

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE
MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**



**DISEÑO DE UN MECANISMO DE AYUDA
TÉCNICA PARA LA MARCHA A MANOS LIBRES
PARA LESIONES TEMPORALES EN UN
MIEMBRO INFERIOR EN PERSONAS DE 21 A 50
AÑOS PARA DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR: GONZALEZ MARTINEZ BRUNO MANUEL

Chiclayo, Agosto de 2018

**DISEÑO DE UN MECANISMO DE AYUDA
TÉCNICA PARA LA MARCHA A MANOS LIBRES
PARA LESIONES TEMPORALES EN UN
MIEMBRO INFERIOR EN PERSONAS DE 21 A 50
AÑOS PARA DESPLAZAMIENTO
HORIZONTAL**

POR:

GONZALEZ MARTINEZ BRUNO MANUEL

Presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad
Santo Toribio de Mogrovejo, para optar el título de:

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADO POR EL JURADO INTEGRADO POR:

Ing. Hugo Mundaca Guerra

PRESIDENTE

Ing. Alexander Querevalu Morante

SECRETARIO

Ing. Dante Sipión Muñoz

VOCAL

DEDICATORIA

Este proyecto es dedicado a mi padre Jorge Carlos Gonzales Aguilar y a mi madre Luz Janet Martínez Gastulo, a quienes les estoy totalmente agradecido por estar conmigo y ayudarme en todo momento, por impulsarme a seguir y nunca desalentarme.

Miguel Gonzales, Franco González y Joaquín González; mis hermanos fuentes de motivación, competencia y unidad en mí.

A Dios por ser la fuerza que mueve el mundo.

ÍNDICE

	Pag.
CARATULA.....	1
DEDICATORIA	3
I. INTRODUCCIÓN.....	14
II. JUSTIFICACIÓN	16
III. OBJETIVOS	18
IV. HIPÓTESIS	19
V. METODOLOGÍA.....	20
5.1. Tipo de estudio.....	20
5.2. Población y Muestra de estudio	20
5.3. Métodos, técnicas e instrumentos de recolección de datos	20
5.4. Plan de procesamiento para análisis de datos.....	21
VI- OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	23
VI. VENTAJAS Y DESVENTAJAS.....	24
VII. MARCO TEÓRICO-ESTADO DEL ARTE DEL DISEÑO.....	26
7.1. Estado del arte	26
7.2. Especificaciones de diseño.....	28
7.3. Metodología de diseño	28
VIII. BASES TEÓRICAS CIENTÍFICAS	29
8.1. MECÁNICA	29
8.1.1. MECANISMOS.....	29
8.1.2. MECÁNICA DE MATERIALES	33
8.1.3. FUERZAS ESTÁTICAS	37
8.1.4. ELEMENTOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA	39
8.1.5. ACTUADORES.....	43
8.2. LESIONES	45
8.2.1. Lesiones por su naturaleza.....	45
8.2.2. Lesiones por su localización.....	47
8.3. TRATAMIENTOS.....	49
8.4. ORTESIS DE MIEMBRO INFERIOR.....	50
8.5. MATERIALES UTILIZADOS EN PRÓTESIS Y ORTESIS.....	54
8.5.1. Rígidos.....	54
8.5.2. Semirrígidos.....	60
8.5.3. Blandos	61
8.6. CONSIDERACIONES BIOMECÁNICAS	62

8.6.1.	Ayuda técnica para la marcha	62
8.6.2.	Índice de masa corporal	64
8.6.3.	Dimensiones antropomórficas	65
8.6.4.	Ciclo de la marcha	66
IX.	SISTEMA DE INMOVILIZACIÓN DE LA PIERNA	75
9.1.	Posibles casos	75
9.2.	Suposiciones de posición	77
9.2.1.	Centro de masa.....	78
9.2.2.	Mecanismo de inmovilización	85
X.	SISTEMA DE LOCOMOCIÓN	95
10.1.	Posibles diseños	95
10.2.	Matriz de decisión	99
10.3.	Sistema de balanceo	100
10.4.	Determinación del número de patas	102
10.5.	Definición de mecanismo	103
10.6.	Escala del diseño.	104
10.7.	Estudio del movimiento de una pata.	108
10.7.1.	Cálculo del tiempo de contacto	109
10.7.2.	Cálculo de tiempo total de un ciclo de movimiento.....	110
10.7.3.	Cálculo de la velocidad angular en el nodo O.....	110
10.7.4.	Recálculo de la velocidad media.....	111
10.7.5.	Estudio de movilidad (GDL).....	111
10.8.	Estudio de Movimiento de dos Patas.....	112
10.8.1.	Desfase de patas	112
10.9.	Geometría básica del mecanismo de locomoción.	118
10.9.1.	Eslabón 1	119
10.9.2.	Eslabón 2.....	120
10.9.3.	Eslabón 3	120
10.9.4.	Eslabón 4.....	121
10.9.5.	Eslabón 5	121
10.9.6.	Eslabón 6.....	121
10.9.7.	Eslabón 7.....	122
10.10.	Selección de material.....	122
10.10.1.	Bancada y primer eslabón	124
10.10.2.	Eslabones binarios.....	124
10.10.3.	Eslabones terciarios.....	125

10.10.4.	Juntas.....	126
10.10.5.	Ejes.....	127
10.11.	Selección del motor	127
10.11.1.	Circuito de conexión	130
10.12.	Transmisión de potencia.....	131
10.12.1.	Selección de banda síncrona	132
10.12.2.	Cálculo de fuerzas y momentos en las bandas síncronas	136
10.12.3.	Cálculo de diámetro de ejes	138
10.12.4.	Selección de rodamientos.....	146
10.12.5.	Selección de acople	148
XI.	SISTEMA DE ACOPLÉ	149
11.1.	Longitud de acople	149
11.2.	Cargas de acople.....	149
11.3.	Geometría del acople	150
11.3.1.	Bancada	150
11.3.2.	Acople eje principal	150
11.3.3.	Acople y soporte de cadera	151
11.3.4.	Soporte de baterías y motor.....	151
XII.	RESULTADOS	153
12.1.	Principio básico de funcionamiento.	153
12.2.	Determinación de puntos críticos.	155
12.2.1.	Eslabones de mecanismo.....	155
12.2.2.	Puntos de interés	158
12.3.	Cálculo de pasadores	159
12.4.	Recálculo y de geometría de eslabones	161
12.5.	Comprobación de la resistencia del sistema de acople.....	174
12.6.	Línea de centro de gravedad.....	176
XIII.	COSTOS	178
13.1.	Costos de ejes	178
13.2.	Sistema de acople	179
13.3.	Sistema de locomoción.....	181
13.4.	Sistema eléctrico.....	182
13.5.	Ingeniería.....	182
13.6.	Comparación técnica económica de mecanismo.	183
XIV.	CONCLUSIONES	187
XV.	RECOMENDACIONES.....	188

LISTA DE TABLAS

	Pag.
Tabla 1 Costos de productos similares	16
Tabla 2 Muestra	20
Tabla 3 Variables de Peso y Edad	20
Tabla 4 Variable Lesiones	21
Tabla 5 Variable Tratamiento	21
Tabla 6 Variables Independiente y Dependientes.....	23
Tabla 7 Variables	25
Tabla 8 Sistemas de almacenamiento de energía.....	39
Tabla 9 Lesiones de rodilla	48
Tabla 10 Pie Bot	48
Tabla 11 Fracturas y Luxaciones del miembro inferior.....	49
Tabla 12 Características del Acero	54
Tabla 13 Características del Acero Inoxidable	54
Tabla 14 Características del Aluminio.....	55
Tabla 15 Características del Titanio	55
Tabla 16 Características de Resina Poliéster	55
Tabla 17 Características de Resina Acrílica	56
Tabla 18 Características de la Fibra de carbono	56
Tabla 19 Características de la Fibra de Vidrio	57
Tabla 20 Características del Polietileno.....	57
Tabla 21 Características del Polipropileno	58
Tabla 22 Características del Polietileno de Baja Temperatura	59
Tabla 23 Características del Polietileno de Baja Densidad	60
Tabla 24 Características del Cuero	60
Tabla 25 Características del Caucho.....	60
Tabla 26 Características del Corcho	61
Tabla 27 Características de la Espuma	61
Tabla 28 Características de la Silicona	61
Tabla 29 Características del Neopreno	62
Tabla 30 Dimensiones Antropométricas.....	65
Tabla 31 Descripción de Acciones en el intervalo 1 -Tobillo	67
Tabla 32 Descripción de Acciones en el intervalo 1- Rodilla	68
Tabla 33 Descripción de Acciones en el intervalo 1- Cadera.....	69
Tabla 34 Descripción de Acciones en el intervalo II- Tobillo.....	70
Tabla 35 Descripción de Acciones en el intervalo II- Rodilla.....	71
Tabla 36 Descripción de Acciones en el intervalo II- Cadera	72
Tabla 37 Descripción de Acciones en el intervalo III- Tobillo	73
Tabla 38 Descripción de Acciones en el intervalo III-Rodilla	73
Tabla 39 Descripción de Acciones en el intervalo III- Cadera.....	73
Tabla 40 Modelamiento de segmentos del cuerpo.....	79
Tabla 41 Pesos y porcentajes de peso de segmentos del cuerpo humano de dos sujetos.	80

Tabla 42 Porcentaje en peso del cuerpo humano.....	81
Tabla 43 Propiedades Físicas de Segmentos del Cuerpo Humano	82
Tabla 44 Cálculo de centro de masas de cuerpo en Posición de diseño	85
Tabla 45 Descripción de Férulas	87
Tabla 46 Mediciones Longitudinales.....	89
Tabla 47 Medidas Circunferenciales	91
Tabla 48 Características de Sistema de Giro	95
Tabla 49 Características de Sistema de Balanceo.....	97
Tabla 50 Características de Sistema de Pistón Deslizante.....	98
Tabla 51 Criterios para Matriz de Decisión.....	99
Tabla 52 Matriz de Decisión.....	100
Tabla 53 Número de Pasos por unidad de Tiempo	101
Tabla 54 Descripción de Estudio del Andar en Hombres y Mujeres.....	102
Tabla 55 Dimensiones del mecanismo	105
Tabla 56 Coordenadas de Nodos de Mecanismo.....	106
Tabla 57 Posición de Nodos tras rotación	108
Tabla 58 Características de Velocidad.....	111
Tabla 59 Datos de Prueba de Desfase de Nodos	112
Tabla 60 Descripción de materiales para utilización en Mecanismo.....	123
Tabla 61 Calificación de cada Material en el criterio de Análisis	124
Tabla 62 Criterio de selección para Bancada y Primer Eslabón.....	124
Tabla 63 Desarrollo de Matriz de Decisión 1	124
Tabla 64 Criterio de selección para Eslabones Secundarios.....	125
Tabla 65 Desarrollo de Matriz de Decisión 2	125
Tabla 66 Criterio de selección para Eslabones ternarios	125
Tabla 67 Desarrollo de Matriz de Decisión 3	126
Tabla 68 Criterio de selección para Juntas	126
Tabla 69 Desarrollo de Matriz de Decisión 4	126
Tabla 70 Criterio de selección para Ejes	127
Tabla 71 Desarrollo de Matriz de Decisión 5	127
Tabla 72 Cargas Iniciales de M-ATM	128
Tabla 73 Peso de los elemento del M-ATM.....	129
Tabla 74 Factores de Diseño de eje Principal.....	136
Tabla 75 Cotas de altura	149
Tabla 76 Cargas Axiales de Cada Eslabón	158
Tabla 77 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo A.....	159
Tabla 78 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo B	159
Tabla 79 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo C.....	160
Tabla 80 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo D.....	160
Tabla 81 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo E	160
Tabla 82 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo F	160
Tabla 83 Listado de Cargas para el Sistema de Acople.....	175
Tabla 84 Costos de Ejes.....	178
Tabla 85 Costos de Sistema de Acople.....	180
Tabla 86 Costos de Sistema de Locomoción	181
Tabla 87 Costos de Sistema Eléctrico.....	182
Tabla 88 Costos de Ingeniería	183
Tabla 89 Costos Totales.....	183

LISTA DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1 Diagrama de flujo proceso de diseño	22
Figura 2 Tipos de eslabones.....	29
Figura 3 Tipo de juntas por su GDL	30
Figura 4 Primera maqueta de Theo Jansen	32
Figura 5 Jansen arrastrando su creación más grande: el rinoceronte.....	33
Figura 6 Representación del Esfuerzo en un cuerpo.....	34
Figura 7 Representación de Flexión pura en una viga prismática homogénea.....	35
Figura 8 Representación de Aplicación de un par Torsión en un eje circular	36
Figura 9 Representación de trabajo mecánico	38
Figura 10 Densidad de energía y potencial vs tiempo de descarga entre tecnologías de almacenamiento.	40
Figura 11 Curva característica de resorte desmontado y montado sin par aplicado y con par máximo	41
Figura 12 Propuesta de resortes existentes	42
Figura 13 Férula de Hallux Valgus	50
Figura 14 Férula Denis Brown.....	51
Figura 15 Férula Plástica de Pie Equino	51
Figura 16 Rodilleras Articuladas	52
Figura 17 Rodillera Recurvatum.....	52
Figura 18 Ortesis Largas	53
Figura 19 Dimensiones Antropométricas	65
Figura 20 Ciclo de la marcha.....	66
Figura 21 Descripción de Acciones en el intervalo 1	68
Figura 22 Estudio cinemático de la rodilla en el Intervalo I de la marcha.	69
Figura 23 Estudio cinemático de la cadera en el Intervalo I de la marcha	70
Figura 24 Estudio cinemático del tobillo en el Intervalo II de la marcha.....	71
Figura 25 Estudio cinemático de la rodilla en el Intervalo II de la marcha.	71
Figura 26 Estudio cinemático de la cadera en el Intervalo II de la marcha.....	72
Figura 27 Estudio cinemático de las articulaciones en el Intervalo III de la marcha.	74
Figura 28 Caso 1 Inmovilización por lesión de tobillo.....	75
Figura 29 Caso 2 Inmovilización por lesión de Rodilla	76
Figura 30 Caso 3 Inmovilización por lesión de Muslo	77
Figura 31 Segmentos del cuerpo después de desmembramiento.....	78
Figura 32 Representación de cuerpo humano en figuras geométricas.....	83
Figura 33 Posición de diseño de la pierna lesionada	84
Figura 34 Modelo anatómico usado para tomar medidas	88
Figura 35 Medidas de distancias para Férula de dos Tallos	89
Figura 36 Medidas anatómicas de la pierna con musculatura e indicación de las cotas de circunferencias	90
Figura 37 Cotas NS a Circunferencias.....	91
Figura 38 Medidas de Circunferencias	92
Figura 39 Distribución de las articulaciones y de las bandas metálicas	93
Figura 40 Trazo de Férula de dos Tallos	94
Figura 41 Bosquejo de Funcionamiento de Sistema de Giro.....	96
Figura 42 Bosquejo de Funcionamiento de Sistema de Balanceo	97
Figura 43 Bosquejo de Funcionamiento de Sistema de Piston Deslizante	98

Figura 44 Designación de Nodos del Mecanismo de Theo Janssen	103
Figura 45 Ciclo de la Marcha	103
Figura 46 Desplazamiento del Nodo G en X-Y	104
Figura 47 Dimensiones de escala de mecanismo en base a la longitud de paso.....	105
Figura 48 Coordenadas de Nodos del mecanismo	106
Figura 49 Curvas de desplazamiento X-Y y velocidad en en Nodo G.....	107
Figura 50 Curvas de desplazamiento X-Y y velocidad en en Nodo G trs Rotacion	108
Figura 51 Desplazamientos en X vs Tiempo	109
Figura 52 Desplazamiento X-Y con Detalle de puntos de contacto y despegue	110
Figura 53 Desfase de Posición 1	113
Figura 54 Desfase de Posición 2	113
Figura 55 Desfase de Posición 3	114
Figura 56 Desfase de Posición 4	114
Figura 57 Desfase de Posición 5	115
Figura 58 Desfase de Posición 6	115
Figura 59 Desfase de Posición 7	116
Figura 60 Desfase de Posición 8	116
Figura 61 Desfase de Posición 9	117
Figura 62 Desfase de Posición 10	117
Figura 63 Posibles Geometrías de una Pata	118
Figura 64 Descripción de la Geometría propuesta en este informe	119
Figura 65 Eslabón 1	119
Figura 66 Eslabón 2	120
Figura 67 Eslabón 3	120
Figura 68 Eslabón 4	121
Figura 69 Eslabón 5	121
Figura 70 Eslabón 6	122
Figura 71 Eslabón 7	122
Figura 72 Diagrama Torque-Tiempo	128
Figura 73 Motor LESSON NEMA frame S56C con reductor de velocidad	129
Figura 74 Batería de Ion de Litio marca POEAE modelo POEAE-L-158.....	129
Figura 75 Grafica de recálculo de Torque-Tiempo	130
Figura 76 Esquema de conexión de Motor dc	131
Figura 77 Esquema de Transmision de Potencia	132
Figura 78 Grafica de Curvaturas para el Paso de Faja.....	133
Figura 79 Tabla de cálculo de Dientes.....	134
Figura 80 Cálculo de Longitud de Faja	134
Figura 81 Tabla de Selección de Diámetro de Rueda dentada	135
Figura 82 Diagrama de Fuerzas del Sistema de Trasmisión.....	138
Figura 83 Esquema de Eje Principal.....	139
Figura 84 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momentos flectores Eje Principal	140
Figura 85 Esquema de Ejes Extremos	143
Figura 86 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momentos flectores Eje Extremos en X	144
Figura 87 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momentos flectores Eje Extremos en Y	145
Figura 88 Factores de Diseño de ejes Extremos	146

Figura 89 Bancada	150
Figura 90 Acople Eje Principal.....	151
Figura 91 Acople y Soporte de Cadera.....	151
Figura 92 Soporte de Baterías.....	152
Figura 93 Soporte de Motor.....	152
Figura 94 Frontal de M-ATM.....	153
Figura 95 Lateral de M-ATM.....	154
Figura 96 Isométrico M-ATM.....	155
Figura 97 Ensamble de una Pata.....	156
Figura 98 Desplazamiento Vertical del Nodo G.....	156
Figura 99 Desplazamiento angular del eslabón 1	156
Figura 100 Armadura de Pata para análisis	157
Figura 101 Análisis Armaduras por Solid Works y calculo de las Fuerzas Axiales	157
Figura 102 Ejes de para análisis de Puntos críticos.	159
Figura 103 Eslabón 1 Con Cargas asignadas.....	162
Figura 104 Representación de Tensiones de Eslabón 1.....	162
Figura 105 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 1.....	163
Figura 106 Eslabón 2 Con Cargas asignadas.....	164
Figura 107 Concentración de Esfuerzo en el Eslabón 2.....	164
Figura 108 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 2.....	165
Figura 109 Eslabón 3 Con Cargas asignadas.....	166
Figura 110 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 3.....	166
Figura 111 Eslabón 4 Con Cargas asignadas.....	167
Figura 112 Representación de Tensiones de Eslabón 4.....	167
Figura 113 Eslabón 5 Con Cargas asignadas.....	168
Figura 114 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 5.....	168
Figura 115 Concentración de esfuerzos en el Eslabón 5	169
Figura 116 Valor mínimo de Factor de seguridad	169
Figura 117 Geometría Propuesta	170
Figura 118 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 5 Corregido.....	170
Figura 119 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 5 Con filtro de Valores 5, 10, 15, 20.....	171
Figura 120 Concentración de Esfuerzos en el Eslabón 6.....	171
Figura 121 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 6.....	172
Figura 122 Eslabón 7 Con Cargas asignadas.....	173
Figura 123 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 7.....	173
Figura 124 Sistema de Acople	174
Figura 125 Sistema de Acople con cargas Asignadas	174
Figura 126 Factor de Seguridad de 0,4 en la zona de menor Resistencia.....	175
Figura 127 Factor de Seguridad de 0,4 en la zona de menor Resistencia posterior a la primera corrección	176
Figura 128 Desplazamiento de centro de Masa de Mecanismo.....	176
Figura 129 Diagrama de Desplazamiento Vertical de Centro de Masa.....	177

RESUMEN

La marcha bípeda es una característica distintiva del ser humano que le brinda autonomía física para realizar gran parte de sus actividades cotidianas, y en ocasiones se ve afectada por enfermedades, lesiones o accidentes. Es por esto por lo que el hombre en busca de solucionar estos problemas aplica tecnología al desarrollo de equipos, máquinas, prótesis y mecanismo que le devuelvan la libertad de desplazarse. La tecnología en este ámbito ha experimentado grandes avances desde los diseños hasta la manufactura y sistema de control.

El presente informe presenta el diseño de un mecanismo de ayuda técnica para la marcha a manos libres para lesiones de miembros inferiores de entre 21 a 50 años para el desplazamiento horizontal (M-ATM) en personas de entre 1,7 y 1,8 m y con un peso de 70,47 kg y un peso de 39,357 kg a través de modelado virtual. Esto para cubrir parcialmente las funciones motoras de una pierna lesionada temporalmente la cual estará inmovilizada.

El proceso de diseño de este modelo se abordara desde un punto de vista de estabilidad, peso y resistencia a los movimientos de la marcha. Se realiza en primer lugar un estudio superficial de las afecciones de los miembros inferiores, este equipo debe asegurar el desplazamiento horizontal de la persona y ser utilizado para los miembros inferiores con una sola lesión. Se realiza una evolución de los movimientos deseado para el funcionamiento del mecanismo y se escoge el mecanismo de Theo Janssen que describe con mayor similitud el desplazamiento de las piernas humanas en el punto más bajo.

Dimensionado se procede a realizar el diseño CAD y se realizan estudios CAE para el análisis de resistencia, teniendo cada componente un factor de seguridad mayor a 1,1 y estudios de movimiento para constatar la estabilidad reduciendo el balanceo de la cadera en el eje Y en 18 mm y el consumo de energía en el diseño. De esta manera concluir con el diseño final del mecanismo y los respectivos planos.

Palabras claves: Mecanismos, Exoesqueletos, Ayudas técnicas, Análisis CAE.

ABSTRACT

The bipedal march is a distinctive feature of the human being that gives him physical autonomy to carry out a large part of his daily activities, and sometimes he is affected by illnesses or injuries or accidents. That is why the man in search of solving these problems applies technology to the development of equipment, machines, prosthetics and mechanisms that give him back the freedom to move. Technology in this area has experienced great advances from designs to manufacturing and control system.

This report presents the design of a technical assistance mechanism for hands-free walking for lower limb injuries between 21 to 50 years for horizontal displacement (M-ATM) in people between 1.7 and 1.8 m with a weight of 70.47 kg and a weight of 39.357 kg through virtual modeling. This is to partially cover the motor functions of a temporarily injured leg which will be immobilized.

The design process of this model will be approached from a standpoint of stability, weight and resistance to the movements of the march. First of all, a superficial study of the affections of the lower limbs is carried out, this equipment must ensure the horizontal displacement of the person and be used for the lower limbs with a single injury. An evolution of the movements desired for the functioning of the mechanism is performed and the mechanism of Theo Janssen is chosen, which describes with greater similarity the displacement of the human legs at the lowest point.

Dimensioning is carried out to perform the CAD design and CAE studies are performed for the resistance analysis, each component having a safety factor greater than 1.1 and studies of movement to verify the stability by reducing the rolling of the hip in the Y axis in 18 mm and the energy consumption in the design. In this way, conclude with the final design of the mechanism and the respective planes.

Keywords: Mechanisms, Exoskeletons, Technical aids, CAE Analysis.

I. INTRODUCCIÓN

Más de 1 000 millones de personas sufren algún tipo de discapacidad, aproximadamente el 15% de la población mundial, un porcentaje que va en aumento a medida que la población envejece y se incrementa la prevalencia de enfermedades crónicas (según OMS) pierden la posibilidad de desplazarse libremente. Además de causas congénitas, entre los principales motivos de discapacidad figuran los accidentes de tránsito, desastres naturales, conflictos armados, la dieta o el abuso de drogas, los accidentes industriales, deportivos y hasta domésticos generan lesiones en miembros del cuerpo que obligan a personas a utilizar muletas, bastones, andadores, etc. Una encuesta realizada en Iberoamérica revela que el porcentaje de personas que antes no usaban muletas y ahora sí utilizan muletas (axilares o canadienses) son de 27% de todas las personas encuestadas. (OMCETPAC, 2010)

Según el Minsa el porcentaje de casos de enfermedades que producen discapacidad física es de 5,5%. En el Perú, el número de personas con discapacidad severa representan el 13,08% de la población, esto es 3.5 millones de personas aproximadamente, además la mayor presencia de personas con discapacidad se encuentra en la zona urbana siendo estas el 8,9%.(MINSA)

La utilización de equipos de apoyo, llamados ayudas técnicas, en muchos casos involucra la utilización de gran parte del cuerpo, generando incomodidad en la persona que lo usa, en este caso en particular, quitándole la posibilidad de la bipedestación. Estos equipos pueden ser, muletas, andadores, bastones, etc. El uso de muletas no sólo reduce la posibilidad de caminar con libertad, sino que ocupa también los miembros superiores; brazos y manos, porque son estas las encargadas de movilizar las muletas. Esto crea malestar en dichas personas, las que deben contar con apoyo de alguien para realizar actividades con mayor facilidad; además esto reduce el nivel de privacidad de esta. (AUTOR)

La productividad en los países es movida por estudiantes y trabajadores; las fuerzas armadas de los países tiene tallas estándares de personal estas personas que van en edades de 21 a 65 años. Una lesión en miembros inferiores en ellos implica una disminución de producción por la baja en facultades motoras (dirigirse a centros de estudio y/o laboral, pérdida de independencia en realizar actividades).Entonces ¿De qué manera se puede suplir el soporte de una muleta convencional de manera que la persona afectada encuentre mayor libertad al tener las extremidades superiores libres en personas de 21 a 50 años? y ¿Cómo podemos incentivar la curiosidad científica, experimental de la población observando soluciones diversas y nuevas? (AUTOR)

La solución propuesta en este proyecto es el diseño de un mecanismo de ATM a manos libres de patas de araña mecánico; en la mayor parte del diseño, el cual se planifica tenga soportes en la cadera pélvica y ponga en suspensión los pesos de muslo y pierna afectada teniendo una articulación graduable a nivel de la rodilla con el fin de elevar y llevar al nivel del piso la pierna dañada con soportes hacia el suelo. La estructura permitirá el andar. Este nuevo aparato ha de ser ligero para la facilidad

de uso y el mínimo esfuerzo del operador (persona discapacitada), a fin de liberar las manos de las muletas y brindar la libertad de uso en otras funciones además de fomentar la curiosidad tecnológica en las personas que lo usen o vean. (AUTOR)

Para poder llevar a cabo este diseño se tomara conocimientos de mecánica de materiales y diseño mecánico, los cuales tendrán data de fuerzas y demás datos importantes por entrevistas y encuestas a pacientes discapacitados personas en uso de muletas, se analizara la estabilidad, ergonomía y resistencia del equipo. Ya con la información necesaria se utilizaran herramientas de diseño como software de CAD y de ser necesario CAE a fin de encontrar un diseño óptimo.

II. JUSTIFICACIÓN

Importancia

Este mecanismo brindará la libertad al desplazarse supliendo la utilización de ATM, además de incrementar el estudio y desarrollo de mecanismos en Perú.

Beneficio económico

Este mecanismo de ayuda técnica para la marcha a manos libres (M-ATM) será competitivo con otros exoesqueletos del mercado. Dado que en la actualidad, el costo de dichos oscila entre los 2 300 dólares (8 418 soles) el Cyberdyne Hal 3, 40 000 dólares (146 400 soles) el Phonix, 85 000 dólares (311 100 soles) el Rewalk y de 123 000 dólares (450 180 soles) el Power Jacket MK3.

Tabla 1 Costos de productos similares

CYBERDYNE HAL 3	\$ 2.300,00 /mensual	S/. 8.418,00 / mensual
POWERED JACKET MK3	\$ 123.000,00	S/. 450.180,00
REWALK	\$ 85.000,00	S/. 311.100,00
PHONIX	\$ 40.000,00	S/. 146.400,00

Beneficio social

Este mecanismo está dirigido para la utilización en personas cuyo desplazamiento y libertad en las manos sea necesaria, sean militares en tiempo de servicio los cuales necesitaran de libertad de desplazamiento y que se encuentren en zonas abiertas, guardias forestales que deben realizar caminatas de rutina en zonas abiertas, técnicos mecánicos que desean desplazarse en tramos pequeños, etc. El beneficio que brindará a las personas lesionadas es la posibilidad de desplazarse solos y el soporte para realizar las actividades cotidianas como andar y sostener algún objeto. Se plantea que la utilización de este mecanismo alivie o aumente la comodidad en personas lesionadas, brindándoles mayor comodidad y libertad al desplazarse. Además que crear nuevas alternativas de utilización de ATM.

Beneficio ambiental

Se trata de un sistema mecánico- eléctrico, por lo que no cuenta con generación de residuos sólidos, líquidos o gaseosos la contaminación que genera es mínima; tiene aún la limitante de consumo de energía por baterías. Puesto que el ensamblaje de este mecanismo será solo de piezas mecánicas y casi ni un material químico, la posibilidad de contaminación en la manufactura es baja. La no emisión de gases de combustión o la necesidad de cargar baterías para accionar el mecanismo es una de las mejores cualidades.

Beneficio tecnológico

El desarrollo de mecanismos en la actualidad está tomando cada vez más importancia; puesto que estos son utilizados para la recuperación de lesiones y para dotar a personas de fuerza o de alguna habilidad especial para desarrollar algún tipo de trabajo. Se espera que el diseño de este mecanismo brinde pautas para impulsar futuras investigaciones, incentivando la curiosidad del observador y motivando a experimentar, brindando un mejor vistazo a las aplicaciones de los mecanismos como exoesqueletos además del desarrollo de mecanismos que reducen el consumo de energía a la simple acción de mover el cuerpo como se demostrara en el informe.

III. OBJETIVOS

General

- Diseñar un mecanismo de ayuda técnica para la marcha a manos libres para lesiones temporales de miembros inferiores en personas de 21 a 50 años con alta estatura en desplazamiento horizontal.

Específicos

- Recolectar datos sobre tipos de lesiones en miembros inferiores; datos sobre características de personas lesionadas, además del tratamiento que siguen.
- Plantear especificaciones de desempeño y de diseño de 3 posibles diseños de un mecanismo de ayuda técnica para la marcha a manos libres y seleccionar a través de una matriz de decisión.
- Diseñar y dimensionar las piezas componentes del mecanismo teniendo en cuenta la cinemática del equipo además de la estabilidad.
- Seleccionar el material más conveniente para las piezas componentes.
- Diseñar el mecanismo de ayuda técnica para la marcha.

IV. HIPÓTESIS

General

- La utilización de un mecanismo de ayuda técnica para la marcha que tenga la facilidad de dejar las manos libres del usuario ampliará la comodidad y la libertad del mismo.

Específicos

- La recolección de datos facilitará y creará una data para proponer los criterios de diseño.
- La utilización de una matriz de decisión para la selección del diseño proporcionará el óptimo para este problema.

V. METODOLOGÍA

5.1. Tipo de estudio

La investigación realizada es de tipo aplicada. Así mismo es de tipo cuasi-experimental, debido a que se fijó como meta la recolección de datos de variables para realizar el diseño.

Área y línea de investigación:

Área: Diseño en Ingeniería Mecánica Eléctrica

Línea: Diseño y Fabricación de Productos

5.2. Población y Muestra de estudio

Población: Personas de entre 21 a 50 años con lesiones temporales en miembros inferiores.

Muestra: Hombres de entre 21 a 50 años con lesiones temporales en miembros inferiores con estatura promedio alta dentro del estándar de perfil militar de entre 1,7 m a 1,8 m.

Tabla 2 Muestra

Población
Personas de entre 21 a 50 años con lesiones temporales en miembros inferiores.
Muestra
Personas de entre 21 a 50 años con lesiones temporales en miembros inferiores con estatura promedio alta dentro del estándar de perfil militar de entre 1,7 m a 1,8 m.

5.3. Métodos, técnicas e instrumentos de recolección de datos

Las variables deben ser medidas y posterior a esto procesadas para el diseño. Entonces se divide las variables en dos, las variables recolectadas y las que son variables seleccionadas.

Estas son:

- Peso y edad de pacientes: pesos y edades tomando como referencia los estándares de fuerzas armadas para tallas altas en relación al IMC. Se medirá en (Kg).

Tabla 3 Variables de Peso y Edad

Variable	Instrumento	Método	Unidad
Peso	Bibliografía	Recolección	(kg)
Edad	Bibliografía	Recolección	(Años)

Fuente: Propia

- b) Tipo de lesión: es una de las primeras clasificaciones que tendrá el punto de lesiones, se centra en la naturaleza del trauma, se tomarán datos a través de la encuesta realizada. Este estudio considerará para cuestiones de diseño solo una lesión para un miembro afectado.

Tabla 4 Variable Lesiones

Variable	Tipo	Afecta	Carácter
Tipo de lesión	Fractura	Hueso	Inmovilizador
	Desgarro	Musculo	Inmovilizador
	Luxación	Articulación	Inmovilización Temporal
	Esguince	Tendones y Ligamentos	Inmovilizador

Fuente: Propia

- c) Lugar de Lesión: Zona afectada por el trauma. En este estudio solo será de los miembros inferiores.
- d) Tiempo de Tratamiento: Este valor depende de la criticidad del médico y de la severidad de la lesión. De igual manera se debe tener en cuenta que medida o que tratamiento ortopédico se debe usar.

Tabla 5 Variable Tratamiento

Variable	Decisión	Severidad	Unidad
Tiempo de Tratamiento	Médico	Muy grave, grave, media y leve	Semana

- e) Grados de Libertad, tipos de Juntas y Eslabones: La parte fundamental de esta investigación, se debe tomar el criterio de mecanismos que tenga el diseñador, en cuanto al tipo de movimiento que se desea obtener. Se utilizarán fórmulas del tema.
- f) Mecánica de Materiales: con los datos de los eslabones se podrá calcular la geometría así como seleccionar el material de los mismos.

5.4. Plan de procesamiento para análisis de datos

Se recolectará los datos a través de bibliografías de referencia. Se procede a calcular y a tomar valores promedios de peso. En cuanto se cuente con esta base de datos se procederá a crear tres diseños los cuales se cruzarán en una

matriz de selección. Esto tendrá un previo criterio de actuadores y selección de fuerza impulsora. Con la selección del diseño más óptimo se continuará con el cálculo de los esfuerzos admisibles para el dimensionamiento de las piezas y selección del material. Al contar con las dimensiones y materiales de diseño se procederá a hacer una simulación en Solidwork Motion para corroborar su desempeño en cuanto a funcionamiento del mecanismo.

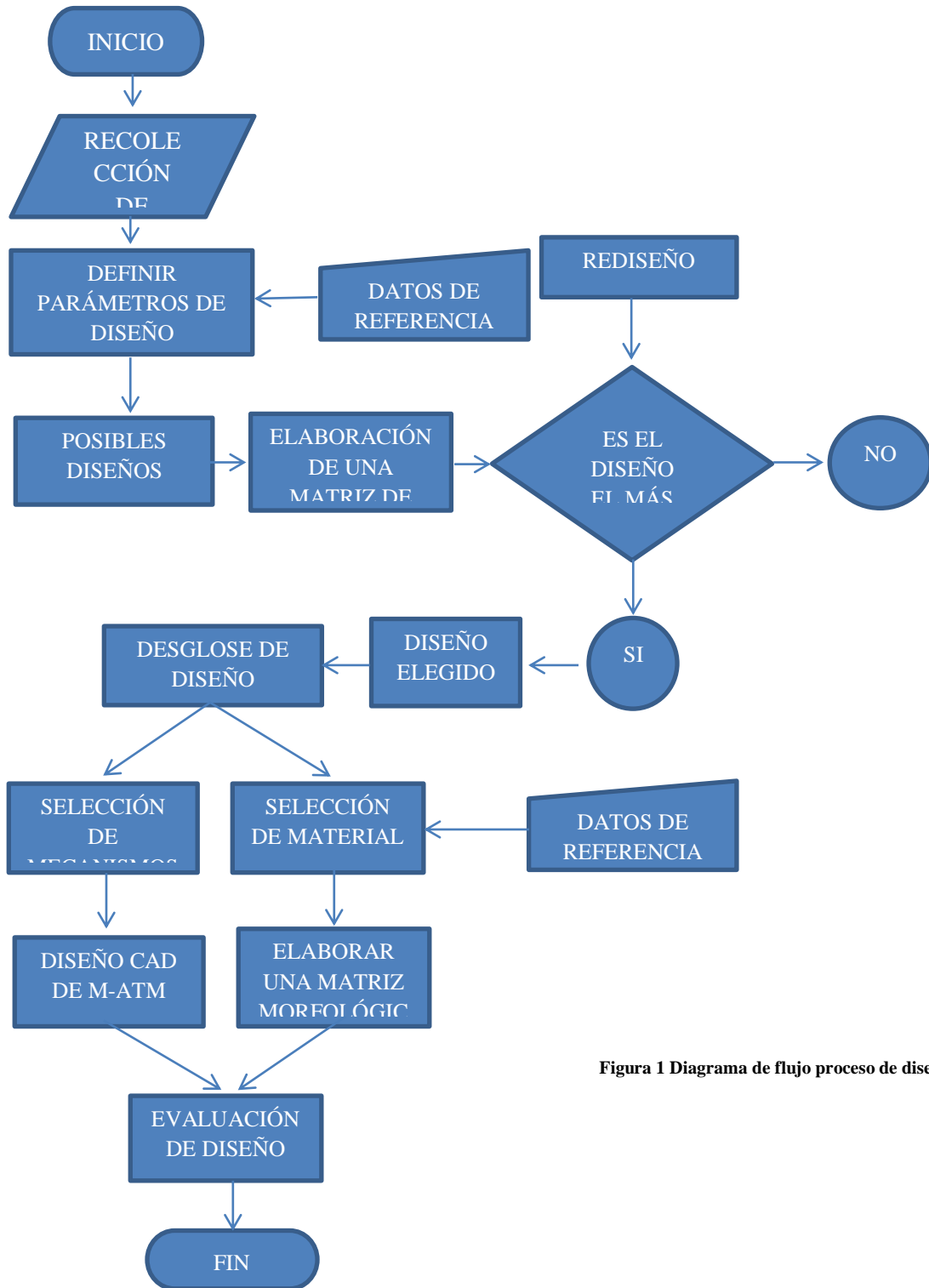


Figura 1 Diagrama de flujo proceso de diseño

VI- OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Tabla 6 Variables Independiente y Dependientes

Variable independiente		
Diseño mecánico de un mecanismo	Mecánico	Grados de libertad
		Dimensiones del eslabones
		Tipo de junta
		Esfuerzos en el material
	Salud	Lugar de la lesión
		Peso
		Edad
		Tiempo de descanso
Variable dependiente		
Ayuda técnica para la marcha		

Fuente: Propia

VI. VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Ventajas

- Proporcionará una ATM la cual prescinde de la utilización de las manos y proporcionara más libertad al usuario.
- Brindará independencia de movilización a quienes sufren de estas lesiones.
- Peso ligero para movilizarla.
- Facilidad de uso.
- Soportará el peso en otras partes del cuerpo, ya no en las manos.
- Diseñado para personas en el rango productivo de la sociedad.

Desventajas

- Mayor costo de adquisición al de una ATM normal.
- Mayor costo de Producción al de una ATM normal.
- Solo se aplicará para desplazamiento horizontal es decir marcha común.
- La limitación de edades para cual será diseñado, a personas de entre 21 a 50 años.
- Posibilidad de ser necesaria la ayuda de alguien más para su colocación.

Tabla 7 Variables

Tipo de Variable	Variable	Operación	Definición Conceptual	Definición Operacional	Unidades
Independiente	Peso	Datos tomados de las personas lesionadas de entre 21 a 50 años	Fuerza ejercida por la masa del cuerpo del paciente	Masa	Kg
	Edad	Datos tomados de las personas lesionadas de entre 21 a 50 años	Cantidad de años del paciente	Años	años
	Tipo De lesión	Datos tomados de las personas lesionadas de entre 21 a 50 años	Naturaleza de la lesión, tipo de traumatismo	Fractura Desgarro Luxación Esguince	Traumatismo
	Lugar de Lesión	Datos tomados de las personas lesionadas de entre 21 a 50 años	Localización de la lesión en el miembro de la persona afectada	Muslo Rodilla Tobillo Pie	Anatómica
	Tiempo de Tratamiento	Procesamiento de tipo de lesión y por el tratamiento seguido	Tiempo designado por médicos encargados para su tratamiento	Semanas	semanas
	Tratamiento Ortopédico	Acción a tomar para normalizar Trauma	Procedimiento de recuperación	Tracción Continua Yeso Vendaje Uso de apoyo	Ortopédica
	Grados de Libertad	Movilidad	Movilidad del mecanismo, cantidad de movimiento que se puede realizar	n Grados de libertad	GDL
	Tipo de juntas	Criterio de Diseño	Unión que permite algún tipo de movimiento	Lineal Superficial Rotacional	(X,Y) (r,θ)
	Eslabones	Dimensionamiento de Diseño	Longitudes, anchos, alturas y geometría de las piezas del mecanismo	Longitud (L) Ancho (W) Alto (H)	m
	Actuador	Funcionabilidad de Diseño	Impulsor de movimiento	Automáticos Manuales Hidráulicos Neumáticos Eléctricos Acústicos	W
Dependiente	Material	Cálculo de esfuerzos	Material del cual está compuesto , se selecciona por el esfuerzo que aparece por acción de alguna fuerza en cualquier área	Metal Maderas Polímeros Otros	MPa
	Ayuda Técnica para la Marcha	Diseño total	Dispositivos que proporcion un apoyo adicional del cuerpo humano al suelo, su objetivo es permitir el desplazamiento y movilidad, así como la bipedestación	Criterio de Diseño Ergonomía de Uso	

VII. MARCO TEÓRICO-ESTADO DEL ARTE DEL DISEÑO

7.1. Estado del arte

La marcha bípeda es una característica distintiva del ser humano que brinda autonomía física para realizar gran parte de sus actividades cotidianas nos dice [1] en su artículo Diseño conceptual de un exoesqueleto para asistir la rehabilitación de miembros inferiores. Expone los conceptos biomecátricos que permiten asistir el miembro inferior, sea para soporte a una persona sana o para acelerar la rehabilitación de una pierna lesionada mediante las ventajas del movimiento cíclico a través del modelamiento del sistema de la pierna, aplicación de actuadores en estructuras y utilizando herramientas estratégicas de control.

De igual manera [2] nos presenta una revisión bibliográfica sobre el diseño de exoesqueletos y las diferentes aplicaciones que estos pueden tener en la vida humana Como un ejemplo importante en esta área existen exoesqueletos orientados hacia la recuperación post operación. Este es el caso del sistema de rehabilitación presentado por Jan Brutovský y Daniel Novák, quienes hablan de las fracturas en las articulaciones como uno de los mayores problemas de salud en los países desarrollados. El sistema de rehabilitación diseñado, le permite a los médicos hacer prescripción, demostración y monitoreo de los protocolos de rehabilitación, durante y entre las visitas programadas. Se enfocan en la rehabilitación desde la casa del paciente, de bajo costo y alta aceptación por parte de los usuarios, pues además se motiva al paciente por medio de técnicas de biofeedback. En Argentina, se diseñó una ortesis robótica, cuyo objetivo es optimizar tanto la recuperación del paciente como la práctica profesional del terapeuta. Esta ortesis cuenta con seis GDL y tiene actuadores sobre la cadera, la rodilla, el tobillo y el pie. En el diseño, sólo se consideran las componentes en el plano sagital de las variables biomecánicas. La propuesta incluye una estructura graduable en altura y de bajo peso, con fibra de carbono, servomotores y reductores. En cuanto a los actuadores, los autores proponen el uso de servomotores alemanes con reductores Harmonic Drive para cada articulación, dejando abierta la posibilidad de usar elementos de la industria nacional Argentina. Para el sistema de control, proponen un sistema de control de posición y el diseño se evalúa por medio de simulaciones.

