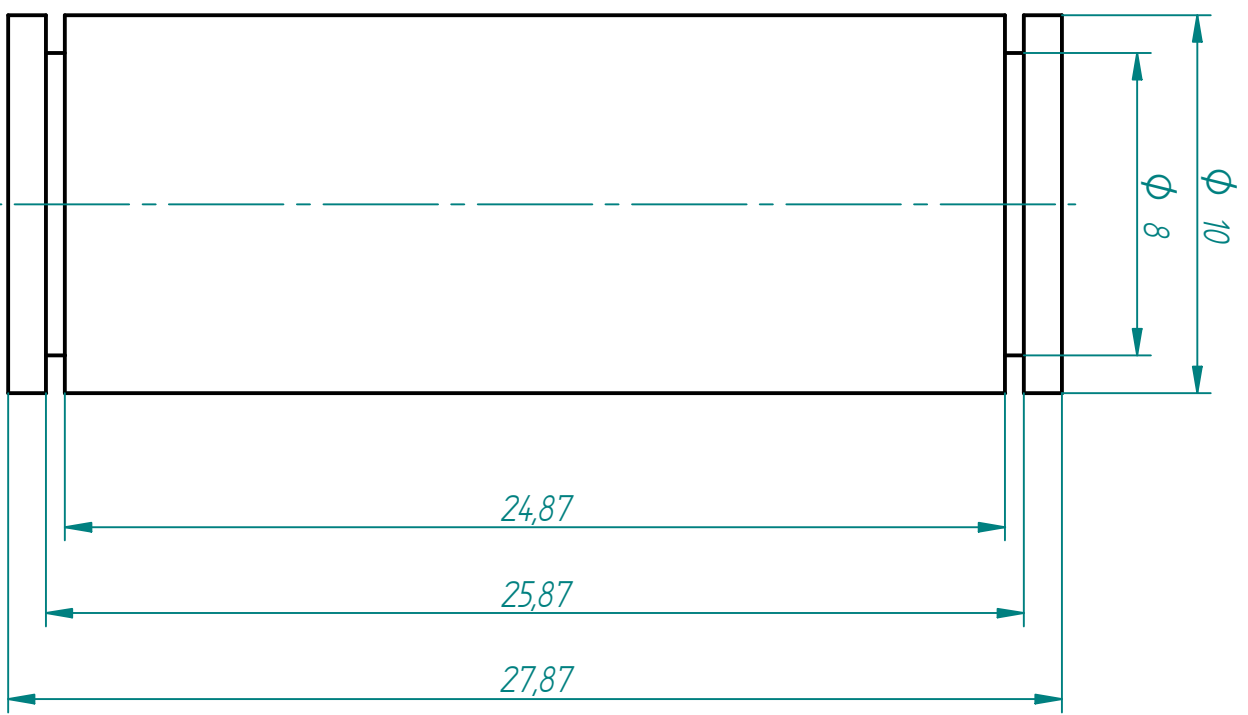
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Nombre		Fecha		SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS			
Dibujado	Jesús Jabonero	23/03/10					
Comprobado							
Aprobado 1							
Aprobado 2				Título Articulación B			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				A3	Plano	8	Rev
Archivo: Articulación C.dft				Escala	Peso	Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

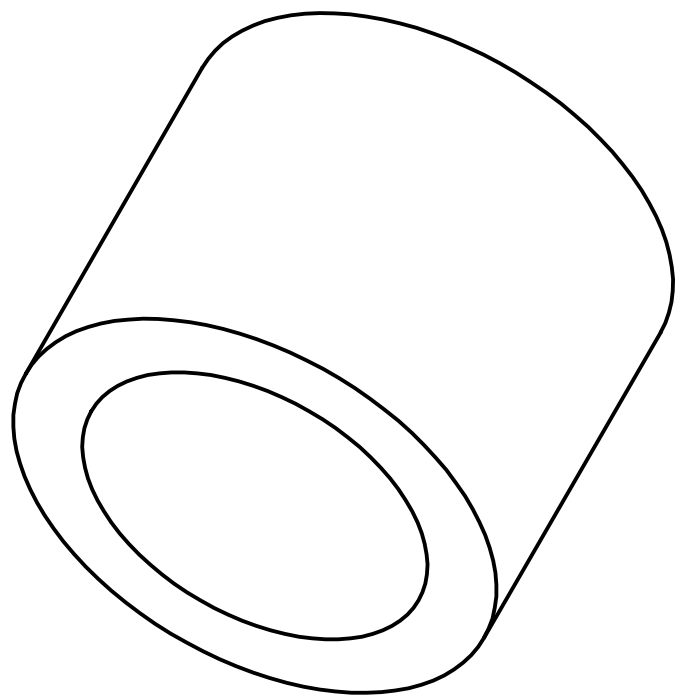
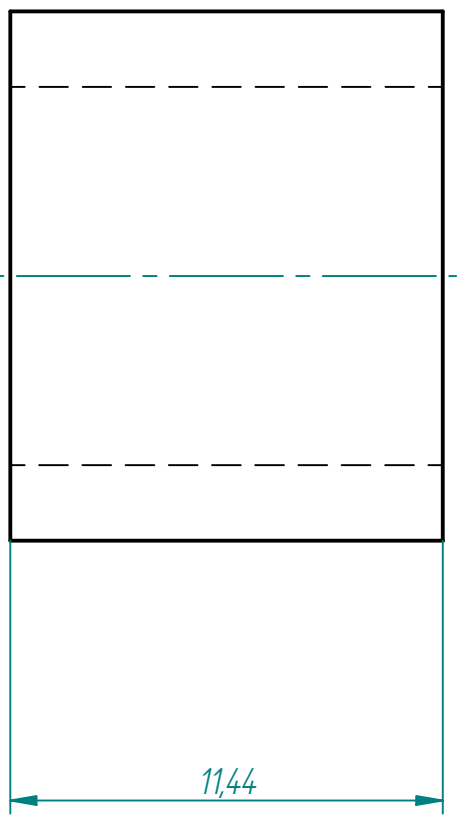
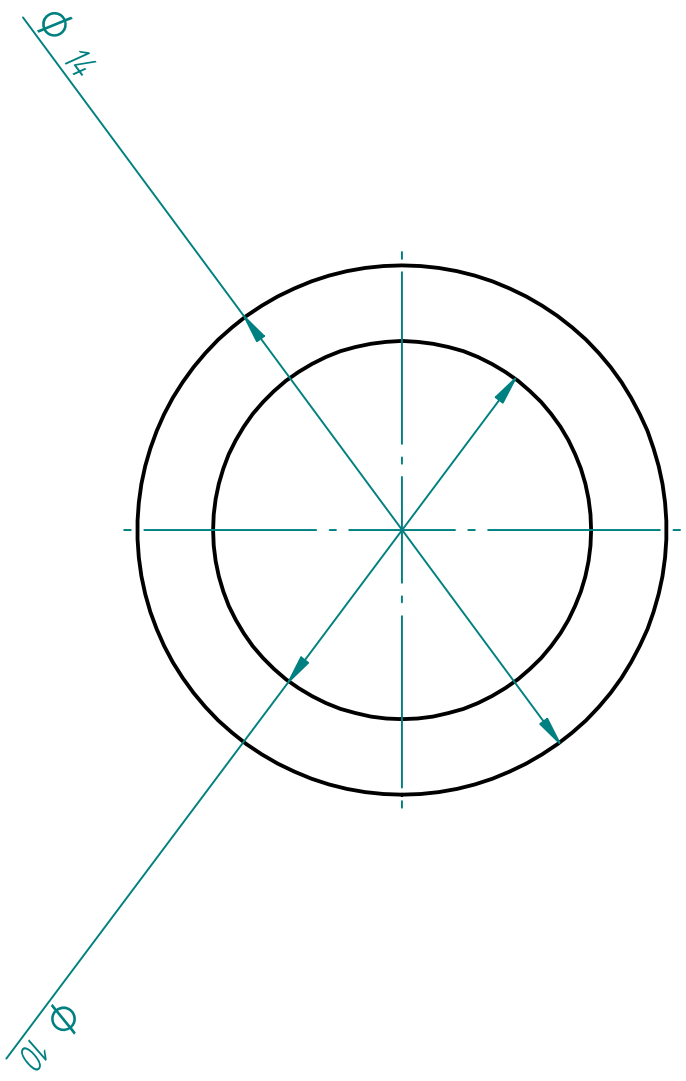
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS Título Articulación C			
Dibujado	Jesús Jabonero 23/03/10				
Comprobado					
Aprobado 1					
Aprobado 2					
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		A3	Plano	9	Rev
Archivo: Articulación E.dft		Escala	Peso	Hoja 1 de 1	