También de gran relevancia, por su funcionalidad, está el sistema llamado LOPES. Éste combina un segmento accionado transportable 2D, con un exoesqueleto para las piernas que contiene tres articulaciones actuadas: dos en la cadera y una en la rodilla. Las juntas son de impedancia controlada, para permitir una interacción mecánica entre el sujeto y el robot. El dispositivo permite dos modos de operación: que el “paciente esté a cargo” y que “el robot esté a cargo”. El robot puede seguir las órdenes del paciente o guiar al paciente, respectivamente. El dispositivo debe permitir que una persona sana use el modo “paciente a cargo”, sin sentir restricciones para su marcha normal. Un tercer modo, “terapeuta a cargo”, se incluye, donde cualquier intervención del terapeuta pueda ser programada. Otros autores enfocan sus esfuerzos no sólo en la parte funcional de la estructura, sino también en la parte del consumo energético de la persona que la usa, buscando siempre realizar movimientos más eficientes. Sin embargo, muchos han hecho

énfasis en la rodilla, pues es una de las articulaciones que más sufre en el momento de caminar y más en el momento de correr. Buscando aportar alguna solución para la rehabilitación de rodilla, el Ingeniero Esteban Emilio Rosero, en su trabajo de grado, presenta el proyecto “Diseño y construcción de una máquina de movimiento pasivo continuo para la terapia de rodilla”, en el cual se expone el diseño sistemático de un prototipo para la terapia de rodilla. El trabajo muestra la integración de diferentes áreas de la ingeniería, incluyendo la automática, la mecánica, la electrónica y la medicina. Los conceptos alrededor de estas áreas, son utilizados para tener un mejor entendimiento de las herramientas que usa el médico en las terapias. El prototipo se construyó usando Dibujo Asistido por Computadora (CAD, por sus siglas en inglés), y la Ingeniería Asistida por Computadora (CAE, por sus siglas en inglés) se usó para la simulación dinámica, con lo cual obtuvieron un prototipo virtual. Lograron un modelo analítico y compararon con los resultados de la simulación dinámica para validar los modelos computacionales. Finalmente, después de la simulación y la validación del sistema, procedieron al diseño y construcción del prototipo con su sistema de potencia y de control. El prototipo consiste, básicamente, en un soporte para el pie, la pierna y el muslo; un tornillo de potencia, un eje de apoyo del tornillo de potencia, pasadores, un motor de corriente continua y plantillas de felpa.

Aunque poco comunes, existen estructuras tipo exoesqueleto que son no actuadas, es decir que no existe ningún motor o actuador que genere movimiento. Un caso particular, es el exoesqueleto pasivo presentado por Sunil K. Agrawal (PhD), Sai K. Banala y Abbas Fattah (PhD), “A Gravity Balancing Passive Exoskeleton for the Human Leg”, el cual se basa en el principio de equilibrar la gravedad; consiste en localizar el centro de masa del sistema combinado (humano + exoesqueleto) y añadir muelles al exoesqueleto, uno entre el centro de masa del sistema combinado y el centro de masa de marco fijo que representa al tronco, y los demás dentro de los enlaces del exoesqueleto, para que la energía potencial del sistema combinado sea invariante con la configuración de la pierna. En el documento describen la teoría del equilibrio de la gravedad, se realizan pruebas EMG para probar el desempeño del exoesqueleto y se proponen aplicaciones potenciales del exoesqueleto, como la rehabilitación.

La tesis doctoral de [3] abarca tres vertientes: científicas tecnológicas y experimentales. La componente tecnológica se refiere a la implementación física de una plataforma robótica multimodal para análisis Neuromotor. La componente científica está centrada en el modelado de la dinámica de las articulaciones humanas (específicamente el codo) y con la relación de dicha dinámica (en términos de viscoelasticidad) con la información EMG del grupo muscular asociado a la articulación. Finalmente, la componente experimental se centra en la elaboración de un protocolo la realización de una serie de medidas con sujetos.

El artículo de revista [4] nos expone una recopilación de mecanismo para la optimización de fuerzas humanas se presentan dispositivos que actúan en serie con un miembro humano para aumentar la longitud del miembro y el desplazamiento, y dispositivos que actúan en paralelo con un humano del miembro para aumentar el ahorro de locomoción humana, aumentar resistencia de la unión, y aumentar la resistencia o la fuerza

7.2. Especificaciones de diseño

El alcance de este diseño es el del diseño de una ayuda técnica para la marcha a manos libres para personas con lesiones temporales de miembros inferiores de entre 21 a 50 años con una estatura de 1.8 m para desplazamiento horizontal. Como punto de partida para este diseño es necesario delimitar las características y las funciones necesarias a tomar en cuenta para concentrar esfuerzos en un diseño óptimo.

Para iniciar describiremos las funciones mínimas que debe cumplir para suplir esta necesidad.

- Garantizar el desplazamiento horizontal de la persona lesionada.
- Garantizar la libertad de manos para su funcionamiento.
- Garantizar la estabilidad en periodo de reposo y de marcha.

Además de esto describiremos las características complementarias.

- Garantizar la comodidad de las personas que utilizan el diseño.
- Garantizar el más bajo peso posible.

Y por último las limitaciones de este diseño.

- Se utilizara solo para desplazamiento horizontal.
- Será para personas de entre 21 a 50 años con lesiones temporales de miembros inferiores solo en una de sus piernas y altura de 1.8 m.
- Las lesiones en el miembro no deben ser múltiples, solo por una sola lesión a la vez.
- No englobara a personas con lesiones de Cadera.
- El cuerpo debe colocarse en una posición en la que facilite y no obstaculice la funcionabilidad del mecanismo.
- Para personas de entre 1,7 a 1,8 m de altura.

7.3. Metodología de diseño

En la construcción de dispositivos para la extremidad inferiores enfrentamos con dos grandes problemas creados por las acciones fisiológicas de las extremidades inferiores: la estabilidad para bipedestación y la motilidad para la locomoción.

Con el fin de poder seleccionar un prototipo valido y funcional se toma en cuenta dos sistemas dentro del mecanismo, uno relacionado a la inmovilización de la zona afectada por la lesión (desde ahora sistema de inmovilización) y el segundo el sistema de marcha que incorpora los mecanismos para la movilidad del afectado y del mecanismo.

VIII. BASES TEÓRICAS CIENTÍFICAS

8.1. MECÁNICA

El diseño de los componentes de cualquier mecanismo tiene como base de diseño los fundamentos mecánicos de movimiento (mecanismos), resistencia de las fuerzas generadas al funcionar (resistencia de materiales), composición de materiales (materiales), fuerzas que interactúan en cualquier momento de su funcionamiento (estática y dinámica de cuerpos) y de las fuerzas que los impulsan (maquinas eléctricas, tecnología, etc.).

8.1.1. MECANISMOS

8.1.1.1. Eslabones

Los eslabones son las partes individuales del mecanismo y se consideran cuerpos rígidos que están conectados con otros eslabones para transmitir movimiento y fuerzas. Los eslabones se diseñan considerando una deformación mínima y se suponen rígidos. [5]

Los eslabones son cuerpos rígidos que poseen por lo menos dos nodos que son puntos de unión con otros eslabones.

- Eslabón binario.
- Eslabón ternario
- Eslabón cuaternario.

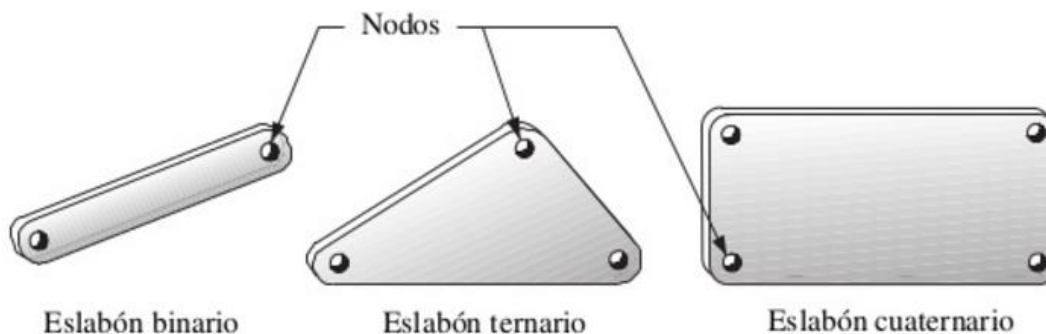


Figura 2 Tipos de eslabones

Fuente: Norton, Robert L: Diseño de Maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos, McGraw Hill, 2009

Según [5] una manivela es un eslabón simple que puede girar completamente alrededor de un centro fijo. Un balancín es un eslabón simple que oscila con cierto ángulo, invirtiendo su dirección a determinados intervalos. Un brazo de balancín es un eslabón complejo que contiene tres uniones y pivotea cerca de su centro. Una manivela de campana es similar a un brazo de balancín, pero esta curvada en el centro.

8.1.1.2. Juntas

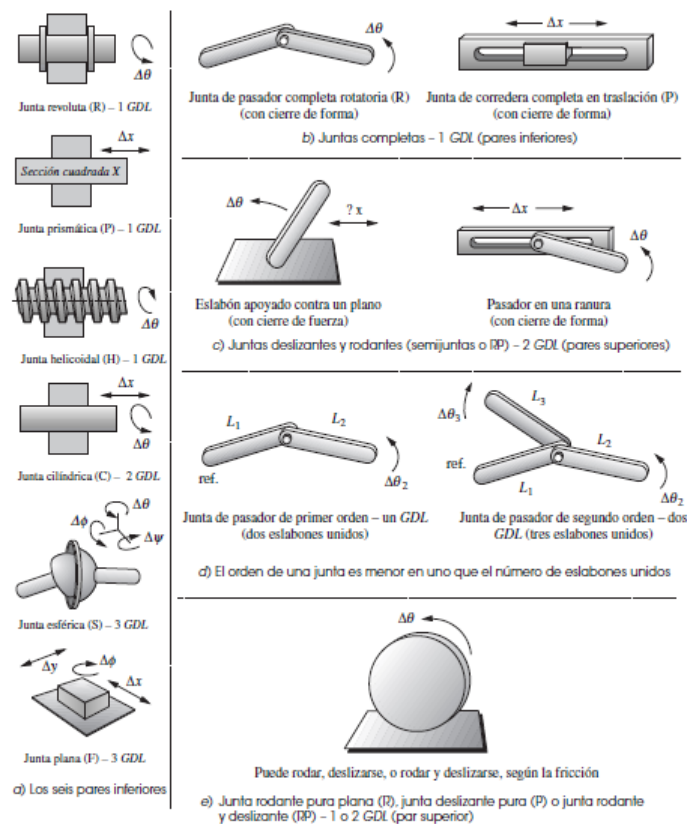
Una unión es una conexión móvil entre los eslabones que permite el movimiento relativo entre ellos. Según [5] las dos uniones principales, también llamadas uniones totales o de par inferior, son la unión revoluta y la unión prismática.

La unión revoluta (R) , conocida también como unión de perno o de bisagra, permiten la rotación pura entre los dos eslabones que conectan.

La unión de corredera (P), conocida también como unión de pistón o prismática, permite el deslizamiento lineal entre los dos eslabones que conecta.

Estas son dos juntas planas de un grado de libertad, esto es, una junta de pasador rotatorio (R) y una junta de corredera (P) de traslación. Estas también se les conocen como juntas completas porque permiten un GDL, estas juntas están contenidas en una junta común de un grado de libertad, la de tornillo y tuerca. El movimiento de la tuerca o del tornillo con respecto al otro produce movimiento helicoidal.

Las juntas que permiten más de un grado de libertad son llamadas de pares superiores o media unión debido al movimiento complejo que generan. Una conexión de engranes permite asimismo la rotación y el deslizamiento entre dos elementos. Por esto son llamadas también juntas rodantes deslizantes porque permiten tanto rodamiento como deslizamiento. Una junta esférica o de rótula es un ejemplo de una junta de tres GDL.



Fuente: Norton, Robert L: Diseño de Maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos, McGraw Hill, 2009

8.1.1.3. Grados de libertad

El grado de libertad es el número de entradas independientes requeridas para posicionar con exactitud todos los eslabones de un mecanismo con respecto al suelo. También se puede definir como el número de actuadores necesarios para operar el mecanismo. Un mecanismo actuador podría ser el movimiento manual de un eslabón hacia otra posición, la conexión de un motor al eje de un eslabón o el empuje del pistón de un cilindro hidráulico.

El número de grados de libertad de un mecanismo también se conoce como movilidad, el cual se identifica con el símbolo M . [5]

Un cuerpo rígido puede moverse dentro de un marco de referencia, en el caso general, tendrá movimiento complejo, el cual es una combinación simultánea de rotación y traslación. En el espacio tridimensional, puede haber rotación alrededor de un eje (cualquier eje oblicuo o uno de los tres ejes principales) y también traslación simultánea que se puede resolver en elementos a lo largo de tres ejes. En un plano o espacio bidimensional, el movimiento complejo se vuelve una combinación de rotación simultánea alrededor de un eje (perpendicular al plano) así con traslación descompuesta en elementos a lo largo de dos ejes en el plan. [6]

Rotación pura:

El cuerpo posee un punto (centro de rotación) que no tiene movimiento con respecto al marco de referencia “estacionario”. Todos los demás puntos del cuerpo describen arcos alrededor del centro. Una línea de referencia trazada en el cuerpo del centro cambia solo su orientación angular.

Traslación pura:

Todos los puntos del cuerpo describen trayectoria paralelas (curvilíneas o rectilíneas). Una línea de referencia trazada en el cuerpo cambia su posición pero no su orientación angular.

Movimiento complejo:

Una combinación simultánea de rotación. Cualquier línea de referencia trazada en el cuerpo cambiará tanto su posición con su orientación angular. Los puntos en el cuerpo recorrerán trayectorias no paralelas, y habrá en todo instante, un centro de rotación en cual cambiará continuamente de ubicación.

Ecuación de Gruebler

Los grados de libertad para eslabonamiento plano conectados con uniones comunes se calcula con la ecuación de Gruebler: [5]

$$M = \text{Grados de libertad} = 3(n - 1) - 2j_p - j_h$$

Dónde:

n= Número total de eslabones en el mecanismo

j_p= Número total de uniones principales (uniones de pernos o de correderas)

j_h= Número total de uniones de orden superior (uniones de levas o engranes)

8.1.1.4. Razón de tiempo

La aplicación de diseño de máquinas requiere una velocidad promedio diferente entre la carrera de avance y la carrera de retorno. Puesto que la restitución a la posición inicial ha de ser rápida, la medida de la acción de retorno rápido de un mecanismo es la razón de tiempo Q [5]

$$Q = \frac{\text{Tiempo de carrera lenta}}{\text{Tiempo de carrera rápida}} \geq 1$$

Por consiguiente el tiempo total del ciclo del mecanismo es

$$\Delta t_{\text{ciclo}} = \text{Tiempo de carrera lenta} + \text{Tiempo de carrera rápida}$$

y de igual forma para mecanismo que son impulsados a velocidad constante por un actuador que gira necesita una velocidad en manivela de:

$$\omega_{\text{manivela}} = (\Delta t_{\text{ciclo}})^{-1}$$

8.1.1.5. Mecanismo de Theo Jansen

Theo Jansen, artista y escultor autodidacta, creó el mecanismo que lleva su nombre, basándose en el movimiento de al caminar de los animales, sus creaciones son impulsados por el viento o la fuerza de algún motor [7]



Figura 4 Primera maqueta de Theo Jansen

Fuente: Khamasta Llorens, Nabil: Estudio de una Plataforma Móvil para Desplazarse sobre Superficies Irregulares

Este tipo de mecanismos son llamados mecanismos cinéticos, ya que el movimiento de las patas que no están apoyadas en el suelo sustenta gran parte de la energía para continuar el movimiento de las patas en el suelo. Esto es, la energía aportada por el exterior es casi nula.

En la siguiente imagen se aprecia al creador del mecanismo tirando de su creación más grande, nótese que el solo es capaz de movilizar todo el mecanismo.



Figura 5 Jansen arrastrando su creación más grande: el rinoceronte.

Fuente: Khamasta Llorens, Nabil: Estudio de una Plataforma Móvil para Desplazarse sobre Superficies Irregulares

8.1.2. MECÁNICA DE MATERIALES

8.1.2.1. Esfuerzo

La fuerza por unidad de área o la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección dada, se llama esfuerzo, sobre esa sección y se representa con la letra griega sigma (σ). El esfuerzo es un elemento con área transversal A sometida a una carga P . Se obtiene, por tanto, al dividir la magnitud P de la carga entre el área A :

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

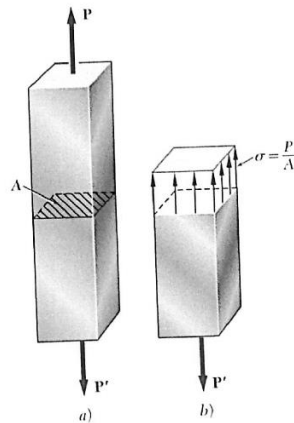


Figura 6 Representación del Esfuerzo en un cuerpo

Fuente: Ferdinand P.Beer y otros: Mecánica de Materiales, 5º Edición, 2014

a) Esfuerzo máximo

Un elemento importante que debe considerar un diseñador es cómo se comportará el material que se ha seleccionado cuando esté sometido a una carga. Para un material dado, esto se determina realizando ensayos específicos sobre la muestra preparada del material. Finalmente se alcanzará la máxima fuerza que pueda aplicarse a una probeta, la cual se romperá o comenzará a soportar menos carga. Esta carga se llama la carga última del material y se denota como P_v . Debido a que la carga aplicada es centrada puede dividirse la carga última por el área transversal original de la varilla para obtener el esfuerzo, también conocido como la resistencia última a la tensión del material. De igual manera existen ensayos para hallar o determinar el esfuerzo cortante último o resistencia última al corte.

b) Esfuerzo admisible

La máxima carga que puede soportar a un elemento estructural o un componente de maquinaria en condiciones normales de uso es considerablemente más pequeña que la carga última. Esta carga más pequeña se conoce como la carga permisible y, en ocasiones, como la carga de trabajo o carga de diseño. Así solo una fracción de la capacidad última de carga del elemento se utiliza cuando se aplica la carga permisible. El remanente de la capacidad portadora de carga del elemento se mantiene en reserva para asegurar su desempeño seguro.

c) Factor de seguridad

La razón de la carga última a la carga permisible se emplea para definir el factor de seguridad

$$\text{Factor de seguridad} = F.S = \frac{\text{Carga Ultima}}{\text{Carga Permissible}}$$

Una definición alterna del factor de seguridad se basa en el uso de esfuerzos:

$$\text{Factor de seguridad} = F.S = \frac{\text{Esfuerzo Ultimo}}{\text{Esfuerzo Permisible}}$$

Las dos expresiones dadas para el factor de seguridad en las ecuaciones son idénticas cuando existe una relación lineal entre la carga y el esfuerzo. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería esta relación deja de ser lineal al acercarse la carga a su valor último y el factor de seguridad obtenido no suministra una evaluación válida

8.1.2.2. Flexión

Considere una barra no deformada la cual tiene una sección cuadrada y está marcada con líneas rectas longitudinales y transversales para formar una cuadrícula. Cuando se aplica un momento flexionante, este tiende a distorsionar las líneas mediante un patrón. Las líneas longitudinales se curvan mientras que la línea trasversales y verticales permanecen rectas, aunque experimenten rotación

El momento flexionante hace que el material de la porción inferior de la barra se estire y que el material en la parte superior se comprima. En consecuencia, entre estas dos regiones debe haber una superficie, llamada superficie neutra en la que las fibras longitudinales del material no sufrirán ningún cambio de longitud. [8]

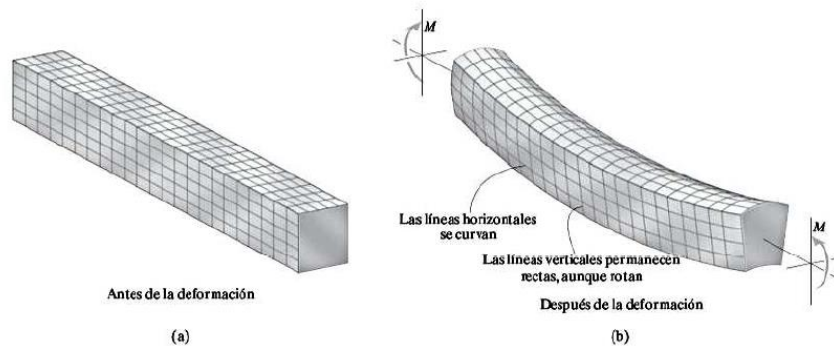


Figura 7 Representación de Flexión pura en una viga prismática homogénea

Fuente: Russell C. Hibbeler: Mecánica de Materiales, 8va Edición, 2011

Se supone un material de comportamiento elástico lineal y, por lo tanto, una variación lineal de la deformación normal, se debe ser resultado de una variación lineal en el esfuerzo normal.

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I}$$

Aquí:

σ_{\max} = Esfuerzo Normal máximo en el eje, que se produce en el punto sobre el área de la sección transversal que está más alejada del eje neutro.

M= El momento interno resultante, determinado a partir del método de las secciones y de las ecuaciones de equilibrio; se calcula respecto al eje neutro de la sección transversal.

J= El momento de inercia del área de la sección transversal respecto al eje neutro.

c= Distancia perpendicular desde el eje neutro hasta el punto más alejado del eje neutro. Aquí es donde actúa σ_{\max}

8.1.2.3. Torsión

El par de torsión es un momento que tiende a torcer un elemento sobre su eje longitudinal. Su efecto es de gran importancia en el diseño de ejes o árboles de transmisión utilizados en vehículos y maquinaria. Tomemos como ejemplo un par de torsión que se aplique en un eje circular mallado, tendremos rectángulos sobre este a lo largo de toda su área, cuando el par torsión se aplique estos tendrán una deformación y se asemejaran a rombos los cuales tendrán un ángulo de giro pequeño [8]

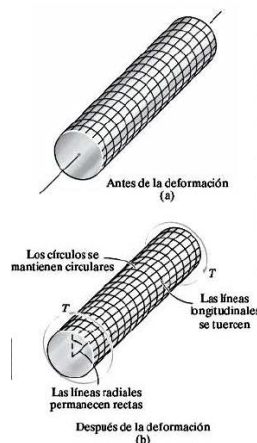


Figura 8 Representación de Aplicación de un par Torsión en un eje circular

Fuente: Russell C. Hibbeler: Mecánica de Materiales, 8va Edición, 2011

Si el material es elástico lineal, entonces se aplica la ley de Hooke, $\tau = G\gamma$, y en consecuencia cualquier variación lineal en la deformación cortante conducirá a una correspondiente variación lineal en el esfuerzo cortante a lo largo de cualquier sección anterior.

$$\tau_{\max} = \frac{Tc}{J}$$

Aquí:

τ_{\max} = Esfuerzo cortante máximo en el eje, que se produce en la superficie externa

T= El par torsión interno resultante que actúa en la sección transversal. Su valor se determina a partir del método de las secciones y la ecuación de equilibrio de momentos aplicados y respecto a la línea central longitudinal del eje.

J= El momento polar de inercia del área de la sección transversal.

c= El radio exterior del eje.

8.1.3. FUERZAS ESTÁTICAS

Al hablar de Fuerzas estáticas no podemos dejar de recalcar que nos referimos en todo caso a las Leyes de Newton

Primera ley de Newton: Ley de Inercia

“Todo cuerpo persevera en su estado de reposo o movimiento uniforme y rectilíneo a no ser que sea obligado a cambiar su estado por fuerzas impresas sobre él.”

Segunda ley de Newton: Ley fundamental de la Dinámica

“El cambio de movimiento es directamente proporcional a la fuerza motriz impresa y ocurre según la línea recta a lo largo de la cual aquella fuerza se imprime”

$$\sum F_X = m \cdot \bar{a}_X; \sum F_Y = m \cdot \bar{a}_Y; \sum M_G = \bar{I} \cdot \alpha$$

Tercera ley de Newton: Principio de Acción y Reacción

“Con toda acción ocurre siempre una reacción igual y contraria quiere decir que las acciones mutuas de dos cuerpos siempre son iguales y dirigidas en sentidos opuestos”

8.1.3.1. Fuerzas

Es una cantidad vectorial que representa la acción de empujar o tirar; es un vector y está definido por una magnitud F y una dirección en que se tira. Sus unidades en el SI son los Newton(N) y en el sistema inglés son las Libras Fuerza (lb-f)

8.1.3.2. Momentos y torques

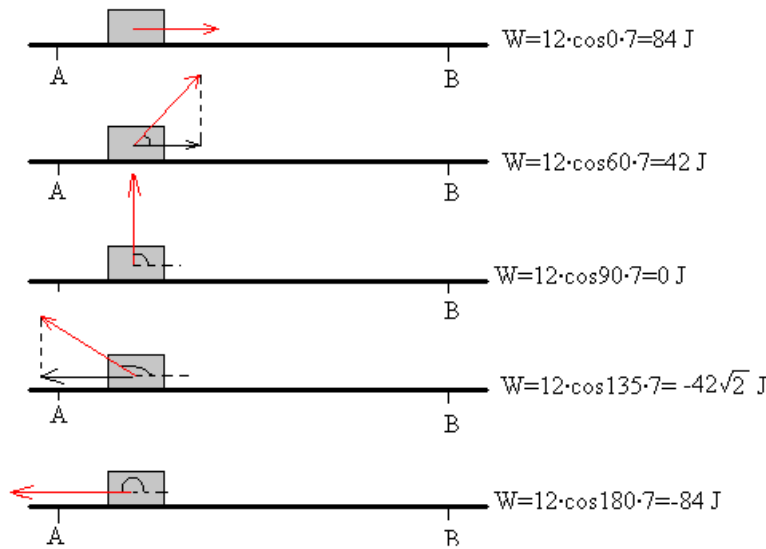
Un momento o torque, es la acción de torsión producida por una fuerza. De modo que la fuerza causa una acción de torsión alrededor del centro de rotación. Las unidades del torque en el SI son el Nm.

8.1.3.3. Trabajo

El trabajo realizado por una fuerza es el producto entre la fuerza y el desplazamiento realizado en la dirección de esta. Como fuerza y desplazamiento son vectores el trabajo es un escalar (No tiene dirección ni sentido) se define el diferencial de trabajo como el producto escalar de:

$$dW = F \cdot dr$$

El trabajo total realizado por una fuerza que puede variar punto a punto a lo largo de la trayectoria que recorre será entonces la integral de línea de la fuerza F a lo largo de la trayectoria que une la posición inicial y final de la partícula sobre la que actúa la fuerza.



- Si la fuerza y el desplazamiento tienen el mismo sentido, el trabajo es positivo
- Si la fuerza y el desplazamiento tienen sentidos contrarios, el trabajo es negativo
- Si la fuerza es perpendicular al desplazamiento, el trabajo es nulo.

Figura 9 Representación de trabajo mecánico

Fuente: Ejemplo tomado de la red

8.1.3.4. Energía cinética

Si realizamos un trabajo W sobre una partícula aislada, esta varía su velocidad a lo largo de la trayectoria de modo que podemos relacionar el trabajo W con la variación cinética de la partícula mediante la expresión

$$W_{\text{total}} = \Delta E_C = \frac{1}{2} m \cdot v_f^2 - \frac{1}{2} m \cdot v_o^2$$

De igual manera si nos referimos a un movimiento angular se representaría de la siguiente manera.

$$W = T \cdot (\theta_f - \theta_o)$$

8.1.4. ELEMENTOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

El almacenamiento de energía tiene un papel fundamental en el desarrollo de la generación y uso de la electricidad o de cualquier tipo de movimiento. Existen diferentes técnicas para almacenamiento de energía, tales como las químicas, las cuales se refieren al hidrógeno o biocombustibles, la electroquímica en baterías células regenerativas, las eléctricas en capacitores o superconductores magnéticos mecánicas y térmicas como el aire comprimido, volantes de inercia, resortes o acumuladores hidráulicos, etc.

8.1.4.1. Tecnología de almacenamiento de energía para aplicaciones eléctricas.

A continuación se exponen los distintos modos de almacenamiento energético, considerando las propiedades relevantes de cada tecnología [9]

Tabla 8 Sistemas de Almacenamiento de energía

Sistema de almacenamiento de Energía

	Descripción	Cantidad de Energía	VARIABLES
Flywheel	almacena energía en forma de inercia	$1/2.I.\omega^2$	I=Momento de inercia de la Volante; ω = Velocidad angular
Superconduction magnetic Energy Storage (SMES)	Bobina súper conductora que mantiene temperaturas criogénicas	$1/2L.I^2$	L= Coeficiente de auto inducción ;I= Intensidad
Supercondensadores	Capacitor una capacidad de entrega de corriente muy elevado	$1/2(Co+(4/3)Ku)u^2$	Co= capacitancia; u= tensión; K= Constante
Battery Electric Storage System (BESS)	Energía química de la oxidación y reducción	Valores	
Pump Hydroelectric Energy Storage	Aprovecha energía potencia del agua en un embalse	$\rho.g.h.v$	ρ =Densidad; g=Gravedad; h= Altura; V=Volumen
Compressed Air Energy Storage	Presión de aire, se asemeja al bombeo		

8.1.4.2. Almacenamiento elástico de energía

Los resortes espirales de torsión permiten el almacenamiento de un amplio rango de energía y potencia. Estos tienen un ámbito de aplicación equivalente al ámbito en condensadores, volantes con una densidad de energía menor pero una mayor potencia específica. [10]

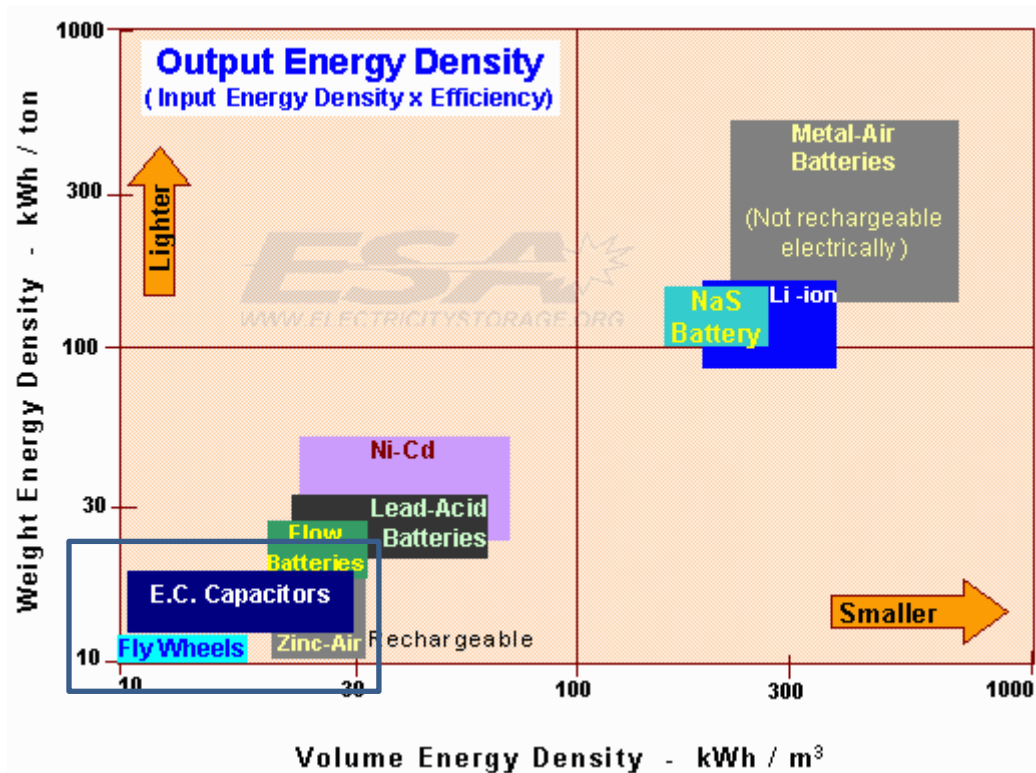


Figura 10 Densidad de energía y potencial vs tiempo de descarga entre tecnologías de almacenamiento.

Fuente: D. Daniel Fernández Caballero. Modelización generalizada de resortes espirales a torsión. Aplicación en almacenamiento de energía.

A. Resortes de alta variabilidad de par

- Resortes de Potencia.

Son resortes espirales de sección delgada consiste en un fleje montado en un árbol y combinado en un alojamiento, con doble o simple curvatura que almacena energía mediante su deformación elástica. Utilizados como accionamiento de relojes, juguetes, cinturones de seguridad o componentes eléctricos.

La máxima energía almacenada se produce cuando el resorte ocupa un 40- 50 % del espacio disponible entre el árbol y la carcasa. [10]

- Resortes Espirales sin contacto de Espiras en Funcionamiento.

En este tipo de resortes no se tocan las espiras, por lo que el esfuerzo más importante es el de flexión, esto lo limita a solo poseer pocas revoluciones

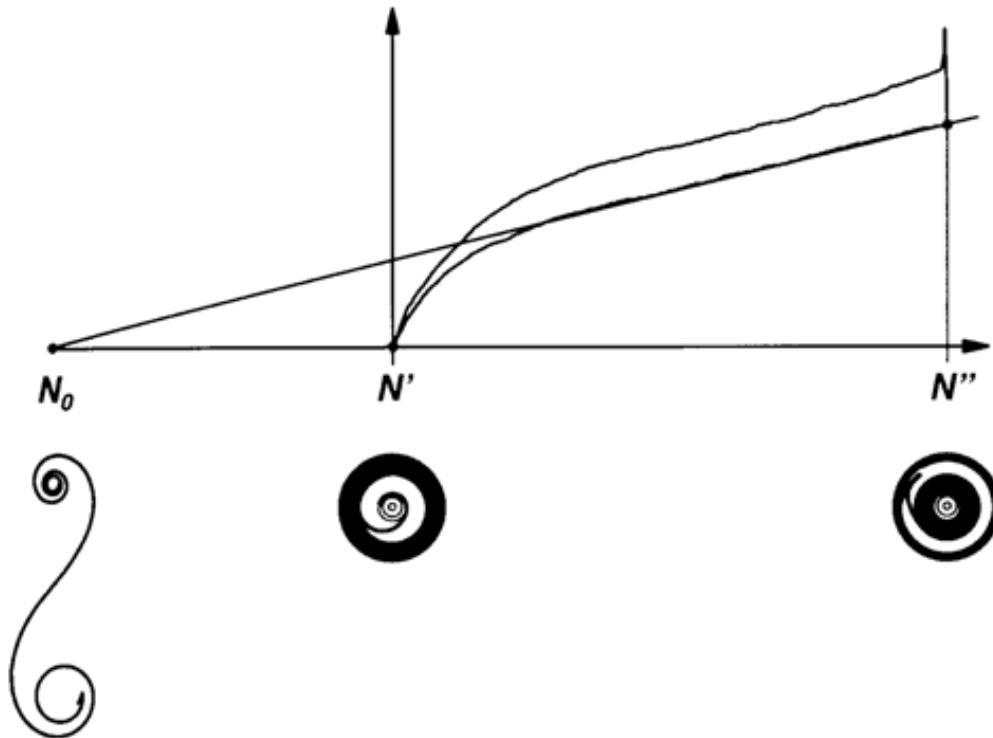


Figura 11 Curva característica de resorte desmontado y montado sin par aplicado y con par máximo

Fuente: D. Daniel Fernández Caballero. Modelización generalizada de resortes espirales a torsión. Aplicación en almacenamiento de energía.

B. Resortes de baja variabilidad de par

A este tipo de resortes se les conoce como de fuerza constante, esto porque dispone de un cambio de curvatura constante. Se montan en carcasas con un diámetro de entre 10-20% mayor que la del resorte.

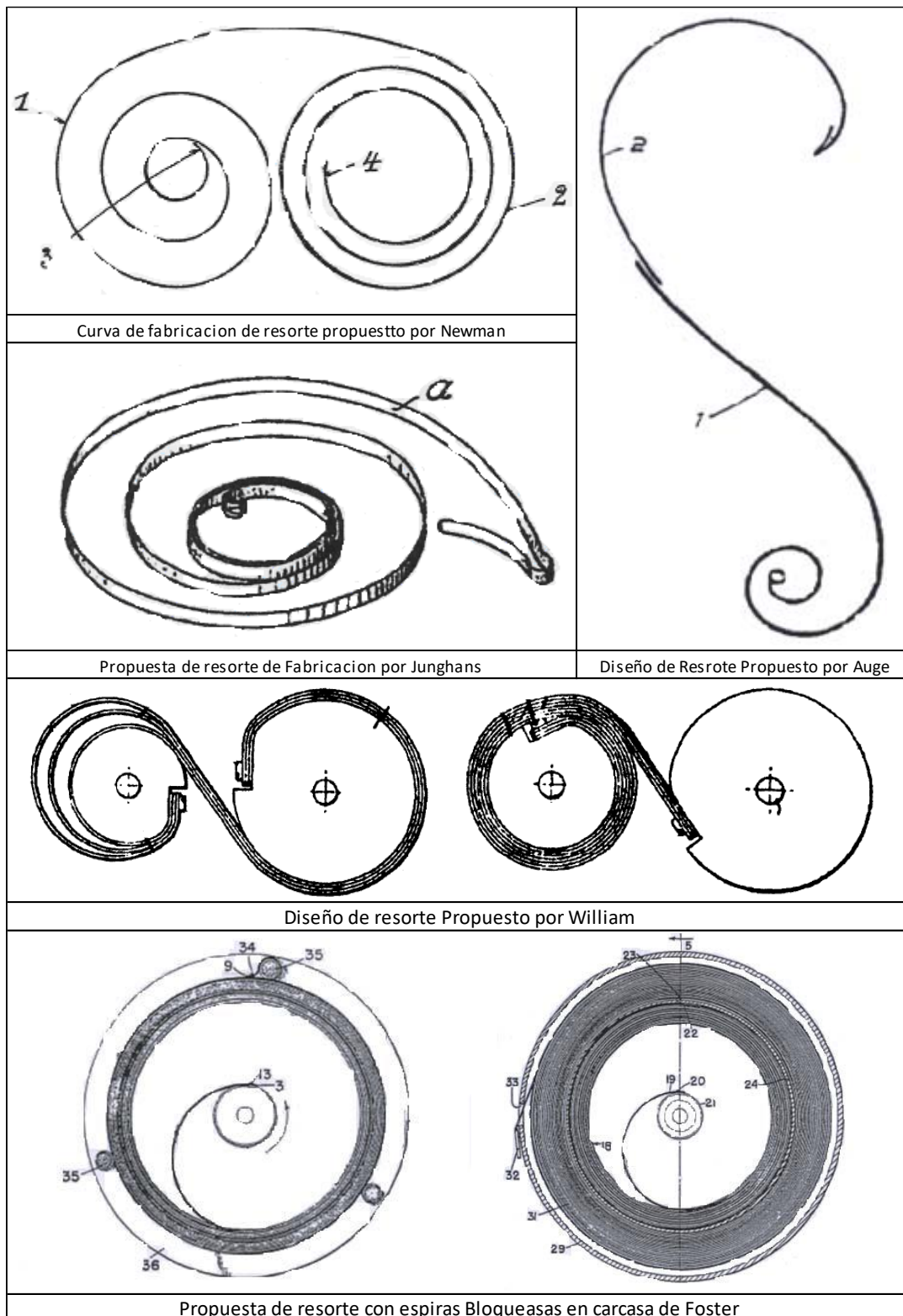


Figura 12 Propuesta de resortes Existentes

Fuente: D. Daniel Fernández Caballero. Modelización generalizada de resortes espirales a torsión. Aplicación en almacenamiento de energía.

8.1.5. ACTUADORES

Para poder generar movimiento un mecanismo puede ser impulsado manualmente o por medio de un dispositivo. A estos se les llama actuador y generan fuerzas suficientes para animar la estructura mecánica. Se tipifican por su tipo de movimiento generado y por la fuente primaria de energía.

8.1.5.1. Por su tipo de movimiento

- a) Actuador Lineal: un actuador lineal es un dispositivo que convierte los movimientos de rotación por ejemplo de un motor de corriente continua de baja tensión, en movimiento lineal, es decir, los movimientos de empuje y halado. De esta manera es posible elevar, ajustar, inclinar, empujar o halar objetos pesados o difíciles de alcanzar. (Linak, we improve your life)
- b) Actuador de Rotación o Rotativos o Giratorios: son los encargados de transformar la energía por ejemplo neumática en energía mecánica de rotación. Dependiendo de si el móvil giratorio tiene ángulo limitado o no. [11]
Los actuadores de giro limitado son aquellos que proporcionan movimiento de giro pero no llegan a producir una revolución (exceptuando alguna mecánica particular como por ejemplo piñón-cremallera). Existen dispositivos de simple y doble efecto para algunos de 90°, 180°..., hasta un valor de unos 300° (aproximadamente).

8.1.5.2. Por su tipo de fuente primaria de energía

8.1.5.2.1. Actuadores manuales u operadores

Estos engloban los mecanismos que consiguen movimiento o facilitan el movimiento, aquí se encuentran las palancas, engranes o ruedas dentadas.

8.1.5.2.2. Actuadores automáticos

Son aquellos que para generar movimiento y fuerza utilizan una fuente eléctrica externa.

8.1.5.2.3. Actuadores hidráulicos

Son los encargados de dotar de movimiento a las instalaciones hidráulicas y se seleccionan en función de su uso y capacidad de carga. [11]

- a) Cilindro de simple efecto: Estos cilindros tiene solo una conexión de aire comprimido y no pueden realizar trabajo más que de un sentido, el movimiento de otro sentido se lleva a cabo mediante un resorte.
- b) Cilindro de doble efecto: en este caso la fuerza ejercida por el aire comprimido dota al émbolo de un movimiento de traslación los dos sentidos.

- c) Actuadores Rotativos: al igual que los movimientos lineales, en neumática se generan de la misma forma movimientos rotativos.

8.1.5.2.4. Actuadores neumáticos

Son los encargados de dotar de movimiento a las instalaciones neumáticas y se seleccionan en función de su uso y capacidad de carga. Examinamos a continuación los tipos más comunes. [11]

- a) Cilindro de simple efecto: Estos cilindros tienen solo una conexión de aire comprimido y no pueden realizar trabajo más que de un sentido, el movimiento de otro sentido se lleva a cabo mediante un resorte.
- b) Cilindro de doble efecto: en este caso la fuerza ejercida por el aire comprimido dota al émbolo de un movimiento de traslación los dos sentidos.
- c) Cilindro sin vástago: Realiza su función tal como lo hacen los cilindros de doble efecto. Tienen la particularidad de no poseer vástago interior.

Actuadores Rotativos: al igual que los movimientos lineales, en neumática se generan de la misma forma movimientos rotativos.

8.1.5.2.5. Actuadores eléctricos

De la misma manera que los sensores, estos son muy aplicados como consecuencia de la mayor implementación de sistemas electrónicos. Para su estudio se pueden clasificar de diversas formas, aunque es conveniente hablar de ellos por su principio de funcionamiento. [12]

- a) Electromagnéticos: Son los basados en el magnetismo y electromagnetismo, que puede ser de origen natural, mediante un imán, o creado por electricidad (efecto de electroimán). También se incluyen aquí otros fenómenos relacionados con la electricidad y el magnetismo: como la inducción electromagnética que consigue generar alta tensión, principio de los transformadores de encendido.
- b) Calefactores: Son aquellos que generan calor gracias al efecto Joule. Este efecto relaciona la corriente que circula por una resistencia y la energía liberada en forma de calor. El calor se produce cuando una elevada corriente (muchos electrones) al atravesar un conductor con poca resistencia, provocan entre ellos numerosas colisiones y fricciones, lo cual hace incrementar la temperatura. Se utilizan como resistencias calefactoras hilo metálico con una aleación determinada (cromo-níquel) que le confiere un elevado coeficiente de resistividad (alto valor óhmico) y además posee una gran resistencia al calor. También se fabrican a base de compuestos semiconductores dispuestos sobre una superficie.

- c) **Electromotores:** Son accionamientos donde intervienen motores eléctricos. Si el conductor forma una espira arrollada formando un inducido y se alimenta a través de unas escobillas que crean un campo magnético opuesto al fijo (del estator), el campo magnético creado en el inducido formará una fuerza de reacción que le obligará a girar en el interior del campo magnético fijo. Se construyen motores de diversas características técnicas, como los motores rotativos de giro libre, con reductor o bien de giro limitado. ejem: motores paso a paso.

8.1.5.2.6. Actuadores acústicos

Son los sensores relacionados al sonido. La Pantalla de Cristal Líquido: Son los actuadores que presentan un mensaje visual o introducen una información gráfica.

8.2. LESIONES

Una lesión es un cambio anormal en la morfología o estructura de una parte del cuerpo producida por un daño externo o interno. Las heridas en la piel pueden considerarse lesiones producidas por un daño externo como los traumatismos. Las lesiones producen una alteración de la función o fisiología de órganos, sistemas y aparatos, trastornando la salud y produciendo enfermedad.

8.2.1. Lesiones por su naturaleza

8.2.1.1. Fracturas

Una fractura es la ruptura de un hueso. Las fracturas se clasifican de acuerdo con su gravedad, la forma o posición de la línea de fractura, o incluso del nombre propio de quien las describió primero. [13]

- **Fracturas expuestas (Abiertas).** Los extremos rotos del hueso hacen protrusión a través de la piel. En cambio, en una fractura simple (cerrada) no atraviesa la piel.
- **Fractura conminuta.** El hueso se astilla en el lugar de impacto y entre los dos fragmentos óseos principales yacen otros más pequeños.
- **Fractura en el “tallo verde”.** Es una fractura parcial en la que el lado del hueso está roto y el otro lado se halla curvado; sucede solamente en niños, cuyos huesos no se encuentran osificados por completo y contienen más material orgánico que inorgánico.
- **Fractura impactada.** Uno de los extremos del hueso fracturado se introduce forzosamente en el interior del otro.
- **Fractura Pott.** Fractura del extremo distal, compromiso importante (lesión), de la articulación tibial distal.

En algunos casos, un hueso puede fracturarse sin que se advierta a simple vista. Una fractura por estrés es una serie de fisuras microscópicas en el hueso sin indicio alguno de lesión en otros tejidos. En los adultos sanos, las fracturas por estrés son el resultado de la actividad física intensa y repetida como correr, saltar o practicar danza aeróbica. Estas fracturas también se ven en enfermedades que interrumpen el proceso normal de clasificación ósea, como la osteoporosis. Alrededor del 25% de las fracturas por estrés se localizan en la tibia. Aunque las imágenes radiográficas a menudo no revelan la presencia de las fracturas, se ven claramente en el centellograma óseo.

8.2.1.2. Esguinces y desgarros

Un esguince es una torsión o torcedura violenta de la articulación que estira o rasga estos ligamentos sin luxar los huesos. Esto sucede cuando los ligamentos son estirados más allá de su resistencia normal. El esguince también daña los vasos sanguíneos, músculos, tendones o nervios adyacentes. Algunos esguinces pueden ser tan dolorosos que impiden el movimiento de la articulación. Hay una considerable tumefacción, que se produce por las sustancias químicas liberadas por las células dañadas y hemorragia por la ruptura de vasos sanguíneos. La articulación del tobillo es la que sufre esguinces más frecuentemente; la columna lumbar es otro sitio frecuente de esguince.

Un desgarró es el estiramiento o rotura parcial de un músculo. Se produce en general cuando con mucha fuerza, como los músculos de la pierna de los velocistas cuando pican desde la largada.

En función del daño ligamentoso producido los esguinces se pueden clasificar por su gravedad.

- a) Grado I: Se produce un estiramiento, una distensión del ligamento afectado, habitualmente el PAA, no existe laxitud articular asociada: el paciente puede caminar, existe dolor leve y en general los síntomas son escasos. Se produce la rotura de menos de 5% de las fibras. [14]
- b) Grado II: se produce la rotura parcial del ligamento, aparece dolor moderado acompañado de una inestabilidad leve de la articulación. Existe inflamación y dificultad para la deambulación “de puntillas”. El sujeto camina en posición antiálgica los signos síntomas son más evidentes. Se ha producido la rotura de 40-50% de las fibras. La exploración puede revelar un cajón anterior y/o una inversión forzada positiva.
Los ligamentos se rompen parcialmente, con hinchazón inmediata. Generalmente precisan de un periodo de reposo de tres a seis semanas antes de volver a la actividad normal
- c) Grado III: Existe una laxitud articular manifestada, rotura completa del ligamento, dolor intenso, deformidad e hinchazón franca. El sujeto no puede caminar ni apoyar el pie en el suelo. Son los más graves y suponen la rotura completa de uno o más ligamentos pero rara vez precisan cirugía, se precisan ocho semanas o más para que los ligamentos cicatricen.

8.2.1.3. Luxación

Pérdida total permanente del contacto de las superficies articulares.

- Subluxación: Pérdida parcial del contacto articular.
- Clínica: dolor intenso, impotencia funcional y típicas actitudes patológicas según la articulación comprometida.

8.2.1.4. Daño muscular inducido

La comparación entre microfotografías electrónicas de tejido muscular obtenido de atletas antes y después de realizar un ejercicio intensivo evidencia un daño muscular considerable inducido por dicha actividad, como sarcolema desgarrados en algunas fibras, miofibrillas dañadas y líneas Z desorganizadas. Este daño muscular microscópico también se manifiesta por la elevación en los niveles plasmáticos de ciertas proteínas, como la mioglobina y la enzima creatincinasa (CK), que normalmente se encuentra confinadas en las fibras musculares. Entre 12 y 48 horas después de realizar un ejercicio extenuante, los músculos esqueléticos suelen comenzar a doler. Este dolor muscular de aparición tardía (DOMS= delayed onset muscle soreness) se acompaña de rigidez, debilidad e inflamación. Pese a que las causas de DOMS no se conoce por completo, el daño muscular microscópico parece ser un factor muy importante.

8.2.1.5. Tenosinovitis

Es una inflamación de los tendones, las vainas de los tendones y la membrana sinovial que rodea ciertas articulaciones. Los tendones afectados con mayor frecuencia son los de la muñeca, hombros, codo (codo de tenista), articulaciones de los dedos de la mano (dedo en gatillo), tobillo y pie. Algunas veces las vainas afectadas se inflaman notablemente por la acumulación de líquido. Con frecuencia se asocia dolor espontáneo y la movilización de las partes del cuerpo afectadas. A menudo el trastorno es consecuencia de traumatismos, distensión o ejercicio excesivo. La tenosinovitis en el dolor el pie puede ser producida por ajustar demasiado los cordones del calzado. Los gimnastas son propensos a desarrollar esta patología como resultado es una hiperextensión máxima, repetitiva y crónica de las muñecas. También pueden provocar tenosinovitis otras actividades que involucran otros movimientos repetitivos como la mecanografía, la peluquería, la carpintería y el trabajo en una línea de montaje.

8.2.2. Lesiones por su localización

8.2.2.1. Patología de la rodilla

La articulación de la rodilla puede verse afectada por diferentes patologías que se clasificaremos teniendo en cuenta dos parámetros:

1. Su etiología
2. Su Localización

Tabla 9 Lesiones de rodilla

Etiología	Congénita
	Degenerativa
	Endocrino-Metabólica
	Infecciosa
	Traumática
	Tumoral
Localización	De la Sinovial
	De la Serosa
	Cápsulo-ligamentaria
	Cartilaginosa
	De la Rótula y Aparato Extensor

Fuente: Del Autor

El mayor porcentaje de patologías que puede observarse en esta compleja articulación se debe a los traumatismos (que afectan a los meniscos y al complejo cápsulo-ligamentoso) y a los procesos degenerativos provocados por el desgaste e involución de los componentes articulares (cartílago, meniscos, sinovial), los cuales son inexorables y afectan en grado variable según los individuos. [15]

8.2.2.2. Afecciones más comunes

El pie es una compleja estructura que tiene tres funciones fundamentales:

- 1) Soportar el peso del cuerpo.
- 2) Aumentar la base de sustentación.
- 3) Proporcionar una palanca de segundo género que intervenga activamente en el automatismo de la marcha.

En la marcha normal existen dos fases: el apoyo y el balanceo. [15]

Tabla 10 Pie Bot

	Descripción	Variables de Pie Bot
Pie Bot	Aquel que durante la marcha y la estación de pie no se apoya en forma plantígrada y sus ejes y planos no guardan relación normal con respecto a los de la pierna	Plano Cavo Vaquero Equino Aducto Astrágalo Vertical

Fuente: Del Autor

8.2.2.3. Fracturas y luxaciones de miembros inferiores

Tabla 11 Fracturas u Luxaciones del miembro inferior

	Cadera	Rodilla	Tobillo	Pie
Fracturas	De la Cabeza Femoral	De los Cóndilos	De Tobillo	De Metatarsos
	Del Cuello Femoral	De los Plátillos Tibiales	Del Pílon	De Astrágalo
	De la Diáfisis Femoral	De la Rótula		De Calcáneo
Otras lesiones			Lesiones ligamentarias de tobillo	Fractura y luxación de las Falanges
				Fractura y luxación de Lisfranc

Fuente: Del Autor

8.3. TRATAMIENTOS

El tratamiento para lesiones en los miembros inferiores puede incluir hacer reposo, utilizar hielo, la elevación del miembro, utilización de aparatos ortopédicos, ortesis, férulas o de yeso o fisioterapia. El tipo de tratamiento depende cuando ocurrió la lesión, la edad, actividad estado de salud del afectado y fundamentalmente, el sitio, el tipo y la gravedad de la lesión.

a) Movilizaciones activas

La cinesiterapia es aquella actividad que el sujeto realiza conscientemente y de forma programada para conseguir una determinada finalidad. Estas movilizaciones en la mayoría de los casos, no se podría realizar con los pacientes por permanecer sedados o en coma.

b) Estiramientos

Son maniobras manuales pasivas o autopasivas, destinadas a colocar en trayectoria externa máxima la estructura músculo-tendinosa durante unos segundos con el fin de estirar los componentes no contráctiles, poco o nada extensibles. El movimiento será lento, con el paciente relajado y con una correcta estabilización de los segmentos proximal y distal a la articulación o musculatura a estirar para un correcto control de la maniobra.

c) Cambios posturales

Para elegir una posición correcta y rechazar aquella que no lo es, debemos tener en cuenta lo siguiente:

- Cuando dos segmentos adoptan una posición viciosa, los músculos que los unen se ven obligados a modificar la dirección de sus tendones, existiendo un desequilibrio músculo – tendinoso y por tanto óseo.
- Es necesario eliminar los acortamientos músculo-tendinosos, relajar la musculatura contracturada e hipertónica, así como activar la hipotónica y restaurará la amplitud de movimiento articular.

El cambio de posición cada dos horas se considera suficiente en un primer momento.

8.4. ORTESIS DE MIEMBRO INFERIOR

Son dispositivos Ortopédicos que se aplican para la corrección descarga, alimentación y de rotación de las extremidades inferiores.

- Férula de Hallux Valgus

Provoca una reducción progresiva de la deformidad y evita su progresión rápida. Debe ser usada en estudios iniciales. De uso nocturno, se construye de material termoplástico y se moldea.



Figura 13 Férula de Hallux Valgus

Fuente: <https://www.amazon.es/Tinsky-juanete-f%C3%A9rula-enderezador-Corrector/dp/B010FDH9V4>

- Férula Denis Brown

Tratamiento del pie varo equino del metatarso aducto y de los defectos torsionales de las tibias. Se usa durante la fase de lactante de forma permanente y después del año al comenzar la marcha se difiere su uso a la noche.

Produce rotación externa de la extremidad y abducción del pie. Se confecciona de aluminio y puede ser fija o regulable la distancia entre las planchuelas al igual que el grado de rotación del calzado



Figura 14 Férula Denis Brown

Fuente: <https://ortopediavirgendezocueca.blogspot.pe/2012/11/ferula-de-dennis-brown.html>

- Férula plástica de pie equino

Para el tratamiento del equinismo de cualquier causa. Mantiene el pie en posición anatómica 90° de tobillo.



Figura 15 Férula Plástica de Pie Equino

Fuente: <http://ortopediaibor.com/productos/ortesis-de-miembro-inferior>

- Ortesis cortas

Se usan para la ambulaci3n. Se confeccionan a la medida del paciente y se adaptan con calzado especial tipo bota quir3rgica.

- Rodilleras articuladas

Gonartrosis, inestabilidad, deformidad angular en el adulto. Estabiliza e inmoviliza la articulaci3n de la rodilla, evita la progresi3n de algunas deformidades. Se confecciona a la medida del paciente puede ser para una o ambas rodillas.



Figura 16 Rodilleras Articuladas

Fuente: http://www.vettel.es/product.php?id_product=101

- Rodillera Recurvatum

Deformidades en Genus Recurvatum en ni1os y adolescentes mientras exista crecimiento 3seo. Correcci3n activa durante marcha y de la deformidad. Se confecciona de termopl3stico y velcro.



Figura 17 Rodillera Recurvatum

Fuente: http://claimyourprize13.ru/?u=bl3pte4&o=xbkkvzb&t=tds_traf

- Rodillera Genus Flexus

Corrección en flexión de la rodilla. Corrección activa de la deformidad. Se confecciona de aluminio, acero, velcro y rodillera de piel.

- Ortesis largas

Paciente hemi y parapléjico, las distrofias musculares, en pacientes con secuelas de poliomielitis y otras patologías que impidan una ambulación adecuada.

Se confeccionan de acero, termoplástico, lleva cinturón pélvico, asentamiento isquiático, se articula en caderas, rodillas y tobillos; su sujeción se realiza con rodilleras de piel y hebillas, se une al calzado especial tipo botas quirúrgicas o la llamada sandalia introducida. Para la deambulacion y/o bipedestacion del paciente.



Figura 18 Ortesis Largas

Fuente: <http://www.tecnicalahuen.com.ar/>

- Corrector Varo

Corrige activamente durante el día la deformación angular. Se confecciona de los mismos materiales que el corrector varo.

- Tutor Varo

Tratamiento nocturno del Genus varo. Corrección nocturna del Genus vago. Se confecciona con los mismos materiales del tutor valgo.

- Tutor Tibia Vara

Tibia vara, enfermedad de blound. De igual confección que el resto de los correctores.

- Tutor Valgo

De uso nocturno para el Genus Valgo. Corrección nocturna del genus valgo. Se confecciona de barras de aluminio unidos a calzado nocturno, posee rodilleras de pie a través de los cuales se sujeta a la extremidad.

- Corrector Valgo

De uso diurno para el valgus

8.5. MATERIALES UTILIZADOS EN PRÓTESIS Y ORTESIS

8.5.1. Rígidos

8.5.1.1. Metales

- Acero

Tabla 12 Características del Acero

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Acero	Es un metal que cada vez se utiliza menos en ortopedia debido a su peso	Ortesis de Marcha	Gran resistencia al uso	Mucho peso
		Componentes Protésicos	Posibilidad de soldar	Sonoridad No transparente a los Rx

- Acero Inoxidable

Tabla 13 Características del Acero Inoxidable

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Acero Inoxidable	Es un acero de elevada pureza que contiene cromo en su composición. Es resistente a la corrosión. Existen distintas aleaciones de este material y es considerado biocompatible.	Ortesis de Marcha	Gran resistencia al uso	Peso elevado
		Componentes Protésicos		Sonoridad
		Endoprótesis	Posibilidad de soldar	No transparente a los Rx
		Osteosíntesis		

- Aluminio

Tabla 14 Características del Aluminio

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Aluminio	Puede utilizarse puro o aleado con cobre, silicio y magnesio para formar Duraluminio	Ortesis de Marcha	Ligero peso	Rotura con el uso
		Corsés	Transparente a los Rx	
		Férulas	Elasticidad	Difícil de soldar
		Prótesis	Facilidad para trabajar	

- Titanio

Tabla 15 Características del Titanio

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Titanio	Tiene alta resistencia a la corrosión y gran resistencia mecánica. Es más liviano que el acero. Se le considera biocompatible	Ortesis de Marcha	Gran resistencia al uso	Alto costo
		Componentes Protésicos	Bajo peso	
		Endoprótesis	No es conductor del calor	Dificultad para mecanizado
		Osteosíntesis		

8.5.1.2. Termorígidos (Compuestos)

- Resina de poliéster

Tabla 16 Características de Resina Poliéster

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Resina de poliéster	Son líquidas a temperatura ambiente y pueden ser llevadas a estado sólido, en caso de las resinas	Dispositivos médicos	Materiales limpios	No disponible para implantes
		Sistema de suministro de medicación	Procesado sencillo	

	pre aceleradas. Entre ellas podemos encontrar las más comunes: las ortoftálticas y las isoftálticas.	Bombas e inhaladores		Disponibilidad a largo plazo
		Carcasas y cubiertas para dispositivos médicos		

- Resina Acrílica

Tabla 17 Características de Resina Acrílica

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Resina Acrílica	Conocido por sus siglas PMMA. La placa de acrílico se obtiene de la polimerización del metacrilato de metilo (pellets)	Odontología	Baja densidad	Mala conducción de calor
		Estomatología	Transparente	Baja rigidez
		Instrumentación y equipo auxiliar	Resistente al impacto	Contracción de Polimerización
			Resina elástica	

- Fibra de Carbono

Tabla 18 Características de la Fibra de carbono

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Fibra de carbono	Es una fibra sintética constituida por finos filamentos, es un policarbonato. Permite la proliferación de tejido fibroso en la dirección de sus filamentos	Reconstrucción de tejido fibroso	Ligero	Alto costo
			Resistente	Complicada elaboración
		Prótesis odontológicas	Baja densidad	No reciclable

- Fibra de vidrio

Tabla 19 Características de la Fibra de Vidrio

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Fibra de Vidrio	La fibra de vidrio o <i>fibreglass</i> , se obtiene por el estiramiento de vidrio fundido, que se emplea como en la industria médica y además aislante térmico	Yesos	Liviano	Posible irritación
			Duro	
		Férulas	Mejor Ventilación	Reduce tamaño con el tiempo
			Bajo costo	
Vendaje	Transparente a los Rx			

8.5.1.3. Termoplásticos

- Polietileno

Tabla 20 Características del Polietileno

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Polietileno	Es un termoplástico que se obtiene por polimerización de adición de etileno. Según el proceso de fabricación puede obtenerse cadenas lineales o bien cadenas ramificadas. A medida que aumente la densidad aumenta la temperatura de fusión, resistencia a la tracción y dureza pero disminuye la resistencia al impacto, la traslucidez y la resistencia al estrés. se moldea en horno a temperatura entre 120° y 180° C mediante la técnica del vacío	Férulas	Fácil de recortar	Al ser Impermeable aumenta la sudoración
			Poco peso	
		Corsés	Transparente a los Rx	Frágiles para soportar la fatiga de uso
		Plantillas	Lavable	
		Encajes de Provisionales	Poco Ruidoso	Alergias en algunos pacientes
			Bajo coste	

- Polipropileno

Tabla 21 Características del Polipropileno

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Polipropileno	Es un termoplástico que se obtiene por polimerización del propeno. Es el más ligero de los plásticos. Tiene una elevada resistencia a la tracción, rigidez y dureza. Su elevado punto de fusión hace que las piezas sean esterilizables. Su moldeado en horno a la temperatura entre 120° y 180° C, mediante técnica del Vacío.	Ortesis de Marcha	Ligero de peso	Difícil de Pulir en los cantos
			No ruidoso	
		Corsés	Transparente a los Rx	Sudoración
			Lavable	
		Encajes para prótesis femorales y tibiales, provisionales o definitivos	Fácil de recortar	En ocasiones causa alergias
			Bajo coste	

- Polietileno de Baja temperatura

Tabla 22 Características del Polietileno de Baja Temperatura

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Polietileno Baja Temperatura	Plástico semirrígido. Variedad de Colores: Beiges, blanco, rosa. Espesores disponibles desde 1,5; 2,4; 3; 4; 8 mm. Perforado o sin perforar. Su particularidad es que se moldea a baja temperatura (80°C aprox). Permite moldearlo directamente sobre la piel del paciente sin necesidad de tomar previamente molde de yeso. Para trabajarlo se calienta en una cubeta de agua caliente o con pistola de aire.	Férulas	Rapidez en la confección	Costo elevado
		Corsés	Muy fácil de retocar	
			Lavable	
		Plantillas	Si se calienta de nuevo recupera completamente su forma original.	A partir de 80° se deforma por lo que no puede acercarse a una fuente de calor
		Encajes de Provisionales	Transparente a los Rx	

8.5.2. Semirrígidos

- Polietileno de Baja densidad

Tabla 23 Características del Polietileno de Baja Densidad

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Polietileno de alta Densidad	Polímero de cadena ramificada, es un termoplástico comercial, semicristalino, transparente flexible liviano, impermeable, no toxico tenaz de fácil procesamiento y de bajo coste	Mecánicas (embazado, revestimiento de Cables y fabricación de tuberías)	Flexible	Impermeable
			Liviano	
			No tóxico	No permite que se imprima , pliegue o pinte en su superficie
			Tenaz	
			Bajo coste	
			Fácil procesamiento	

- Cueros

Tabla 24 Características del Cuero

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Cueros	Proviene de la capa de tejido que recubre a los animales tiene propiedades de resistencia y flexibilidad	Calzado ortopédico	Resistente a la tracción	Calienta demasiado al uso
		Ortesis	Resistente al desgarre	
		Plantillas	Dureza	Elevado costo en relación con corcho y caucho
		Corsés	Compacidad	
		Correas de amarre	Flexibilidad	

- Cauchos

Tabla 25 Características del Caucho

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Caucho	Polímero elástico que surge como una emulsión lechosa conocida como látex también puede ser producida sintéticamente	Ortesis	Resistente	Baja resistencia a altas temperaturas
		Plantillas	Aislante	
			Correas de amarre	Maleable
		bajo coste		
Amortigua impacto	Retiene humedad			

- Corcho

Tabla 26 Características del Corcho

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Corcho	Corteza del Alcornoque. Puede presentarse en , bruto, el principal componente del corcho es la Suberina.	Calzado ortopédico	Ligero	Impermeable
		Ortesis	Elástico	
		Plantillas	Fácil manejo	Retiene humedad
			Aislante	
Bajo contenido de agua				

8.5.3. Blandos

- Espuma

Tabla 27 Características de la Espuma

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Espuma	La espuma de poliuretano es un material plástico poroso formado por una agregación de burbujas contiene sustancias de bajo poder cancerígeno	Colchones	Amortiguador	Mal olor con el tiempo
		Muebles	Vibraciones	
		Automoción	Elimina puente térmico	No estable frente a luz UV
		Construcción	Impermeable al agua	
Es termo aislante				

- Siliconas

Tabla 28 Características de la Silicona

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Siliconas	Es un elastómero, puede ser transparente o pigmentado, se presenta como dispositivos prefabricados o en forma líquida para moldear	Encajes Blandos	Amortiguador	Alergias
		Plantillas	de impacto	Sudoración
		Rodilleras	Agradable al contacto con la piel	
		Taloneras		Elevado coste
		Alineadores de dedos	Gran adherencia a la piel	
		Lavable		Fragilidad

- Neopreno

Tabla 29 Características del Neopreno

Material	Observación	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Neopreno	En un aislante que ayuda a mantener el calor natural procedente de la temperatura corporal. Además es un polímero elastómero de color negro que es disponible puro o con recubrimiento de algodón o nylon , se presenta en espesores de 2, 3 ,4 y 6 mm	Fajas	Elasticidad Uniforme	Sudoración
		Rodilleras		
		Coderas	Ayuda a mantener el calor	
		Tobilleras	No limita el movimiento de las articulaciones	
		Muñequeras		

8.6. CONSIDERACIONES BIOMECÁNICAS

8.6.1. Ayuda técnica para la marcha

Según la Organización Internacional de Normalización, las ayudas técnicas son todos los productos, instrumentos, equipos o sistemas técnicos utilizados por una persona con discapacidad, fabricados especialmente, o disponibles en el mercado, para prevenir, compensar, mitigar o neutralizar una deficiencia, discapacidad o minusvalía.

Las ayudas técnicas también se conocen como “dispositivos de asistencia” o “tecnología de apoyo”. Por tanto, las ayudas técnicas para la marcha se pueden definir como dispositivos que proporcionan, durante el desarrollo de la marcha, un apoyo adicional del cuerpo humano al suelo. Su objetivo final es permitir el desplazamiento y la movilidad de la persona discapacidad, así como la bipedestación. [16]

8.6.1.1. Bastones

a) Bastón inglés

Se le conoce también por los siguientes nombres: Bastón tipo muleta, bastón canadiense, bastón o muleta Lofstrand, bastón antebraquial o muleta de antebrazo. Sus funciones principales son facilitar la marcha aumentando la estabilidad, ampliar la base de sustentación y/o reducir la carga sobre una o ambas extremidades inferiores.

Adaptación al paciente

Requiere que el paciente presente una buena capacidad muscular. La regulación de la altura se realizará de manera que la abrazadera del antebrazo no bloquee la articulación del codo. Para ello se situará en la parte postero-proximal del antebrazo a una distancia aproximada de 5 cm de la articulación del codo. Cuando se usa solo un bastón inglés, este deberá llevarse en el lado contrario de la lesión.

b) Bastón multipodal

Su objetivo es proporcionar estabilidad al paciente, así como también una pequeña descarga de una de sus extremidades. Cuenta con 3-4 pies de apoyo, según los modelos. En general están dispuestos de tal manera que permiten subir o bajar escaleras.

Están indicados para periodos de transición entre la marcha en las paralelas o andadores y la deambulación con bastones ingleses o bastones simples (muletillas). Suelen utilizarlos pacientes geriátricos que han sufrido de fractura de cadera, amputados de miembro inferior y pacientes con secuelas paralíticas graves.

Adaptación al paciente

La altura se regulará de tal manera que las manos realicen el apoyo aproximadamente a la altura de los trocánteres mayores.

c) Bastón común

También llamados muletillas, Son dispositivos de ayuda a la marcha muy utilizados y muy sencillos. Mejoran y/o mantienen el equilibrio, con lo que se amplía la base de sustentación del paciente. Además, pueden ayudar a descargar parcialmente los miembros inferiores.

Adaptación al paciente

La mano del paciente al sujetar la empuñadura quedará colocada en ligera flexión dorsal y con una flexión del codo del paciente de alrededor de 5-10°. El

bastón, para ser eficaz, deberá situarse paralelamente al miembro inferior a unos 10-20 cm del cuerpo y tendrá una longitud similar a la distancia entre el trocánter mayor y el suelo con el paciente calzado, siendo algo mayor si la marcha del paciente es pendular u oscilante.

8.6.1.2. Muletas

Son dispositivos ortopédicos que permiten realizar un apoyo directo sobre el tronco, lo que proporciona una gran estabilidad y equilibrio, dejando las manos libres el mismo tiempo. En general, los enfermos las aceptan con mucha dificultad. Hoy día, están en desuso por ser poco estética. Para realizar la marcha pendular son más efectivas que los bastones ingleses.

Adaptación al paciente

Se debe tomar especial atención en la zona axilar, debe sujetarse entre la cara interna del brazo y la cara antero lateral del tórax, a una altura aproximada de 5 cm por debajo y discretamente por delante del hueco axilar (evitar la presión en el nervio axilar). El apoyo de la muleta debe realizarse contra el tórax. Para mantener el equilibrio, la contera debe quedar situada a unos 8 -10 cm por delante y por fuera de la punta del pie además sostendrá la empuñadura flexionando el codo en 30°.

8.6.1.3. Andadores

Son dispositivos ortopédicos que permiten realizar la marcha apoyándose sobre estos y sobre las extremidades. Aumenta considerablemente la base de sustentación y por tanto, la estabilidad y el equilibrio del paciente. También es importante indicar que proporciona una gran seguridad psicológica al paciente que los utiliza, ya que este pierde el miedo a caerse.

Adaptación al paciente

La altura se regulará de tal manera que las manos realicen el apoyo aproximadamente a la altura de los trocánteres mayores. Es imprescindible que el paciente tenga un buen tono muscular e igualdad motora en ambos miembros superiores. Se debe valorar el equilibrio y la fuerza del paciente en las extremidades inferiores y superiores.

8.6.2. Índice de masa corporal

El índice de masa corporal (IMC) o índice de Quetelet, como también es conocido, es un método muy extendido debido a su facilidad para saber si una persona padece o no de sobre peso y si su grado de obesidad es severo o no. Estos valores son válidos para adultos entre 20 y 60 años. Se calcula dividiendo el peso en Kg entre la estatura en m elevada al cuadrado.

$$IMC = \frac{\text{Peso [Kg]}}{\text{Talla [m]}^2}$$

8.6.3. Dimensiones antropomórficas

Las longitudes y masas de los cuerpos se expresan en función de la altura y el peso total de la persona. [1]

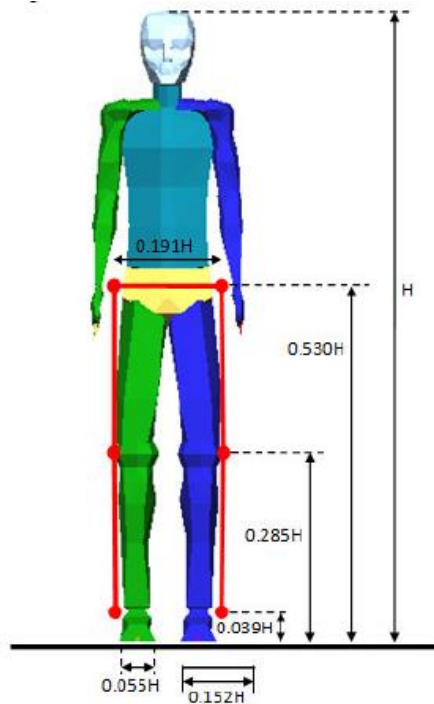


Figura 19 Dimensiones Antropométricas

Fuente: Tibaduiza y Grosso: Diseño Conceptual de un Exoesqueleto para Asistir la Rehabilitación de Miembro Inferido, IEEE, 2009

Tabla 30 Dimensiones Antropométricas

Segmento	Peso del segmento	CM/Longitud de segmento		Radio de giro/longitud de segmento		
		Proximal	Distal	CG	Proximal	Distal
Pie	0,0145M	0,5	0,5	0,475	0,69	0,69
Pantorrilla	0,0465M	0,433	0,567	0,302	0,528	0,643
Muslo	0,100M	0,433	0,567	0,323	0,54	0,653
Pie y pantorrilla	0,061M	0,606	0,394	0,416	0,735	0,572
Total Pierna	0,161M	0,447	0,553	0,326	0,56	0,65

Fuente: Tibaduiza y Grosso: Diseño Conceptual de un Exoesqueleto para Asistir la Rehabilitación de Miembro Inferido, IEEE, 2009

8.6.4. Ciclo de la marcha

La locomoción humana normal se ha descrito como la serie de movimientos alternantes, rítmicos, de las extremidades y del troco que determinan un desplazamiento hacia delante del centro de gravedad. Más específicamente, la locomoción humana normal puede describirse enumerando algunas de sus características.

EL ciclo de la marcha comienza cuando el pie contacta con el suelo y termina con el siguiente contacto con el suelo. Las dos fases mayores componentes del ciclo de la marcha son la fase de apoyo y la fase de balanceo [17]

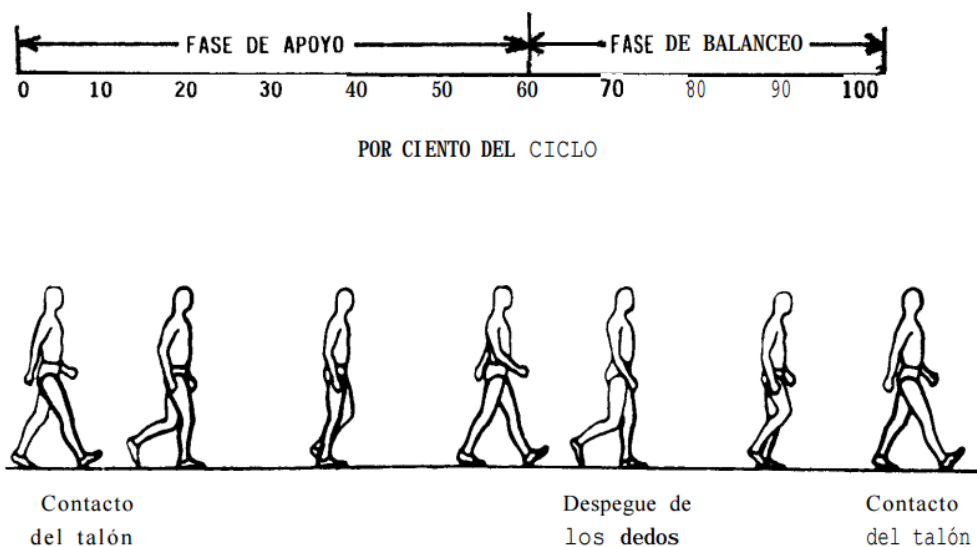


Figura 20 Ciclo de la marcha

Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

Método de estudio de la marcha

Existen dos métodos de investigación para el estudio de la locomoción humana. Uno es la cinemática que describe los movimientos del cuerpo en conjunto y los movimientos relativos de las partes del cuerpo durante las diferentes fases de la marcha. Un ejemplo de esto es el estudio de relaciones angulares de los segmentos de la extremidad inferior durante el ciclo de la marcha.

El segundo método es el del área de la cinemática que se refiere a las fuerzas que producen el movimiento tal y como lo dice [17]. Las fuerzas de mayor influencia en los movimientos del cuerpo en la marcha son aquellas debidas a:

1. Gravedad.
2. Contracción muscular.

3. Inercia

4. Reacción del suelo (resultante de las fuerzas que ejerce el suelo en el pie).

Con propósito de analizar el plano sagital, la marcha ha sido considerada en tres intervalos seguidos:

I. Contacto talón a punta de apoyo medio.

II. Punta de apoyo a despegue de los dedos

III. Fase de balanceo.

Análisis Cinemático de la Marcha Humana en el Plano Sagital

Es necesario conocer a fondo qué es lo que pasa con cada uno de los segmentos de la pierna al caminar.

En su libro Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, [17] presenta un análisis cinemático muy completo de la marcha humana normal. “El análisis cinemático describe los movimientos del cuerpo en conjunto y los movimientos relativos de las partes del cuerpo durante las diferentes fases de la marcha.”.

El análisis está dividido en tres intervalos, en los cuales se describe cómo actúan el tobillo, rodilla y cadera en el plano sagital para cada una de las fases.

Intervalo I.-

Movimiento de las articulaciones en el plano sagital entre el contacto del talón con el suelo y el punto de apoyo medio.

A. El tobillo

Tabla 31 Descripción de Acciones en el intervalo 1 -Tobillo

Momento de contacto del talón con el suelo	La articulación del tobillo está en posición neutra (0°). Justo entre la dorsoflexión y la flexión plantar.
Simultáneamente con el contacto talón	La articulación del tobillo empieza a moverse en dirección de la flexión plantar.
Momento en el que la planta del pie hace contacto con el suelo	La articulación del tobillo se mueve 15° de la posición neutra a la flexión plantar.
En la fase media	La articulación del tobillo pasa rápidamente a aproximadamente 5° de dorso flexión.

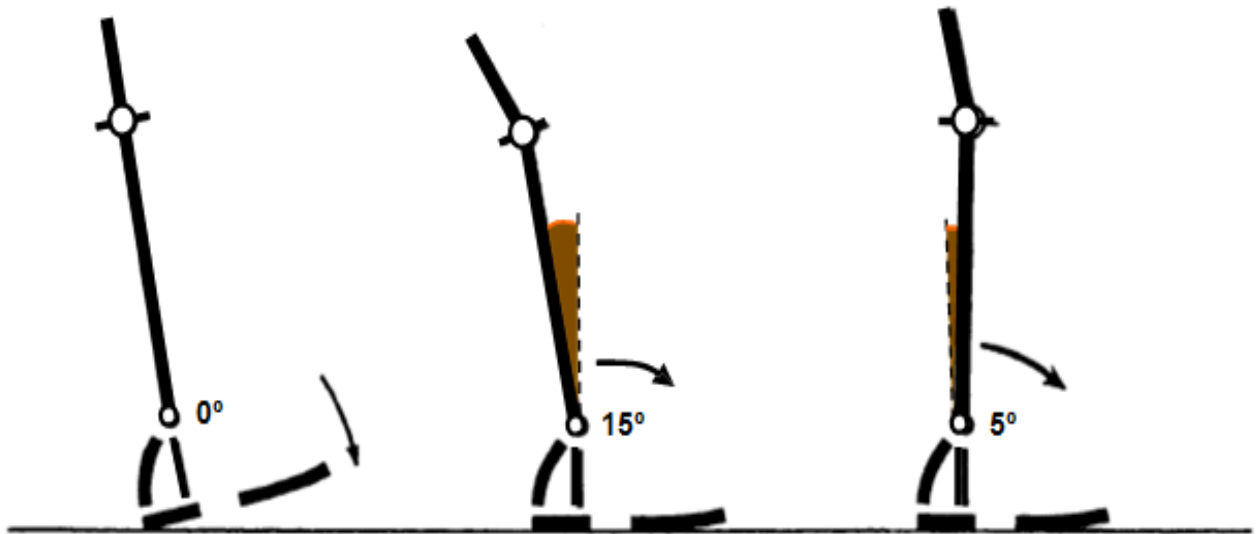


Figura 21 Descripción de Acciones en el intervalo 1

Descripción de Acciones en el intervalo 1 Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

B. La rodilla

Tabla 32 Descripción de Acciones en el intervalo 1- Rodilla

Inmediatamente antes del contacto del talón con el suelo.	La articulación de la rodilla se encuentra en completa extensión.
Simultáneamente con el contacto del talón con el suelo.	La articulación de la rodilla comienza a flexionarse y continúa hasta que la planta del pie esté plana en el suelo.
Inmediatamente después de haber alcanzado la posición plana del pie.	La rodilla tiene aproximadamente un ángulo de 20° de flexión y comienza a extenderse.
En el apoyo medio.	La rodilla tiene aproximadamente un ángulo de 10° de flexión y continúa extendiéndose.

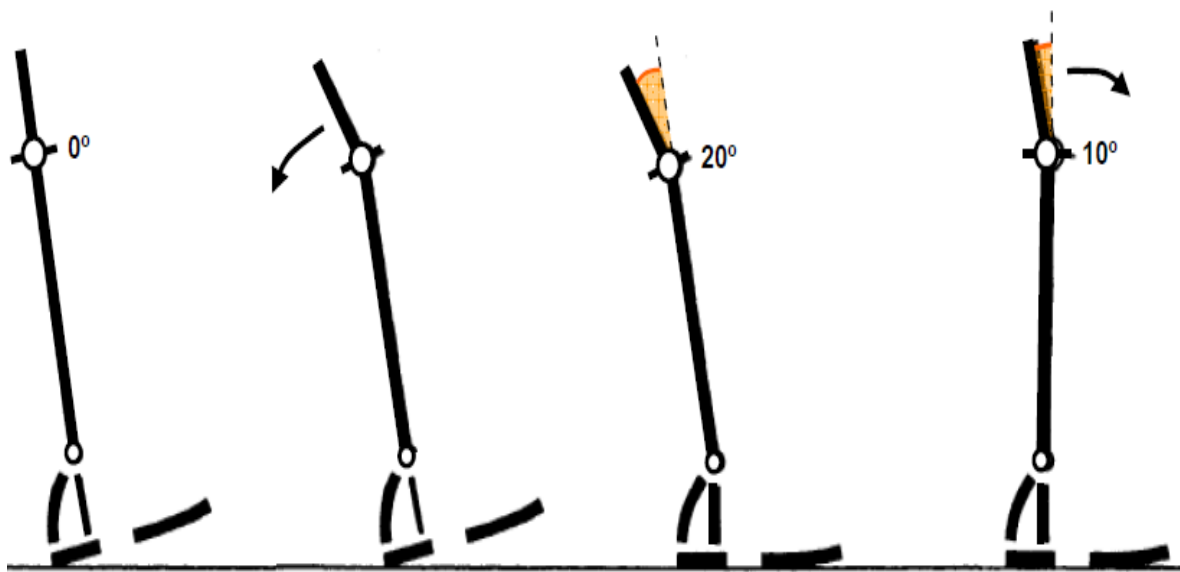


Figura 22 Estudio cinemático de la rodilla en el Intervalo I de la marcha.

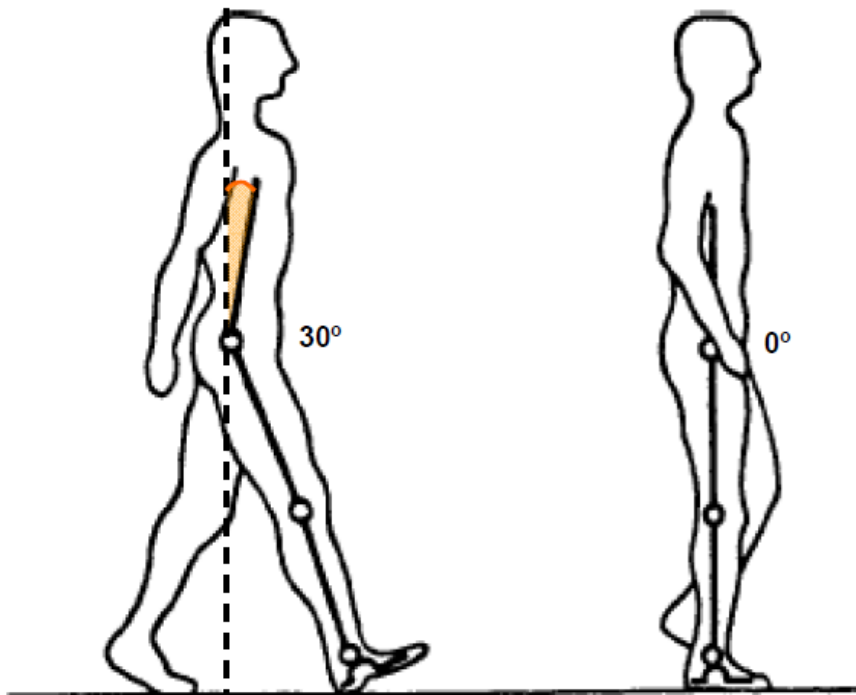
Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

C. La cadera

Tabla 33 Descripción de Acciones en el intervalo 1- Cadera

Simultáneamente con el contacto del talón con el suelo.	La cadera está aproximadamente a 30° de flexión.
Inmediatamente después del contacto del talón con el suelo.	La articulación de la cadera comienza a extenderse
En la posición del pie plano en el suelo.	El ángulo de flexión disminuye alrededor de 20°.
Entre el pie plano y el apoyo medio.	La articulación de la cadera se mueve a su posición neutral (0°).

Figura 23 Estudio cinemático de la cadera en el Intervalo I de la marcha



Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

Intervalo II.-

Movimiento de las articulaciones en el plano sagital entre el apoyo medio y despegue del pie del suelo.

A. El tobillo

Tabla 34 Descripción de Acciones en el intervalo II- Tobillo

En el apoyo medio	La articulación del tobillo pasa rápidamente a aproximadamente 5° de dorso flexión
En el momento que el talón se despegue del suelo.	La articulación del tobillo está aproximadamente a 15° de dorso flexión
En el intervalo de elevación del talón y el despegue del pie.	El tobillo se mueve rápidamente 35°, con lo que al despegar el pie del suelo la articulación está aproximadamente en 20° de flexión plantar.

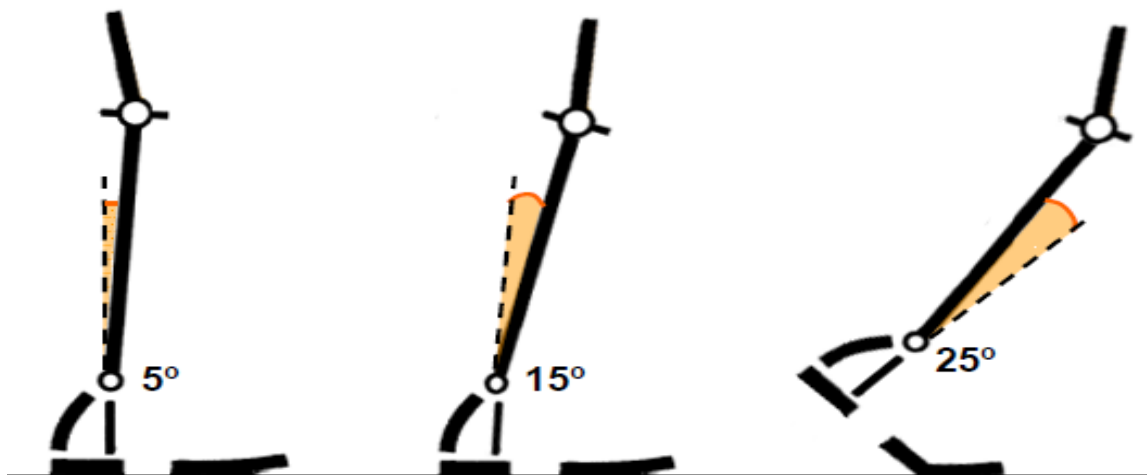


Figura 24 Estudio cinemático del tobillo en el Intervalo II de la marcha.

Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

B. La rodilla

Tabla 35 Descripción de Acciones en el intervalo II- Rodilla

En el apoyo medio.	La rodilla tiene aproximadamente un ángulo de 10° de flexión y continúa extendiéndose.
Inmediatamente antes de que el talón pierda contacto con el suelo.	La rodilla está a 4° de la extensión completa.
Entre el despegue del talón y el de los dedos.	La articulación de la rodilla se mueve de una extensión casi completa a 40° de flexión.

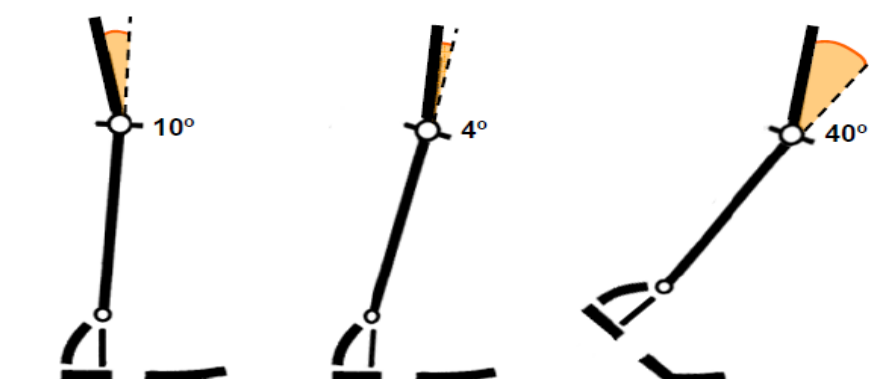


Figura 25 Estudio cinemático de la rodilla en el Intervalo II de la marcha.

Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

C. La cadera

Tabla 36 Descripción de Acciones en el intervalo II- Cadera

En el apoyo medio.	La articulación de la cadera se encuentra en posición neutra (0°) y comienza a moverse hacia la extensión.
Inmediatamente después del despegue del talón.	La cadera alcanza un máximo de hiperextensión de 20° .
En el momento de despegue de los dedos del suelo.	La cadera está cerca de una posición neutra y se mueve en dirección de la flexión.

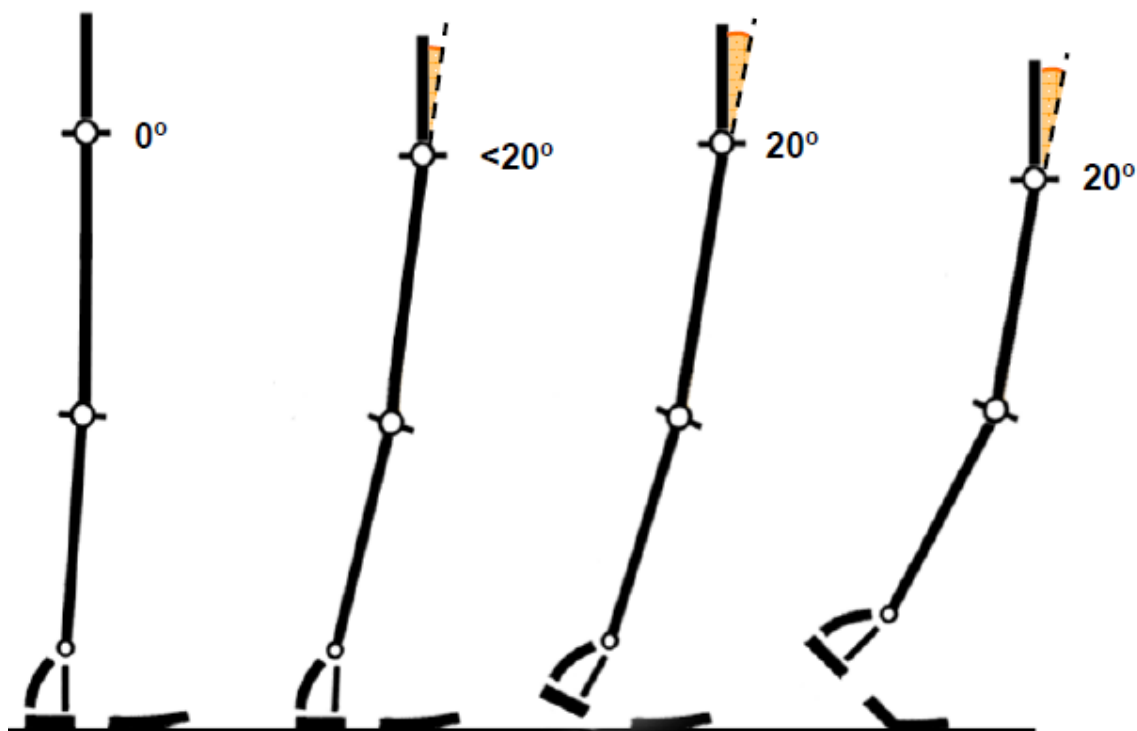


Figura 26 Estudio cinemático de la cadera en el Intervalo II de la marcha.

Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

Intervalo III.-

Describe el movimiento de las articulaciones en el plano sagital en la etapa de balanceo.

A. El tobillo

Tabla 37 Descripción de Acciones en el intervalo III- Tobillo

Durante la etapa de balanceo.	El pie se mueve de su posición inicial de flexión plantar al desprenderse del suelo a una posición esencialmente neutra (0°) que se mantiene durante toda la etapa de balanceo.
-------------------------------	---

B. La rodilla

Tabla 38 Descripción de Acciones en el intervalo III-Rodilla

Entre el despegue del pie y la parte media de la etapa de balanceo.	La rodilla se flexiona de una posición inicial de aproximadamente 40° a un ángulo de máxima flexión de aproximadamente 65°.
Entre la parte media de la etapa de balanceo y el contacto del talón.	La rodilla se extiende casi completamente hasta el último instante de la etapa de balanceo.

C. La cadera

Tabla 39 Descripción de Acciones en el intervalo III- Cadera

Durante la etapa de balanceo.	Partiendo de una posición neutral, la articulación de la cadera se flexiona aproximadamente 30° y se mantiene en esa posición.
-------------------------------	--

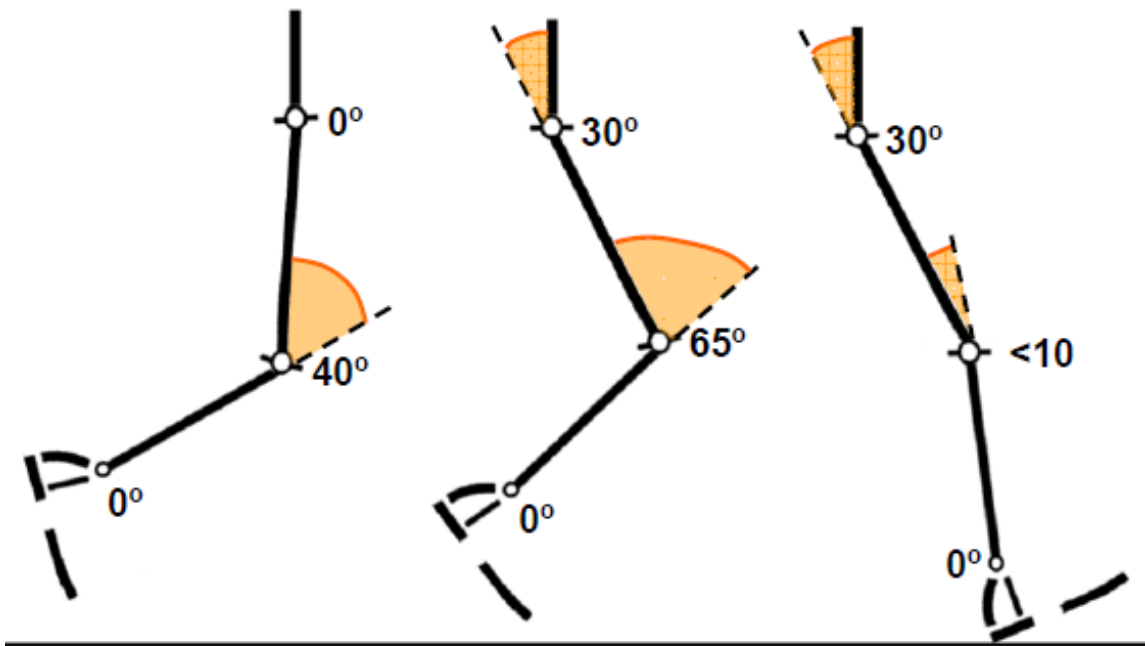


Figura 27 Estudio cinemático de las articulaciones en el Intervalo III de la marcha.

Fuente: Dr. Vera Luna, Pedro: Biomecánica de la marcha humana normal y patológica, Valencia, editorial IBV, 1999

IX. SISTEMA DE INMOVILIZACIÓN DE LA PIERNA

9.1. Posibles casos

Este sistema está netamente relacionado con la comodidad y la inmovilización del paciente. Plantearemos tres posibles casos para esta función.

Caso 1: Inmovilización por lesión de tobillo

Se supone una lesión de tobillo que podría o no involucrar parte pantorrilla. La inmovilización de la zona como parte de tratamiento se realiza ya sea mediante vendajes, férula o yeso.

La posición de inmovilización se tomó de la segunda etapa del tercer intervalo de la marcha (balanceo). Esta nos dice que el muslo se posiciona a -60° del eje NNC, y la pierna a $+115^\circ$ con relación al muslo (o -115° del eje NNR'). Además el nivel referencia se desplaza hacia arriba lo que define la elevación del pie en 0,1h.

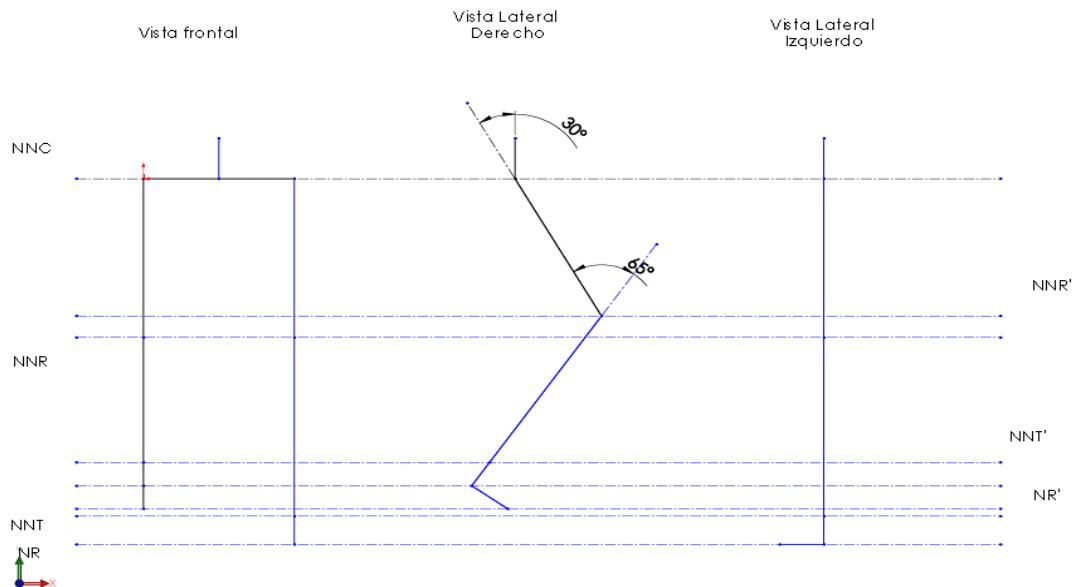


Figura 28 Caso 1 Inmovilización por lesión de tobillo

Fuente propia del autor

Caso 2: Inmovilización por lesión de rodilla

Se supone lesión que involucre lesión de rodilla en condición de tendones y rótula o cartílagos e implique inmovilización de la rodilla y por ende la suspensión del tobillo.

Se tomó la primera etapa del tercer intervalo de la marcha (balanceo) de esto posicionamos el muslo en forma vertical a -90° del eje NNC y la pierna a $+50^\circ$ del eje NNR. Además, el nivel referencia se desplaza hacia arriba lo que define la elevación del pie en 0,06h.

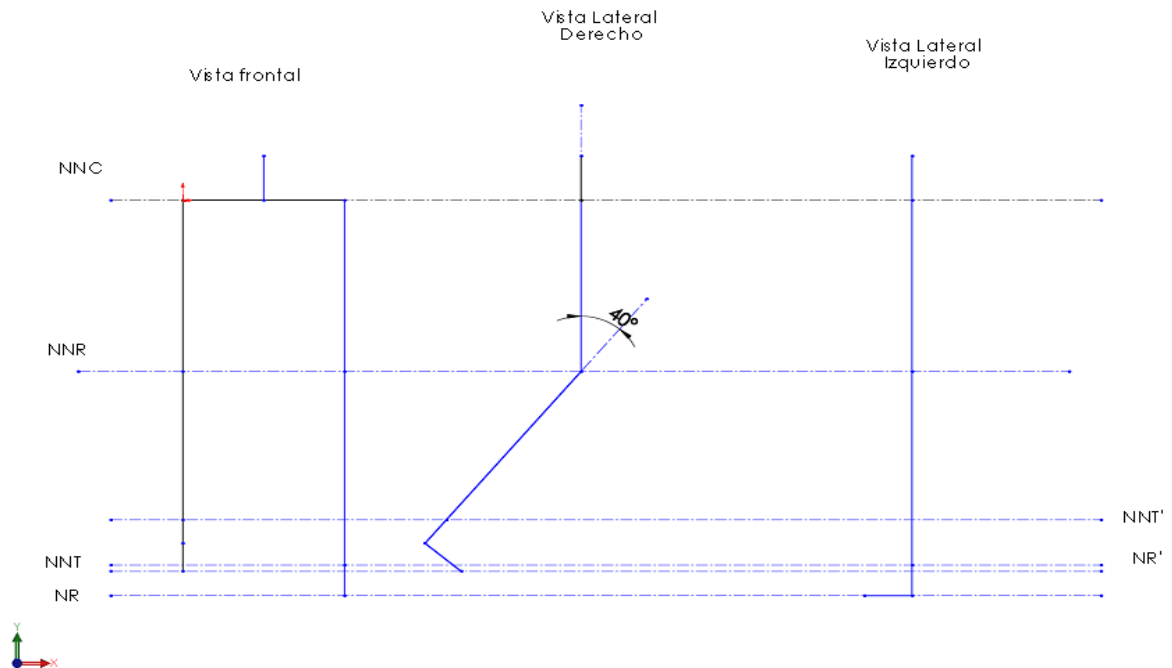


Figura 29 Caso 2 Inmovilización por lesión de Rodilla

Fuente propia del Autor

Caso 3: Inmovilización por lesión de muslo

Último caso en el que se supone que la lesión ocurre en el muslo, no está en tiempo de reposo en cama y ha pasado al tiempo de rehabilitación. Implica el vendaje o inmovilización del muslo mediante férula o yeso.

Al inmovilizar al muslo le quitamos la mayor parte de fuerza al miembro inferior, esto lleva a que sea necesario el apoyo del pie en el piso. En este caso la suposición de inmovilización se realiza de la combinación de varias etapas de marcha para llegar al reposo de la pierna. Esto nos da la disposición en la que el muslo está a -80° del eje NNC y la pierna a -110° del el eje NNR'. Con esto existe un ligero apoyo en la tierra.

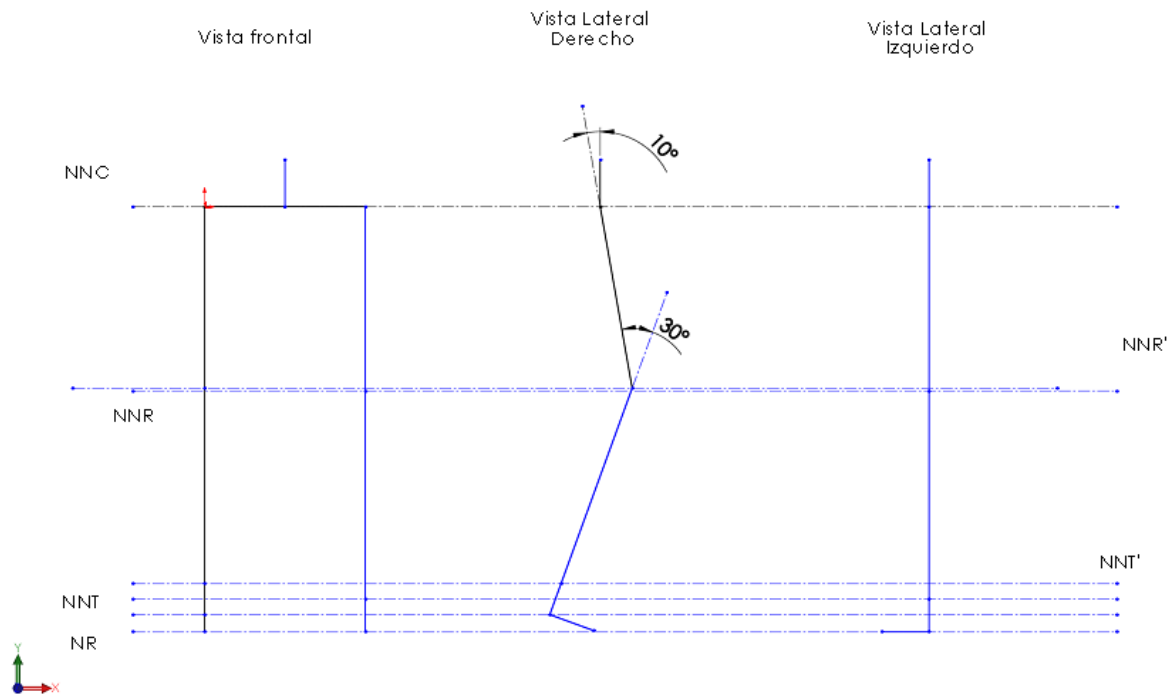


Figura 30 Caso 3 Inmovilización por lesión de Muslo

Fuente propia del autor

Al analizar los datos de los tres casos de inmovilización es claro que la suposición más próxima para la resolución de este diseño es la primera. En el caso dos la altura de arrastre de la pierna es demasiado bajo al igual que en el tercer.

9.2. Suposiciones de posición

Ahora debemos saber, que, si bien es cierto, el Caso 1 es el más apropiado es necesario optimizarlo. La necesidad de que la interacción mecanismo- usuario sea la óptima hace tener dos suposiciones:

- La persona está de pie en reposo
- La persona está en marcha.

Entonces ahora, en cuanto a inmovilización, la concentración de esfuerzos es en mantener el equilibrio. Nos concentraremos ahora en que el centro de masa de la persona en la posición de inmovilización sea lo más céntrica posible con un leve desplazamiento hacia adelante, esto se aplicará para futura función de marcha.

9.2.1. Centro de masa

Para poder lograr la estabilidad del cuerpo sin el M-ATM se procede a calcular el centro de masa.

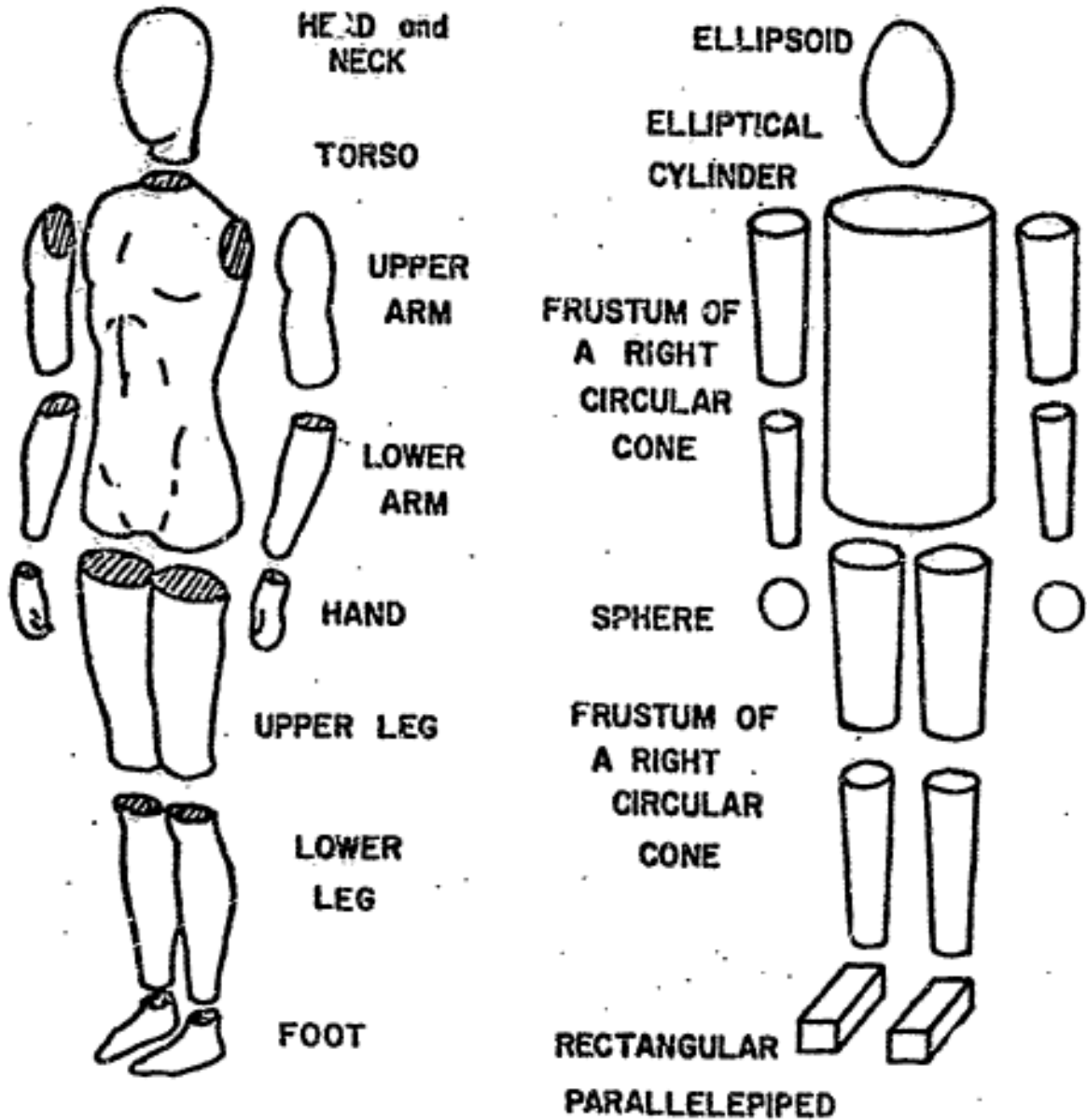


Figura 31 Segmentos del cuerpo después de desmembramiento

Fuente: Aerospace Medical Research Laboratory: Investigation of Inertial Properties of Human Body, 1975

Es necesario conocer los centroides de cada segmento del cuerpo y la masas de estos, por esta razón modelaremos el cuerpo en las siguientes formas geométricas.

Tabla 40 Modelamiento de segmentos del cuerpo

Segmento del Cuerpo	Figura
Cabeza	Esfera
Tronco	Cilindro
Superior del Brazo der/iz	Cilindro
Antebrazo der/iz	Cono trunco
Mano der/iz	Esfera
Muslo der/iz	Cilindro
Pantorrilla der/iz	Cono trunco
Pie	Rectángulo

Fuente propia del autor

Un estudio realizado por Aerospace Medical Research Laboratory [18] arroja los datos de la tabla [41]

Donde A y B son cuerpos de los cuales se ha tomado las medidas. Se nos muestran dos tipos de columnas, las que muestran datos en gramos y las porcentuales. En esta investigación se tomarán los datos porcentuales. Al existir una ligera variación de peso entre las extremidades de derecha e izquierda tomaremos el promedio de ambos. Además, tendremos en cuenta la gravedad específica del cuerpo humano tal como $\rho_s = 1,092$. [18], [19]

Calculamos entonces los porcentajes de pesos de los segmentos del cuerpo, esto relacionando los sujetos A y B y sus pesos promedios en la tabla [42].

Tabla 41 Pesos y porcentajes de peso de segmentos del cuerpo humano de dos sujetos.

	A (g)	B (g)	A%	B%
Cuerpo Completo	63970	47087		
Cabeza	4555	3747	7,12	7,96
Torso	29608	19847	46,28	42,15
Brazo derecho completo	3770	2699	5,89	5,73
Brazo izquierdo completo	-	2555	-	5,43
Superior derecho del brazo	2070	1485	3,24	3,15
Superior izquierdo del brazo	-	1411	-	3,00
Antebrazo +Mano, derecha	1700	1214	2,66	2,58
Antebrazo +Mano, izquierda	-	1144	-	2,43
Antebrazo derecho	1160	821	1,81	1,74
Antebrazo izquierdo	-	770	-	1,64
Mano derecha	540	393	0,84	0,83
Mano izquierda	-	374	-	0,79
Pierna derecha completa	11135	9172	17,41	19,48
Pierna izquierda completa	-	9068	-	19,26
Muslo derecho	7165	5947	11,20	12,63
Muslo izquierdo	-	5827	-	12,37
Pantorrilla+ Pie, derecho	3970	3225	6,21	6,85
Pantorrilla+ Pie, izquierdo	-	3241	-	6,88
Pantorrilla derecha	2800	2243	4,38	4,76
Pantorrilla izquierda	-	2252	-	4,78
Pie derecho	1170	982	1,83	2,09
Pie izquierdo	-	988	-	2,10

Fuente: Aerospace Medical Research Laboratory: Weight, Volume, and center of mass of segments of the Human Body, 1975

Tabla 42 Porcentaje en peso del cuerpo Humano

	% Peso del cuerpo
Cabeza	7,96
Torso	42,15
Superior derecho del brazo	3,15
Superior izquierdo del brazo	3,00
Antebrazo derecho	1,74
Antebrazo izquierdo	1,64
Mano derecha	0,83
Mano izquierda	0,79
Muslo derecho	12,63
Muslo izquierdo	12,37
Pantorrilla derecha	4,76
Pantorrilla izquierda	4,78
Pie derecho	2,09
Pie izquierdo	2,10
Promedio Gs Total	1,092

Por las características de las personas para las que va dirigido este estudio tomaremos los siguientes datos; será una persona de contextura e índice de masa corporal normal y anatomía simétrica. El índice de masa corporal varía de entre 18,5-25. Puesto que este diseño está dirigido para personas con índice de masa corporal normal se tomara el valor 21,75; para una persona de 1,8 metros con este IMC corresponde una masa de 70, 47 kg. Se procede tomar las dimensiones y pesos de cada segmento del cuerpo.

Tabla 43 Propiedades Físicas de Segmentos del Cuerpo Humano

IMC	21,75	
Talla	1,8	m
Peso	70,47	Kg

Cabeza	Masa (Kg)	Volumen (m3)	Radio(m)	Diámetro (m)
Esfera	5,608	0,005	0,107	0,214

Tronco	Masa (Kg)	Volumen (m3)	Radio (m)	Altura (m)
Cilindro	29,703	0,027	0,125	0,553

Superior del brazo	Masa (Kg)	Volumen (m3)	Radio (m)	Altura (m)
Cilindro	2,167	0,002	0,044	0,320

Antebrazo	Masa (Kg)	Volumen (m3)	Radio M (m)	Radio m (m)	Altura (m)
Cono truncado	1,191	0,001	0,040	0,025	0,323

Muslo	Masa (Kg)	Volumen (m3)	Radio (m)	Altura (m)
Cilindro	8,810	0,008	0,069	0,540

Pantorrilla	Masa (Kg)	Volumen (m3)	Radio M (m)	Radio m (m)	Altura (m)
Cono truncado	3,364	0,003	0,060	0,035	0,425

Pie	Masa (Kg)	Volumen (m3)	Ancho (m)	Largo (m)	Alto (m)
Prisma rectangular	1,474	0,001	0,099	0,274	0,070

Los datos antes expuestos expresan las dimensiones antropométricas tomadas para el diseño, nótese que se ha tomado un nuevo modelamiento de los segmentos y medidas de los mismos, este modelamiento se tomó por facilidad de cálculo. la medida de céntricas de los segmentos se tomará desde el eje coordenado O (graficado de color rojo en la siguiente figura. El plano XZ es el plano anatómico transverso a nivel del suelo, el plano XY es el plano anatómico

coronal y el plano YZ es el plano anatómico sagital. Además, el eje Y es coincidente con el eje Craneocaudal.

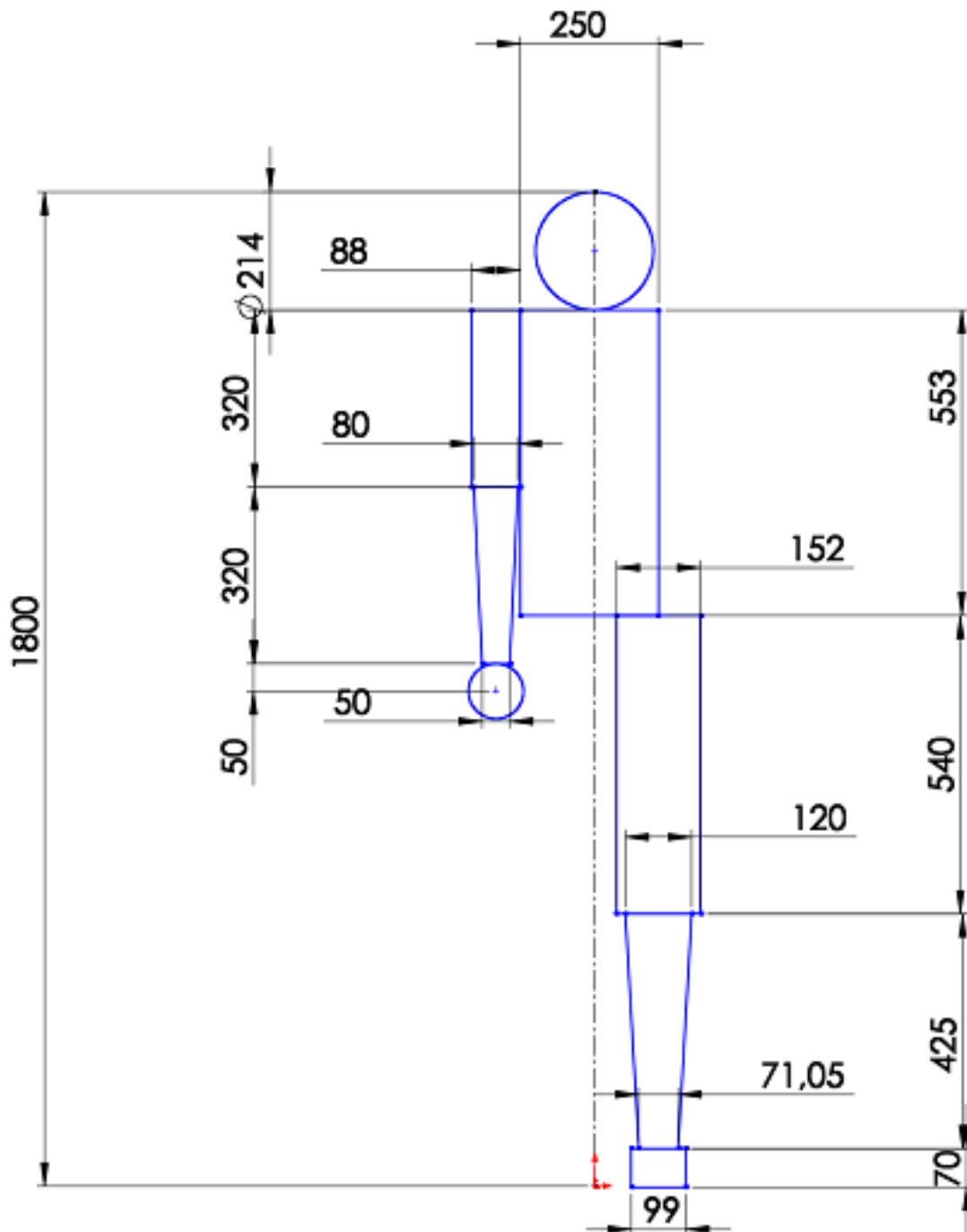


Figura 32 Representación de Cuerpo humano en figuras geométricas

En un inicio la el cuerpo en posición erguida y de pie, tiene un centro de masa en las cordenadas (0,000 ; 1,048 ; 0,000). La posición de diseño se tomará con la similitud del caso uno. Por lo que queda de la siguiente manera.

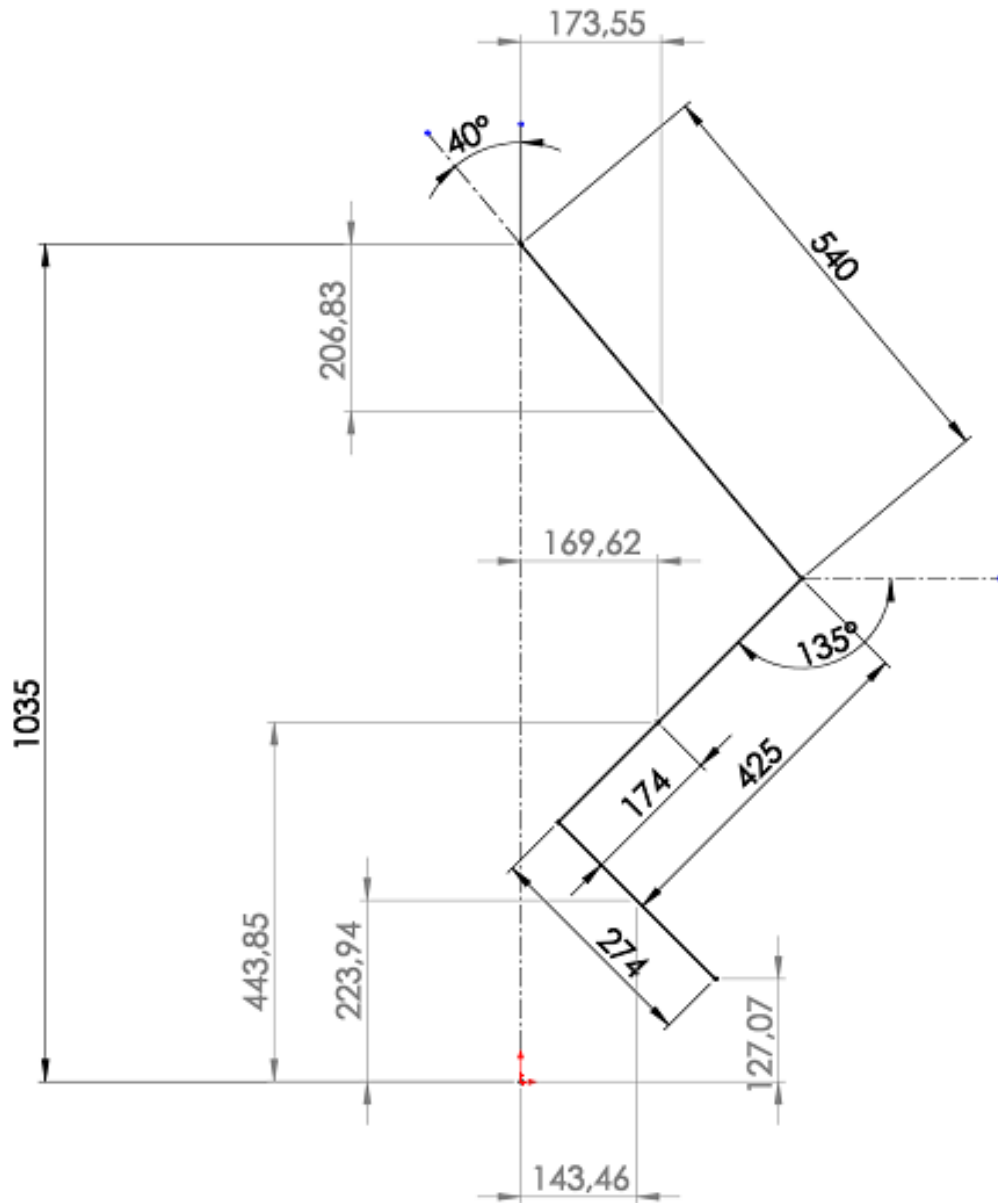


Figura 33 Posición de diseño de la pierna lesionada

Con las fórmulas de Centro de masa , podremos encontrar el punto base para futuro suma de momentos una vez incorporado el M-ATM.

$$X = \sum_i^n x_i \cdot M \quad Y = \sum_i^n y_i \cdot M \quad Z = \sum_i^n z_i \cdot M$$

Tabla 44 Cálculo de centro de masas de cuerpo en Posición de diseño

	Posición de Para de Diseño			Masa (Kg)	xM	yM	zM
	X (m)	Y (m)	Z(m)				
Cabeza	0,000	1,693	0,000	5,608	0,000	9,494	0,000
Torso	0,000	1,310	0,000	29,703	0,000	38,896	0,000
Superior derecho del Brazo	-0,169	1,426	0,000	2,167	-0,366	3,090	0,000
Superior izquierdo del Brazo	0,169	1,426	0,000	2,167	0,366	3,090	0,000
Antebrazo derecho	-0,169	1,120	0,000	1,191	-0,201	1,333	0,000
Antebrazo izquierdo	0,169	1,120	0,000	1,191	0,201	1,333	0,000
Mano derecha	-0,169	0,896	0,000	0,574	-0,097	0,514	0,000
Mano izquierda	0,169	0,896	0,000	0,574	0,097	0,514	0,000
Muslo derecho	-0,125	0,828	0,174	8,810	-1,101	7,297	1,529
Muslo izquierdo	0,125	0,828	0,000	8,810	1,101	7,297	0,000
Pantorrilla derecha	-0,125	0,444	0,170	3,364	-0,420	1,493	0,571
Pantorrilla izquierda	0,125	0,444	0,000	3,364	0,420	1,493	0,000
Pie derecho	-0,125	0,224	0,143	1,474	-0,184	0,330	0,211
Pie izquierdo	0,125	0,224	0,000	1,474	0,184	0,330	0,000
Total Σ				70,470	0,000	76,505	2,311
					X	Y	Z
					0,000	1,086	0,033

El centro de masa de la posición de diseño está 4 cm por encima del CM en posición normal y 3 cm hacia adelante. Esto baja la estabilidad de la persona pero no la desequilibra al punto de hacerla caer. Tomaremos este pequeño desequilibrio es favorable para romper la inercia del reposo y comenzar la marcha hacia adelante.

9.2.2. Mecanismo de inmovilización

Para este apartado tomaremos la definición de Férula antes expuesta, esto quiere decir, un mecanismo de sujeción y fijación para la pierna lesionada. La construcción de férulas para las extremidades inferiores no es posible sin una apurada consideración de la anatomía y de la fisiología de las partes que deben tratarse. [20]

Debemos tener en cuenta los siguientes criterios al momento de diseñar esta férula de inmovilización.

- A. Lugar apropiado para la aplicación de la acción de la fuerza que debe introducirse a la férula.
 - La tuberosidad isquiática representa un soporte casi ideal para la carga del cuerpo, ya que sobre ella tiene lugar la posición sentada.
 - La tuberosidad de la tibia; hasta cierto límite, soporta el peso del cuerpo.

B. Partes de la pierna que no deben ser sometidas a presión

- El muslo no ofrece una base adecuada para la transmisión del peso. La gran masa de los músculos y la grasa que recubren el fémur es demasiado blanda y excesivamente móvil. De la misma manera, la forma del muslo varía constantemente con la posición de la pierna.
- La rótula, la cresta de la tibia, la cabeza y el cuello del peroné con nervio ciático poplíteo externo, la tuberosidad del calcáneo con la inserción del tendón de Aquiles y la parte distal del propio tendón de Aquiles, el dorso del pie en la región metatarsiana, especialmente la articulación entre la primera cuña y el primer metatarsiano y, finalmente la tuberosidad del quinto metatarsiano. Esto es de vital importancia en la hemofilia [20].

C. Un dispositivo para el miembro inferior, con articulaciones de rodilla y tobillo solamente se adaptara bien si los ejes mecánicos coinciden con los ejes naturales.

9.2.2.1. Técnicas de diseño

Existen dos técnicas completamente diferentes de combinación de estos elementos fundamentales para un dispositivo de miembro inferior y para adaptar a la extremidad.

a) Férula de dos tallos

Consta de dos tallos de soporte longitudinal fijados entre sí y a la extremidad por medio de un cierto número de bandas que rodean el miembro, siendo una mitad rígida y la otra mitad consta de una fibra flexible con una hebilla. Por regla general se utilizan dos bandas para la pierna y dos más para el muslo

Ventajas

- Simplicidad.
- Puede usarse materiales prefabricados para unir el esqueleto o armazón de la férula.
- Ahorro de trabajo.
- Ahorro de material.
- Ahorro de costo.
- Ahorro de tiempo.

Desventajas

- Dispositivo moderadamente pesado.
- Las fuerzas que desarrolla para mantener la extremidad en la posición deseada se concentra sobre una superficie más pequeña.

b) Férula de Hessing

Dispositivo moldeado de cuero y acero amoldable a un vendaje enyesado.

Ventajas

- Liviano
- Mejor distribución de cargas en la extremidad

Desventajas

- Mayor complejidad de diseño que se traduce en mayores tiempo de trabajo, mayor costo.

Tabla 45 Descripción de Férulas

Tipo de Férula	De dos Tallo	De Hessing
Ventajas	Simplicidad	Ergonómico
	Ahorro de material	Liviano
	Ahorro de costo	
	Ahorro de tiempo de fabricación	
	Menor tiempo de colocación	
Desventaja	Pesado	Complejo
	Menor ergonomía	Costoso
		Mayor tiempo de trabajo
		Mayor costo
		Mayor uso de material

Centrémonos ahora en el tema de ergonomía, en el caso de la férula de Hessing existe una mayor ergonomía porque la sujeción es realizada por un cuero diseñado a la forma de la pierna o el vendaje yeso que lleva. Mientras que con el mecanismo de dos tallos se fajas de sujeción que generan mayor presión en puntos específicos

Se debe tener en cuenta que los datos de ventajas y desventajas son para la utilización de las férulas para descarga directa al suelo y en este mecanismo se tendrá una descarga indirecta por medio del mecanismo de locomoción, por lo que en este caso la desventaja de pesado no influirá.

El criterio que prima para la selección de este será el de costo .Se ve conveniente que la estructura base a utilizar sea la férula de dos tallos con una adición de componentes.

9.2.2.2. Construcción de la férula de pierna de doble tallo

La construcción de este mecanismo será por parte de técnicos especialistas en el campo de la ortopedia puesto que la fabricación se realiza a la medida. En esta investigación se realizará un modelo guía utilizando los datos iniciales del supuesto una persona con índice de masa corporal normal (21,75); para una persona de 1,8 metros con este IMC corresponde una masa de 70, 47 kg.

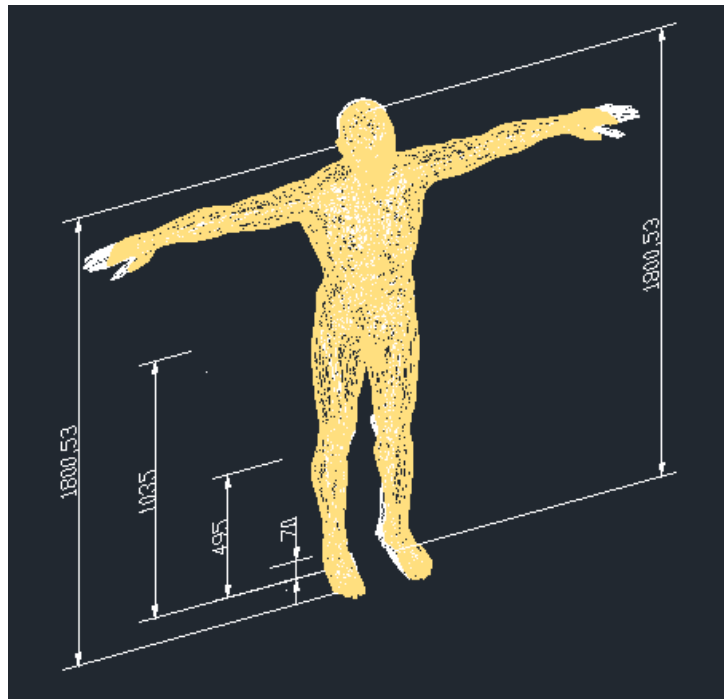


Figura 34 Modelo anatómico usado para tomar medidas

Inicialmente se realiza un trazado, se utiliza una tira de papel y se traza sobre ella. El trazado empieza en la cresta iliaca, se traza pegado a la piel, tratando de marcar las zonas del trocánter mayor, la cabeza del peroné y la cara externa de la pantorrilla.