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

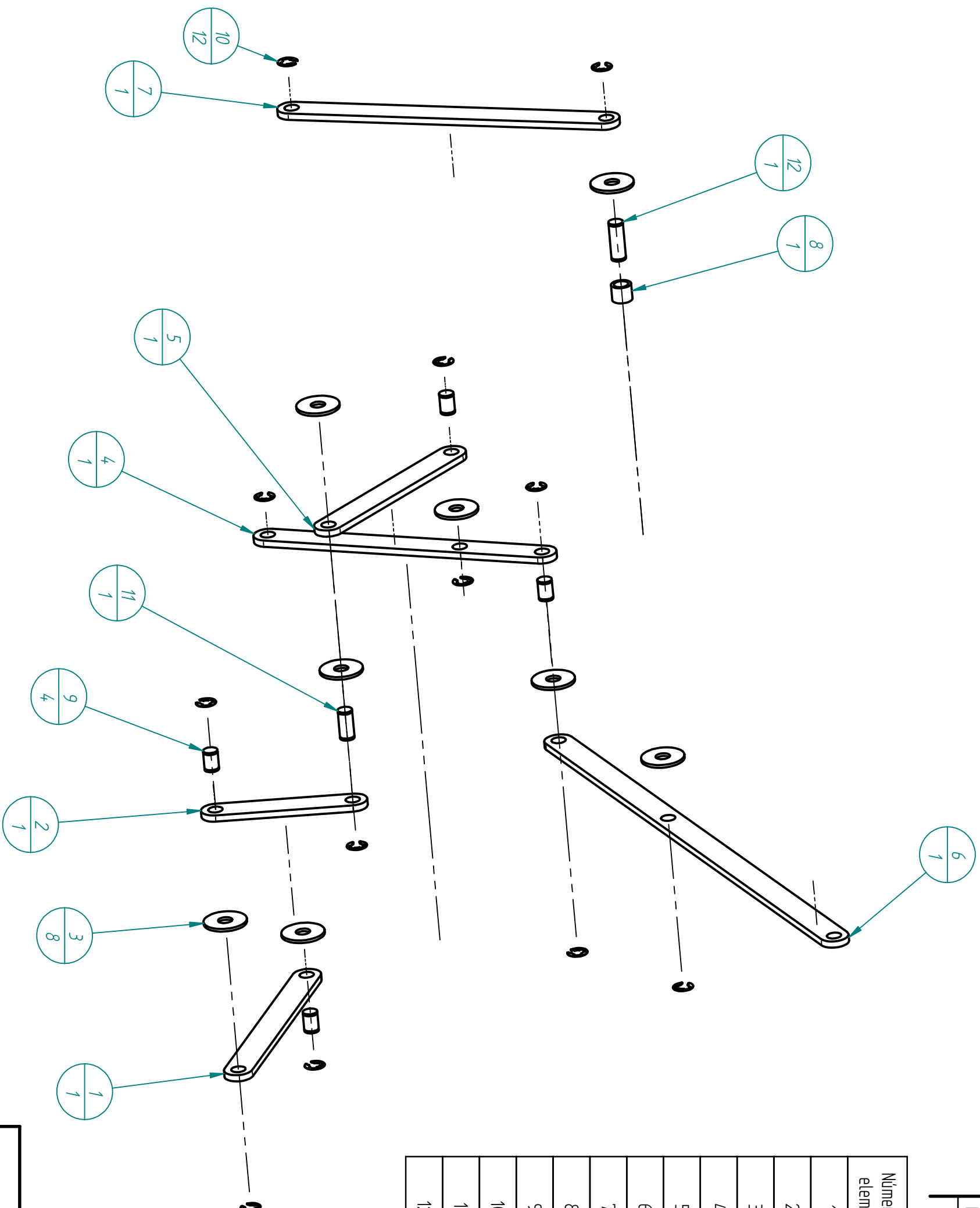


Nombre		Fecha		SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS Separador			
Dibujado	Jesús Jabonero	23/03/10					
Comprobado							
Aprobado 1							
Aprobado 2				Título Separador			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				A3	Plano	11	Rev
Archivo: Separador.dft				Escala	Peso	Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

Número de elemento	Título	Cantidad	Número de documento
1	Barra AB	1	Plano 1
2	Barra AC	1	Plano 2
3	Arandela	8	Anexo
4	Barra BE	1	Plano 3
5	Barra CD	1	Plano 4
6	Barra EG	1	Plano 6
7	Barra CF	1	Plano 5
8	Separador	1	Plano 10
9	Articulación A	4	Plano 7
10	Anillo	12	Anexo
11	Articulacion B	1	Plano 8
12	Articulacion C	1	Plano 9



Nombre		Fecha	
Dibujado		23/03/10	
Comprobado			
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			
Título			
A3		Plano	
Explosionado			
Rev			
Escala		Peso	
Hoja 1 de 1			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

SOLID EDGE
EDS-PLM SOLUTIONS

Brazo Mecánico

Explosionado

Archivo: Mecanismo completo.dft



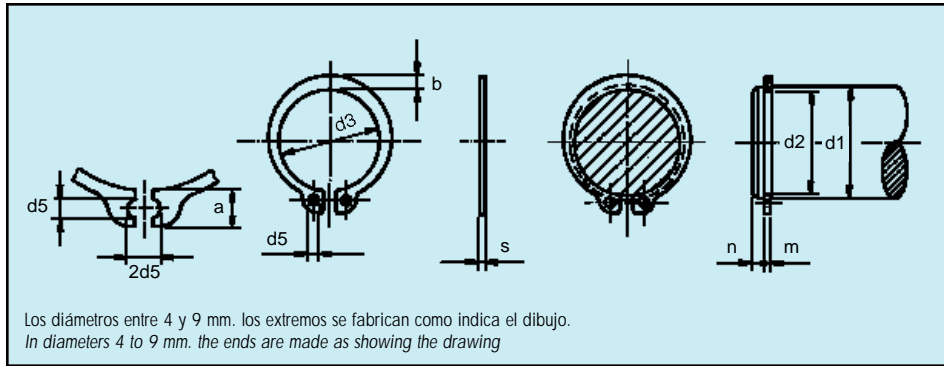
ii) Piezas normalizadas

Anillo Segger 8 mm DIN 471-Ex

Arandela 10,5 DIN 125 F-1 120

ANILLO DE SEGURIDAD DIN 471

LOCK RING DIN 471



Código Code	Nominal \varnothing d1	s	Tolerancia	d3	Tolerancia	\approx b	d5	d2	m	n min.
7.001	4	0,40	0 - 0,05	3,7	+ 0,04 - 0,15	0,9	1,0	3,8	0,50	0,30
7.002	5	0,60		4,7		1,1	1,0	4,8	0,70	0,30
7.003	6	0,70		5,6		1,3	1,2	5,7	0,80	0,45
7.004	7	0,80		6,5	+ 0,06 - 0,18	1,4	1,2	6,7	0,90	0,45
7.005	8	0,80		7,4		1,5	1,2	7,6	1,10	0,60
7.006	9	1,00	0 - 0,06	8,4	+ 0,10 - 0,36	1,7	1,2	8,6	1,10	0,60
7.007	10	1,00		9,3		1,8	1,5	9,6	1,10	0,60
7.008	11	1,00		10,2		1,8	1,5	10,5	1,10	0,75
7.009	12	1,00		11,0		1,8	1,7	11,5	1,10	0,75
7.010	13	1,00		11,9		2,0	1,7	12,4	1,10	0,90
7.011	14	1,00		12,9	+ 0,13 - 0,42	2,1	1,7	13,4	1,10	0,90
7.012	15	1,00		13,8		2,2	1,7	14,3	1,10	1,05
7.013	16	1,00		14,7	+ 0,21 - 0,42	2,2	1,7	15,2	1,10	1,20
7.014	17	1,00		15,7		2,3	1,7	16,2	1,10	1,20
7.015	18	1,20		16,5		2,4	1,7	17,0	1,30	1,50
7.016	19	1,20		17,5		2,5	2,0	18,0	1,30	1,50
7.017	20	1,20		18,5		2,6	2,0	19,0	1,30	1,50
7.019	22	1,20		20,5	+ 0,21 - 0,42	2,8	2,0	21,0	1,30	1,50
7.020	24	1,20		22,2		3,0	2,0	22,9	1,30	1,65
7.021	25	1,20		23,2	+ 0,21 - 0,42	3,0	2,0	23,9	1,30	1,65
7.022	26	1,20	24,2	3,1		2,0	24,9	1,30	1,65	
7.023	28	1,50	25,9	3,2		2,0	26,6	1,60	2,10	
7.024	30	1,50	27,9		3,4	2,0	28,6	1,60	2,10	

Arandelas

Tornillería Reche, S.L.

Tornillería Reche, S.L.
(+34) 965 551 986
info@tornilleriareche.com

Arandela ancha DIN-9021



Características

Complementa al tornillo para distribuir sobre más superficie el par de apriete.

Longitud

--

Calidad del acero

6

Cumple con la normativa Rohs

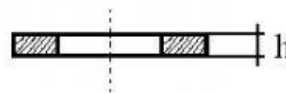
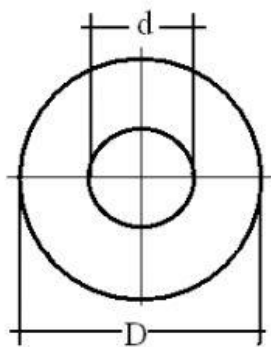


ver certificado de cumplimiento de Rohs

Medidas

d(diámetro caña)	D(diámetro cabeza)	h(altura cabeza)
M-6	18,00	1,60
M-8	24,00	2,00
M-10	30,00	2,50

Plano



Acabados recubrimientos electrolíticos

Bicromatado	
Grafito	
Oro- viejo	
Cincado	
Cincado JS-500	
Latón	
Óxido militar	
Níquel	
Cincado negro	
Níquel satinado	
Pavonado	
Cobre	

Disponemos de una infinidad de acabados electrolíticos y pintura líquida electrostática, además de los baños que aquí figuran. Disponemos también de acabados antialérgicos sin níquel.