Medición de longitudes.

Distancia 1. Medición total de la longitud desde inmediatamente por encima del trocánter mayor hasta la planta del pie. (948,31 mm \approx 949 mm)

Distancia 2. La medida desde por encima del trocánter mayor hasta el centro de la rodilla (cóndilos). (452,52 mm \approx 453 mm)

Distancia 3. La distancia desde el centro de la rodilla hasta la planta del pie. (495,8 mm \approx 496 mm)

Distancia 1'. Distancia desde 2 cm por debajo de la tuberosidad isquiática hasta la planta del pie (877,16 ≈ 877 mm)

Distancia 2'. Distancia desde 2 cm por debajo del trocánter mayor hasta la planta del pie. (882,08 ≈ 882 mm)

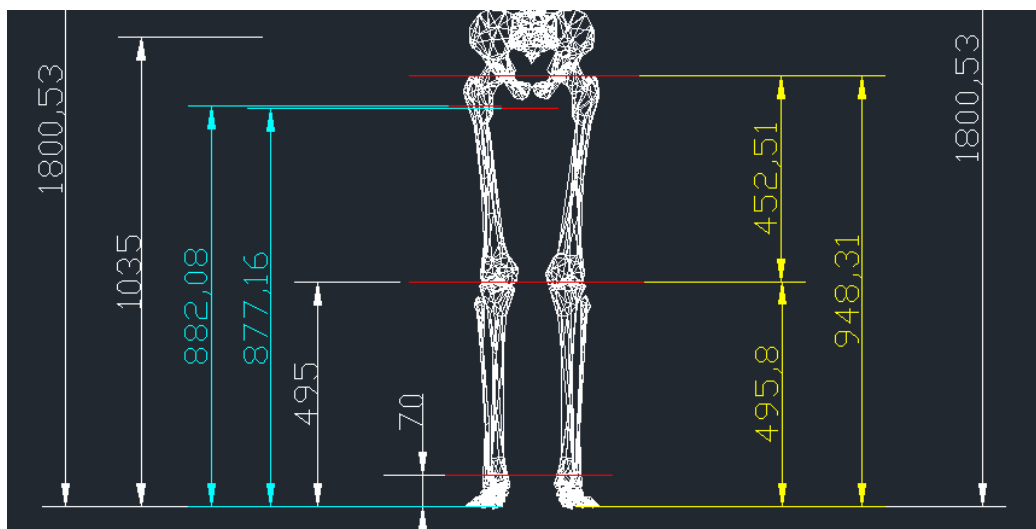


Figura 35 Medidas de distancias para Férula de dos Tallos

Tabla 46 Mediciones Longitudinales

Medidas de trazado			
Medidas Longitudinales			
Nº	De	A	L (mm)
1	Trocante Mayor (Arriba)	Planta de Pie	948,31
2	Trocante Mayor	Centro Rodilla	452,51
3	Centro Rodilla	Planta de Pie	495,8
1'	Tuberosidad Isquiática	Planta de Pie	882,08
2'	Trocante Mayor (Abajo)	Planta de Pie	877,16
C4.1	Circunf. Muslo S. Cuero	Planta de Pie	845,75
C4.2	Circunf. Muslo S. Banda M	Planta de Pie	815,75
C5.1	Circunf. muslo I. Cuero	Planta de Pie	599,46
C5.2	Circunf. Muslo I. Banda M	Planta de Pie	559,46
C6	Cirunf. Pantorrilla	Planta de Pie	359,4
C7	Circunf. 1/3 Tibia	Planta de Pie	197,82
C8	Circunf. Tobillo	Planta de Pie	47,02
C9	Circunferencia Pelvis	Planta de Pie	1095,4
C10	Circunf. Rodilla	Planta de Pie	495

La circunferencia de la pelvis se mide inmediatamente por debajo de la cresta iliaca, así como en su parte más ancha inmediatamente por encima del trocánter mayor.

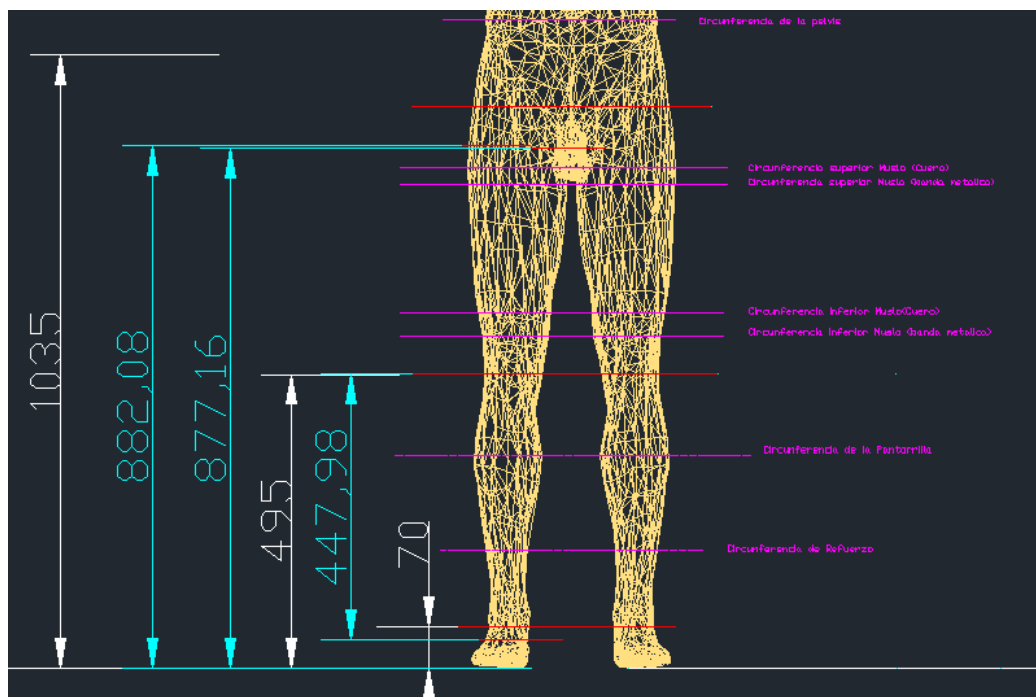


Figura 36 Medidas anatómicas de la pierna con musculatura e indicación de las cotas de circunferencias

Distancia 4. La circunferencia superior del muslo se determina, por dentro, a nivel del pliegue glúteo y siguiendo el pliegue por la cara externa inmediatamente bajo el trocánter mayor (manguito de cuero). Aproximadamente 3 cm bajo este se toma la medida de la circunferencia de la banda metálica.

Distancia 5. La circunferencia inferior del muslo se determina con la rodilla flexionada, por fuera del centro de la rodilla y lo suficientemente lejos de para no impedir la acción de los tendones de la región poplíteica (manguito de cuero) y 4 cm de ella se encuentra la medida de la banda metálica.

Distancia 6. La circunferencia para la banda metálica de la pantorrilla se mide en la parte más ancha de la pantorrilla.

Distancia 7. Se realiza una medición en el tercio de la tibia para una banda metálica suplementaria que refuerce el dispositivo por encima del estribo.

Es conveniente medir siempre la circunferencia de la anchura de la rodilla para indicar la forma de la pierna.

Tabla 47 Medidas Circunferenciales

Medidas de trazado			
Medidas Circunferenciales			
Nº	Detalle	D (mm)	C (mm)
4	Circunf. Muslo S. Cuero	164,65	517,26
4'	Circunf. Muslo S. Banda M	164,01	515,25
5	Circunf. Muslo I. Cuero	121,28	381,01
5'	Circunf. Muslo I. Banda M	111,14	349,16
6	Circunf. Pantorrilla	113,53	356,67
7	Circunf. 1/3 Tibia	69,84	219,41
8	Circunf. Tobillo	64,72	203,32
9	Circunferencia Pelvis	287,93	904,56
10	Circunf. Rodilla	95,83	301,06

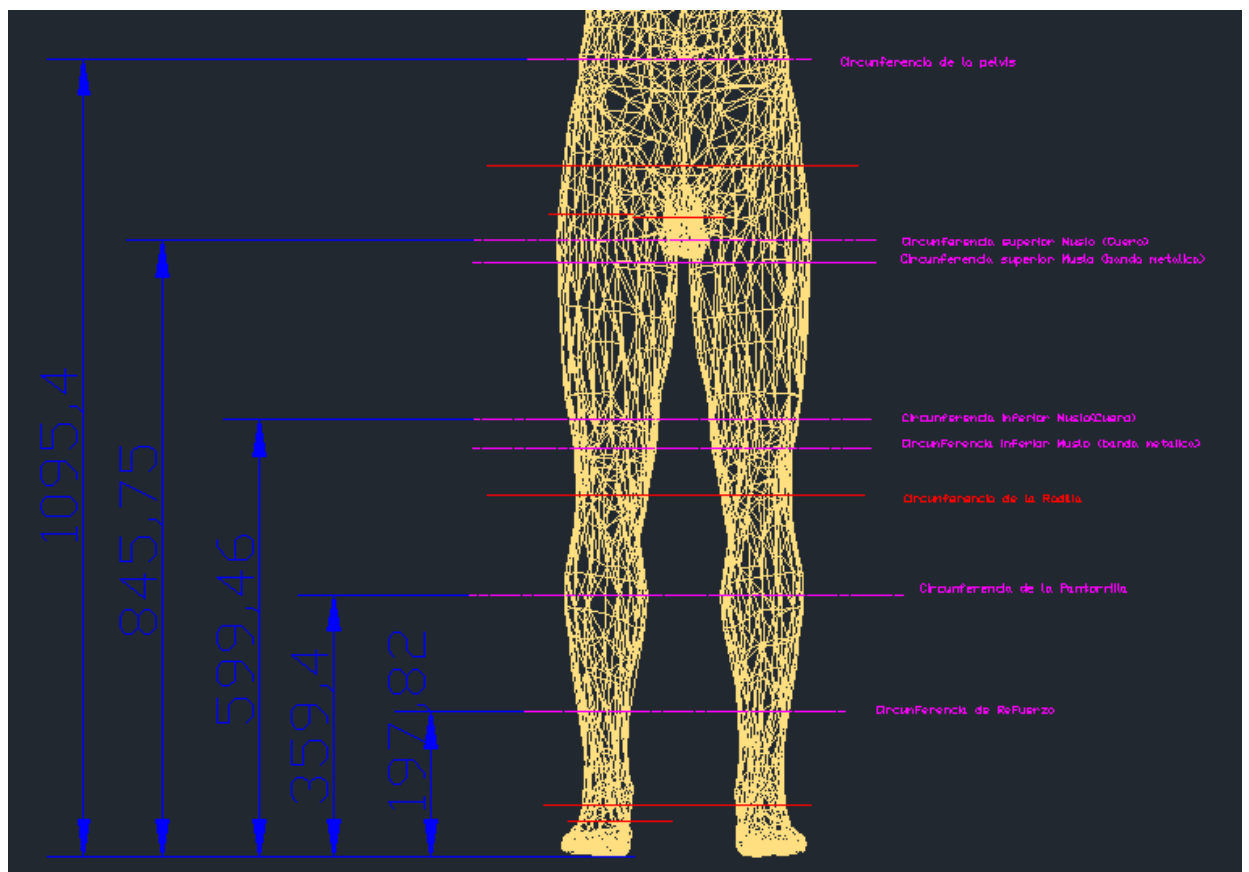


Figura 37 Cotas NS a Circunferencias

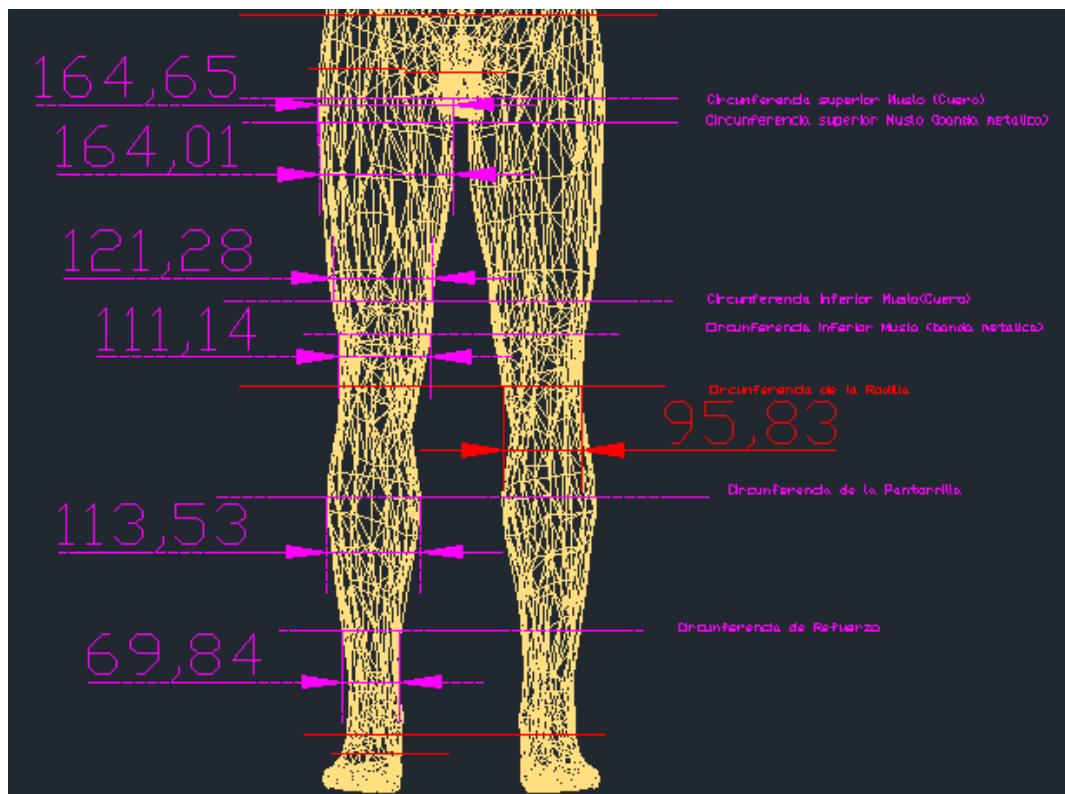


Figura 38 Medidas de Circunferencias

Distribución de las articulaciones y de las bandas metálicas

La localización de las bandas metálicas, cueros y demás articulaciones será en las cotas mencionadas en el apartado anterior, y las articulaciones serán coincidentes con los ejes transversales de la cadera, rodilla y tobillo.

Componentes

- **Pletinas:** Las pletinas seleccionados serán barras de aluminio de 18x5mm y 480mm para la pierna y 18x5mm y 390mm para el muslo.
- **Bandas:** Se seleccionan bandas de aluminio con longitud y ancho de 250mm y 2mm respectivamente para banda muslo superior e inferior (30 y 40mm), pantorrilla (20mm) y tercio de la tibia (20mm).
- **Cierre suizo:** Un cierre bastante simple para la rodilla, pero mucho más eficiente y que ha superado ampliamente prueba del tiempo. Se adapta a los lados internos de los tallos longitudinales y las placas cortas bloqueando las articulaciones en extensión y en este caso tendrá un bloqueo en la posición deseada. Se selecciona un cierre de 18x 5mm congruente con las dimensiones de las barras de acero inoxidable AISI 304

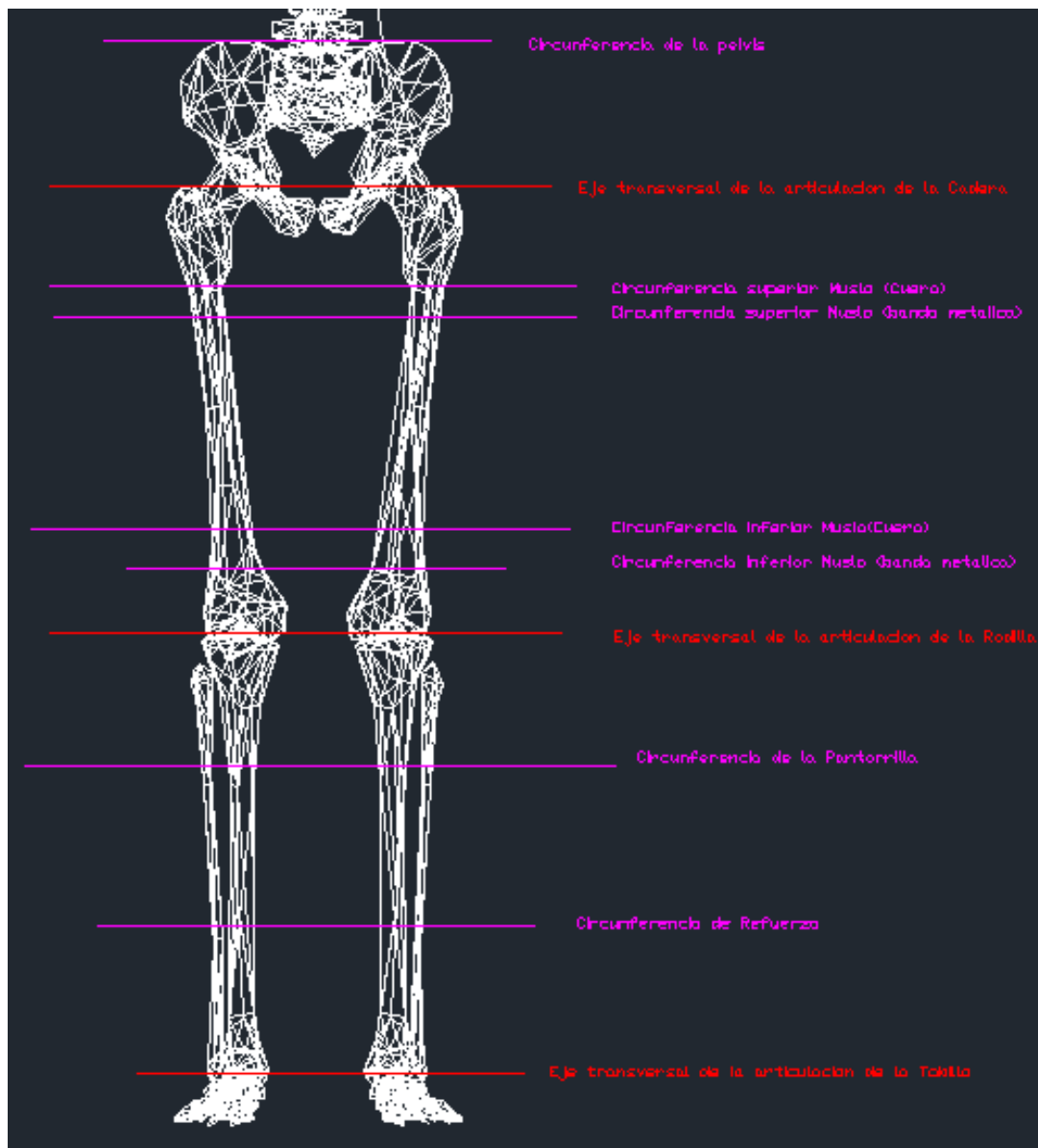


Figura 39 Distribución de las articulaciones y de las bandas metálicas

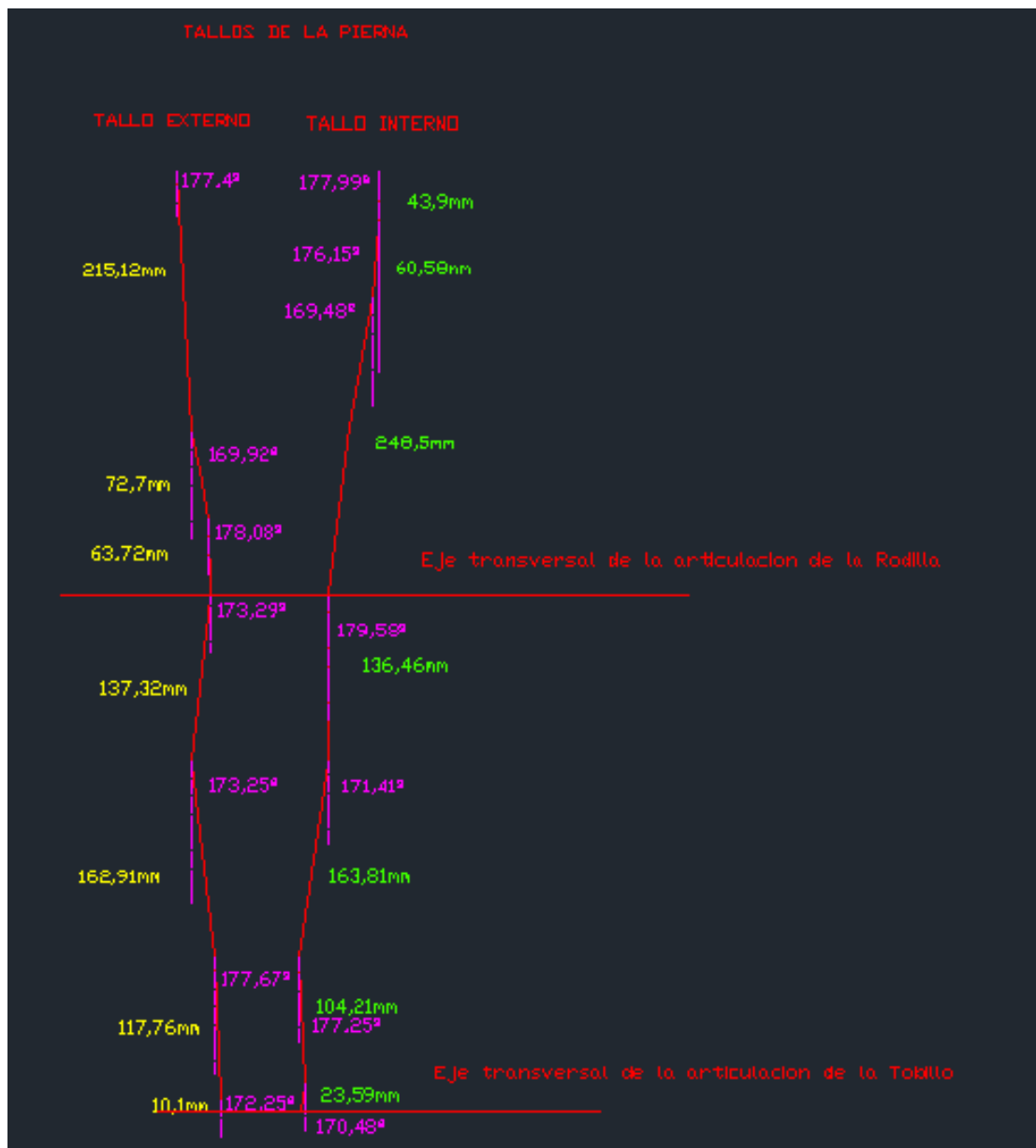


Figura 40 Trazo de Férula de dos Tallos

X. SISTEMA DE LOCOMOCIÓN

Es aquí donde comenzaremos el diseño de nuestro M-ATM, la principal función de este mecanismo es la de desplazar el cuerpo horizontalmente. Por consiguiente, se seleccionará el sistema a emplear.

10.1. Posibles diseños

Subdividiremos los sistemas a evaluar en dos tipos, el 1º Sistema de Marcha o Locomoción por ruedas y el 2º sistema de Marcha o Locomoción por Patas.

a) Sistema de giro.

Es un sistema paso a paso que en esencia trabaja con una doble rueda, el sistema funciona con un híbrido entre SM por Ruedas y SM por Patas. La rueda superior da estabilidad sujeción y es la parte de anclaje con el cuerpo humano para el soporte. La rueda de abajo consta de tres ruedas las cuales rotan en el eje de la rueda mayor y al mismo tiempo en su eje; están dentro de una faja de deslizamiento. La rueda superior y la rueda inferior están unidas por un eje que conecta sus movimientos.

Tabla 48 Características de Sistema de Giro

Sistema de Giro	Calificación	Detalle
Tipo de locomoción		Rueda/Patas
Estabilidad	Alta	Más de un punto de apoyo
Velocidad de desplazamiento	Alta	La rotación de las ruedas es continua
Adaptabilidad al terreno	Baja	Solo funciona en suelos rígidos
Evadir obstáculos	Media	Puedo pasar encima de obstáculos pequeños
Complejidad	Media	
Actuador		
Desplazamiento	Alta	Movimiento continuo

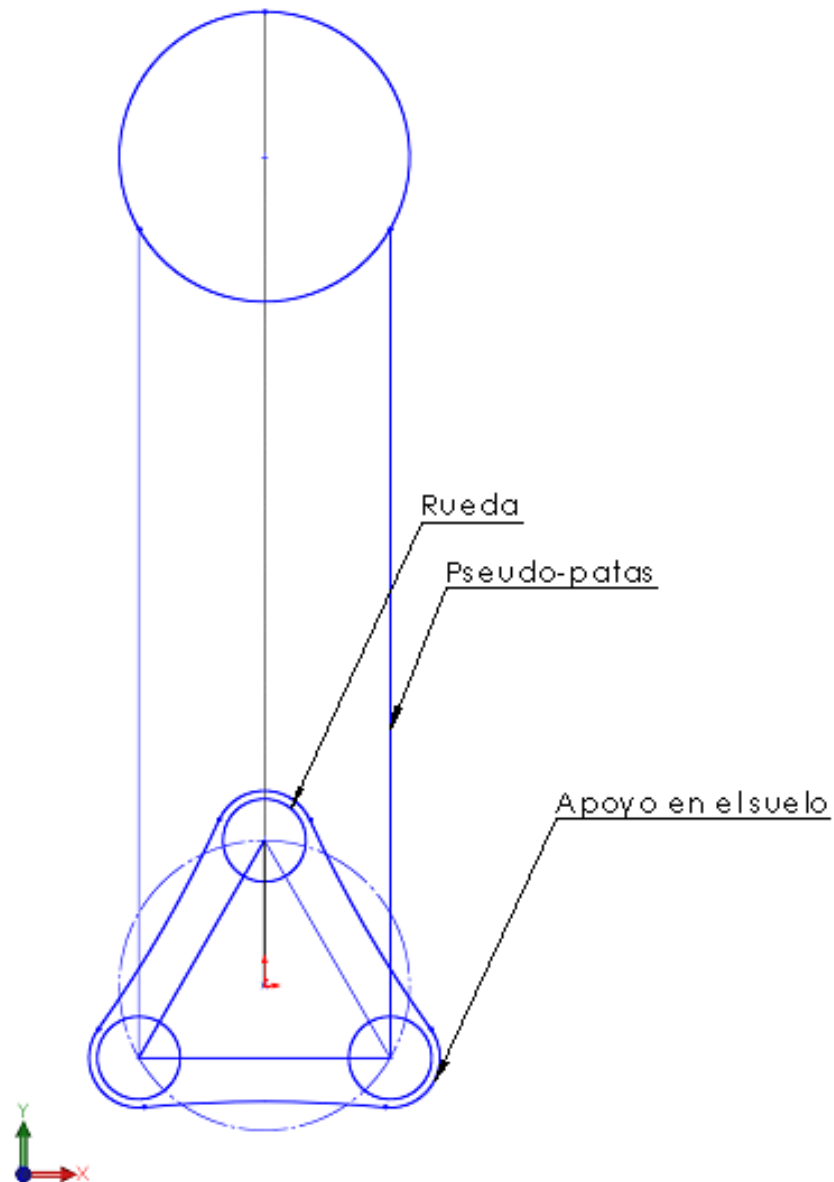


Figura 41 Bosquejo de Funcionamiento de Sistema de Giro

b) Sistema de balanceo.

Este sistema intenta simular el caminar normal de la persona, tiene en fundamento el mismo ciclo de marcha; SM por patas. Funciona a través de muelles y pistones, necesidad de un sistema de bloqueo para paradas. El armazón de soporte contendrá los mecanismos que actuarán en el funciona con mecanismo manuales de acumulación de energía. Este diseño se limita por la distancia de paso y por la velocidad de desplazamiento.

Tabla 49 Características de Sistema de Balanceo

Sistema de Balanceo	Calificación	Detalle
Tipo de locomoción		Patas
Estabilidad	Baja	Un solo punto de apoyo
Velocidad de desplazamiento	Baja	En función al ciclo de paso
Adaptabilidad al terreno	Alta	Punto de apoyo discretos
Evadir obstáculos	Medio	Puede pasar por encima de obstáculos pequeños y medianos
Complejidad	Alta	Mayor grados de libertad
Actuador		Mecánico manual
Desplazamiento	Medio	En función al balanceo y ángulos máximos de desplazamiento

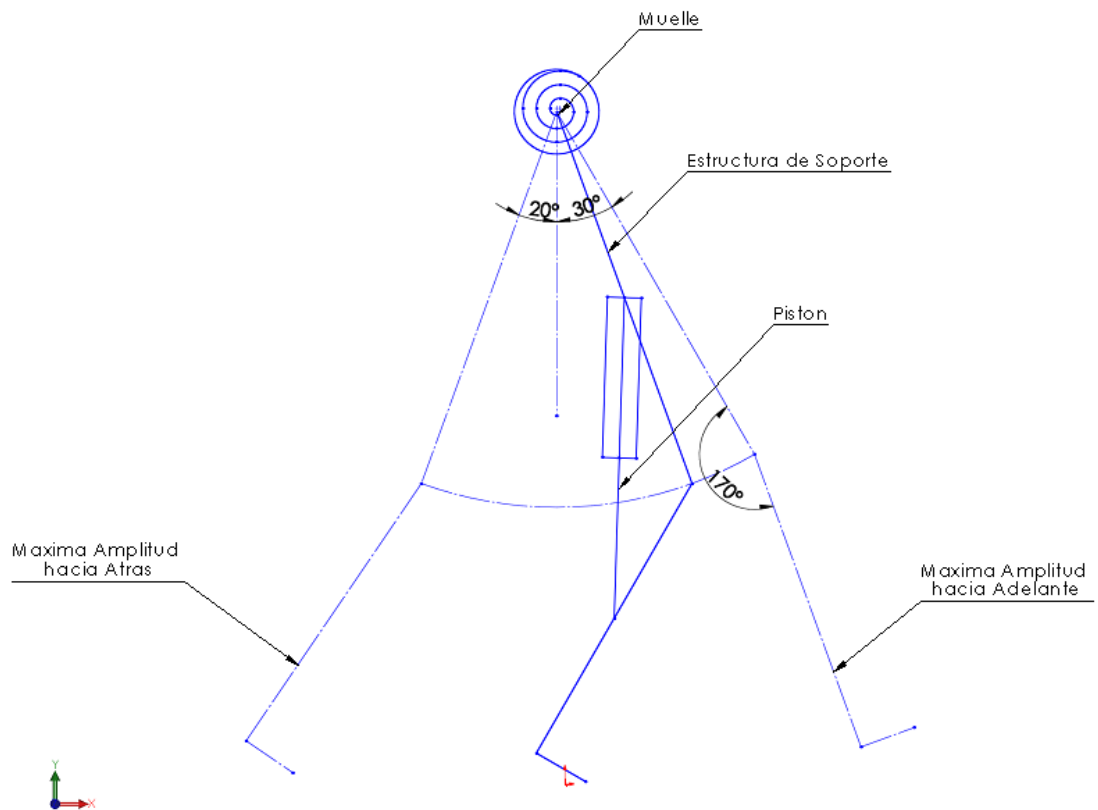


Figura 42 Bosquejo de Funcionamiento de Sistema de Balanceo

c) Sistema pistón deslizamiento.

Sistema de Locomoción por Patas, funciona con un pistón que tiene movimiento de arriba abajo, y una corredera que hace que este avance en un movimiento alternativo de adelante hacia atrás. Tiene las mismas limitantes del sistema anterior. Las fuentes actuadores pueden ser un pequeño motor.

Tabla 50 Características de Sistema de Pistón Deslizante

Sistema de Pistón Deslizante	Calificación	Detalle
Tipo de locomoción		Patas
Estabilidad	Baja	Un solo punto de apoyo
Velocidad de desplazamiento	Baja	En función al ciclo de paso y restitución del sistema de corredera
Adaptabilidad al terreno	Baja	Punto de apoyo discretos
Evadir obstáculos	Alta	Puede pasar por encima de obstáculos medianos
Complejidad	Alta	Media
Actuador		Mecánico-eléctrico
Desplazamiento	Baja	En función a longitud de la corredera

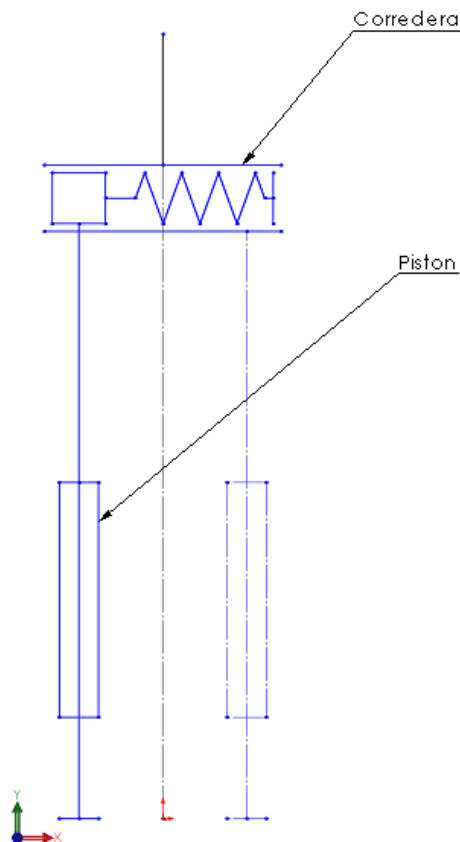


Figura 43 Bosquejo de Funcionamiento de Sistema de Pistón Deslizante

La geometría y la movilidad va a depender del diseño que se seleccione finalmente para trabajar, esto es de alguno de los esquemas antes mencionados. Con el modelo ya seleccionado se podrá comenzar a realizar cálculos fundamentados de la estructura que se acoplen a las necesidades de nuestro diseño, por ende el diseño seleccionado sufrirá variaciones de diseño.

10.2. Matriz de decisión

Tomaremos una primera decisión para poder seleccionar el punto de partida de este diseño. Compararemos las características de cada diseño que se contemplan de acuerdo a nuestras especificaciones de diseño, a estos criterios se les va a asignar un valor, dichos valores conceden un puntaje final a cada una de las opciones, y este puntaje nos deja ver claramente que opción conviene más para el diseño.

Tabla 51 Criterios para Matriz de Decisión

Criterio	Variable	Valor			
Estabilidad	E	1,8	Alta	Medio	Baja
Seguridad	S	0,6	Alta	Medio	Baja
Mantenimiento	M	0,6	Nulo	Periodo	Frecuente
Costo	C	0,3	Alta	Medio	Baja
Complejidad	Cx	0,3	Alta	Medio	Baja
Tamaño	T	0,6	Pequeño	Mediano	Grande
Peso	P	1,2	Liviano	Medio	Pesado
Resistencia	Re	0,3	Alta	Medio	Baja
Desplazamiento	Dx	1,2	Alta	Medio	Baja
Piezas estándar	Pz	0,6	Comunes	Relativo	No comunes
Velocidad de desplazamiento	V	0,9	Alta	Medio	Baja
Adaptabilidad al terreno	Ad	0,9	Alta	Medio	Baja
Evadir Obstáculos	O	0,9	Alta	Medio	Baja
Total		10	10	5	1

El valor de los criterios se selecciona a través de las especificaciones de diseño y los objetivos de la investigación. En este caso la estabilidad representa el criterio más resaltante, seguido por el peso y el desplazamiento o funcionamiento. Nótese que el factor económico no es tomado como criterio fundamental para esta investigación.

Procedemos a cruzar valores y dándole la calificación a cada uno de los criterios de alto, medio o bajo; nulo, periódico frecuente; pequeño, mediano o grande; liviano, medio o pesado, comunes, relativo o no comunes según corresponda.

	E	S	M	C	Cx	T	P	Re	Dx	Pz	V	Ad	O	
Sistema de Giro	Alta	Alta	Periódico	Medio	Medio	Grande	Pesados	Alta	Alta	Comunes	Alta	Baja	Medio	6,588
	1,765	0,588	0,294	0,147	0,147	0,059	0,118	0,294	1,176	0,588	0,882	0,088	0,441	
Sistema de Balanceo	Media	Medio	Periódico	Alto	Alta	Mediano	Liviano	Alta	Medio	Relativo	Baja	Alta	Medio	6,118
	0,882	0,294	0,294	0,294	0,294	0,294	1,176	0,294	0,588	0,294	0,088	0,882	0,441	
Sistema de Pistón Deslizante	Baja	Alta	Periódico	Alto	Alta	Pequeño	Liviano	Alta	Baja	Comunes	Baja	Baja	Alta	5,471
	0,176	0,588	0,294	0,294	0,294	0,588	1,176	0,294	0,118	0,588	0,088	0,088	0,882	

Tabla 52 Matriz de Decisión

La evaluación en la matriz morfológica nos arroja que el sistema óptimo es el de Giro. Al evaluar detenidamente la matriz notaremos que el sistema de Giro (SG) cumple con dos de los criterios fundamentales tales como estabilidad y desplazamiento; pero no con el de peso. Es por esto por lo que nace la posibilidad de hacer cambios significativos para disminuir el peso. Al continuar revisando la matriz vemos que el Sistema de Balanceo (SB), si bien no es el diseño con mayor puntuación, cumple muy bien con el criterio de peso y tiene la estabilidad y desplazamiento como medio; esto lleva a pensar en la posibilidad de emular algunos de estos aspectos en el diseño final. El sistema de pistón deslizante (SPD) es el diseño con menos puntuación, aunque se debe rescatar su calificación de evadir obstáculos.

Por consiguiente, se ha seleccionado el Sistema de Balanceo con un reajuste en la estabilidad. Queda como referencia el SG para un sistema con mayor estabilidad pero mayor peso.

10.3. Sistema de balanceo

Este mecanismo emulará el balanceo de la pierna en un ciclo de marcha normal. Como solución del problema de media estabilidad se trabajará con más de una pata de balanceo. Cada pata contará con un actuador mecánico manual en la cadera si es necesario, uno más en la segunda articulación para la restitución y elongación del segundo eslabón y un mecanismo de amortiguamiento en la base de cada pata.

Al explorar la marcha de un individuo, debemos fijarnos tanto en sus componentes espaciales como temporales que va a sufrir cambios en función de la edad, sexo, hábito corporal, movilidad fuerza y tipo de calzado dice [21]

Dentro de los temporales tenemos los siguientes.

- a) Apoyo unipodal: Tiempo consumido por la pierna en la fase de apoyo.
- b) Apoyo bipodal: Tiempo con ambos pies sobre el suelo durante un ciclo de marcha.
- c) Cadencia: Número de pasos por unidad de tiempo.

Tabla 53 Numero de Pasos por unidad de Tiempo

Marcha Lenta	Marcha Confortable	Marcha Rápida
45-85 pasos/min	72-102 pasos/min	114-132 pasos/minuto

Dentro de las variables de distancia

- a) Amplitud de la base:

Distancia lineal entre dos pies (puntos medios de talones)

- b) Longitud de paso:

Distancia entre dos puntos sucesivos de contacto de pies opuestos (desde el talón de apoyo hasta el apoyo del talón de la opuesta).

- c) Longitud de zancada:

Distancia lineal entre dos fases sucesivas acabadas por la misma pierna (distancia desde el punto en el apoyo el talón de una pierna hasta el siguiente apoyo del talón de la misma pierna).

Un estudio realizado por [21] en el que se mide la velocidad y aceleración del caminar de dos individuos, hombre y mujer, arroja que las velocidades y aceleraciones son variables.

Tabla 54 Descripción de Estudio del Andar en Hombres y Mujeres

VARIABLES	HOMBRE	MUJER	Unidad
Tiempo marcha lenta	6	6,52	s
Tiempo marcha rápida	3,37	2,31	s
Número de pasos marcha lenta	7	8	pasos
Número de pasos marcha rápida	6	5	pasos
Cadencia marcha lenta	70	73	pasos/s
Cadencia marcha rápida	106	129	pasos/s
Longitud de paso marcha lenta	67	59	cm
Longitud de paso marcha rápida	77	95	cm
Longitud zancada marcha lenta	184	176	cm
Longitud zancada marcha rápida	230	286	cm
Velocidad marcha lenta	0,83	0,76	m/s
Velocidad marcha rápida	1,48	2,16	m/s
Aceleración marcha lenta	0,13	0,11	m/s ²
Aceleración marcha rápida	0,19	0,6	m/s ²

Fuente: Escobar Materon Carolina, Análisis Comparativo de la Cinemática entre hombre y mujer 2007

En este estudio tomaremos como velocidad de desplazamiento 0,83 m/s y longitud de paso en marcha rápida de 67cm.

10.4. Determinación del número de patas

Para poder seleccionar este parámetro debemos saber que hablamos de punto de apoyo. Las personas son bípedas, esto nos indica que trabaja con dos puntos de apoyo. Entraremos a conceptos geométricos para seleccionar el número de apoyos. En R3 los planos son los que definen por la ecuación normal, es aquí donde se centra el criterio de selección. Un plano se define como la superficie bidimensional por un número de puntos de coordenadas “X” e “Y” situados a la misma cota o “Z”; los axiomas de la Geometría de Euclides dicen que basta tres puntos para definir un plano. Esto es, la mínima expresión de un plano es la superficie de un triángulo. Si imaginamos la superficie por la que transcurrimos normalmente notaremos que en su mayoría es regular con incrementos pequeños de cotas.

En un objeto de tres patas, 2 de ellas cumplen la función de posicionar el objeto en un mismo eje de dirección, mientras que la tercera pata, tenga o no la misma longitud, se encarga de estabilizar el objeto adaptándose al desnivel del suelo. Nos damos cuenta que la estabilidad se consigue con tres patas o puntos de apoyo.

En este estudio consideraremos los tres puntos de apoyo de la siguiente manera: la pierna lesionada se descarta y la persona cuenta ahora con solo un punto de apoyo por lo que el M-ATM contará con 2 patas para conseguir la estabilidad.

10.5. Definición de mecanismo

Para lograr la movilidad de este mecanismo se seleccionó el mecanismo de Theo Jansen, el cual es un mecanismo formado por 7 barras (más la bancada); 5 sólidos son barras binarias y 2 sólidos son barras ternarias. La bancada también es una barra binaria según [7]

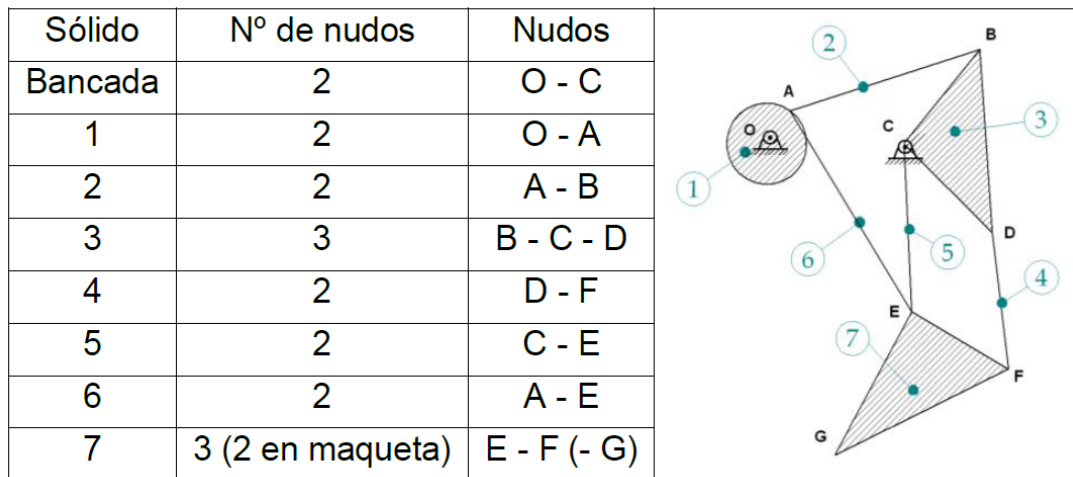


Figura 44 Designación de Nodos del Mecanismo de Theo Jansen

El ciclo de la marcha humana normal comienza cuando el pie contacta con el suelo y termina con el siguiente contacto con el suelo del mismo pie. Los dos mayores componentes del ciclo de la marcha son: la fase de apoyo y la fase de balanceo. El periodo de doble apoyo ocurre cuando ambos pies están en contacto con el suelo simultáneamente.