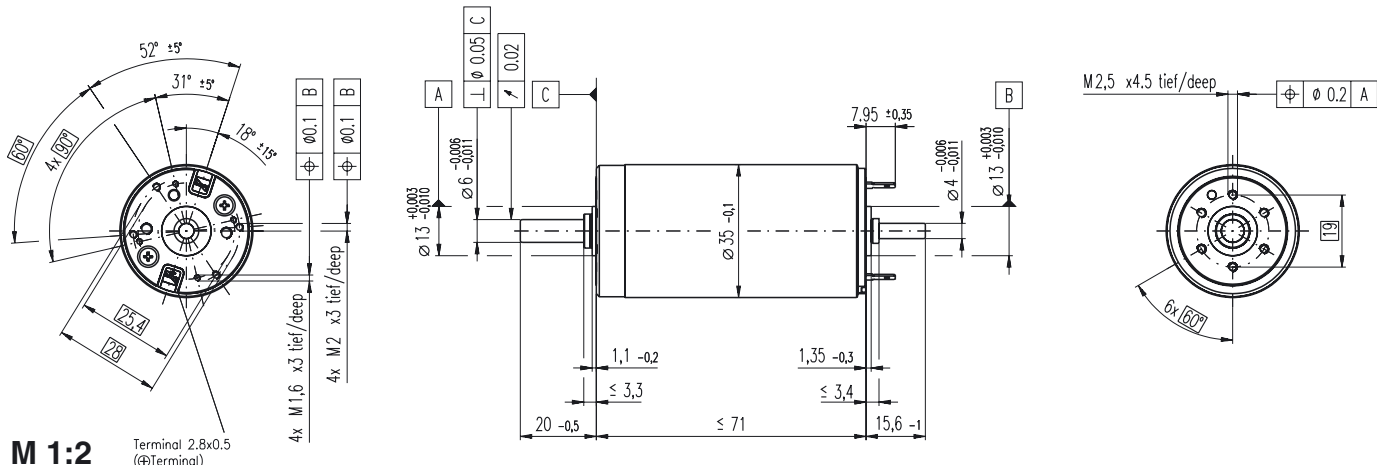
iii) Características del motor y reductora

Motor Maxon 285786 RE 35

Reductora CSF-11-100-2xh-j

RE 35 $\varnothing 35$ mm, Graphite Brushes, 90 Watt

new with lever brushes



M 1:2

Terminal 2.8x0.5
(ØTerminal)

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request!)

according to dimensional drawing
Shaft length 15.6 shortened to 4 mm

Order Number

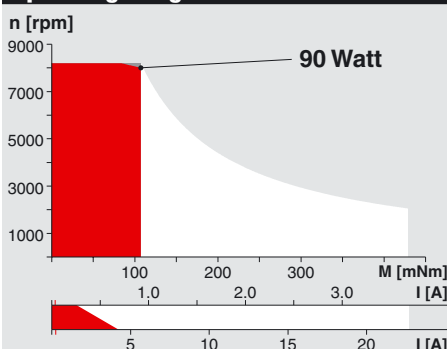
273752	273753	273754	273755	273756	273757	273758	273759	273760	273761	273762	273763	273764	273765	273766
285785	285786	285787	285788	285789	285790	285791	285792	285793	285794	285795	285796	285797	285798	285799

Motor Data (provisional)		273752	273753	273754	273755	273756	273757	273758	273759	273760	273761	273762	273763	273764	273765	273766
1 Assigned power rating	W	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
2 Nominal voltage	Volt	15.0	30.0	42.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0	48.0
3 No load speed	rpm	7070	7220	7530	7270	6650	5970	4750	3810	3140	2570	2100	1620	1290	1060	856
4 Stall torque	mNm	872	949	1070	966	878	766	613	493	394	320	253	194	155	125	99.5
5 Speed / torque gradient	rpm / mNm	8.45	7.77	7.17	7.63	7.68	7.89	7.86	7.84	8.09	8.19	8.47	8.55	8.54	8.80	8.94
6 No load current	mA	245	124	93	77	69	60	45	34	27	22	17	13	10	8	7
7 Starting current	A	44.9	24.4	20.3	15.5	12.9	10.1	6.43	4.16	2.74	1.83	1.18	0.704	0.448	0.298	0.193
8 Terminal resistance	Ohm	0.334	1.23	2.07	3.09	3.72	4.75	7.46	11.5	17.5	26.2	40.5	68.2	107	161	248
9 Max. permissible speed	rpm	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200	8200
10 Max. continuous current	A	4.00	2.74	2.15	1.78	1.63	1.45	1.17	0.944	0.768	0.630	0.508	0.392	0.313	0.256	0.206
11 Max. continuous torque	mNm	77.7	107	113	111	111	110	111	112	111	110	109	108	108	107	106
12 Max. power output at nominal voltage	W	152	175	206	181	150	118	75.0	48.4	31.8	21.2	13.7	8.07	5.10	3.36	2.15
13 Max. efficiency	%	81	84	86	85	85	84	83	82	80	79	77	74	72	69	66
14 Torque constant	mNm / A	19.4	38.9	52.5	62.2	68.0	75.8	95.2	119	144	175	214	276	346	418	515
15 Speed constant	rpm / V	491	246	182	154	140	126	100.0	80.6	66.4	54.6	44.7	34.6	27.6	22.9	18.5
16 Mechanical time constant	ms	6	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
17 Rotor inertia	gcm ²	65.5	65.5	69.6	65.0	64.5	62.7	62.8	62.8	60.7	59.9	57.9	57.2	57.2	55.5	54.5
18 Terminal inductance	mH	0.09	0.34	0.62	0.87	1.04	1.29	2.04	3.16	4.65	6.89	10.30	17.10	26.90	39.30	59.70
19 Thermal resistance housing-ambient	K / W	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2
20 Thermal resistance rotor-housing	K / W	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
21 Thermal time constant winding	s	27	27	29	27	27	26	26	26	25	25	24	24	24	23	23

Specifications

- Axial play 0.05 - 0.15 mm
- Max. **ball bearing** loads
 - axial (dynamic) 5.6 N
 - not preloaded 2.4 N
 - preloaded 28 N
 - radial (5 mm from flange) 28 N
 - Force for press fits (static) 110 N
 - (static, shaft supported) 1200 N
- Radial play **ball bearing** 0.025 mm
- Ambient temperature range -20 ... +100°C
- Max. rotor temperature +155°C
- Number of commutator segments 13
- Weight of motor 340 g
- 2 pole permanent magnet
- Values listed in the table are nominal.
For applicable tolerances see page 43.
For additional details please use the maxon selection program on the enclosed CD-ROM.

Operating Range

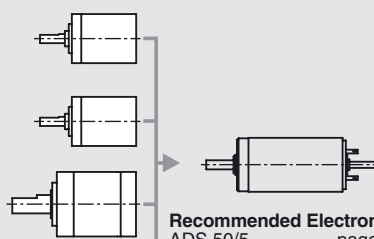


Comments

- Recommended operating range**
- Continuous operation**
In observation of above listed thermal resistances (lines 19 and 20) the maximum permissible rotor temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.
- Short term operation**
The motor may be briefly overloaded (recurring).
- Motor with high resistance winding
- Motor with low resistance winding

maxon Modular System

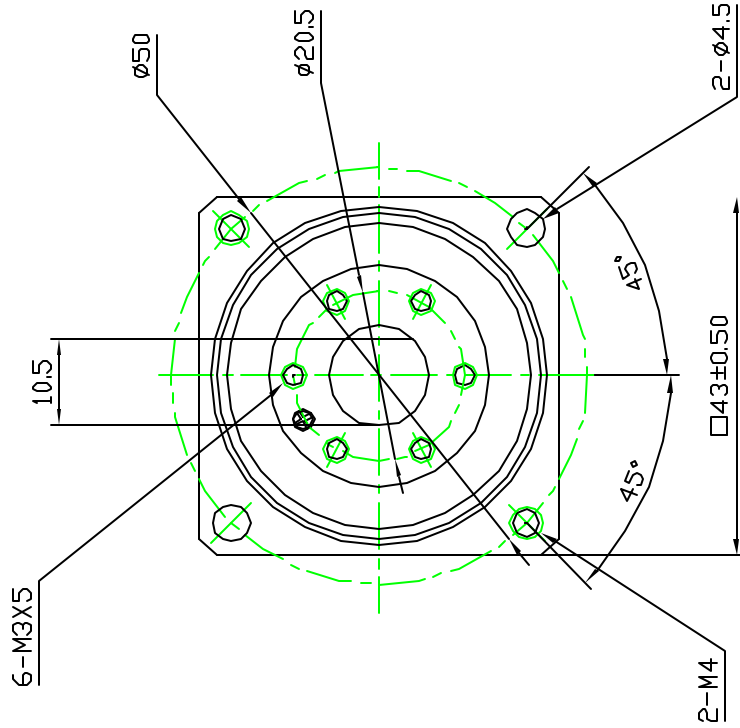
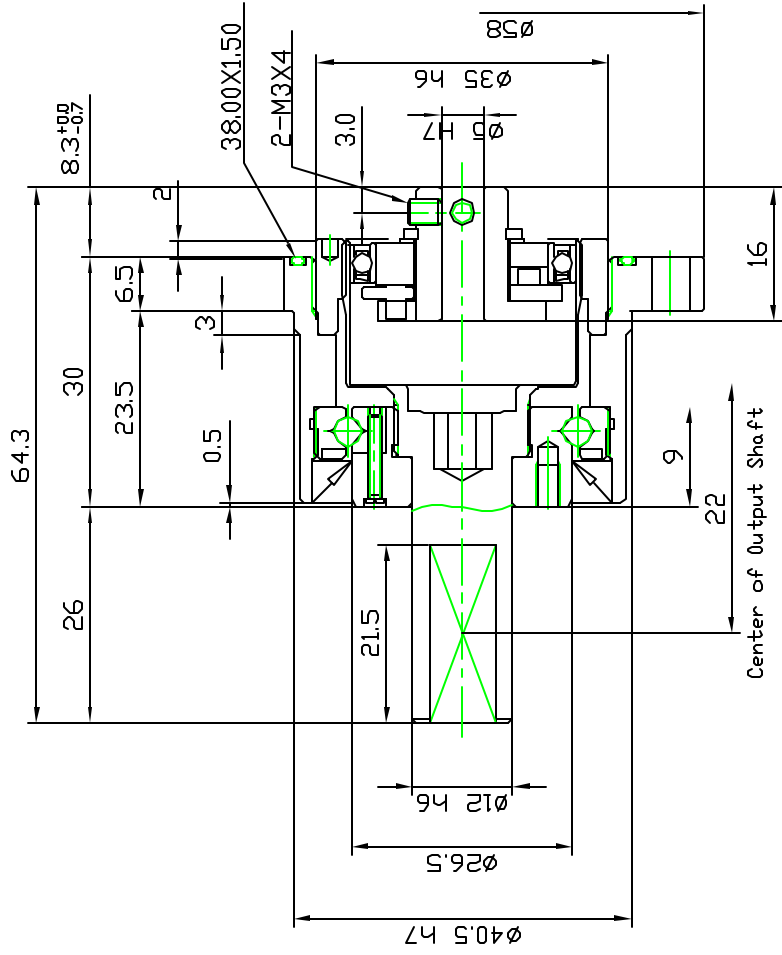
- Planetary Gearhead**
Ø32 mm
0.75 - 4.5 Nm
Details page 219
- Planetary Gearhead**
Ø32 mm
1.0 - 6.0 Nm
Details page 220
- Planetary Gearhead**
Ø42 mm
3 - 15 Nm
Details page 224



- Recommended Electronics:**
page 259
- ADS 50/5 259
 - ADS 50/10 259
 - ADS_E 50/5, 50/10 260
 - EPOS 24/5 271
 - MIP 50 273
 - Notes 17

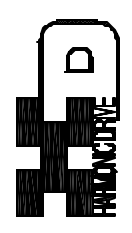
Overview on page 17 - 21

- Encoder MR**
256 - 1024 CPT,
3 channels
Details page 239
- Encoder HED_5540**
500 CPT,
3 channels
Details page 242 / 244
- DC-Tacho DCT**
Ø22 mm
0.52 V
Details page 252
- Brake AB**
Ø40 mm
24 VDC, 0.4 Nm
Details page 279

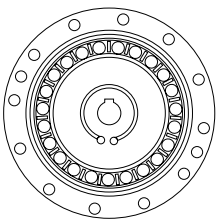


CSF-11-XXX-2XH-J.dxf

Harmonic Drive LLC
 800-921-3332
 www.harmonicdrive.net



Notice:
 All specifications and dimensions shown in the drawing are subject to change without notice. This drawing is the property of Harmonic Drive LLC. This data is believed to be accurate; however, Harmonic Drive LLC assumes no liability for any errors or omissions in the specifications, models, or drawings.
 Harmonic Drive LLC
 Tel: 800-921-3332
 www.harmonicdrive.net



EXTERNAL DIMENSIONS & OUTPUT BEARING RATINGS

Gearhead Type 2XH-J This gearhead is designed to be coupled directly to a servomotor. The motor shaft is attached directly to the gearhead input element. The output of the gearhead is a shaft.

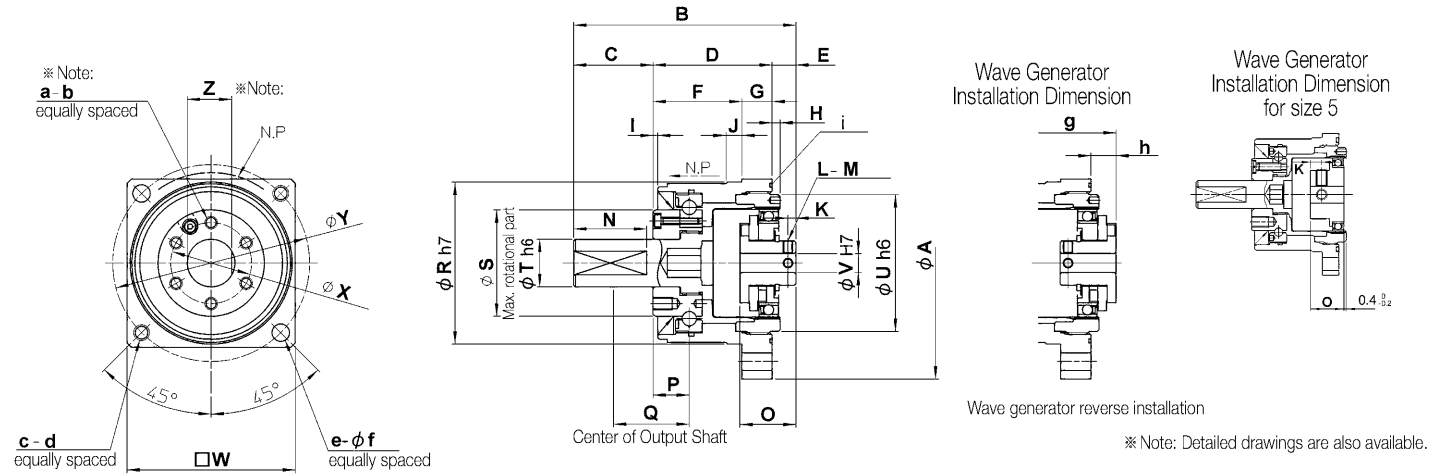


Table 10

Symbol	Size	5	8	11	14
φA		29	43.5	58	73
B		25.7	51	64.3	70
C		10	20	26	25
D		15.7	24.5	30	37.5
E		-	6.5 ⁰ _{-0.3}	8.3 ⁰ _{-0.7}	7.5 ⁰ _{-0.8}
F		12.7	19	23.5	28
G		3	5.5	6.5	9.5
H		1.3	1.5	2	2.5
I		0.5	0.5	0.5	1.5
J		2	3	3	5
K		2	2	2	2.5
L		2	2	2	2

Table 11

Symbol	Size	5	8	11	14
M		M2X3	M2X3	M3X4	M3X4
N		9	18	21.5	23
O		6	12	16	17.6
P		4.85	7.3	9	11.4
Q		9.85	17.3	22	23.9
φR h7		20.5	31	40.5	51
φS		13	20	26.5	33.5
φT h6		5	9	12	15
φU h6		17	26	35	43
φV H7		3	3	5	6
□ W		22±0.42	32±0.46	43±0.50	53±0.50
φX		9.8	15.5	20.5	25.5

Table 12

Symbol	Size	5	8	11	14	m
φY		25	37.5	50	62	
Z		4.6	8	10.5	14	
a		3	4	6	6	
b		M2X3	M3X4	M3X5	M4X6	
c		2	2	2	2	
d		M2	M3	M4	M5	
e		2	2	2	2	
φf		2.3	3.4	4.5	5.5	
(g)		-	48.7	62.1	70.4	
h		-	4.2 ⁰ _{-0.3}	6.1 ⁰ _{-0.7}	7.9 ⁰ _{-0.8}	
i		18.90X0.70	28.20X1.00	38.00X1.50	48.00X1.00	
weight(g)		27	111	176	335	

Specification for Output Bearing

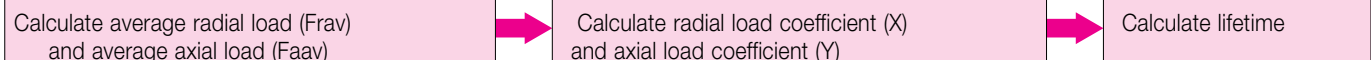
CSF-Mini Series incorporate a precise 4-point contact bearing to directly support a load. The inner race of the bearing forms the output flange. Please calculate maximum load moment, life of cross roller bearing, and static safety factor to fully maximize the performance of the CSF-Mini Series.

Calculation Procedure

1. Maximum Load Moment (Mmax)



2. Output Bearing Life



3. Static Safety Factor

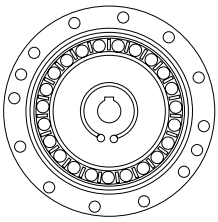


Specification for Output Bearing

Table 13

Size	Pitch Circle dp mm	Offset R mm	Basic Dynamic Rated Load C		Basic Static Rated Load Co		Allowable Moment Load Mc		Moment Rigidity Km in-lb arc-min	Allowable Radial Load		Allowable Thrust Load		
			x10 ² N	lb	x10 ² N	lb	Nm	in-lb		N	lb	N	lb	
5	13.5	4.85	9.14	205	7.63	171	0.89	8	7.41X10 ²	1.9	90	20.2	270	60.6
8	20.5	7.3	21.6	485	19.0	427	3.46	31	2.76X10 ³	7.09	200	44.9	630	141
11	27.5	9	38.9	874	35.4	795	6.6	58	7.41X10 ³	19	300	67.4	1,150	258
14	35	11.4	61.2	1,376	58.5	1,315	13.2	117	1.34X10 ⁴	34.4	550	123	1,800	404

Allowable Radial Load is based on load acting at the middle of the output shaft 1U and gearhead type 2XH-J



EFFICIENCY

Size 11

1U

Figure 10 Ratio 30

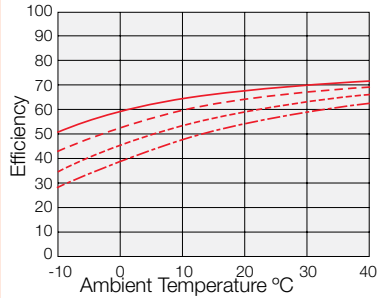


Figure 11 Ratio 50

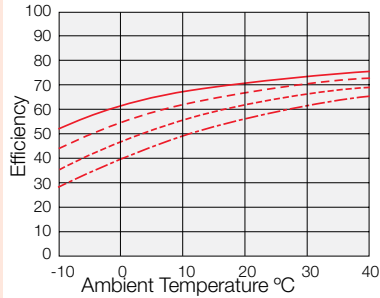
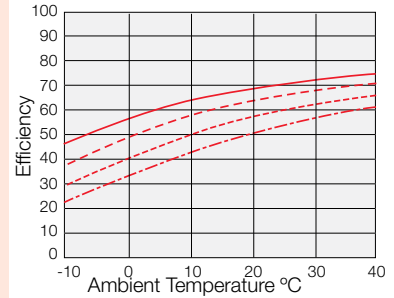