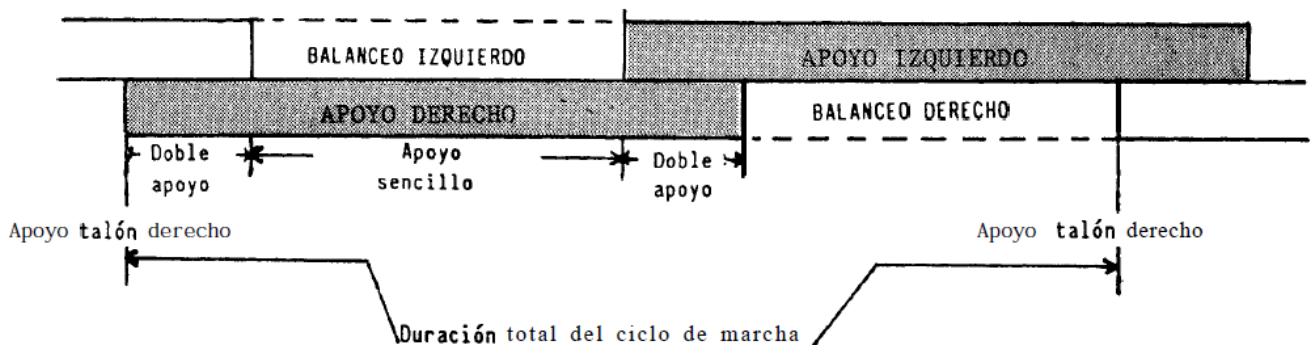


Figura 45 Ciclo de la Marcha

La cantidad relativa de tiempo gastado durante cada fase del ciclo de la marcha, a una velocidad normal es de 60% del ciclo en fase de apoyo, 40% del ciclo en fase de balanceo y 20% del ciclo en doble apoyo. Además existen dos instantes importantes: despegue de la punta del pie y el contacto de talón.

Como puede verse en la siguiente figura, la trayectoria bajo la línea de 350mm son los puntos donde el mecanismo tocaría el suelo y la parte superior a ésta, cuando la pata está en el aire. Es durante la parte roja que aparecen las fuerzas de inercia que hay que minimizar para evitar que estas fuerzas desestabilicen el mecanismo, nos dice el estudio de [7].

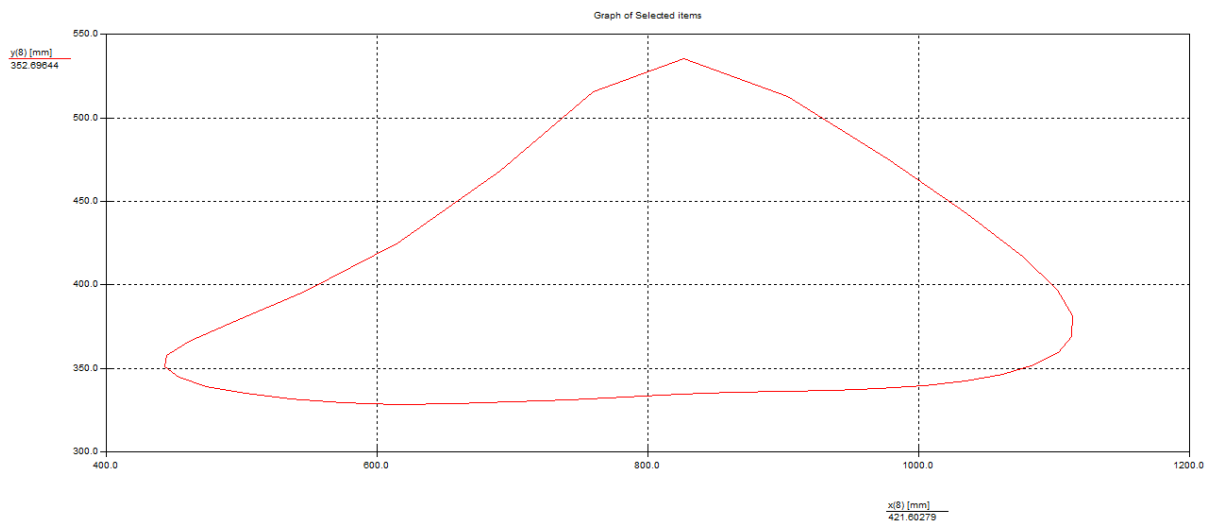


Figura 46 Desplazamiento del Nodo G en X-Y

10.6. Escala del diseño.

Antes de comenzar haremos un acondicionamiento de las medidas necesarias para las patas en el mecanismo. Tomando en cuenta la medida del paso en 67cm y el centro de masa en (0; 108,4; 3,3) cm.

“Es un mecanismo muy sensible a las medidas de las barras, lo que implica que a pequeñas modificaciones de las medidas de las barras provocará una variación muy importante de la trayectoria del punto “G””. [7]

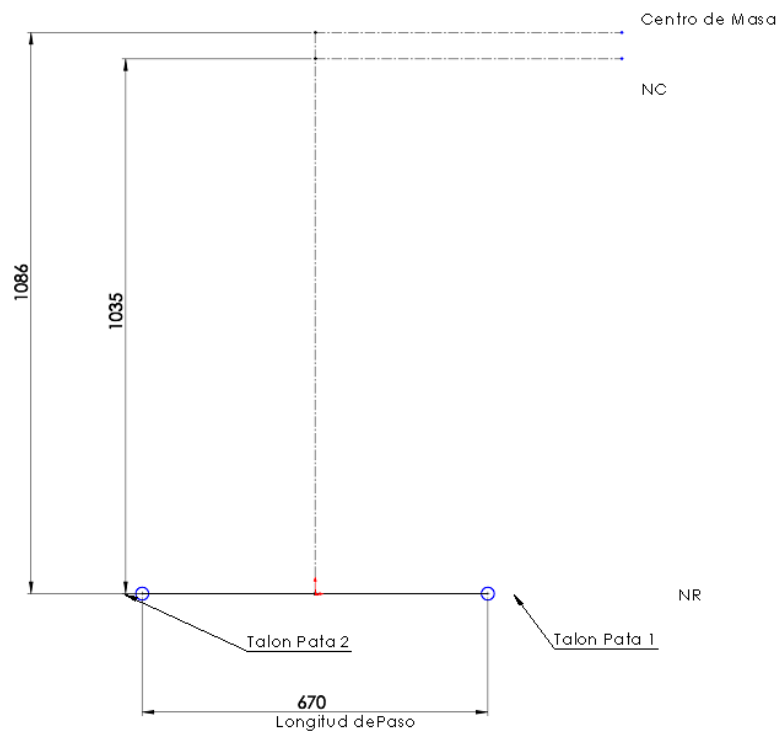


Figura 47 Dimensiones de escala de mecanismo en base a la longitud de paso

En este sentido lo que haremos es escalar las dimensiones existentes como un primer vistazo a M-ATM, estas medidas serán corregidas con el avance del desarrollo del diseño.

Tabla 55 Dimensiones del mecanismo

Solido	Mecanismo Original	Mecanismo Dimensionado
	Longitud (cm)	Longitud (mm)
OA	15	150
OC	38,8	387,9
AB	50	500
AE	61,9	619
BC	41,5	415
CD	40,1	401
BD	55,8	558
CE	39,3	393
DF	39,4	394
EF	36,7	367
EG	49	490
FG	65,7	657
Longitud de Paso		670,785
Altura de Paso		207,141

Se utiliza el programa SAM 6.1 para el estudio de movimiento. El cual nos pide entradas de coordenadas para simular el mecanismo. En este sentido, la posición de referencia de este modelo será el de la siguiente imagen. Nótese que se ha tomado ejes de referencia y no el nivel del suelo para las abscisas.

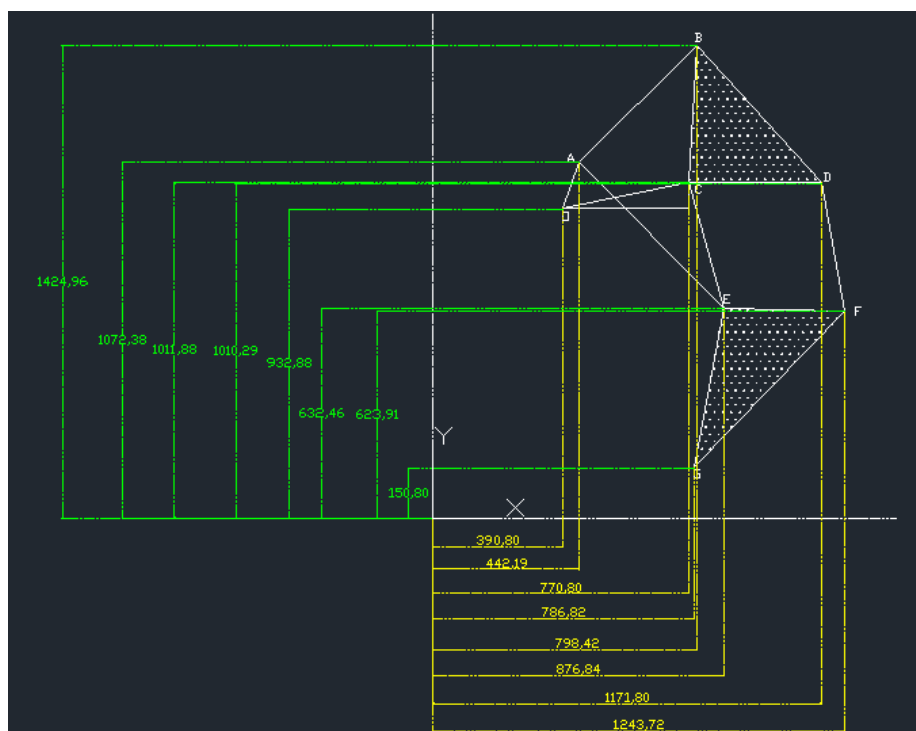


Figura 48 Coordenadas de Nodos del mecanismo

Tenemos como resultado las coordenadas de cada uno de los nodos, donde O y C son parte de la bancada y tienen un desnivel; el uno con referencia al otro de 78 mm en las ordenadas. En esta posición la altura de la pata es de 1274,16 mm.

Tabla 56 Coordenadas de Nodos de Mecanismo

	Posición Original	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	390,8	932,88
A	442,19	1072,38
B	798,42	1424,96
C	770,8	1011,88
D	1171,8	1010,29
E	876,84	632,46
F	1243,72	623,91
G	786,82	150,8

En la siguiente imagen se observa, a la derecha, el mecanismo a través del cual el software SAM. 6.1 y a la izquierda, una gráfica que engloba tres curvas. La primera de azul, velocidad versus tiempo; la roja, desplazamiento horizontal versus tiempo y la otra azul, desplazamiento vertical versus tiempo. Los puntos máximos y mínimos donde cambian de dirección las curvas en el eje de las ordenadas nos dan a conocer el rango de desplazamiento en el eje horizontal y vertical; esto es, la longitud de paso y la altura de paso. Con estas medidas la longitud de paso es de 670,785 mm y una altura de paso de 207,141 mm.

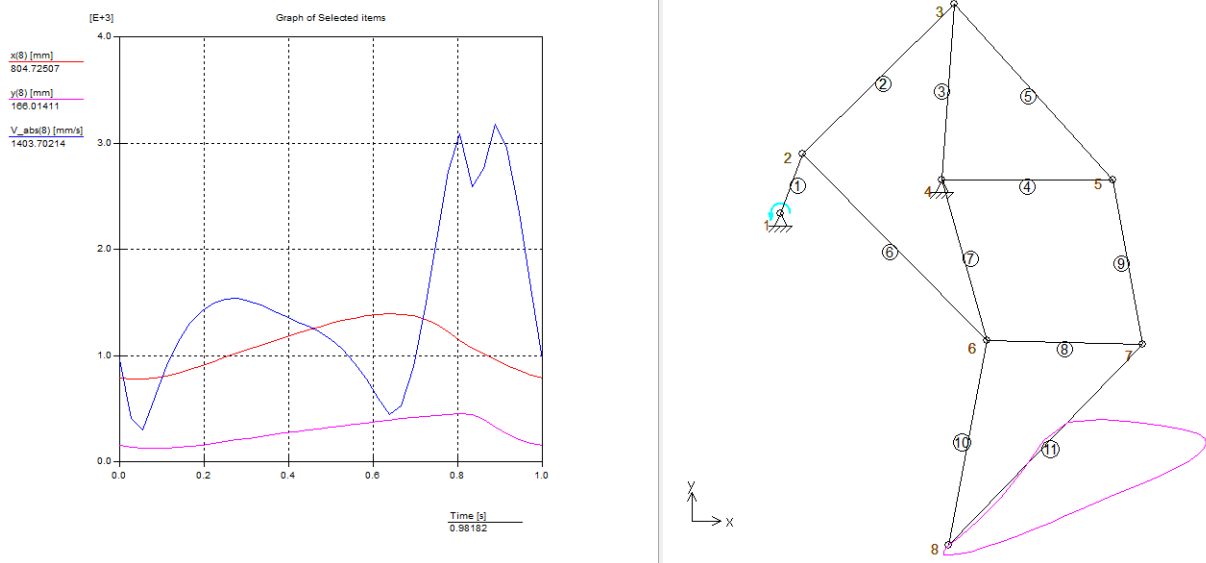


Figura 49 Curvas de desplazamiento X-Y y velocidad en en Nodo G

Nótese que la curva morada de la derecha de la imagen es el recorrido que tiene el nodo G (extremo de la pata) al andar. La parte superior de la gráfica indica el desplazamiento sin contacto con el suelo y la parte inferior de la misma, el contacto con el suelo. Esto nos deja con muy poco tiempo en el suelo, lo que podría reflejarse como inestabilidad. Para aumentar los puntos de contacto con el suelo se procede a rotar el mecanismo de tal manera que la parte inferior de la curva tenga mayor contacto con el suelo.

La acción de rotarlo $(-21, 27^\circ)$ hará que varíe la posición del nodo O y C del mecanismo, puesto que en la posición original el mecanismo tiene el nodo C en una cota en Y mayor que el nodo O. Se realiza la rotación de la gráfica hasta que los puntos de contacto con el suelo sean lo mayores posibles. Con la rotación terminada se logra obtener las siguientes coordenadas de los nodos:

Tabla 57 Posición de Nodos tras rotación

Posición Rotado		
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90
A	476,66	1350,01
B	937,02	1548,19
C	760,49	1173,71
D	1133,23	1025,83
E	720,69	781,77
F	1059,12	639,86
G	461,03	366,23

De donde podemos demostrar que el nodo O en una posición inicial de (390,8; 932,88) tiene un aumento en la cota Y en el nodo O en una posición final de (377,88; 1238,9). La imagen siguiente ilustra la posición del mecanismo de andar en la posición final.

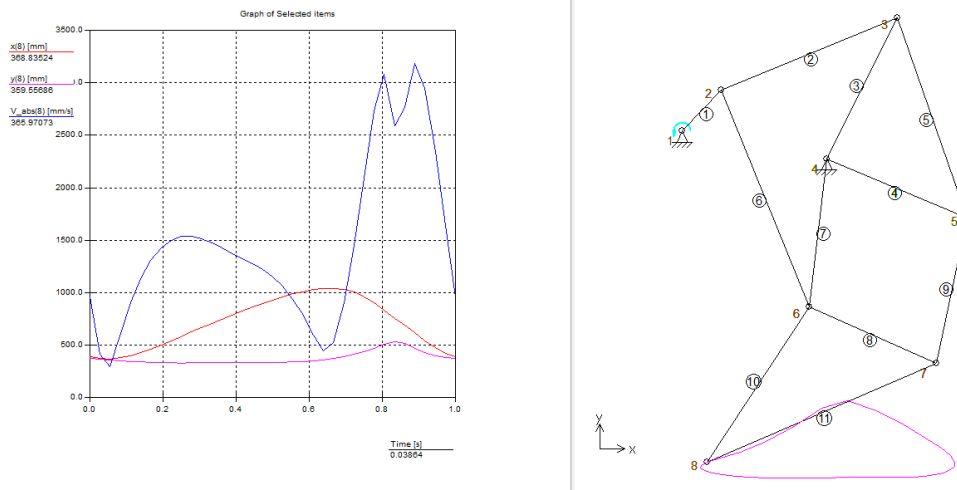


Figura 50 Curvas de desplazamiento X-Y y velocidad en Nodo G tras Rotación

La altura para evadir obstáculos de este diseño es 20,7cm, pero esto se ve limitado por la altura de la pierna en posición de inmovilización que calcula en 12,7cm.

10.7. Estudio del movimiento de una pata.

El desplazamiento deseado es el de lograr los 0,83 m/s en posición horizontal que equivalen a un desplazamiento a marcha lenta. Debemos tener en cuenta que la entrada de movimiento en este mecanismo está dada por el nodo O y la manivela OA. Es por esto que debemos hallar la velocidad angular en este nodo para el caso descrito.

Dicho sea de paso SAM 6.1. nos entrega gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración. Con estas tres se logrará hallar la velocidad media del mecanismo con los parámetros originales y saber si cumple con los requerimientos motores. Además, estas

gráficas son tomadas con un tiempo aleatorio, y por defecto del programa, equivalente a 1 segundo lo que debe modificarse para cálculos de velocidad exactos. Indiferentemente a la velocidad, los desplazamientos en el eje X se presentan en la siguiente gráfica. En ésta, se observa que la cota más baja se encuentra en -20 mm aprox y la más alta en 650 mm lo que da una distancia de paso de 670 mm aprox.

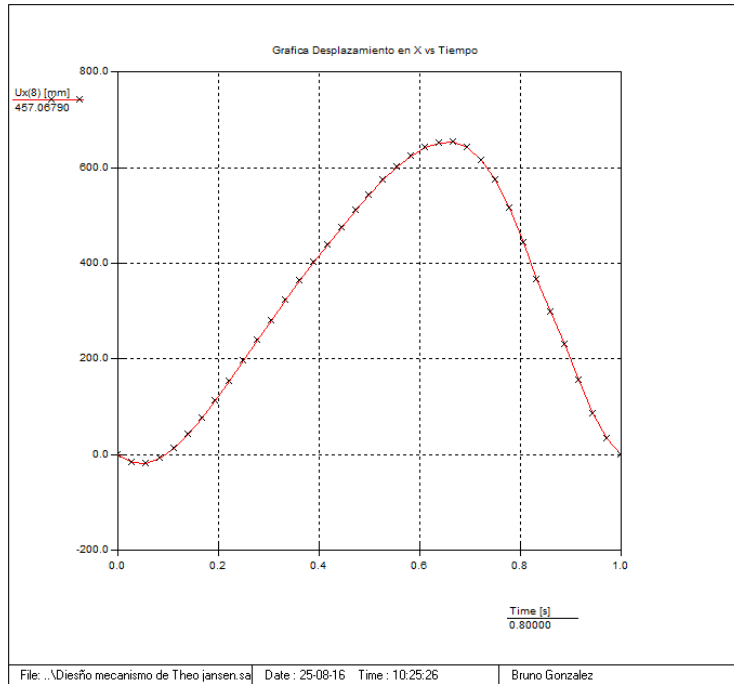


Figura 51 Desplazamientos en X vs Tiempo

El ciclo de la marcha humana normal comienza cuando el pie contacta con el suelo y termina con el siguiente contacto con el suelo del mismo pie. Los dos mayores componentes del ciclo de la marcha son: la fase de apoyo y la fase de balanceo

10.7.1. Cálculo del tiempo de contacto

Con el desplazamiento horizontal podemos calcular el tiempo de contacto con el piso.

Datos Conocidos:

Velocidad media : 0,83 m/s
 Desplazamiento Horizontal : 0,670 m

$$t = x / V$$

$$t = 0,670 / 0,83 \text{ s}$$

$$t = 0,808 \text{ s}$$

Tiempo de contacto con el suelo : 0,808 s

10.7.2. Cálculo de tiempo total de un ciclo de movimiento.

Tiempo de apoyo (t) : 60% Tc
 Tiempo de balanceo (tb) : 40% Tc
 Tiempo de doble apoyo (ta) : 20% Tc

Aplicamos regla de tres simple para hallar el tiempo del ciclo Tc

$$T_c = 0,808 \cdot 100 / 60$$

$$T_c = 1,347 \text{ s}$$

$$t_b = 0,539 \text{ s}$$

$$t_a = 0,269 \text{ s}$$

El tiempo de contacto del talón y despegue de punta de pie están inmersos en el tiempo de doble apoyo, solo son instantes.

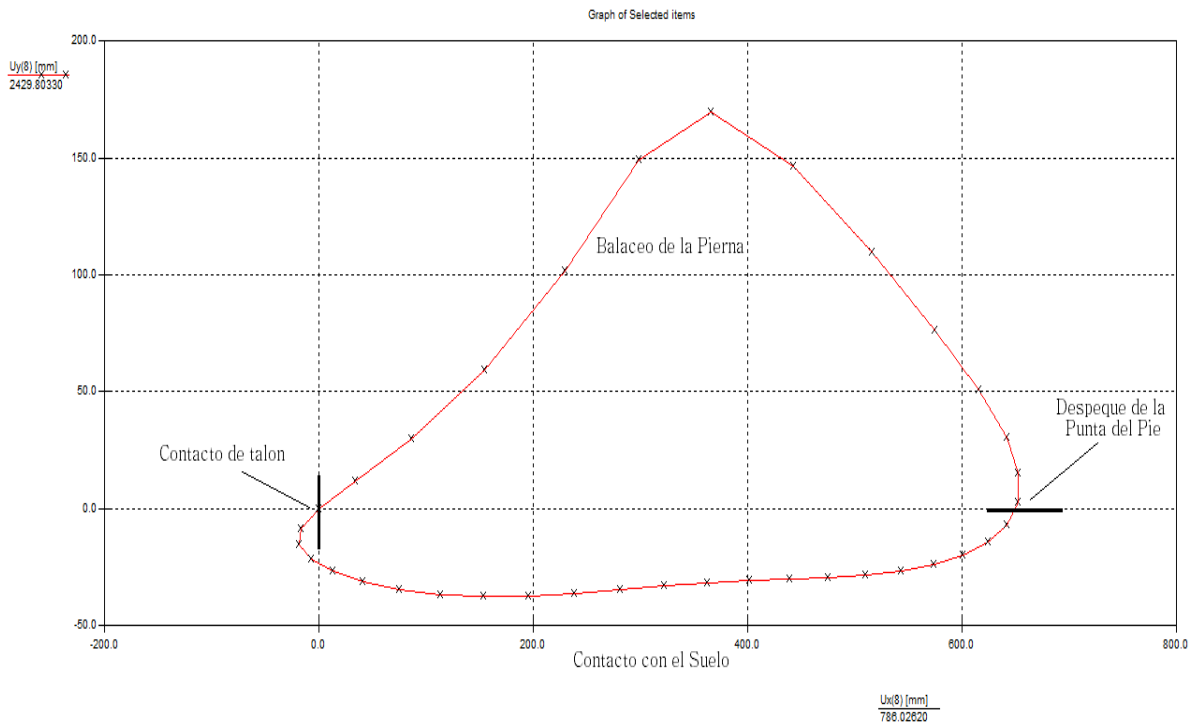


Figura 52 Desplazamiento X-Y con Detalle de puntos de contacto y despegue

10.7.3. Cálculo de la velocidad angular en el nodo O

El movimiento del nodo G y el nodo O son dependientes en relación de 1:1 en cuanto a ciclo de movimiento. Esto es, un ciclo en el movimiento de G es igual al ciclo de movimiento de O. Por lo tanto el periodo de O es de 1,347 s

Periodo O (T) : 1,347 s
 Frecuencia (f) $f = 1 / T = 1 / 1,347s$

$$f = 0,7424 \text{ Hz}$$

Velocidad Angular (ω)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 0,7424 \text{ Hz}$$

$$\omega = 4,665 \text{ rad/s}$$

Revoluciones por Minuto (n)

$$n = \omega \cdot 60 / 2 \cdot \pi = 4,665 \cdot 60 / 2 \cdot \pi$$

$$n = 44,545$$

10.7.4. Recálculo de la velocidad media

La velocidad tomada serán las de 45rpm por lo que es necesario recalcular la velocidad media con este cambio.

Tabla 58 Características de Velocidad

RPM'	45 rpm
ω'	4,712 rad/s
f'	0,750 Hz
TC'	1,333 S
ta'	0,267 S
tb'	0,533 S
t	0,800 S
V'	0,838 m/s

10.7.5. Estudio de movilidad (GDL)

Para verificar que el mecanismo se posiciona únicamente por un eslabón móvil, se calcula su movilidad, se están identificado 7 eslabones y la bancada. 5 eslabones son binarios y 2 ternarios (comprendidos uno entre los nodos BCD, y otro EFG). Se observa que en el nodo A y E se juntan 3 eslabones, en los nodos B, C, D y F 2 eslabones, el punto de interés es el nodo G.

$$n = 8 \quad j_p = 9 \quad j_h = 0$$

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot j_p - j_h$$

$$M = 3 \cdot (8 - 1) - 2 \cdot 9$$

$$M = 3$$

10.8. Estudio de Movimiento de dos Patas

10.8.1. Desfase de patas

Se procede a calcular las coordenadas de cada nodo del mecanismo para lograr determinar mediante las gráficas realizadas en el software SAM 6.1 el tiempo de doble apoyo.

Tabla 59 Datos de Prueba de Desease de Nodos

Tabla de Prueba de Valores de para selección de angulo de desfase entre Pata 1 y 2

	Posicion Original		Posicion Rotado		90°+		180° +		270° +	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	390,8	932,88	377,88	1238,90	377,88	1238,90	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	442,19	1072,38	476,66	1350,01	488,99	1140,13	279,11	1127,80	266,78	1337,68
B	798,42	1424,96	937,02	1548,19	718,71	1585,60	565,67	1539,01	703,42	1583,76
C	770,8	1011,88	760,49	1173,71	760,49	1173,71	760,49	1173,71	760,49	1173,71
D	1171,8	1010,29	1133,23	1025,83	1156,12	1239,15	1101,81	1384,25	1153,42	1253,81
E	876,84	632,46	720,69	781,77	1071,13	931,41	791,11	780,94	597,44	815,08
F	1243,72	623,91	1059,12	639,86	1436,67	963,91	1092,77	991,36	949,79	917,66
G	786,82	150,8	461,03	366,23	1035,49	442,71	1003,87	339,55	656,99	328,71

	PATA 1		PATA 2	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	476,66	1350,01	488,99	1337,68
B	937,02	1548,19	52,35	1583,76
C	760,49	1173,71	-4,73	1173,71
D	1133,23	1025,83	-397,65	1253,81
E	720,69	781,77	158,33	815,08
F	1059,12	639,86	-194,03	917,66
G	461,03	366,23	98,77	328,71

	Reflejo de							
	0+		90°+		180+		270° +	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90	377,88	1238,90	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	279,10	1350,01	266,78	1140,13	476,66	1127,80	488,99	1337,68
B	-181,26	1548,19	37,06	1585,60	190,10	1539,11	52,35	1583,76
C	-4,73	1173,71	-4,73	1173,71	-4,73	1173,71	-4,73	1173,71
D	-377,47	1025,83	-400,36	1239,15	-346,04	1384,25	-397,65	1253,81
E	35,07	781,77	-315,36	931,41	-35,34	780,94	158,33	815,08
F	-303,36	639,86	-680,90	963,91	-337,00	991,36	-194,03	917,66
G	294,73	366,23	-279,72	442,71	-248,10	339,55	98,77	328,71

	PATA 1		PATA 2	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	488,99	1140,13	476,66	1127,80
B	718,71	1585,60	190,10	1539,11
C	760,49	1173,71	-4,73	1173,71
D	1156,12	1239,15	-346,04	1384,25
E	1071,13	931,41	-35,34	780,94
F	1436,67	963,91	-337,00	991,36
G	1035,49	442,71	-248,10	339,55

	Reflejo de					
	90°+		180+		270° +	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	266,78	1140,13	476,66	1127,80	488,99	1337,68
B	37,06	1585,60	190,10	1539,11	52,35	1583,76
C	-4,73	1173,71	-4,73	1173,71	-4,73	1173,71
D	-400,36	1239,15	-346,04	1384,25	-397,65	1253,81
E	-315,36	931,41	-35,34	780,94	158,33	815,08
F	-680,90	963,91	-337,00	991,36	-194,03	917,66
G	-279,72	442,71	-248,10	339,55	98,77	328,71

	PATA 1		PATA 2	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	279,11	1127,80	488,99	1337,68
B	565,67	1539,01	52,35	1583,76
C	760,49	1173,71	-4,73	1173,71
D	1101,81	1384,25	-397,65	1253,81
E	791,11	780,94	158,33	815,08
F	1092,77	991,36	-194,03	917,66
G	1003,87	339,55	98,77	328,71

	Reflejo de			
	180+		270° +	
	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)	Coordenada X (mm)	Coordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	476,66	1127,80	488,99	1337,68
B	190,10	1539,11	52,35	1583,76
C	-4,73	1173,71	-4,73	1173,71
D	-346,04	1384,25	-397,65	1253,81
E	-35,34	780,94	158,33	815,08
F	-337,00	991,36	-194,03	917,66
G	-248,10	339,55	98,77	328,71

	PATA 1		PATA 2	
	Cordenada X (mm)	Cordenada Y (mm)	Cordenada X (mm)	Cordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90	377,88	1238,90
A	266,78	1337,68	488,99	1337,68
B	703,42	1583,76	52,35	1583,76
C	760,49	1173,71	-4,73	1173,71
D	1153,42	1253,81	-397,65	1253,81
E	597,44	815,08	158,33	815,08
F	949,79	917,66	-194,03	917,66
G	656,99	328,71	98,77	328,71

	270° +	
	Cordenada X (mm)	Cordenada Y (mm)
O	377,88	1238,90
A	488,99	1337,68
B	52,35	1583,76
C	-4,73	1173,71
D	-397,65	1253,81
E	158,33	815,08
F	-194,03	917,66
G	98,77	328,71

Entonces podemos apreciar que existen 10 casos propuestos para la comprensión de la movilidad de ambas patas a la vez. Estos enunciados se dan en base a la variación de ángulo en la manivela o eslabón 1 respecto a la posición inicial; esto es, su equivalente en cada uno de los cuadrantes (conjugadas y opuestas).

Representan los siguientes casos: se representan en cada caso las curvas representativas de velocidad en el eje X (rojo y azul) y desplazamiento en el eje Y (negro y morado) de la cada punta de pata (Nodo G).

- Pata 1, Posición inicial $+0^\circ$; Pata 2, Posición inicial $+0^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo.

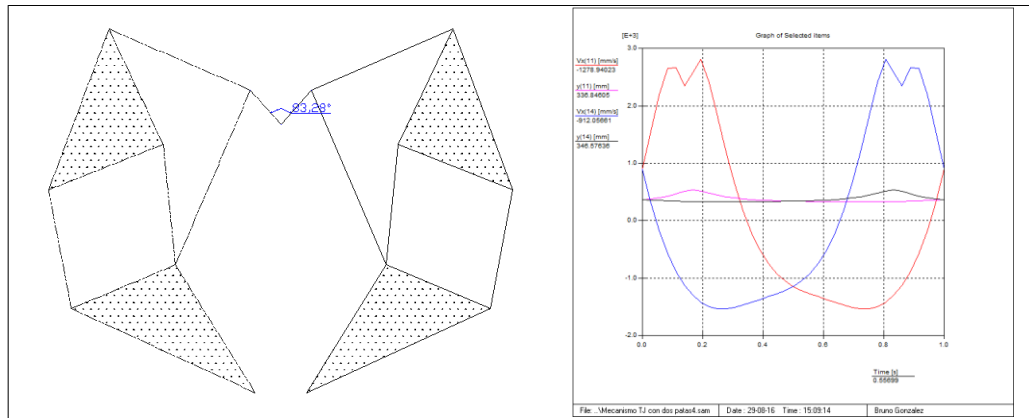


Figura 53 Desfase de Posición 1

- Pata 1, Posición inicial $+0^\circ$; Pata 2, Posición inicial $+90^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre muy por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo. En este caso el corte ocurre en una cota muy alta.

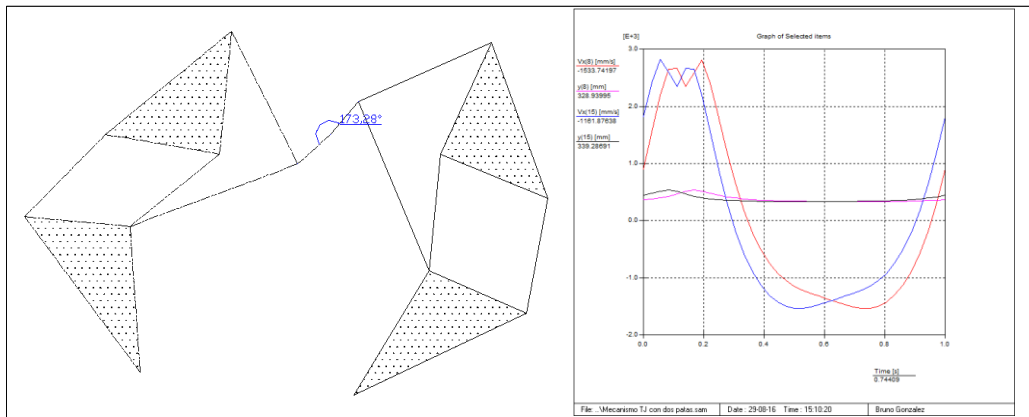


Figura 54 Desfase de Posición 2

- Pata 1 Posición inicial $+0^\circ$, Pata 2 Posición inicial $+180^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre muy por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo.

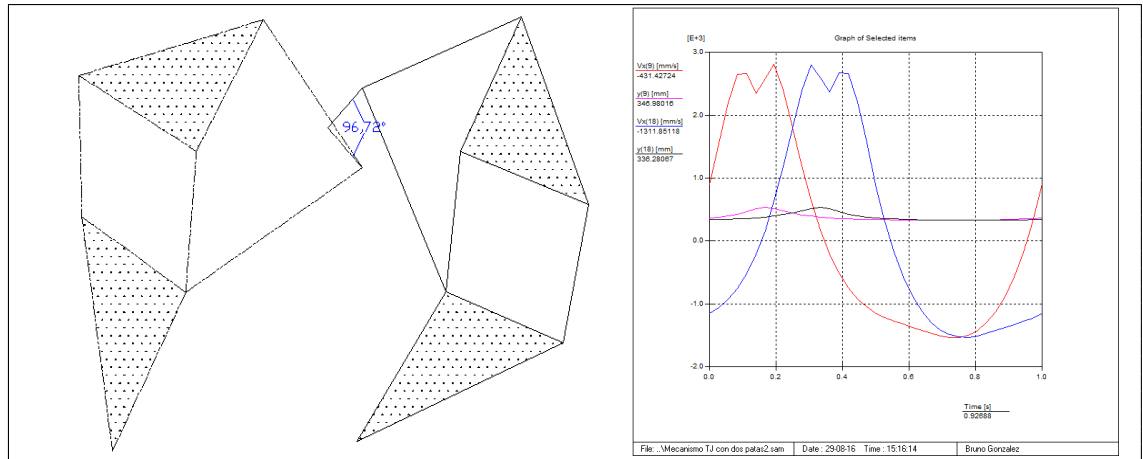


Figura 55 Desfase de Posición 3

- Pata 1 Posición inicial $+0^\circ$, Pata 2 Posición inicial $+270^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre en la falda de la cresta de elevación lo que indica que es las patas están ya en contacto con el suelo.

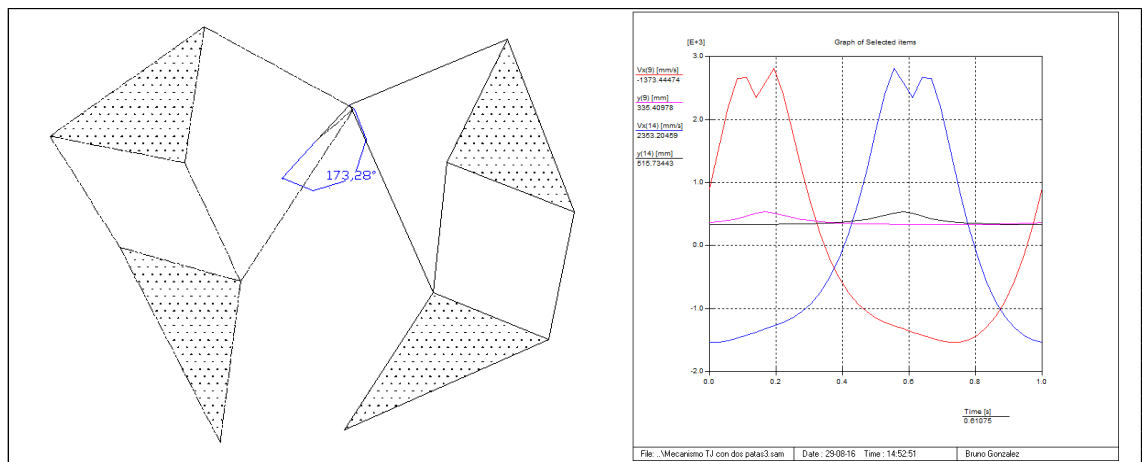


Figura 56 Desfase de Posición 4

- Pata 1 Posición inicial $+90^\circ$, Pata 2 Posición inicial $+90^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre muy por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo.

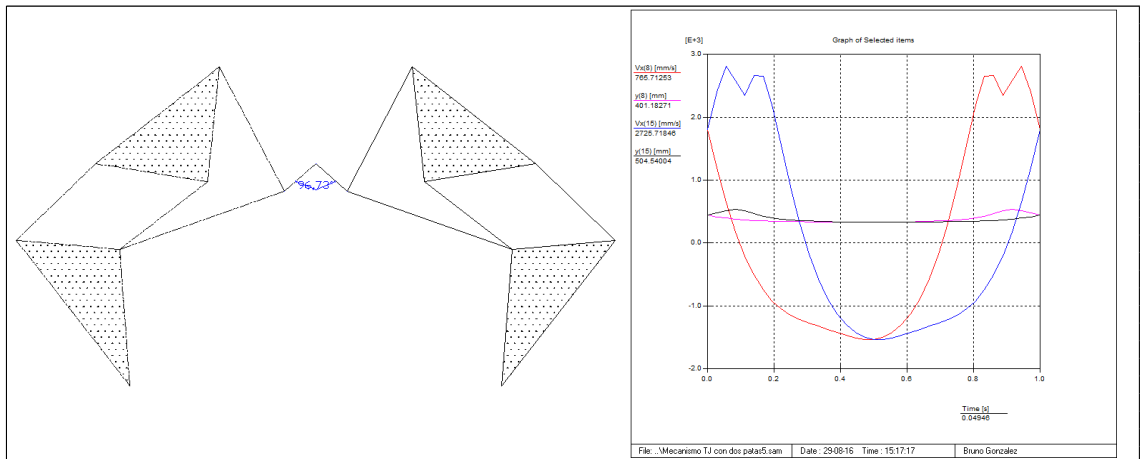


Figura 57 Desfase de Posición 5

- Pata 1 Posición inicial $+90^\circ$, Pata 2 Posición inicial $+180^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre en la falda de la cresta de elevación lo que indica que es las patas están ya en contacto con el suelo.

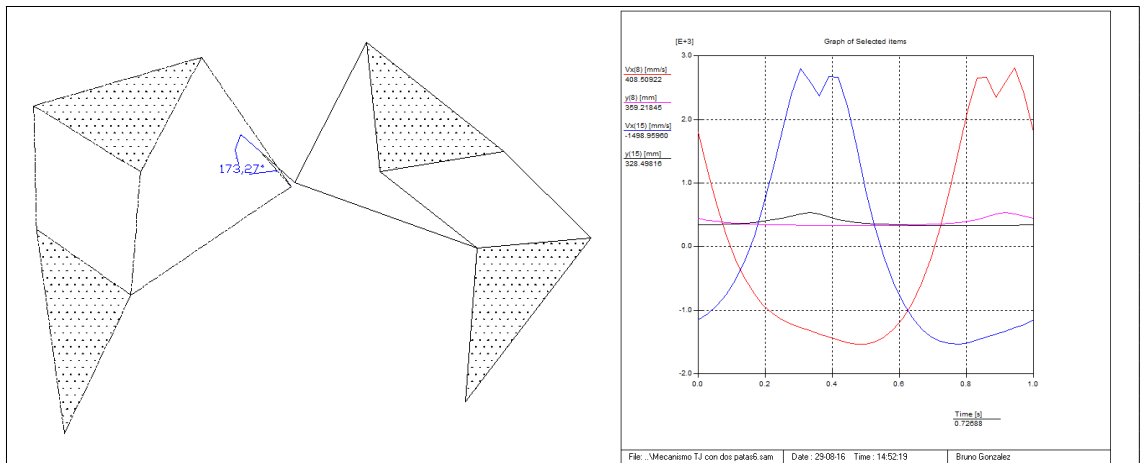


Figura 58 Desfase de Posición 6

- Pata 1 Posición inicial $+90^\circ$, Pata 2 Posición inicial $+270^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo.

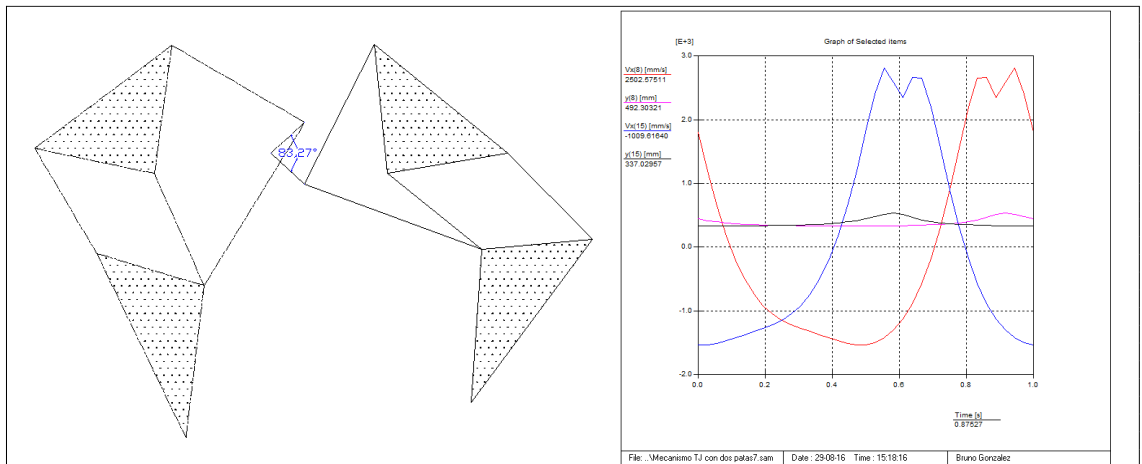


Figura 59 Desfase de Posición 7

- Pata 1 Posición inicial +180°, Pata 2 Posición inicial +180°: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo.