Figure 12 Ratio 100



2XH

Figure 13 Ratio 30

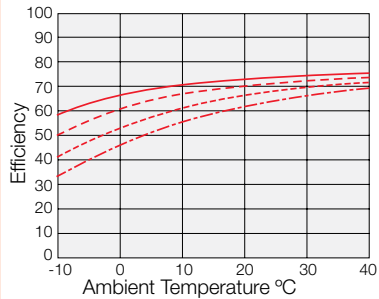


Figure 14 Ratio 50

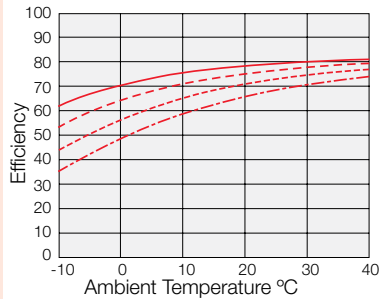
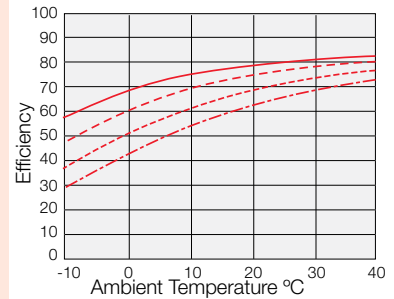


Figure 15 Ratio 100



Input ——— 500r/rim - - - - - 1000r/rim - - - - - 2000r/rim - - - - - 3500r/rim

Size 14

1U

Figure 16 Ratio 30

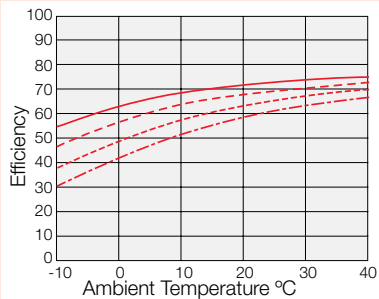


Figure 17 Ratio 50

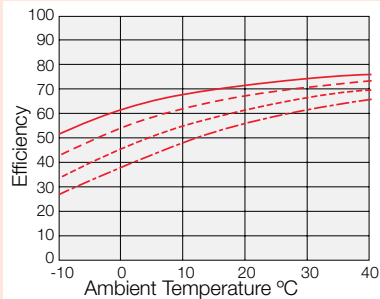
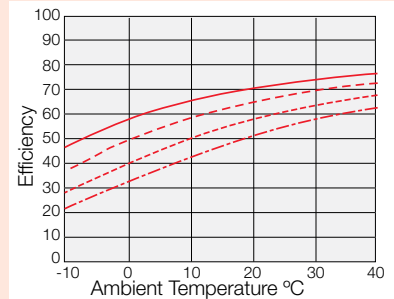


Figure 18 Ratio 80, 100



2XH

Figure 19 Ratio 30

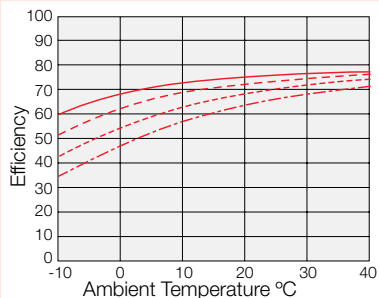


Figure 20 Ratio 50

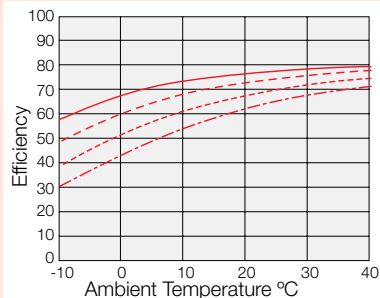
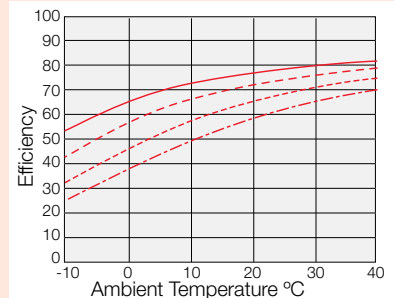
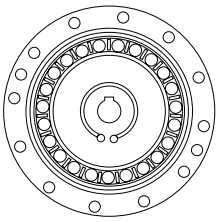


Figure 21 Ratio 80, 100



Input ——— 500r/rim - - - - - 1000r/rim - - - - - 2000r/rim - - - - - 3500r/rim



No Load Running Torque

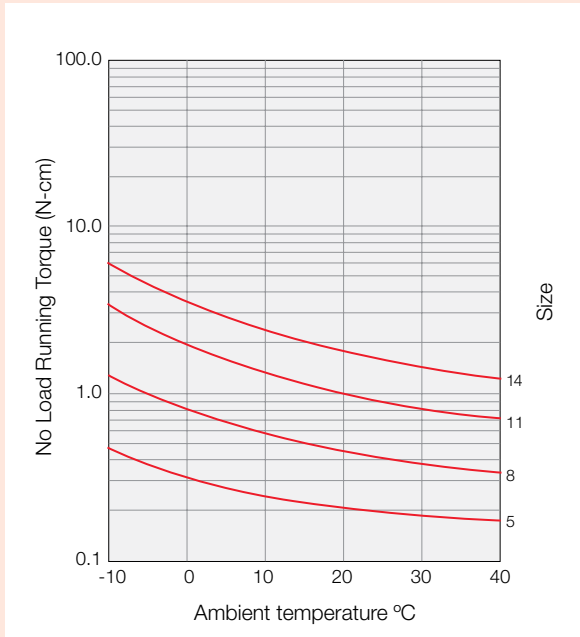
Compensation Value in Each Ratio

No load running torque of the gear varies with ratio. The graphs indicate a value for ratio 100. For other gear ratios, add the compensation values from table at right.

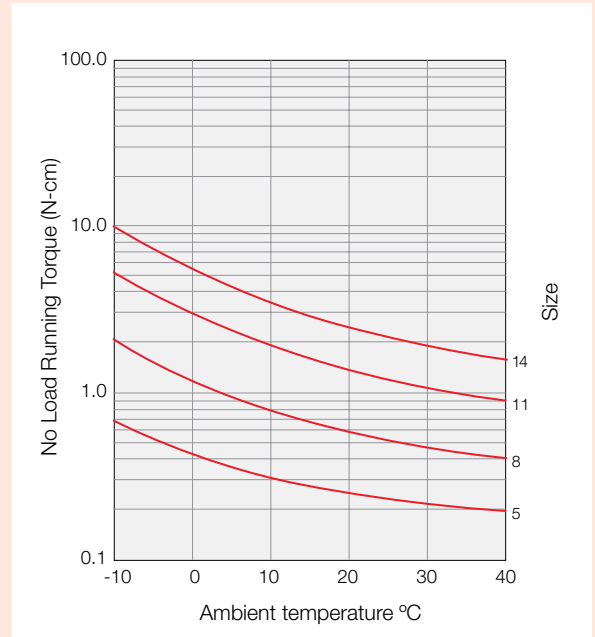
Size	No load Running Torque Compensation Value			Nm
	Ratio			
	30	50	80	
5	0.26	0.11	-	
8	0.44	0.19	-	
11	0.81	0.36	-	
14	1.33	0.58	0.1	

2XH

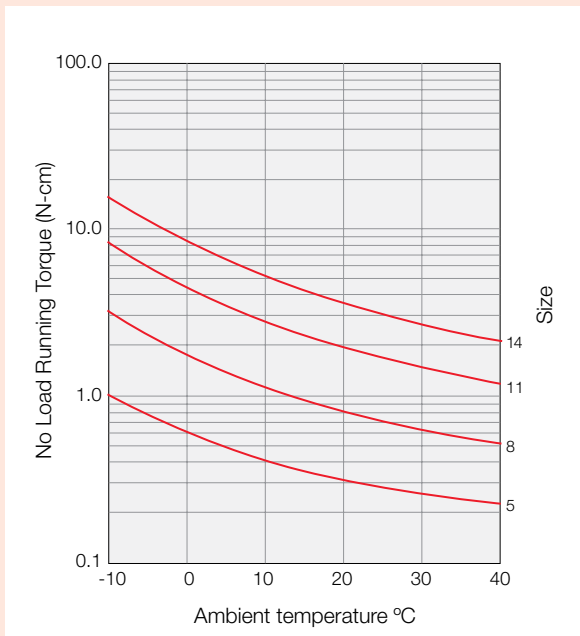
Input Speed 500r/min



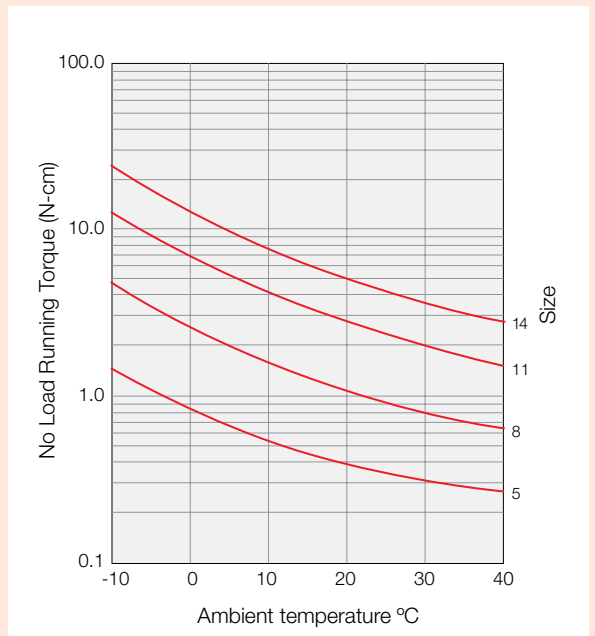
Input Speed 000r/min

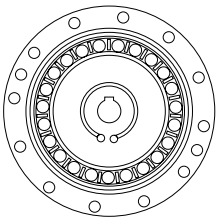


Input Speed 2000r/min



Input Speed 3500r/min





TORSIONAL STIFFNESS

Torsional Stiffness

Torsional stiffness is determined by applying a load to the output of the gear, with the input rotationally locked. The angular rotation is measured as the load is increased. The typical curve (shown in the figure 11) is non-linear. The stiffness is determined the slope of this curve. For simplicity, the curve is approximated by 3 straight lines having stiffness of K1, K2, and K3. Stiffness K1 applies for output torque of 0 to T1. Stiffness K3 applies for output torque greater than T2. Stiffness K2 applies for output torque between T1 and T2. Typical stiffness values are shown in tables 14, 15, 16.

Figure 8

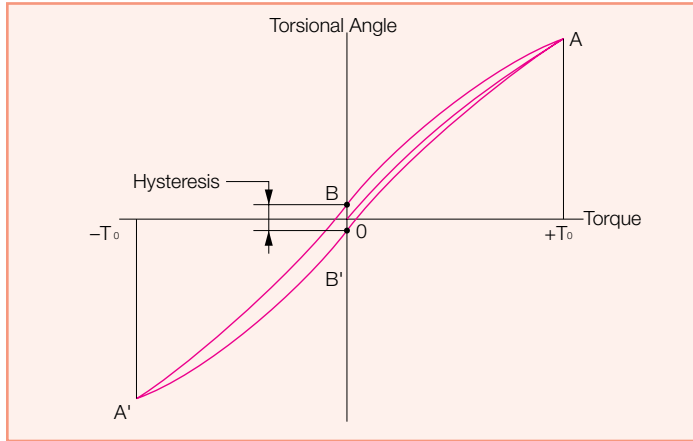
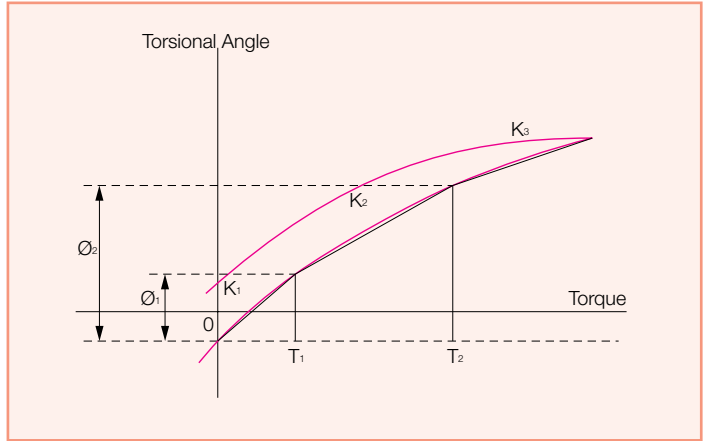


Figure 9



Torsional Stiffness for Ratio 1/30

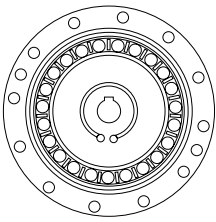
Table 14

Size		5			8			11			14		
Model		2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U
T ₁	Nm	0.075			0.29			0.80			2.0		
	In-lb	0.66			2.57			7.08			17.70		
K ₁	X 10 ⁴ Nm/rad	0.010	0.009	0.009	0.034	0.031	0.031	0.084	0.077	0.077	0.188	0.172	0.172
	In-lb/arc-min	0.258	0.232	0.232	0.876	0.798	0.798	2.163	1.983	1.983	4.841	4.429	4.429
Q ₁	X 10 ⁻⁴ rad	7.5	8.7	8.7	8.6	9.5	9.5	9.5	10	10	11	12	12
	arc-min	2.6	3.0	3.0	3.0	3.2	3.2	3.3	3.6	3.6	3.6	4.0	4.0
T ₂	Nm	0.22			0.75			2.0			6.9		
	In-lb	1.95			6.64			17.70			61.07		
K ₂	X 10 ⁴ Nm/rad	0.013	0.011	0.011	0.044	0.039	0.039	0.124	0.109	0.109	0.235	0.210	0.210
	In-lb/arc-min	0.335	0.283	0.283	1.133	1.004	1.004	3.193	2.807	2.807	6.051	5.408	5.408
Q ₂	X 10 ⁻⁴ rad	19	22	22	19	21	21	19	21	21	31	35	35
	arc-min	6.4	7.5	7.5	6.6	7.3	7.3	6.6	7.4	7.4	11	12	12
K ₃	X 10 ⁴ Nm/rad	0.016	0.012	0.012	0.054	0.046	0.046	0.158	0.134	0.134	0.335	0.286	0.286
	In-lb/arc-min	0.412	0.309	0.309	1.391	1.185	1.185	4.069	3.451	3.451	8.626	7.365	7.365

Torsional Stiffness for Ratio 1/50

Table 15

Size		5			8			11			14		
Model		2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U
T ₁	Nm	0.075			0.29			0.80			2.0		
	In-lb	0.66			2.57			7.08			17.70		
K ₁	X 10 ⁴ Nm/rad	0.013	0.011	0.011	0.044	0.039	0.039	0.221	0.177	0.177	0.335	0.286	0.286
	In-lb/arc-min	0.335	0.283	0.283	1.133	1.004	1.004	5.691	4.558	4.588	8.626	7.365	7.365
Q ₁	X 10 ⁻⁴ rad	5.6	6.9	6.9	6.6	7.5	7.5	3.6	4.5	4.5	6.0	7.0	7.0
	arc-min	2.0	2.4	2.4	2.3	2.6	2.6	1.2	1.6	1.6	2.0	2.4	2.4
T ₂	Nm	0.22			0.75			2.0			6.9		
	In-lb	1.95			6.64			17.70			61.07		
K ₂	X 10 ⁴ Nm/rad	0.018	0.014	0.014	0.067	0.056	0.056	0.300	0.225	0.225	0.468	0.378	0.378
	In-lb/arc-min	0.464	0.361	0.361	1.725	1.442	1.442	7.725	5.794	5.794	12.051	9.734	9.734
Q ₂	X 10 ⁻⁴ rad	14	18	18	14	16	16	7.6	9.9	9.9	16	20	20
	arc-min	4.8	6.0	6.0	4.7	5.4	5.4	2.6	3.4	3.4	5.6	6.8	6.8
K ₃	X 10 ⁴ Nm/rad	0.025	0.017	0.017	0.084	0.067	0.067	0.320	0.236	0.236	0.568	0.440	0.440
	In-lb/arc-min	0.644	0.438	0.438	2.163	1.725	1.725	8.240	6.077	6.077	14.626	11.330	11.330



TORSIONAL STIFFNESS

Torsional Stiffness for Ratio 1/80

Table 16

Size		5			8			11			14		
Model		2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U	2XH-F	2XH-J	1U
T ₁	Nm	0.075			0.29			0.80			2.0		
	In-lb	0.66			2.57			7.08			17.70		
K ₁	X 10 ⁴ Nm/rad	0.020	0.015	0.015	0.09	0.072	0.072	0.267	0.206	0.206	0.468	0.378	0.378
	In-lb/arc-min	0.515	0.386	0.386	2.318	1.854	1.854	6.875	5.305	5.305	12.051	9.734	9.734
Q ₁	X 10 ⁻⁴ rad	3.7	5.0	5.0	3.2	4.1	4.1	3.0	3.9	3.9	4.3	5.3	5.3
	arc-min	1.3	1.7	1.7	1.1	1.4	1.4	1.0	1.3	1.3	1.5	1.8	1.8
T ₂	Nm	0.22			0.75			2			6.9		
	In-lb	1.95			6.64			17.70			61.07		
K ₂	X 10 ⁴ Nm/rad	0.027	0.018	0.018	0.104	0.08	0.08	0.333	0.243	0.243	0.601	0.46	0.46
	In-lb/arc-min	0.695	0.464	0.464	2.678	2.060	2.060	8.575	6.257	6.257	15.476	11.845	11.845
Q ₂	X 10 ⁻⁴ rad	9.2	13	13	7.7	9.8	9.8	6.6	8.8	8.8	12	16	16
	arc-min	3.1	4.4	4.4	2.6	3.4	3.4	2.3	3.0	3.0	4.2	5.4	5.4
K ₃	X 10 ⁴ Nm/rad	0.030	0.020	0.020	0.120	0.089	0.089	0.432	0.291	0.291	0.700	0.516	0.516
	In-lb/arc-min	0.773	0.515	0.515	3.090	2.292	2.292	11.124	7.493	7.493	18.025	13.287	13.287

Hysteresis Loss

A typical hysteresis curve is shown in figure 8. With the input locked, a torque is applied from 0 to ± Rated Torque. Hysteresis measurement is shown in the figure.

The following table shows typical hysteresis values.

Calculate Torsion Angle

- For $T < T_1$: $Q = T/K_1$
- For $T_1 < T < T_2$: $Q = T_1/K_1 + (T - T_1)/K_2$
- For $T_2 < T$: $Q = T_1/K_1 + (T_2 - T_1)/K_2 + (T - T_2)/K_3$

Note: Units for T, T₁, T₂, K, K₁, K₂, K₃, and Q must be consistent.

$$1. \quad T_{L1} = 0.5Nm \quad (T < T_1)$$

$$Q_{L1} = T_{L1}K_1$$

$$= 0.50/0.286 \times 10^4$$

$$= 1.75 \times 10^4 \text{ rad (0.6 arc min)}$$

$$2. \quad T_{L2} = 4Nm \quad (T_1 < T < T_2)$$

$$Q_{L2} = Q_1 + (T_{L2} - T_1)K_2$$

$$= 7.0 \times 10^4 + (4 - 2)/0.378 \times 10^4$$

$$= 12.3 \times 10^4 \text{ rad (4.2 arc min)}$$

*Note: Units for T, T₁, T₂, K₃, K₁, K₂, K₃, and Q must be consistent.