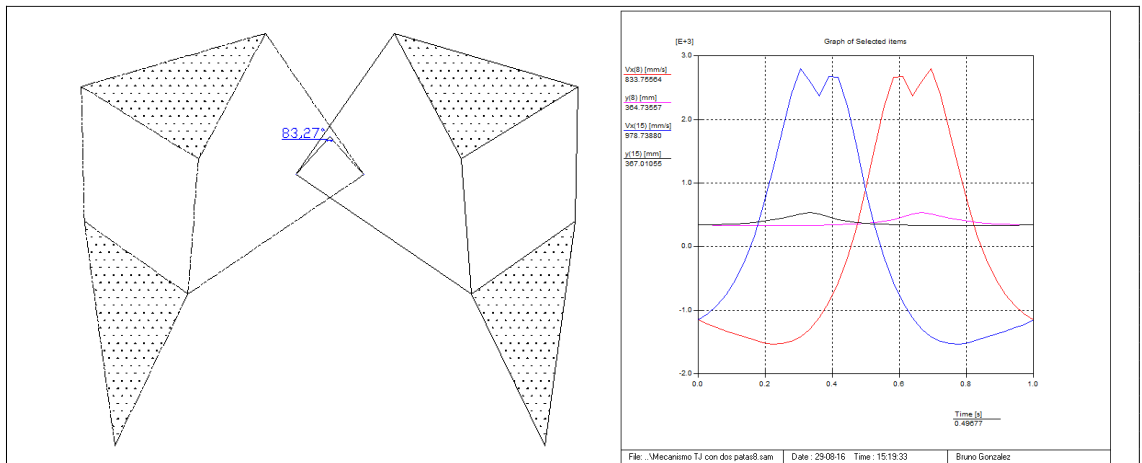


Figura 60 Desfase de Posición 8

- Pata 1 Posición inicial +180°, Pata 2 Posición inicial +270°: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre muy por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo. En este caso el corte ocurre en una cota muy alta.

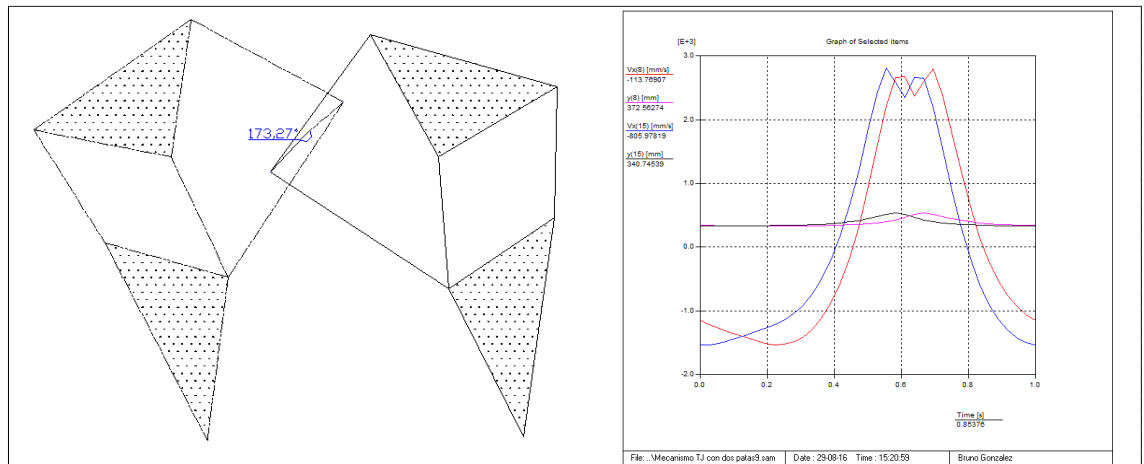


Figura 61 Desfase de Posición 9

- Pata 1 Posición inicial $+270^\circ$, Pata 2 Posición inicial $+270^\circ$: Se aprecia que el corte de las dos curvas de desplazamiento ocurre muy por encima del nivel más bajo lo que indica que existe un instante en el que las dos patas del mecanismo están en el aire al mismo tiempo en un instante de tiempo. En este caso el corte ocurre en una cota muy alta.

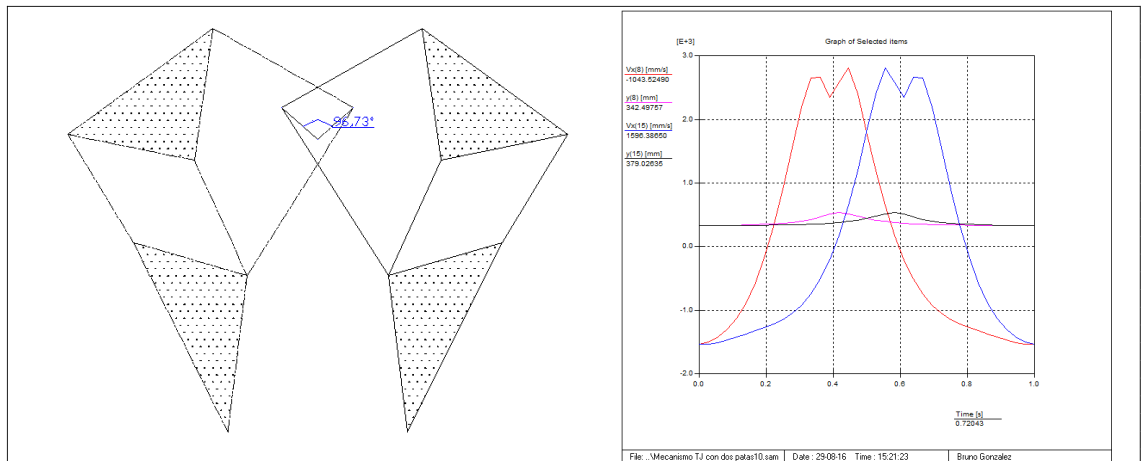


Figura 62 Desfase de Posición 10

Nótese que existe un deslizamiento de grados (6° aprox.) en cada uno de las disposiciones; esto ocurrió dado a la inexactitud del traspaso de coordenadas desde las gráficas de AutoCAD 2014 hacia el simulador SAM 6.1.

Se llega a la conclusión de que a menor ángulo de separación se consigue que existan dos instantes para que las dos patas del mecanismo se encuentren en el suelo lo que brinda una mayor estabilidad al caminar, estos instantes son equivalentes al tiempo de doble apoyo en la marcha normal. En este caso se opta por colocar un desfase de 0° .

10.9. Geometría básica del mecanismo de locomoción.

Se tiene la necesidad de reducir el peso lo más posible, es por esta razón que se busca una optimización la geometría a utilizar, dado que en este punto de diseño aún no se cuenta con el material que se utilizará, tomaremos en cuenta el criterio de volúmenes, de esta manera se presentan dos modelos. Uno es el modelo original de Theo Jansen y otro, el propuesto en este informe.

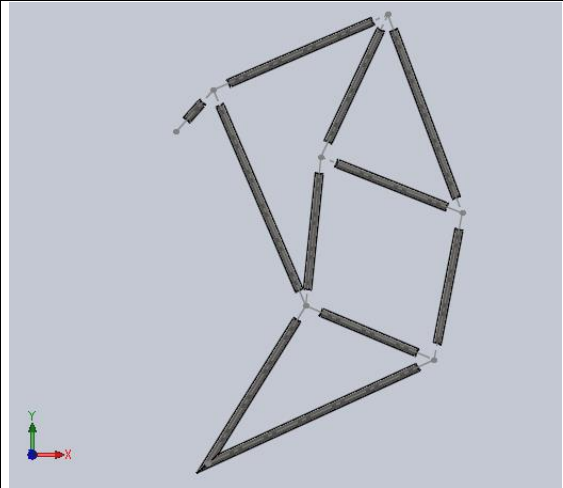
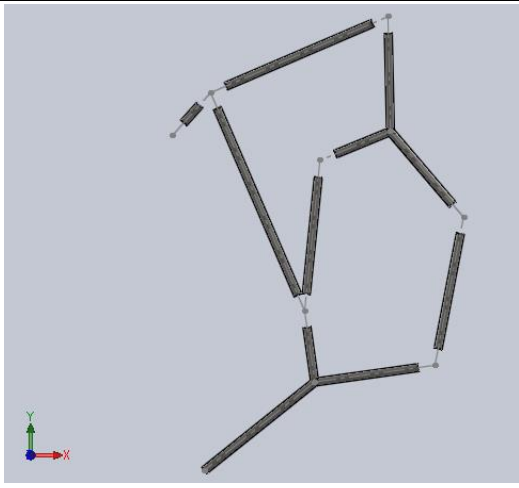
Geometria			
Version 1		Version 2	
			
Nuembro de Piezas	11	Nuembro de Piezas	7
Uniones Principales	7	Uniones Principales	7
Uniones de Orden Superior	0	Uniones de Orden Superior	0
Peso	Ligero	Peso	Muy ligero

Figura 63 Posibles Geometrias de una Pata

La geometría de Theo Jansen consta de 11 elementos, en un análisis simple realizado por Solid Works arroja que el volumen para este modelo, utilizando una estructura de pieza soldada de tubería con diámetro de 21,3mm y 2,3 mm de espesor, es de 663262,39 mm³.

El modelo propuesto utilizará 7 elementos. El cambio de geometría ocurre en los eslabones terciarios. Aquí se propone conectar los nodos a través de una tubería que converge en el centroide del triángulo. Con este fin, se calcula la convergencia del modelo de manera gráfica.

Esta geometría genera un volumen total de 506946,41 mm³ lo que representaría una menor masa posteriormente.

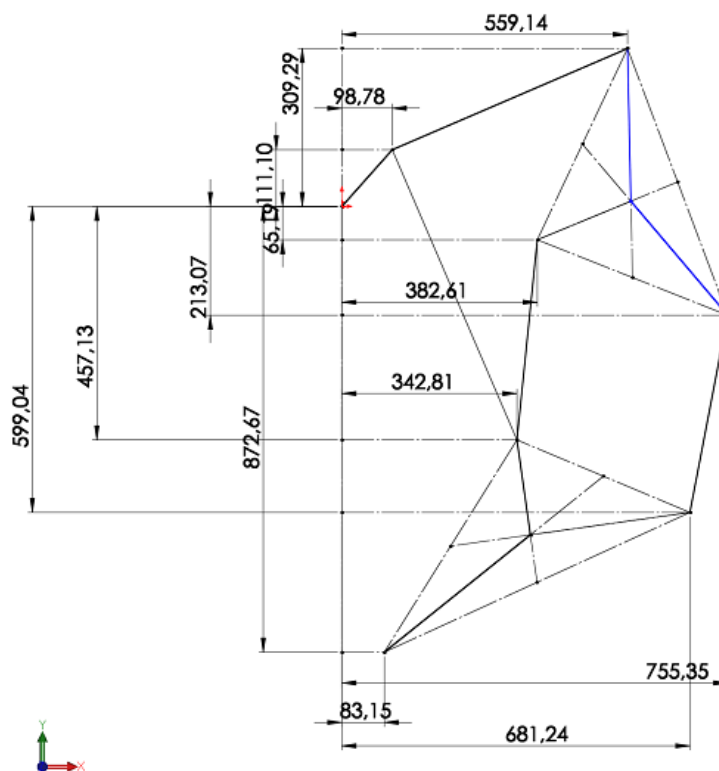


Figura 64 Descripción de la Geometría Propuesta en este informe

10.9.1. Eslabón 1

El eslabón es la pieza motriz que se conecta a la bancada a través de un orificio de 18,2 mm y al eslabón 2 y 6 por el orificio 2 con un orificio de 5 mm en una placa de 4 mm de espesor, está formado por un tubo de 21,3 mm de diámetro exterior y un espesor de 2,3 mm. La distancia entre ejes de orificio es de 148,66mm. Tiene la función de manivela al proveer el movimiento a los demás eslabones. Conectado a los nodos O y A.

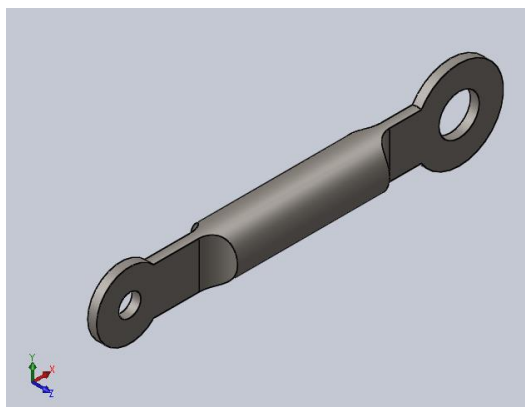


Figura 65 Eslabón 1

10.9.2. Eslabón 2

Tiene la función de balancín, está formado por una geometría compuesta de tubo de 21,3 mm de diámetro exterior y 2,3 mm de espesor y una geometría de platinas de 29,3mm de ancho con espesor de 4mm, la relación de longitudes entre el tubo y la platina es de 2:1. La finalidad de esta geometría es la conexión del primer eslabón con el segundo sin interrupción de movilidad del sexto, evitando la superposición con contacto, además de reducir el ancho del mecanismo. Conectado a los nodos A y B. por una platina de 4mm de espesor perforada, tiene una longitud entre nodos de 501,21 mm.

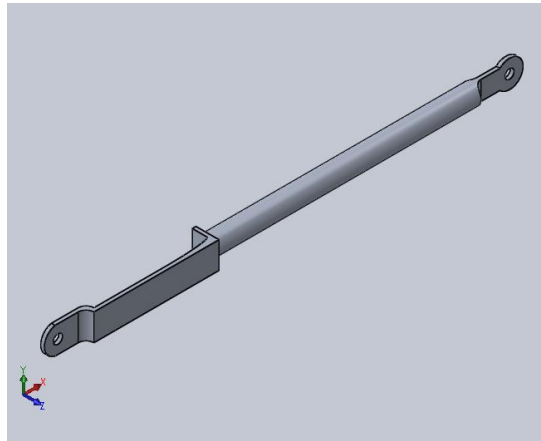


Figura 66 Eslabón 2

10.9.3. Eslabón 3

Eslabón terciario conectado a la bancada conectada en los nodos B, C y D, tienen una desfase ángula de $111,16^\circ$, $140,93^\circ$ y 107° entre cada una de sus ejes, se conecta a la bancada en el nodo C y al eslabón 2 y 4 en B y D respectivamente. Cada uno de los ejes tiene una longitud de 298,95 mm (conectado en B), 198,06 mm (conectado en C) y 293,05 mm (conectado en D). Está formado por tubo de 21,3 mm de diámetro y 2,3 mm de espesor con una placa de 4mm de espesor en donde van los orificios de los pasadores.

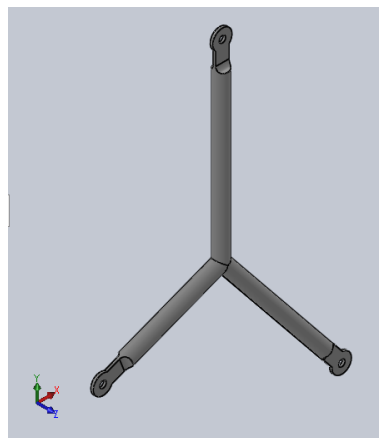


Figura 67 Eslabón 3

10.9.4. Eslabón 4

Eslabón de 393,02 mm entre ejes de orificios, se conecta al eslabón 3 a través del nodo D y al eslabón 5 a través del nodo F. La placa de conexión al nodo D es de un espesor de 8mm, está formado por un tubo de 21,3 mm de diámetro exterior y 2,3 mm de espesor.

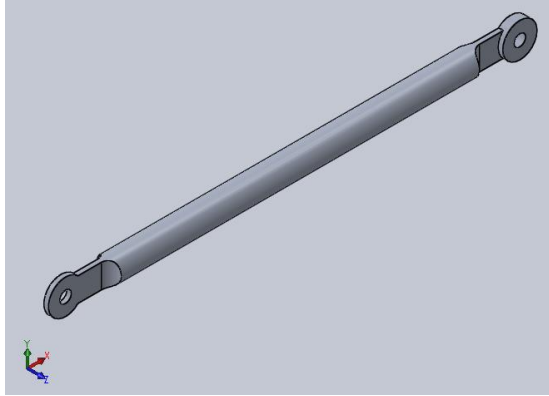


Figura 68 Eslabón 4

10.9.5. Eslabón 5

Eslabón terciario más bajo, se une en el nodo E con el eslabón 6 y 7, y en F con el eslabón 4. Tiene, al igual que los demás elementos, un diámetro exterior de tubo de 21,3 mm y 2,3 de espesor. Solo tiene puntos de unión en los nodos E y F. En nodo G está en contacto con el suelo. La separación entre cada eje del eslabón es de 90°, 149,23° y 120,7° y sus medidas son de 187,66 mm (conectado en E), 315,25 mm (conectado en F) y 366,77 mm (al nodo G en el suelo).

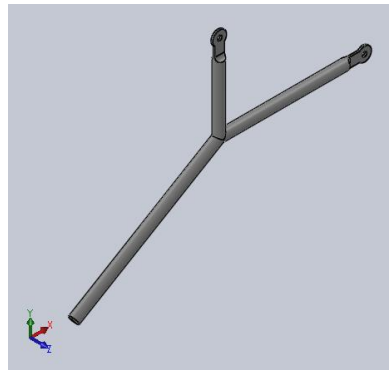


Figura 69 Eslabón 5

10.9.6. Eslabón 6

Contiene una similitud con el eslabón 2 aunque conlleva una complejidad mayor en su geometría, se conecta al eslabón 1 y 2 en el nodo A y a los eslabones 5 y 7 en E. En el extremo que se conecta al nodo A se encuentra una geometría de una platina de 4mm de espesor a un lado para no cortar la movilidad de los eslabones 1 y 2, mientras que en el lado opuesto tiene una geometría que alberga parte del eslabón 7 dentro de él, está formada por dos platines de 4mm. Tiene una distancia de ejes de orificios de 618,41 mm

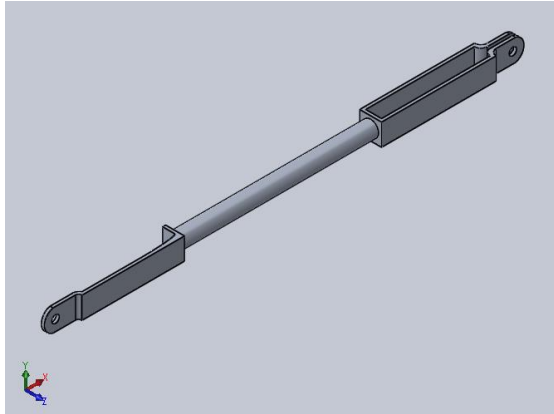


Figura 70 Eslabón 6

10.9.7. Eslabón 7

Tubo de diámetro exterior 21,3mm y 2,3 mm de espesor que se conecta a la bancada en el nodo C tiene 393,96 mm de distancia entre ejes. Se conecta a los eslabones 3, 5 y 6 3 en los nodos C y E.

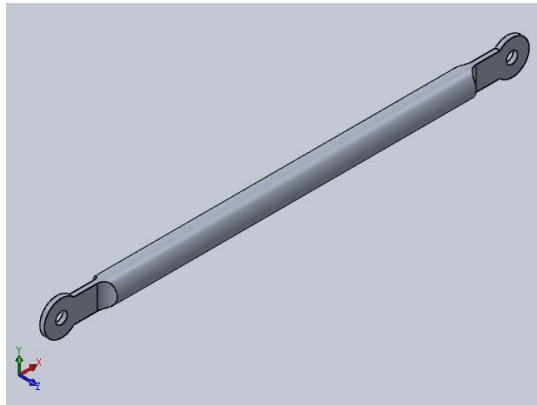


Figura 71 Eslabón 7

10.10. Selección de material.

Para este punto se tiene en cuenta las necesidades específicas para este sistema, dado que se habla de la estructura de descarga de peso al suelo ha de trabajarse con materiales rígidos. Separaremos los elementos en cinco grupos:

- Bancada y Primer eslabón.
- Eslabones terciarios
- Eslabones Binarios.
- Juntas

- Ejes

Para este fin se requiere realizar una matriz de decisión en donde se encuentren todas las opciones de material. En esta matriz de evaluación se comparan las opciones pertinentes a criterio del diseñador. De acuerdo a diversos criterios se les va asignando un valor a cada una de las opciones.

Dentro de la matriz cada opción tendrá una variable y un valor determinado el cual se proporcionará según el grado de importancia del elemento. Para esta tabla de evaluación el valor de mínima importancia será de 0,5 para dar un valor final de 10.

Además se da una calificación la cual será ponderada con los valores de los criterios para obtener un valor de selección.

Los materiales a utilizar en la matriz son los siguientes (con sus respectivas propiedades físicas):

Tabla 60 Descripción de materiales Para utilización en Mecanismo

		Limite elástico (Mpa)	Limite a la Tracción (Mpa)	Densidad de masas (kg/m ³)
A-36/AISI 1020	Acero	250	400	7850
AISI 304	Acero inoxidable	206,807	517,017	8000
Aleación 1060	Aluminio	27,5742	68,9356	2700
Tcp-ti uns r50400ss	Titanio	370	344	4510
PE densidad baja /mediana	Polietileno	-	13,27	917
PP Copolymer	Polipropileno	-	27,6	890

Los cuales tienen ya una calificación en cuanto al criterio tomado.

Tabla 61 Calificación de cada Material en el criterio de Análisis

	Maf	S	Man	C	V	P	Res
Acero	3	5	4	5	5	2	4
Acero inoxidable	3	5	3	3	5	1	5
Aluminio	3	4	4	3	5	4	3
Titanio	3	5	3	1	5	4	5
Polietileno	4	4	5	5	5	4	1
Polipropileno	4	4	5	5	5	5	2

10.10.1. Bancada y primer eslabón

Para esta sección tendremos en cuenta que los valores más importantes son los de resistencia puesto que es elemento que sostiene todo el mecanismo en cuanto a movilidad, seguida por el costo. Con estas especificaciones armamos la tabla de criterios.

Tabla 62 Criterio de selección para Bancada y Primer Eslabón

Criterio	Variable	Valor 1
Manufacturabilidad	Maf	2
Seguridad	S	0,5
Mantenimiento	Man	1
Costo	C	2
Vibraciones	V	0,5
Peso	P	1
Resistencia	Res	3
TOTAL		10

Para esto tenemos lo siguiente:

Tabla 63 Desarrollo de Matriz de Decisión 1

Aspecto	Alternativa	Criterio de evaluación							Final
		Maf	S	Man	C	V	P	Res	
Bancada y Primer eslabón	Acero	1,2	0,5	0,8	2	0,5	0,4	2,4	7,8
	Acero inoxidable	1,2	0,5	0,6	1,2	0,5	0,2	3	7,2
	Titanio	1,2	0,5	0,6	0,4	0,5	0,8	3	7

Con este resultado vemos que la selección de material para la bancada y el primer eslabón es el de acero estructural A36

10.10.2. Eslabones binarios

Para esta sección tendremos en cuenta que los valores más importantes son los de peso, dado que al ser los de mayor cantidad son los de mayor aporte de volumen al mecanismo. Los criterios para esta selección son los siguientes:

Tabla 64 Criterio de selección para Eslabones Secundarios

Criterio	Variable	Valor 2
Manufacturabilidad	Maf	0
Seguridad	S	0
Mantenimiento	Man	0,5
Costo	C	2
Vibraciones	V	0,5
Peso	P	5
Resistencia	Res	2
TOTAL		10

Para esto tenemos lo siguiente:

Tabla 65 Desarrollo de Matriz de Decisión 2

Aspecto	Alternativa	Criterio de evaluación							Final
		Maf	S	Man	C	V	P	Res	
Eslabones Binarios	Acero	0	0	0,4	2	0,5	2	1,6	6,5
	Acero inoxidable	0	0	0,3	1,2	0,5	1	2	5
	Aluminio	0	0	0,4	1,2	0,5	4	1,2	7,3
	Titanio	0	0	0,3	0,4	0,5	4	2	7,2

Con este resultado vemos que la selección de material para para los eslabones binarios es la Aleación de aluminio 1060.

10.10.3. Eslabones terciarios

Cabe resaltar que en la selección de material para esta parte hablamos de elementos con tres puntos de conexión; los cuales se encuentran en la parte más distante del mecanismo de inmovilización. Los valores más representativos para la selección de estas piezas son las de peso, costo y resistencia.

Tabla 66 Criterio de selección para Eslabones ternarios

Criterio	Variable	Valor 3
Manufacturabilidad	Maf	1
Seguridad	S	0,5
Mantenimiento	Man	0,5
Costo	C	1
Vibraciones	V	1
Peso	P	3

Resistencia	Res	3
TOTAL		10

Para esto tenemos lo siguiente:

Tabla 67 Desarrollo de Matriz de Decisión 3

Aspecto	Alternativa	Criterio de evaluación							Final
		Maf	S	Man	C	V	P	Res	
Eslabones Terciario	Acero	0,6	0,5	0,4	1	1	1,2	2,4	7,1
	Acero inoxidable	0,6	0,5	0,3	0,6	1	0,6	3	6,6
	Aluminio	0,6	0,4	0,4	0,6	1	2,4	1,8	7,2
	Titanio	0,6	0,5	0,3	0,2	1	2,4	3	8
	Polietileno	0,8	0,4	0,5	1	1	2,4	0,6	6,7
	Polipropileno	0,8	0,4	0,5	1	1	3	1,2	7,9

Con este resultado vemos que la selección de material para los eslabones ternarios es el Titanio (Tep-ti uns r50400ss)

10.10.4. Juntas

Este elemento ha de ser resistente a la cortante que se ejerza por el peso del mecanismo, por esto su resistencia ha de ser buena, además del costo y mantenimiento.

Tabla 68 Criterio de selección para Juntas

Criterio	Variable	Valor 4
Manufacturabilidad	Maf	2
Seguridad	S	0,5
Mantenimiento	Man	1
Costo	C	1
Vibraciones	V	2
Peso	P	0,5
Resistencia	Res	3
TOTAL		10

Para esto tenemos lo siguiente:

Tabla 69 Desarrollo de Matriz de Decisión 4

Aspecto	Alternativa	Criterio de evaluación							Final
		Maf	S	Man	C	V	P	Res	
Juntas	Acero	1,2	0,5	0,8	1	2	0,2	2,4	8,1
	Acero inoxidable	1,2	0,5	0,6	0,6	2	0,1	3	8

Con este resultado vemos que la selección de material para para los eslabones ternarios es Acero estructural A36.

10.10.5. Ejes

Se tomará el mismo criterio de selección que para el de bancada.

Tabla 70 Criterio de selección para Ejes

Criterio	Variable	Valor 5
Manufacturabilidad	Maf	2
Seguridad	S	0,5
Mantenimiento	Man	1
Costo	C	2
Vibraciones	V	1
Peso	P	0,5
Resistencia	Res	3
TOTAL		10

Para esto tenemos lo siguiente:

Tabla 71 Desarrollo de Matriz de Decisión 5

Aspecto	Alternativa	Criterio de evaluación							Final
		Maf	S	Man	C	V	P	Res	
Ejes	Acero	1,2	0,5	0,8	2	1	0,2	2,4	8,1
	Acero inoxidable	1,2	0,5	0,6	1,2	0,5	0,2	3	7,2
	Titanio	1,2	0,5	0,6	0,4	0,5	0,8	2,4	6,4

Con este resultado vemos que la selección de material para para los eslabones ternarios es Acero estructural AISI 1020.

10.11. Selección del motor

En este punto se selecciona el motor que accionará el mecanismo teniendo en cuenta las cargas más adelante especificadas mediante análisis del programa Solid Works. El motor seleccionado será un motor dc, puesto que el mecanismo ha de contar con autonomía dada por una batería.

Para la selección de un motor, es de importancia las revoluciones y el torque que este ejerce en el eje de potencia. En este caso las revoluciones necesarias para mover este mecanismo es la de 45 rpm (4,712rad/s). Procederemos a calcular el torque necesario en el mecanismo. Para esto es necesario hacer una simulación de movimiento y a través del software Solid Works calcular este valor.

Es necesario además introducir los valores de fuerza que afligen a este mecanismo. Estos son de la persona (70,47kg) del mecanismo de acople (aún en cálculo) mecanismo de locomoción (6,24kg) y mecanismo de Inmovilización (1,05 kg). Puesto que aún no se conoce el peso del motor y las baterías se procede a la utilización de un valor de diseño de 1,25 veces para el peso total del mecanismo más el de la persona. Esto es:

Tabla 72 Cargas Iniciales de M-ATM

Sistema	Peso Neto	Peso de Diseño	Unidades	Peso	Unidades
Locomoción	6,24	7,8	kg	76,518	N
Inmovilización	1,05	1,3125	kg	12,875625	N
Peso de la persona	70,47	88,0875	kg	864,13875	N
Total	77,76	97,2	kg	953,532	N

Por lo tanto se le asigna un valor de 19,44 kg (190,7064 N) en la zona donde irá el motor y baterías.

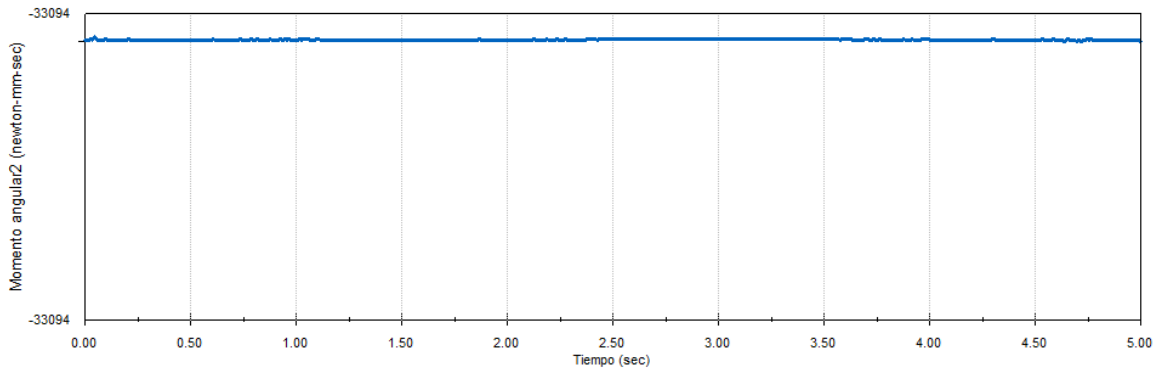


Figura 72 Diagrama Torque-Tiempo

De esto se deduce que el torque necesario es el de 33093,9Nmm o 33,093 Nm. con estos valores se calcula a potencia del motor dc.

$$\begin{aligned}
 P &= T\omega \\
 P &= 33,093 \text{ Nm} \cdot 4,712 \text{ rad/s} \\
 P &= 155,94 \text{ W} \\
 P &= 0,21 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Es notorio que la necesidad de torque es baja y las revoluciones son bajas, por lo que se opta por seleccionar un motor con reductor acoplado, a fin de suplir la necesidad de torque. Se selecciona un motor LESSON NEMA frame S56C con reductor de velocidad, modelo W6130075- 098004 de 0,25 KW ,44rpm y torque de 36,7 Nm el cual trabaja con una tensión de 90 Vdc y tiene un peso de 21,3 Kg.



Figura 73 Motor LESSON NEMA frame S56C con reductor de velocidad

Es necesario cuantificar y especificar el número y las características de las baterías. Éstas, como se mencionó antes, han de abastecer con una tensión de 90Vdc y una corriente de 3,5 A. Dada la variedad de tensiones de baterías se optó por utilizar dos batería de Ion de Litio marcar POEAE modelo POEAE-L-158 de tensión nominal de 48 vdc de 2,6 kg de peso cada uno.



Figura 74 Batería de Ion de Litio marcar POEAE modelo POEAE-L-158

Se realiza un reajuste a las cargas del mecanismo.

Tabla 73 Peso de los elemento del M-ATM

Sistema	Peso Neto	Peso de Diseño	Unidades	Peso	Unidades
Locomoción	6,24	7,8	kg	76,518	N
Inmovilización	1,05	1,3125	kg	12,876	N
Peso de la persona	70,47	88,0875	kg	864,138	N
Peso de Motor	21,3	26,625	kg	261,191	N
Peso de Baterías	5,2	6,5	kg	63,765	N
Total	104,26	130,325	kg	1278,488	N
Peso Neto de Mecanismo	33,79	42,238	kg	414,350	N

Se procede a recalculer el torque necesario a través de Solid Works colocando 324,956 N equivalente al peso de baterías y Motor.

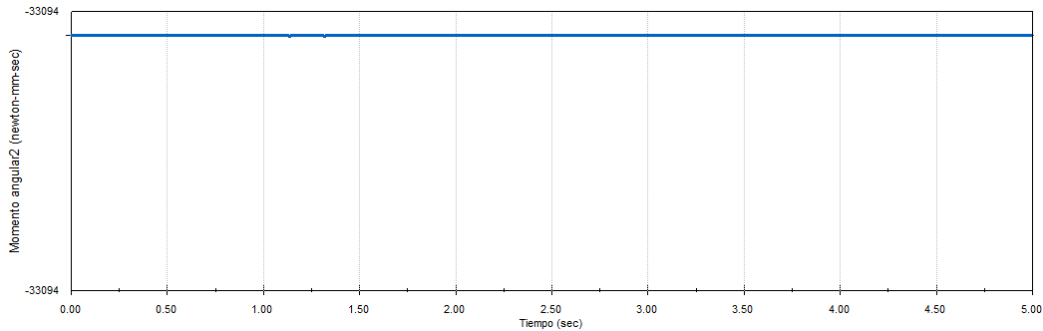


Figura 75 Grafica de recalcado de Torque-Tiempo

Con esto apreciamos que no existe variación del momento torque para el motor.

10.11.1. Circuito de conexión

Se cuenta ahora con el sistema de impulsión del mecanismo, para lo cual es necesario adicionar un sistema de control de marcha y parada. Se procede a calcular los parámetros del circuito necesarios para su funcionamiento. Se conoce la tensión y corriente del motor (90 Vdc y 3,5 A), la tensión de las baterías (48 Vdc cada una). Se conoce la capacidad nominal de la batería, la cual es de 12 Ah. Calcularemos el tiempo de autonomía que tendrá M-ATM. La energía almacenada en una de las baterías es la siguiente:

$$E = P \cdot t = V \cdot I \cdot t = V \cdot i_c$$

Dónde:

- E= energía
- P= Potencia (W)
- V= Tensión (V)
- I= intensidad de Corriente (A)
- t= Tiempo (s)
- ic= Capacidad nominal (Ah)

$$E = 48 \text{ vdc} \cdot 12\text{Ah} = 576\text{Wh}$$

La energía almacenada en una de las baterías es de 576 Wh lo que representa en el sistema una energía total de 1152 Wh. La potencia eléctrica del motor se calcula de la siguiente manera:

$$P = V \cdot I = 90 \text{ vd} \cdot 3,5 \text{ A} = 315 \text{ W}$$

El tiempo de autonomía del mecanismo es el cociente entre la energía entregada por las baterías y la potencia consumida por el motor.

$$E = P \cdot t \quad ; \quad t = \frac{E}{P}$$

$$t = \frac{1152 \text{ Wh}}{315 \text{ W}} = 3,66 \text{ h}$$

El accionamiento del motor ha de cumplir dos funciones fundamentales, el inicio y parada de la marcha. Se adiciona además la función de marcha hacia atrás, para que de esta manera el usuario pueda desplazarse libremente. Para lograr esto se utilizará un interruptor de balancín de plástico RK2-21 de la marca GUCHAN el cual está diseñado para trabajar en tensiones de hasta 250 Vdc, corrientes de 16 A y 6 terminales 2 de entrada y 4 de salida. La conexión del motor será de la siguiente forma:

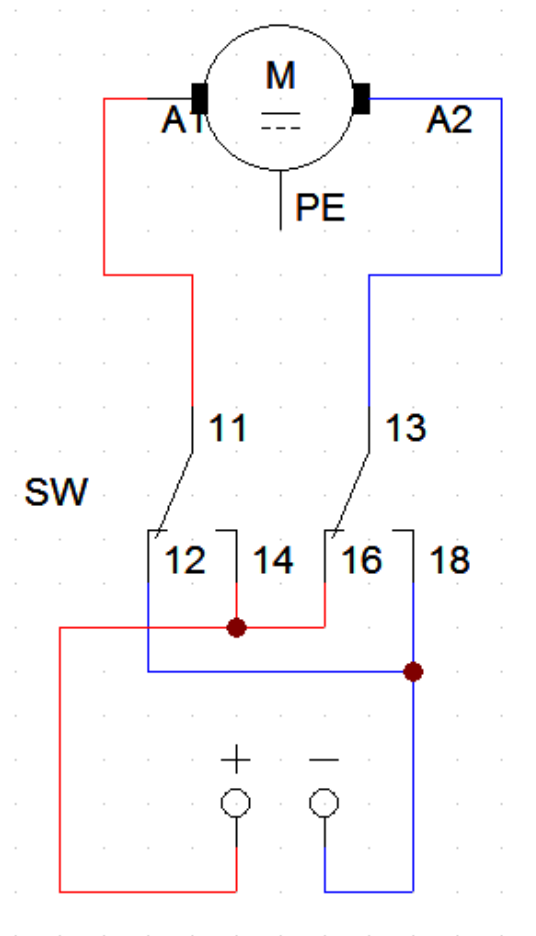


Figura 76 Esquema de conexión de Motor dc

10.12. Transmisión de potencia

El M-ATM está compuesto por tres ejes de transmisión de potencia, los cuales funcionan por acción de un motor de corriente continua acoplado al eje principal a través de un acople eje-motor, a especificar más adelante. La potencia es transmitida del eje principal a los dos ejes de las patas, uno hacia adelante y otro hacia atrás, a través de

dos fajas síncronas. Como se muestra en la figura siguiente, en la imagen se aprecian las distancias entre centros de ejes.

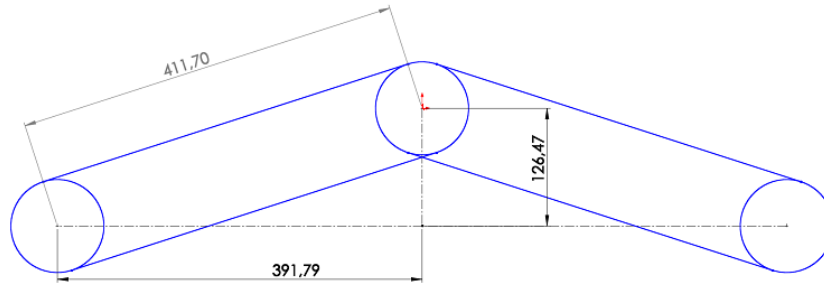


Figura 77 Esquema de Transmisión de Potencia

10.12.1. Selección de banda síncrona

Para seleccionar la banda se tendrá en cuenta los dos parámetros principales: la potencia a transmitir y la velocidad del eje. Es de nuestro conocimiento la potencia necesaria por banda (0,105 HP), las revoluciones (45 rpm), distancia entre centros (411,7 mm) y la relación de transformación (1:1). Con estos valores procedemos a dimensionar la banda.

Para poder seleccionar el tipo de banda debemos conocer el factor de servicio básico según el tipo de aplicación. La bibliografía no habla de mecanismos de ayuda técnica para la marcha por eso se busca el trabajo más similar para esta. Se tomará una transmisión con carga ligera con un factor de servicio de 1,5. Con esto la potencia de diseño será la de:

$$Pd = 1,5 \cdot P$$

$$Pd = 1,58 \text{ HP}$$

Seleccionaremos el paso de banda a través de la tabla siguiente dada por los proveedores de bandas. Cruzando la potencia (en la vertical) y las revoluciones (en la horizontal) obtenemos un valor de ancho de paso de 5mm

Tabla de Selección del Paso para Transmisiones Sincrónicas

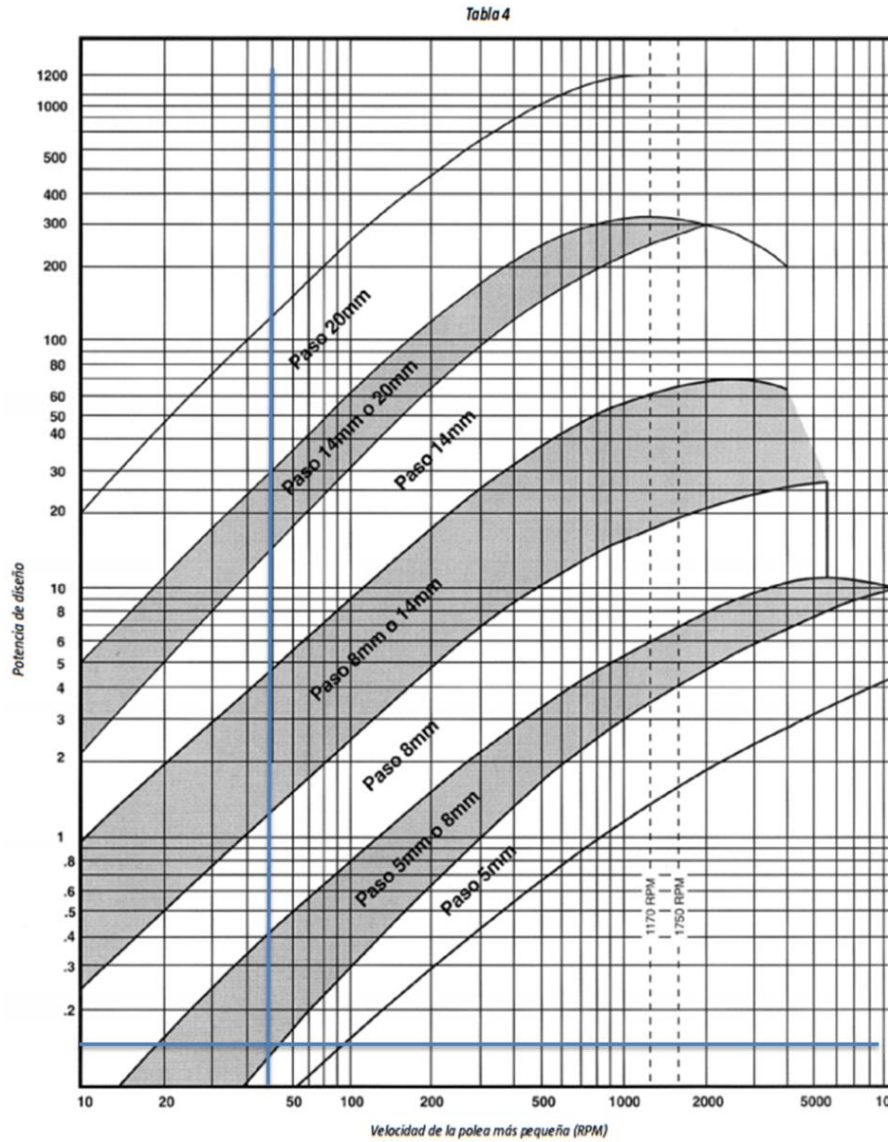


Figura 78 Grafica de Curvaturas para el Paso de Faja

Se procede a calcular el número de dientes de la rueda dentada teniendo en cuenta la potencia y las revoluciones, se escoge el número mayor más cercano a las revoluciones y se busca en la columna la potencia que supla nuestra necesidad; en este caso, la potencia más cercana es la de 0,173 HP correspondiente a la utilización de 32 dientes

RANGO DE HP — 25mm: (.984 pulg.) ancho de correa (5M-25)														
No. de Dientes		32	34	36	38	40	44	48	52	56	60	64	68	72
D.P. mm in.		50.93 2.005	54.11 2.130	57.30 2.256	60.48 2.381	63.66 2.506	70.03 2.757	76.39 3.008	82.76 3.258	89.13 3.509	95.49 3.760	101.86 4.010	108.23 4.261	114.59 4.511
RPM DE LA POLEA MENOR	10	0.029	0.031	0.034	0.036	0.039	0.045	0.051	0.056	0.061	0.065	0.070	0.074	0.078
	20	0.058	0.063	0.068	0.073	0.078	0.090	0.101	0.113	0.122	0.130	0.139	0.148	0.156
	40	0.116	0.125	0.136	0.146	0.157	0.179	0.203	0.226	0.243	0.261	0.278	0.295	0.313
	60	0.173	0.188	0.203	0.219	0.235	0.269	0.304	0.339	0.365	0.391	0.417	0.443	0.469
	100	0.289	0.313	0.339	0.365	0.392	0.448	0.507	0.565	0.608	0.652	0.695	0.738	0.782
	200	0.578	0.627	0.678	0.730	0.784	0.896	1.015	1.129	1.216	1.303	1.390	1.477	1.564
	300	0.778	0.843	0.910	0.979	1.050	1.197	1.352	1.502	1.617	1.732	1.848	1.963	2.079
	400	0.961	1.041	1.122	1.206	1.292	1.470	1.657	1.838	1.979	2.120	2.261	2.403	2.544
	500	1.132	1.225	1.320	1.418	1.517	1.724	1.940	2.149	2.314	2.479	2.644	2.809	2.974
	600	1.295	1.400	1.507	1.618	1.730	1.964	2.207	2.442	2.630	2.817	3.005	3.192	3.379
	700	1.450	1.566	1.686	1.808	1.934	2.192	2.460	2.721	2.930	3.138	3.347	3.555	3.763
	800	1.599	1.727	1.858	1.992	2.129	2.411	2.703	2.987	3.216	3.445	3.674	3.902	4.131
	870	1.700	1.836	1.975	2.116	2.261	2.559	2.868	3.168	3.410	3.653	3.895	4.137	4.379
	1000	1.883	2.032	2.185	2.340	2.499	2.825	3.163	3.491	3.758	4.025	4.291	4.557	4.823
	1160	2.099	2.264	2.433	2.604	2.779	3.139	3.511	3.871	4.166	4.461	4.755	5.049	5.342
	1400	2.408	2.596	2.787	2.981	3.179	3.585	4.004	4.409	4.744	5.078	5.412	5.744	6.075
	1450	2.471	2.663	2.858	3.057	3.260	3.675	4.103	4.517	4.860	5.202	5.543	5.883	6.221
	1600	2.655	2.860	3.068	3.281	3.497	3.939	4.393	4.834	5.199	5.564	5.927	6.288	6.648
	1750	2.833	3.051	3.273	3.498	3.726	4.194	4.674	5.139	5.526	5.912	6.296	6.677	7.057
	1800	2.892	3.114	3.339	3.569	3.801	4.277	4.766	5.239	5.633	6.025	6.416	6.804	7.190
2000	3.121	3.359	3.601	3.846	4.095	4.603	5.123	5.626	6.047	6.466	6.881	7.294	7.703	
2500	3.665	3.940	4.218	4.500	4.786	5.366	5.957	6.527	7.006	7.480	7.948	8.411	8.867	
3000	4.173	4.480	4.791	5.105	5.422	6.065	6.715	7.340	7.865	8.380	8.886	9.382	9.867	
3600	4.739	5.081	5.426	5.773	6.122	6.826	7.532	8.206	8.768	9.314	9.844	10.357	10.851	
5000	5.902	6.303	6.704	7.104	7.501	8.287	9.055	9.765	10.331	10.855	11.336	11.749	12.153	
8000	7.663	8.081	8.480	8.856	9.208	9.834	10.340							
10000	8.232	8.557	8.838	9.071										
12000	8.238													

Figura 79 Tabla de cálculo de Dientes

Por último, se selecciona la longitud de banda estándar.