Backlash from Oldham Coupling

The gear element has zero backlash. However, an Oldham coupling is included as standard with all gearing components and gearheads. The Oldham coupling compensates for motor shaft concentricity errors. Unfortunately, the Oldham coupling does add a small amount of backlash to the system. Backlash values are shown in table 18. This amount of backlash is usually negligible. Component sets and gearheads can be supplied without an Oldham coupling. This is called a "Direct Drive" version.

Surface Treatment

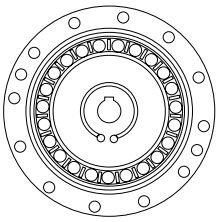
Corrosion resistant surface treatments are available for exposed areas of the gear. Additionally some components can be manufactured using corrosion resistant steels.

Table 17 Hysteresis Loss

Ratio		Size			
		5	8	11	14
30	X10 ⁴ rad	8.7	8.7	8.7	8.7
	arc-min	3	3	3	3
50	X10 ⁴ rad	8.7	5.8	5.8	2.9
	arc-min	3	2	2	1
80 and up	X10 ⁴ rad	8.7	5.8	5.8	2.9
	arc-min	3	2	2	1

Table 18 Maximum Backlash

Ratio		Size		
		8	11	14
30	X10 ⁻⁵ rad	28.6	23.8	29.1
	arc-sec	59	49	60
50	X10 ⁻⁵ rad	17	14.1	17.5
	arc-sec	35	24	36
80	X10 ⁻⁵ rad	-	-	11.2
	arc-sec	-	-	23
100	X10 ⁻⁵ rad	8.7	7.3	8.7
	arc-sec	18	15	18



RECOMMENDED TOLERANCES FOR ASSEMBLY

Recommended Tolerances for Assembly

For peak performance of the CSF-min, Gearhead Type 2XH it is essential that the following tolerances be observed when assembly is complete.

Recommended Tolerances for Assembly Figure 10

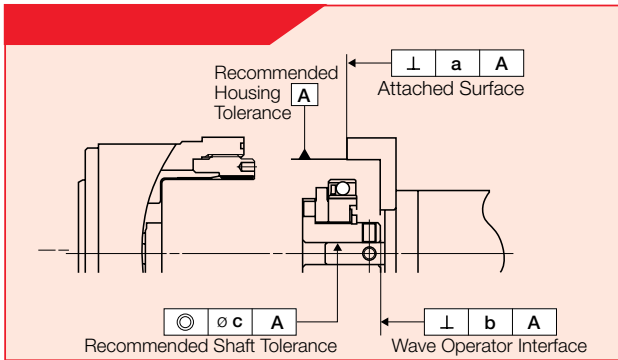
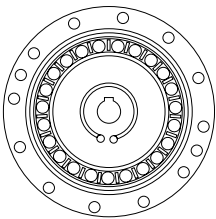


Table 19 Recommended Tolerances for Assembly Nm

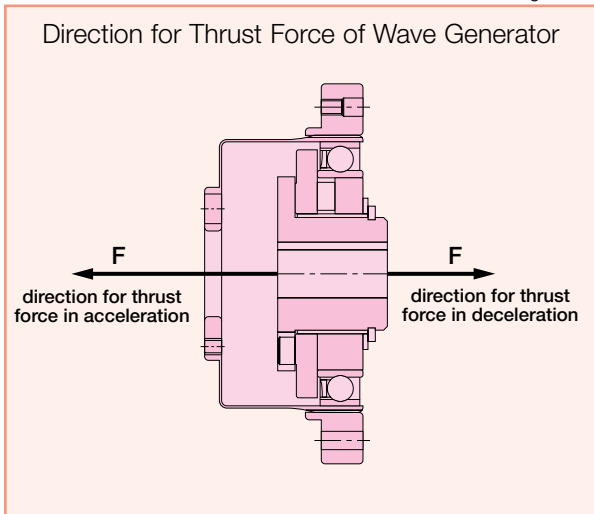
Symbol		Size			
		5	8	11	14
a	Attached Surface	0.008	0.010	0.011	0.011
b	Wave Generator Interface	0.005	0.012 (0.006)	0.012 (0.007)	0.017 (0.008)
c	Concentricity	0.005	0.015 (0.006)	0.015 (0.007)	0.030 (0.016)

* The values in parenthesis indicate that the wave generator does not have an Oldham coupling.



AXIAL FORCE

Figure 11



Equation for axial force

Gear Ratio	equation
$i=1/30$	$F=2x\frac{T}{D} x 0.07 x \tan 32^\circ$
$i=1/50$	$F=2x\frac{T}{D} x 0.07 x \tan 30^\circ$
$i=1/80$ and up	$F=2x\frac{T}{D} x 0.07 x \tan 20^\circ$

Symbols for equation

F	axial force	N
D	Gear Size x 0.00254	m
T	output torque	Nm

Axial Force of Wave Generator

When a CSF gear is used to accelerate a load, the deflection of the Flexspline leads to an axial force acting on the Wave Generator. This axial force, which acts in the direction of the closed end of the Flexspline, must be supported by the bearings of the input shaft (motor shaft).

When a CSF gear is used to decelerate a load, an axial force acts to push the Wave Generator out of the Flexspline cup. Maximum axial force of the Wave Generator can be calculated by the equation shown below. The axial force may vary depending on its operating condition. The value of axial force tends to be a larger number when using high torque, extreme low speed and constant operation. The force is calculated (approximately) by the equation. In all cases, the Wave Generator must be axially (in both directions), as well as torsionally, fixed to the input shaft.

Note: Please contact us when you fix the Wave Generator hub and input shaft using bolts.

Calculation Example

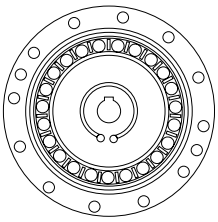
size	:	11
Ratio	:	$i=1/50$
Output Torque	:	3.5 Nm
$F=2x\frac{3.5}{(11x0.00254)}x 0.07x\tan 30^\circ$		
$F=10N$		

Sealing structure

A seal structure is needed to maintain the high durability of gearing and prevent grease leakage.

Key Points to Verify

- Rotating parts should have an oil seal (with spring), surface should be smooth (no scratches)
- Mating flanges should have an O Ring, seal adhesive
- Screws should have a thread lock (Loctite 242 recommended) or seal adhesive.



PERFORMANCE DATA FOR INPUT BEARING

Performance Data for the Input Bearing

The Input Shaft incorporated in the CSF-1U unit is supported by two deep groove single row ball bearings. Please calculate Input load to fully maximize the performance of CSF-1U gearhead.

Fig.12 shows the points of application of forces, which determine the maximum permissible radial and axial loads as indicated in Fig.13.

The maximum values, as given in Figures 13, are valid for an average input speed of 2000 rpm and a mean bearing life of $L_{10}=7000h$.

Example: If the input shaft of a CSF-14-1U unit is subjected to an axial load (F_a) of 8N, then the maximum permissible radial face will be 20N, Fig. 13.

Specification for Input Bearing

Table 20

Size	Bearing A	Bearing A				Bearing B Bearing B0-	Bearing B				b (mm)	(mm)	(N)	lb
		Basic Dynamic Rated Load Cr (N)	lb	Basic Static Rated Load Cor (N)	lb		Basic Dynamic Rated Load Cr (N)	lb	Basic Static Rated Load Cor (N)	lb				
5	SSLF-630DD	196	44	59	13	L-520W02	176	40	54	12	10.8	9.25	8	2
8	MR126	715	161	292	66	MR83	560	126	170	38	16.65	18	10	2
11	689	1330	299	665	149	624	1300	292	485	109	20.6	21.9	20	4
14	6900ZZ	2700	607	1270	285	605ZZ	1330	299	505	114	28.25	24.25	30	7

Point of Shaft

Figure 12

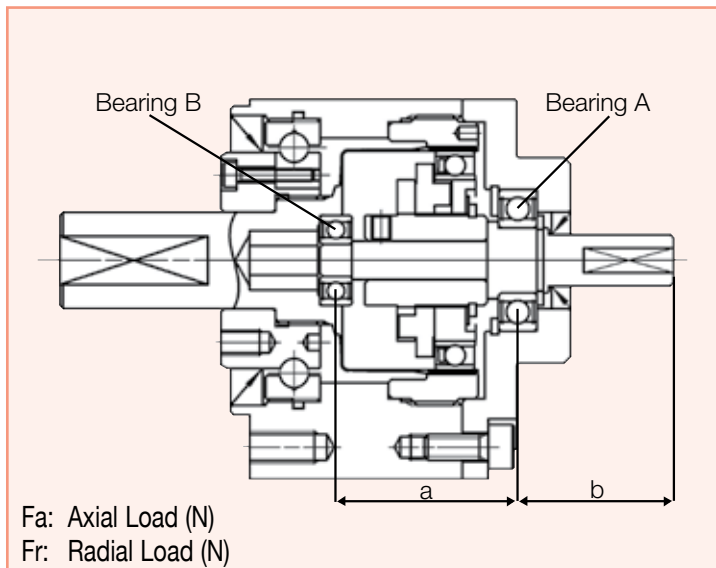
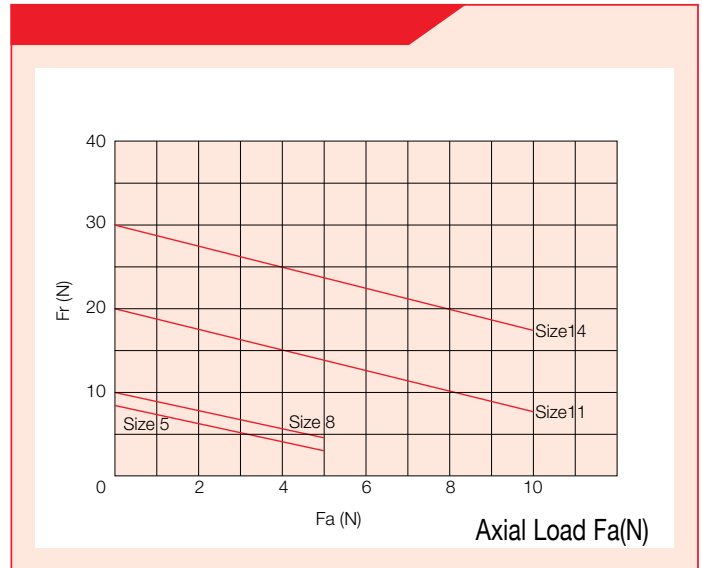
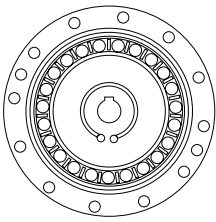


Figure 13





INSTALLATION OF CASE SIDE

Ensure that surface used for installation is flat and does not have any burr.
Please fasten bolt with the proper torque for each size as indicated.

IU

Table 21

Size	5		8		11		14	
Number of Bolts	4		4		4		4	
Size of Bolt	M2		M3		M4		M5	
Pitch Circle Diameter	mm	23	35	46	58			
Clamp Torque	Nm	0.25	0.85	2	3.96			
	In.lb	0.03	0.09	17.70	35.05			
Length of Bolt	mm	2.4	3.6	4.8	60			
Torque Transmission	Nm	3.5	12	29	57			
	In.lb	31	106	257	504			
Capacity	In.lb	31	106	257	504			

Recommended Bolt: JISB1176 socket head cap, screw strength range: JISB1051 over 12.9

2XH

Table 22

Size	5		8		11		14	
Number of Bolts	2		2		2		2	
Size of Bolt	M2		M3		M4		M5	
Pitch Circle Diameter	mm	25	37.5	50	62			
Clamp torque	Nm	0.25	0.85	2	4			
	In.lb	2.21	7.52	17.70	35.40			
Length of Bolt	mm	2.4	3.6	4.8	6			
Torque Transmission	Nm	2	7	16	31			
	In.lb	18	62	142	274			
Capacity	In.lb	18	62	142	274			

Recommended Bolt: JISB1176 socket head cap, screw strength range: JISB1051 over 12.9

Installation of Output Flange Please refer to "Specification for a Cross Roller Bearing". page 12-14

2XH (Output Flange)

Table 23

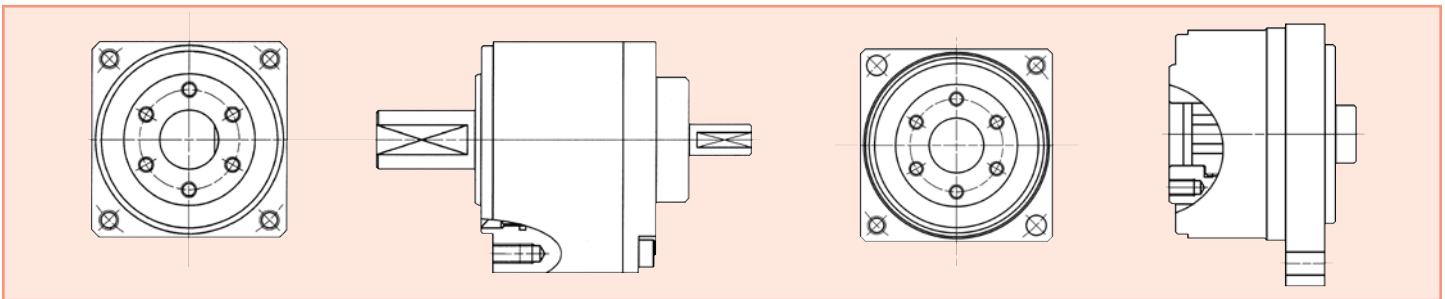
Size	5		8		11		14	
Number of Bolts	3		4		6		6	
Size of Bolt	M2		M3		M3		M4	
Pitch Circle Diameter	mm	9.8	15.5	20.5	25.5			
Clamp torque	Nm	0.54	2	2	4.6			
	In.lb	4.8	17.7	17.7	40.7			
Torque Transmission	Nm	2	13	26	55			
	In.lb	18	115	230	487			
Capacity	In.lb	18	115	230	487			

***Output Flange is prevented for grease leakage, re-sealing is not necessary.

1U, 2XH-J (Output Shaft)

Avoid impact to output shaft during assembly of pulley or pinion, loss of accuracy and speed may occur.

Figure 14

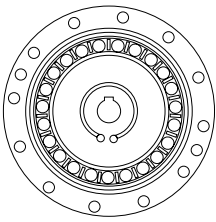


Lubrication

Harmonic Drive™ CSF-mini series are delivered ready for use. They are supplied with lifetime lubricant, which is high performance grease that meets the specific requirements of the gears. It guarantees constant accuracy of the gears over their entire service life.

Recommended Grease

Lubricant	Speed reducers	Cross Roller Bearing
Name of Lubricant	Harmonic Grease SK-2	Multemp HL-D
Manufacturer	Harmonic Drive Systems	Kyodo Yushi
Base Oil	Refined Mineral Hydrocarbon base oil	Hydrocarbon type synthetic oil and polymer
Thickening Agent	lithium soap thickener	Lithium soap thickener
Viscosity (25°)	295	280
Melting Point	198°C	210°C
Color	Green	White

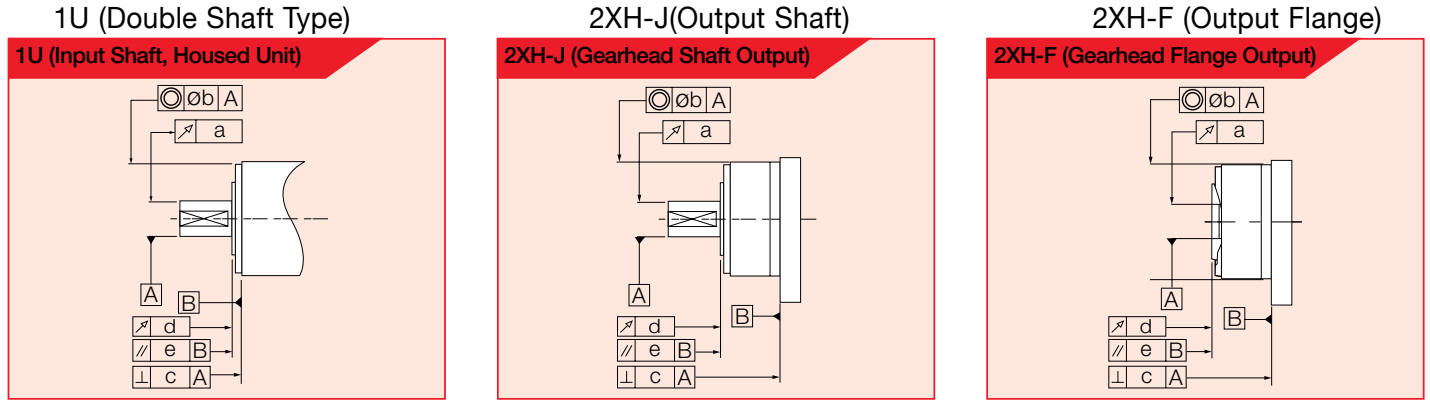


TOLERANCES FOR ASSEMBLY

Tolerances for Assembly

This innovative gearhead combines precision Harmonic Drive™ gear and a high capacity 4-point contact bearing for output flange/shaft support.

Recommended Tolerances for Assembly



Torsional Stiffness for Ratio 1/80

Table 24

Size	Tolerances Item	Configuration							
		5		8		11		14	
		1U, 2XH-J	2XH-F	1U, 2XH-J	2XH-F	1U, 2XH-J	2XH-F	1U, 2XH-J	2XH-F
a	1U, 2XH-J Run Out 2XH-F Run Out	0.020	-	0.020	-	0.020	-	0.020	-
b	Concentricity	0.020	0.005	0.020	0.005	0.030	0.005	0.030	0.005
c	Perpendicularity	0.020	0.020	0.020	0.020	0.025	0.025	0.025	0.025
d	Run Out	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005
e	Parallelism	0.015	0.020	0.020	0.020	0.030	0.030	0.030	0.030

Note:

Warranty Period and Terms

The Product is warranted as follows:

- **Warranty period**

Under the condition that the product is handled, used and maintained and conforms to each item of the documents and the manuals, the product is warranted against defects in workmanship and materials for the period of either one year after delivery or 2,000 hours of operation time, whichever is shorter.

- **Warranty terms**

All products are warranted against defects in workmanship and materials for the warranted period. This limited warranty does not apply to any product that has been subject to:

1. User's misapplication, improper installation, inadequate maintenance, or misuse.
2. Disassembling modification or repair by others than Harmonic Drive LLC.
3. Imperfection caused by something other than the product.
4. Disaster or other occurrences that does not belong to the responsibility of Harmonic Drive LLC.

Our liability shall be limited exclusively to repairing or replacing the product as found by Harmonic Drive LLC. to be defective. Harmonic Drive™ Systems, Inc. shall not be liable for consequential damages of other equipment caused by the defective product, and shall not be liable for the incidental and consequential expenses and the labor coast associated with disassembly and installation to the driven equipment.

- **Trademark**

The academic and general nomenclature for Harmonic Drive™ gear "Strain Wave Gearing". "Harmonic Drive" is a trademark that can be used only on products, which are manufactured and sold by Harmonic Drive LLC.