Tabla de Selección para Transmisiones Sincrónicas Estandar 5M

Combinación de Poleas		Distancias de centros nominales mm/pulg.																							
Rebaba de Velocidad	Matriz	Impulsada	Designación de código de la correa mm/pulg.																						
			No. Dientes	No. Dientes	350	375	400	425	450	475	500	535	565	600	635	670	710	740	800	850	890	950	1000	1050	
1.00	72	72																							
	68	68																							
	64	64																							
	60	60																							
	56	56																							
	52	52																							
	48	48																							
	44	44																							
	40	40																							
	38	38																							
	36	36																							
	34	34																							
32	32																								
1.05	38	40																							

Figura 80 Cálculo de Longitud de Faja

Nótese que la selección de banda se realiza además con la correspondiente rueda dentada, la cual tiene un diámetro de 50,93 mm el cual se recalculará. Con esto se

obtiene lo siguiente (por comodidad de selección las unidades de trabajo fueron las del Sistema Inglés).

Con estos valores calcularemos la longitud de la banda con la siguiente fórmula:

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c}$$

Dónde:

L= Longitud de correa en pulgadas

D= Diámetro de la polea mayor en pulgadas

d= Diámetro polea menor en pulgadas

C= Distancia entre centros en Pulgadas

$$L = 16,21 + 1,57(2 * 1,92) + \frac{(0)^2}{4 * 16,21}$$

$$L = 39,14 \text{ in}$$

Con lo que se obtiene una longitud de banda de 996 mm cruzando informaciones y catálogos encontramos que la longitud comercial es la de 1000 mm

CORREAS 5M (PASO 5mm)				CORREAS 5M (PASO 5mm)			
Referencia	No. de Dientes	Longitud (mm)	Pulg.	Referencia	No. de Dientes	Longitud (mm)	Pulg.
350-5M-9	70	350	13,78	850-5M-9	170	850	33,46
350-5M-15	70	350	13,78	850-5M-15	170	850	33,46
350-5M-25	70	350	13,78	850-5M-25	170	850	33,46
375-5M-9	75	375	14,76	890-5M-9	178	890	35,04
375-5M-15	75	375	14,76	890-5M-15	178	890	35,04
375-5M-25	75	375	14,76	890-5M-25	178	890	35,04
400-5M-9	80	400	15,75	950-5M-9	190	950	37,40
400-5M-15	80	400	15,75	950-5M-15	190	950	37,40
400-5M-25	80	400	15,75	950-5M-25	190	950	37,40
425-5M-9	85	425	16,73	1000-5M-9	200	1000	39,37
425-5M-15	85	425	16,73	1000-5M-15	200	1000	39,37
425-5M-25	85	425	16,73	1000-5M-25	200	1000	39,37
450-5M-9	90	450	17,72	1050-5M-9	210	1050	41,34
450-5M-15	90	450	17,72	1050-5M-15	210	1050	41,34
450-5M-25	90	450	17,72	1050-5M-25	210	1050	41,34
475-5M-9	95	475	18,70	1125-5M-9	225	1125	44,29
475-5M-15	95	475	18,70	1125-5M-15	225	1125	44,29
475-5M-25	95	475	18,70	1125-5M-25	225	1125	44,29

Figura 81 Tabla de Selección de Diámetro de Rueda dentada

Se requiere una banda sincronizada de 1000mm de longitud con un paso de 5mm y un ancho de banda de 25 mm, la que irá acoplada a una rueda dentada de 32 dientes y un diámetro de 44,98 mm (1,92 in). Se recomienda que la banda sea de poliamida A-2.

Es importante ahora conocer los valores de fuerza y momentos para desarrollar el estudio de ejes más adelante especificado; por estas razones se procede a calcularlas.

10.12.2. Cálculo de fuerzas y momentos en las bandas síncronas

Es necesario conocer algunos parámetros de diseño; estos valores son tabulados en esta investigación, se han tomado datos de la bibliografía de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley y Mischke. Estos son la potencia nominal de banda por diámetro de polea y velocidad (H_{tab}), factor de corrección de ángulo de cobertura (K_1), factor de corrección de longitud de Banda (K_2), factor de servicio (K_s), factor de diseño (nd), Para metros de banda (K_b , K_c), fricción (f). Para este diseño se tomaran los siguientes:

Tabla 74 Factores de Diseño de eje Principal

H_{tab}	0,47	hp
K_1	0,75	
K_2	0,9	
K_s	1,2	
N_s	1,2	
K_b	220	
K_c	0,561	
F	0,8	

- Cálculo del número de bandas

Se calcularán dos potencias: una potencia de diseño y una potencia corregida de tabla

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab} = 0,317 \text{ HP}$$

$$H_d = H_{nom} * K_s * nd = 0,158 \text{ HP}$$

Con estos valores, se introduce dentro de la siguiente fórmula para poder calcular el número de bandas en el diseño, la selección de banda es la del entero mayor al resultado. En este caso es el de 1 sola banda.

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} = \frac{0,158}{0,317} = 0,498 \approx 1$$

- Cálculo de fuerzas

Teniendo en cuenta que existen tres fuerzas, la centrífuga, y las dos fuerzas de reacción de la banda.

Para realizar el cálculo de la fuerza centrífuga tendremos en cuenta la velocidad tangencial de la rueda dentada.

$$V = \frac{\pi dn}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 1,92in * 45}{12} = 22,63 \frac{ft}{s} \approx (6,897 \frac{m}{s})$$

Ahora calculamos la fuerza a través de

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2$$

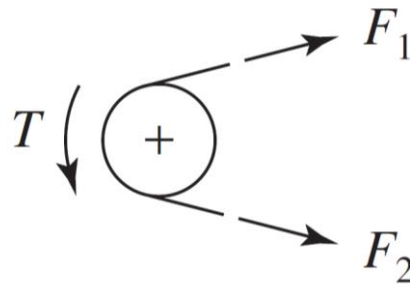
$$F_c = 0,561 * \left(\frac{22,63}{1000} \right)^2 \text{ lb} - f = 0,0003 \text{ lb} - f \approx (0,00133 \text{ N})$$

Es notable que la fuerza centrífuga es pequeña dado que las revoluciones son muy bajas y estas no tienen mayor efecto sobre la rueda dentada.

Ahora calcularemos la fuerza de tensión de la banda teniendo en cuenta la potencia que se transmite por banda.

$$\Delta F = \frac{63025Hd}{Nb} / n \left(\frac{d}{2} \right)$$

$$\Delta F = \frac{630250,158}{45 \left(\frac{1,92}{2} \right)} \text{ lb} - f = 220,49 \text{ lb} - f \approx (980,788 \text{ N})$$



La variación de la fuerza está en respecto al lado tenso y flojo de la banda en este caso F1 es el lado tenso y F2 el flojo por lo que F1 es mayor.

$$F_1 = 0,0003 \text{ lb} - f + \frac{\Delta F \cdot \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

Donde f es el coeficiente de fricción y ϕ el ángulo de contacto.

$$F_1 = F_c + \frac{220,49 \text{ lb} - f * \exp(0,8 * \pi)}{\exp(0,8 * \pi) - 1} = 239,92 \text{ lb} - f \approx (1067,217 \text{ N})$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = (239,92 \text{ lb} - f) - (220,49 \text{ lb} - f) = 19,43 \text{ lb} - f \approx (86,429 \text{ N})$$

Se calcula ahora el factor de seguridad

$$nfs = \frac{Ha.Nb}{Hnom.Ks}$$

$$nfs = \frac{0,317HP * 1}{0,105 * 1,2} = 2,5$$

La selección de banda es segura.

- Cálculo de momentos tortores

Existen dos momentos: uno ejercido en la rueda dentada piñón y el otro en la rueda dentada conducida. En este caso las dimensiones de ambas ruedas son las mismas por lo que tendrán el mismo momento. Para calcularlo es necesario lo siguiente.

$$T1 = T2 = F1 + \frac{Kb}{d}$$

$$T1 = T2 = 239,92 \text{ lb} - f + \frac{220}{1,92in} = 354,503 \text{ lb} - f.in \approx (40,053 \text{ Nm})$$

10.12.3. Cálculo de diámetro de ejes

A continuación se presenta el esquema de transmisión de potencia entre ejes

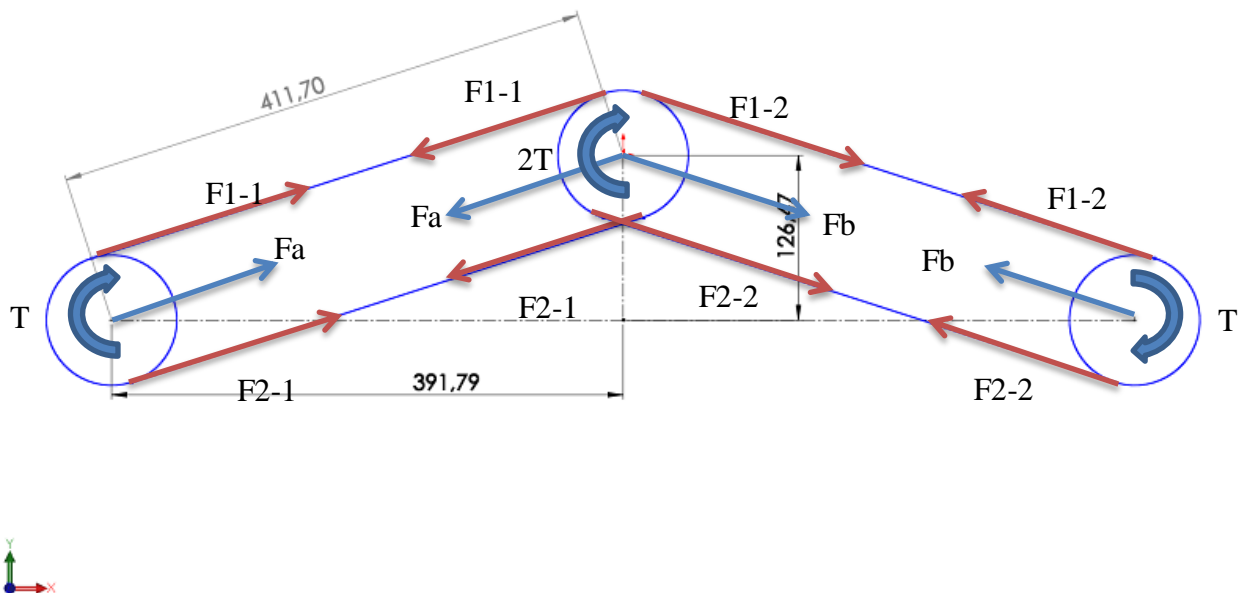


Figura 82 Diagrama de Fuerzas del Sistema de Trasmisión

Analizaremos primero el eje principal (eje centro-superior) debemos saber el ángulo de inclinación que tiene las fajas respecto a la horizontal, este ángulo está comprendido entre la fuerza \$Fa\$ en el eje principal y la horizontal; para lo cual aplicaremos lo siguiente:

$$\alpha = \text{Arc tang} \left(-\frac{126,47}{391,79} \right) = -17,89^\circ$$

$$F_a = F_b = F_{1-1} + F_{2-1} = 239,92 \text{ lb} - f + 19,43 \text{ lb} - f = 259,35 \text{ lb} - f \\ \approx (1153,646 \text{ N})$$

Se procede a crear un esquema de la geometría del cuerpo, la longitud base del eje es de 180mm, el cual comprende la unión con rodamientos a la pieza de acople y las dos poleas del mecanismo. Este se ubica en el centro de este y tiene un ancho de 30 mm, además de tener una carga en el extremo proveniente del peso del motor y baterías. Por último, se encuentran las dos ruedas dentadas, cada una al lado de la pieza del acople con una luz de 5mm.

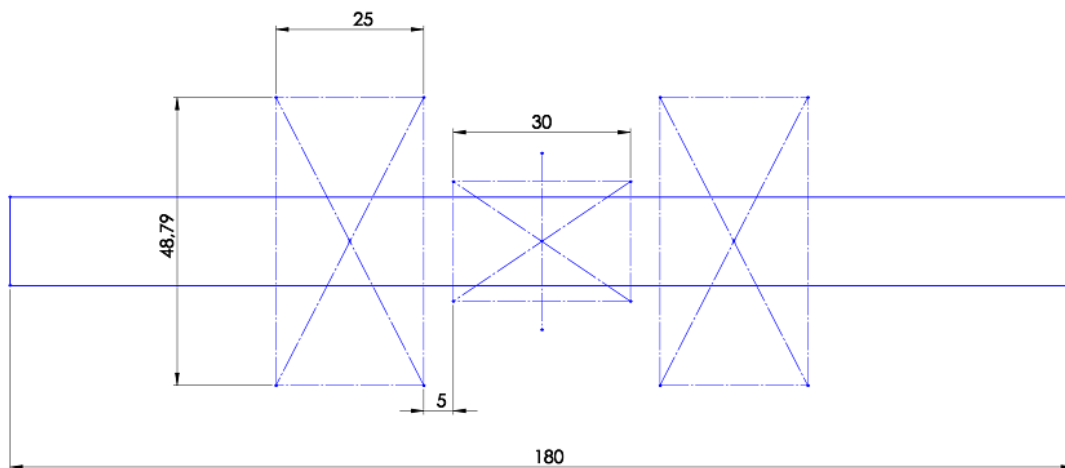


Figura 83 Esquema de Eje Principal

Las cargas que se ejercen en este eje son; el peso de la batería y el motor. Además del torque del motor en uno de los extremos, las fuerzas de tensión de cada una de las ruedas dentadas y la torsión de ellas; se calcula la reacción en la pieza de acople utilizando la segunda ley de la dinámica.

$$\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum M = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en X

$$-F_a \cos(\alpha) + F_b \cos(\alpha) + R_x = 0 \\ R_x = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en Y

$$-w_{b-m} - F_a \sin(\alpha) - F_b \sin(\alpha) + R_y = 0$$

$$R_y = 2 * F_a \sin + w_{b-m} = 2 * 259,35 \sin(17,89) \text{ lb} - f + 7,45 \text{ lb} - f$$

$$R_y = 166,79 \text{ lb} - f \approx (741,919 \text{ N})$$

- Sumatoria de momentos en el eje x
Los momentos del motor y de las ruedas dentadas se anulan, por lo que conocemos el par torsor máximo como el par del motor.

$$\sum M = 0$$

$$M_m = T_1 + T_2 = 2 * T_1 = 2 * 354,503 \text{ lb} - f.in$$

$$M_m = 709,007 \text{ lb} - f. \approx (80,102 \text{ Nm})$$

Ahora calculamos los diagramas de momentos y fuerzas cortantes en el diseño, en los cuales apreciamos que el momento flector máximo es de 14500,275 Nmm o 14,5Nm (10,694 lb-f.ft)

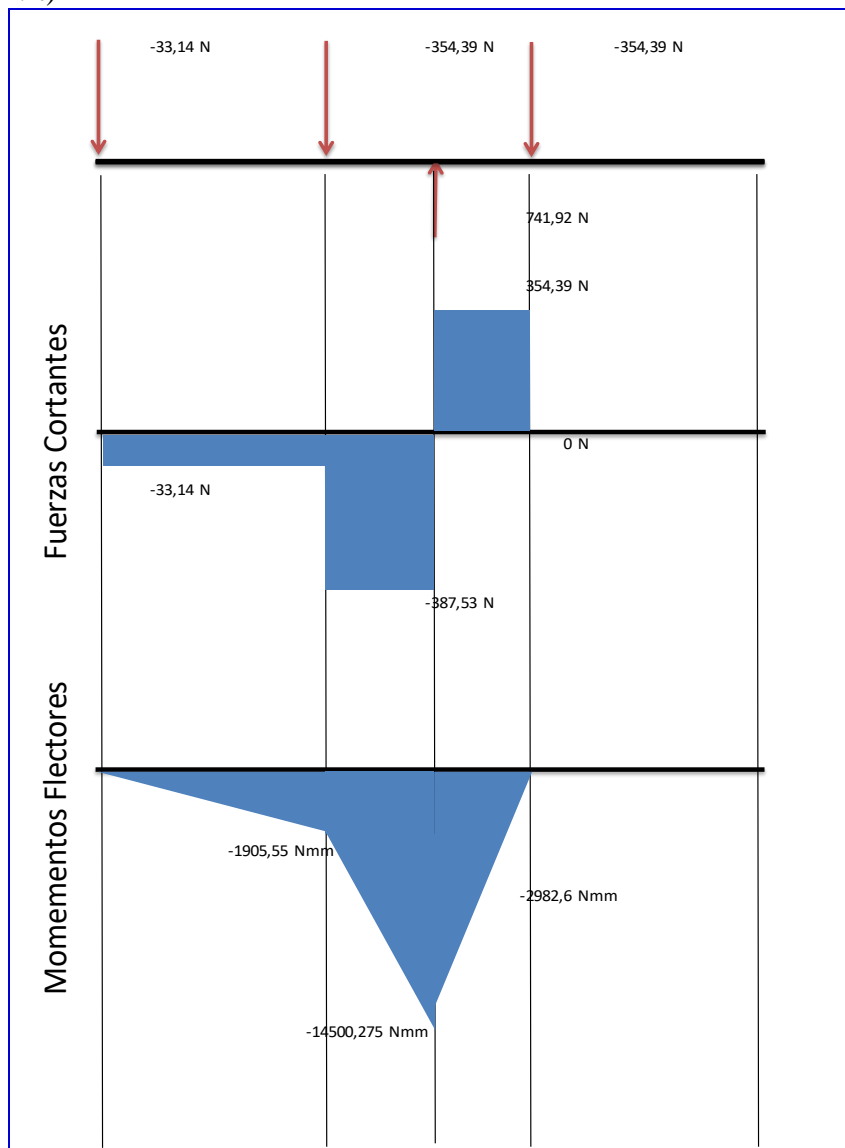


Figura 84 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momentos flectores Eje Principal

Dado que la geometría del eje es una sola; es decir, es un tubo de un solo diámetro, se toma el momento flector máximo y el momento torsor máximo para el diseño.

$$Ma = 128,328 \text{ lb} - f.in, \quad Tm = 709,007 \text{ lb} - f.in$$

Este estudio se lleva a cabo en base al límite de resistencia a la fatiga. Para esto necesitamos detallar algunos aspectos constructivos de nuestro eje, como es la del material (composición, base de falla, variabilidad), manufactura (método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concertación de esfuerzos), entorno (corrosivo, temperatura, estado de esfuerzos, tiempo de relajación) y diseño (tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzos, velocidad, rozamiento, excoiación).

Se emplea la ecuación de Marin para hallar el esfuerzo corregido del material para el límite de resistencia a la fatiga.

$$Se = Ka.kb.kc.kd.ke.kf.Se'$$

Dónde:

- Ka = Factor de modificación de la condición superficial. Este factor trabaja con la resistencia mínima a la tracción del material del eje en ese caso se seleccionó un eje de Acero AISI 1020, el cual tiene un Sut de 60000 psi con un acabado superficial de maquinado en frío.

$$Ka = aSut^b$$

$$a = 2,7, \quad b = -0,265$$

$$Ka = 2,7 * 60^{-0,265} = 0,912$$

- Kb = Factor de tamaño. En este caso, se realiza una suposición inicial de un eje de 15mm (0,59 in).

$$Kb = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107}$$

$$Kb = \left(\frac{0,59}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,929$$

- Kc = Factor de carga. En este caso, el eje está sometido a torsión por las ruedas dentadas por lo que $kc=0,59$.
- Kd = Factor de temperatura. Se desprecia la temperatura en este estudio por lo que su valor es la unidad.

- K_e = Factor por efectos diversos. Se tendrá en cuenta que se trata de un mecanismo para la ayuda técnica en marcha, por lo que debe tener una confiabilidad alta (99%) donde $K_e=0,814$.
- K_f = Factor de concentración de esfuerzos. En este caso, se trata de un eje totalmente cilíndrico por lo que se desprecia la importancia de este factor, $K_f=1$
- S_e' = Límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e' = 0,55 \cdot S_{ut}$$

$$S_e' = 0,55 \cdot 58 \text{ksi} = 31,9 \text{ksi}$$

Esto da un valor de la resistencia a la fatiga de:

$$S_e = 0,912 * 0,929 * 0,59 * 1 * 0,814 * 1 * 31,9 \text{ksi} = 13,116 \text{ksi}$$

- $K_t=K_f=1$
- $K_{ts}=K_{fs}=1$

Para la primera estimación del diámetro se utiliza el criterio ED-Goodman

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(k_f M a)}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

Con esto, y teniendo un factor de seguridad de 1,5 podemos calcular un eje de 17,04457 mm. Se tomará un eje de 17,21mm.

Se procede a calcular los dos ejes extremos que se utilizan en la movilidad de las patas, estos ejes tienen una longitud inicial de 70mm (extremos medios), los cuales tienen el mismo ángulo ($\alpha = 17, 89^\circ$). Cada uno de los ejes tiene una de las ruedas dentadas, las cuales tienen un ancho de 25mm y están 5 mm separadas de la bancada. Se esquematiza el modelo de uno de los ejes (eje extremo medio trasero). Se observa en el diagrama una rueda dentada (polea conducida, 25mm) al extremo izquierda, el rodamiento en la bancada al lado derecho (30mm). Además, en el extremo izquierdo se aplica una fuerza representativa del peso de una de las patas, en este caso y como factor de seguridad se tomará la mitad del peso total del mecanismo (21,119 N).

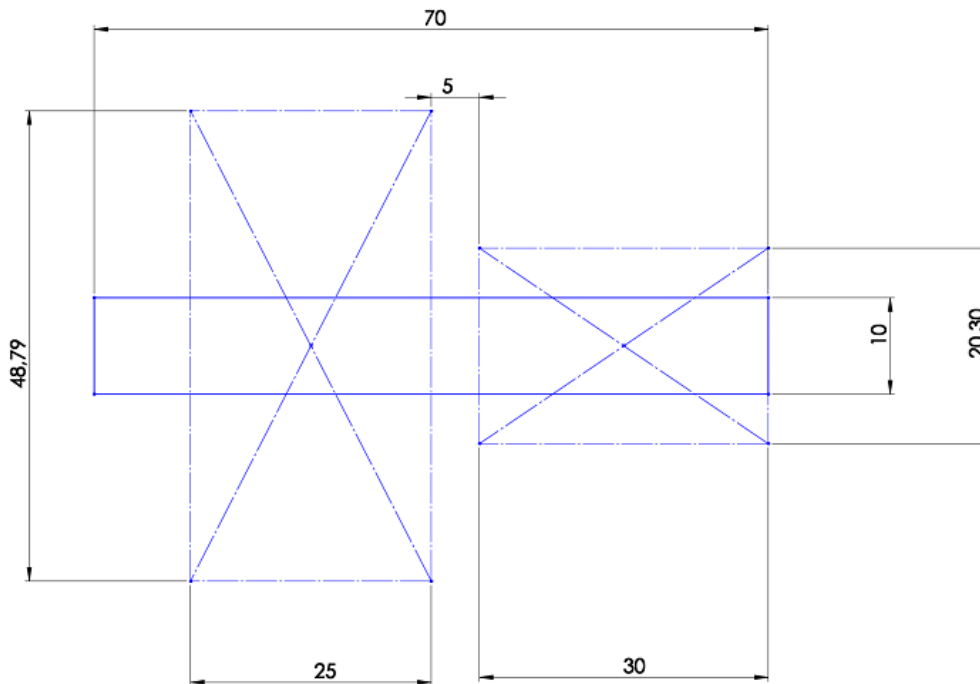


Figura 85 Esquema de Ejes Extremos

Se continúa realizando un diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes, dado que conocemos el peso de las patas y la fuerza ejercida por la rueda dentada; se procede a calcular las reacciones de la bancada. Se calcula la reacción en la pieza de acople utilizando la segunda ley de la dinámica:

$$\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum M = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en X

$$F_a \cos(\alpha) - R_x = 0$$

$$R_x = F_a \cos(\alpha) = 259,35 \cos(\alpha) \text{ lb} - f = 246,81 \approx (1097,87 \text{ N})$$

- Sumatoria de fuerzas en Y

$$-w_p + F_a \sin(\alpha) + R_y = 0$$

$$R_y = w_p - F_a \sin(\alpha) = (4,748 \text{ lb} - f) - (259,35 \sin(17,89) \text{ lb} - f)$$

$$R_y = -74,922 \text{ lb} - f \approx (333,27 \text{ N})$$

- Sumatoria de momentos en el eje z, el torsor máximo en la rueda dentada es la del momento ejercido por la misma (354,503 lb - f.in \approx 40,051 N).

Ahora se calcula los diagramas de momentos y fuerzas cortantes en el diseño, en los cuales apreciamos que el momento flector máximo es la suma vectorial de los momentos máximos en el eje X y en el eje Y.

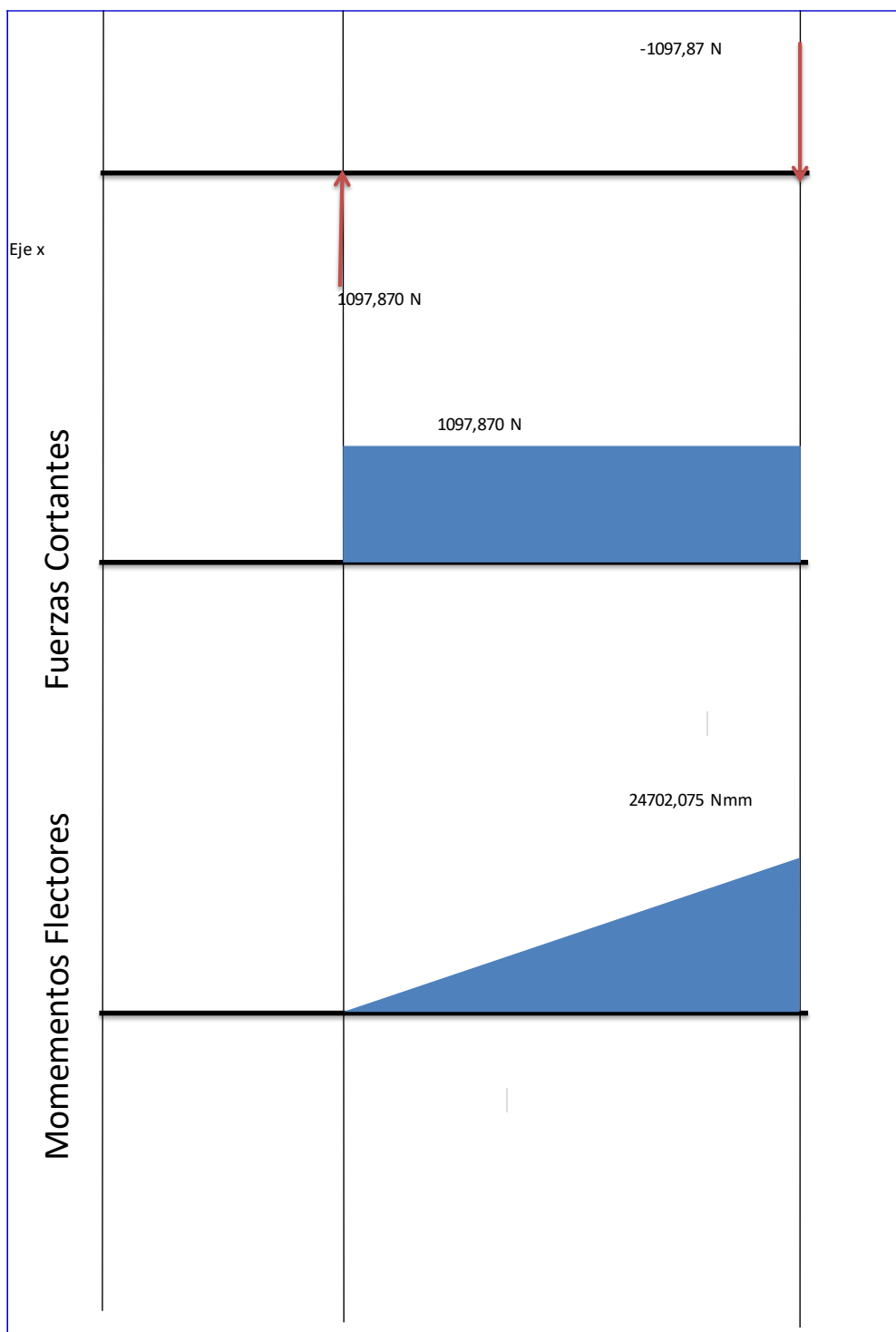


Figura 86 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momentos flectores Eje Extremos en X

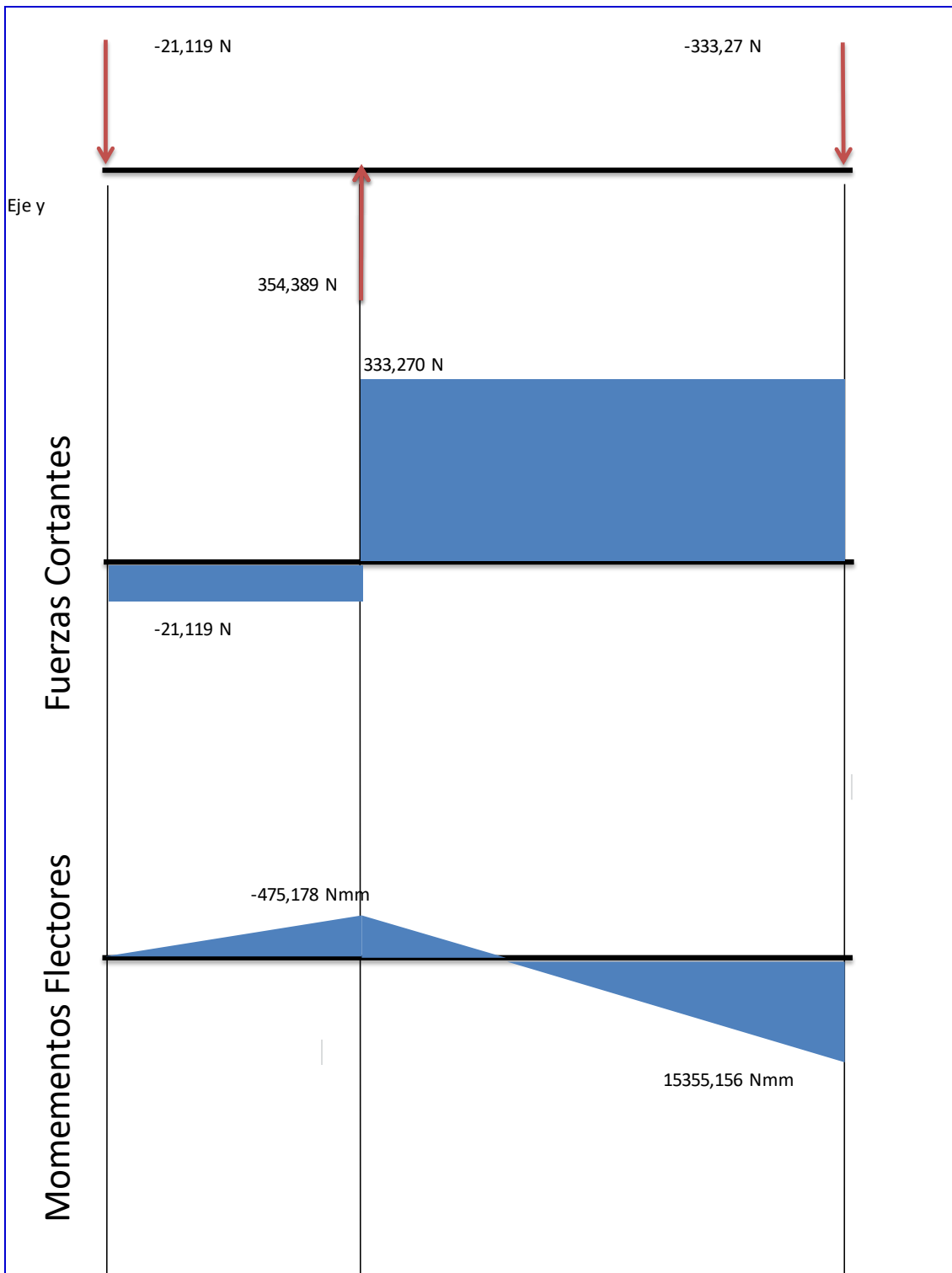


Figura 87 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momentos flectores Eje Extremos en Y

Las componentes de los momentos en X y son respectivamente 218,632 lb-f.in (24,702 Nm) y 135,905lb-f.in (15,355 Nm)

$$M_a = \sqrt{218,632^2 + 135,905^2} \text{ lb - f.in} = 257,5 \text{ lb - f.in} \approx (29,093 \text{ Nm})$$

El momento torsor en este eje esta dado solamente por el de la rueda dentada y es equivalente a 354,5 lb-f.in (40,053 Nm). Para poder calcular el eje tendremos el mismo criterio de selección que para el eje principal, en el cual se tomó factores de corrección para la resistencia a la fatiga lo siguiente:

Ka	0,921
Kb	0,971
Kc	0,59
Kd	1
Ke	0,814
Kf	1
Ks	1
N	1,5

Figura 88 Factores de Diseño de ejes Extremos

Se' = Limite de resistencia a la fatiga.

$$Se' = 0,55 \cdot Sut$$

$$Se' = 0,55 \cdot 58 \text{ksi} = 31,9 \text{ksi}$$

Esto nos da un valor de la resistencia a la fatiga de:

$$Se = 0,921 * 0,929 * 0,59 * 1 * 0,814 * 1 * 31,9 \text{ksi} = 13,116 \text{ksi}$$

- $K_t = K_f = 1$
- $K_{ts} = K_{fs} = 1$

Para la primera estimación del diámetro se utiliza el criterio ED-Goodman

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(kfMa)}{Se} + \frac{[3(kfsTm)^2]^{\frac{1}{2}}}{Sut} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Con esto y teniendo un factor de seguridad de 1,5 se puede calcular un eje de 18,04004 mm, se tomará un eje de 18,20mm en Acero AISI 1020.

10.12.4. Selección de rodamientos

Los rodamientos serán instalados en la bancada y solo existirán en el eje principal y en los dos ejes extremos. Estos serán de cojinetes de rodillos de bolas.

Conocemos las cargas de reacción en cada uno de los puntos de la bancada en donde van los ejes, se procede a calcular las características de rodamientos.

- Para el eje principal:

Se conoce el torque de diseño o par de transmisión de diseño, el cual es 709,007lb-f.in (80,107 N) y la velocidad nominal es de 45 rpm. La carga radial en el soporte está dada por las resultantes en X y Y. Por lo que la carga radial es solo equivalente a la resultante en Y.

$$R_x = 0 \quad , R_y = 166,79 \text{ lb} - f \approx (741,919 \text{ N})$$

La confiabilidad de los cojinetes tendrá un valor de 0,99 por tratarse de un mecanismo cuya función se cumple con personas. Se toma con una máquina de servicio intermitente, donde una operación confiable es de gran importancia (10kh). Un factor de aplicación de carga para una máquina con impactos ligeros al caminar (1,2) puesto que son cojinetes de rodillos se tomará un $a=10/3$

$$X_d = \frac{60LDnD}{L_{10}} = \frac{60 * 10000 * 45}{10^6} = 27$$

Se toman unos valores tentativos de los parámetros de Weibull de $x_0=0,02$; $b=4,439$

$$C_{10} = \text{af. FD.} \left(\frac{X_d}{x_0 + b \cdot (1 + R)^{\frac{1}{b}}} \right)^{1/b}$$

$$C_{10} = 1,2 * 741,919 * \left(\frac{27}{0,02 + 4,439 * (1 + 0,99)^{\frac{1}{4,439}}} \right)^{\frac{3}{10}} = 1459,023 \text{ N}$$

Es una carga muy baja y el diámetro del eje en el que irá es de 17,2 mm. Se tomará un rodamiento NU204, el cual tiene un diámetro exterior de 47mm, un interior de 20 mm, y un ancho de 14mm.

- Para los ejes extremos:

Se tienen las mismas consideraciones, pero en este caso se tiene una carga radial de 257,9311 lb-f (1147,335 N), los cuales nos dan una carga de 2,256 kN. Se selecciona el mismo modelo de rodamiento.

10.12.5. Selección de acople

El dispositivo para unir dos ejes en este mecanismo es un acople flexible. Dado las condiciones de torque y velocidad se tomó el criterio de selección de los acoples flexibles de SKF. Para esto, debemos tener en cuenta algunas características de inicio como:

$$P=0,25 \text{ hp}$$

$$n=45 \text{ rpm}$$

$$\text{Deje-motor}= 22\text{mm}$$

$$\text{Deje-eje}= 17,2\text{mm}$$

$$\text{Tiempo de Uso Diario}= 8\text{h (se toma una jornada diaria de trabajo)}$$

Se procede a tomar un factor de servicio para la máquina, el cual en este caso y por tratarse de una máquina de funcionamiento ligero (menos de 7,5 kw) y trabajar menos de 10 horas diarias, toma un valor de 0,8 (ver anexo). Se calcula la potencia de diseño como:

$$P_d = 0,25\text{hp} \cdot 0,8 = 0,225\text{hp} = 167,79 \text{ W}$$

Mediante las tablas de selección de SKF tomamos el modelo que nos conviene. En este caso, se trata de un acople Tipo B (orificio cilíndrico) F50 dada la potencia y revoluciones.

Es necesario en este diseño la utilización de un Acople Flex PHE F50RSBFLG de 38mm y de torque nominal de 66 Nm que satisface nuestra necesidad.

XI. SISTEMA DE ACOUPLE

La función de este sistema es el de acoplar el mecanismo de inmovilización con el de locomoción. Además, es la encargada de sostener el peso del motor que romperá la inercia del mecanismo. Es lo más simple posible para no producir exceso de masa. Este consiste en una pieza que contenga el eje del Mecanismo de Locomoción, la bancada de este, el descargue del peso del Mecanismo de Inmovilización (férula) y que sujete todo por encima de la cadera.

11.1. Longitud de acople

Se toman medidas desde los ejes de los pasantes de cada parte de las sujeciones. De esta manera no se toma la longitud total sino la longitud de centros. Posteriormente, se tendrá que especificar las medidas de espesores en cuanto al desarrollo de la geometría de la pieza. El diseño geométrico de la pieza se realiza más adelante con el software SolidWorks.

Tabla 75. Cotas de altura

Cotas de alturas necesarias (Considerando del nivel del suelo como 0)			
Descripción	Magnitud	Unidades	Detalle
Eje de SL	904	mm	Bancada
Eje de SI	948	mm	Superior del trocánter mayor
Sujeción al cuerpo	1095	mm	Circunferencia de la pelvis
Centro de masa	1086	mm	Centro de masas del cuerpo

11.2. Cargas de acople

Debemos tener en cuenta la existencia de tres cargas de acople resultantes del peso de la persona; el peso del SI (Férula), el peso del SL, el peso del motor y de las baterías.

- Peso de la persona: Se tomó en cuenta a una persona con un peso de 70,47 kg. En un instante, la persona en posición de pie, descarga la mitad de su peso en cada pierna; pero en la etapa de balanceo, la pierna de soporte resiste todo el peso del cuerpo.

$$P_{ppmin} = \frac{70,47}{2} \text{ kg} = 35,235 \text{ kg}$$

$$P_{ppmax} = 70,47 \text{ kg}$$

- Peso del sistema de locomoción: Este valor es calculado mediante el software Solid Works, en el cual se ha diseñado este mecanismo.

$$P_{sl} = 6,24 \text{ kg}$$

- Peso del sistema de inmovilización: Este valor es calculado mediante el software Solid Works, en el cual se ha diseñado este mecanismo.

$$P_{si} = 1,05 \text{ kg}$$

- Peso del motor y peso de las baterías: Estos valores son tomados de catálogos de cada uno de los equipos, los que dan un total de 2,6kg por batería y de 21,3 kg.

$$P_{m-b} = 21,3 \text{ kg} + 5,2 \text{ kg} = 26,5 \text{ kg}$$

11.3. Geometría del acople

El acople está comprendido por la bancada, la pieza de acople y el sistema motor-batería, las cuales deben sostener el mecanismo de locomoción, el mecanismo de inmovilización y el sistema motor-batería.

Contiene los elementos cojinetes, por lo que tendrán orificios del diámetro deseado.

11.3.1. Bancada

Diseñada para soportar la estructura de locomoción y tracción. Está compuesta por una pieza vaciada de acero estructural A36. Tiene una longitud de 783,588 mm entre ejes extremos, los cuales albergarán a los cojinetes UN 204 en un agujero de 47mm. También, tiene dos agujeros más en la zona baja a 65,19 mm en Y del eje extremo. Estos agujeros son de 10 mm, los cuales tienen la función de contener las vigas redondas. Se ensambla al acople de eje principal, para lo cual tiene dos agujeros en la parte superior céntrica de la bancada.

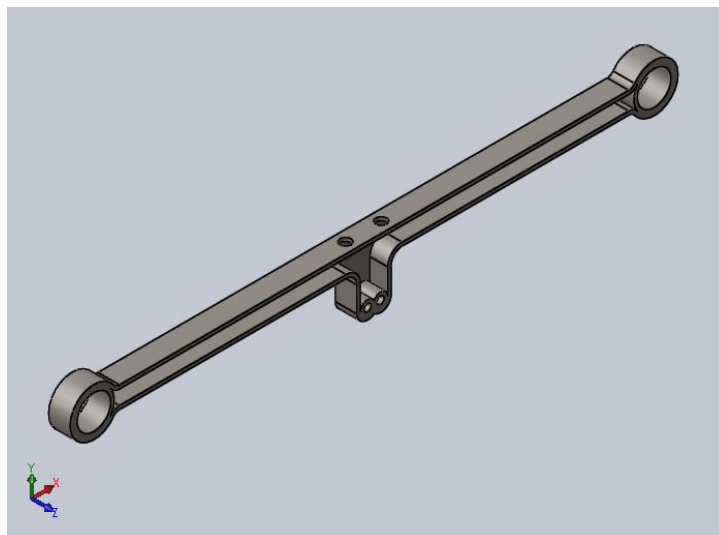


Figura 89 Bancada

11.3.2. Acople eje principal

Soporte del eje principal; es un pieza vaciada con una altura de 111,47 mm de base a centro de eje. El espesor de pares es de 5 mm. Contendrá al eje principal a través de un

cojinete de 47mm de diámetro. Se acopla la bancada mediante los dos orificios en su planta.

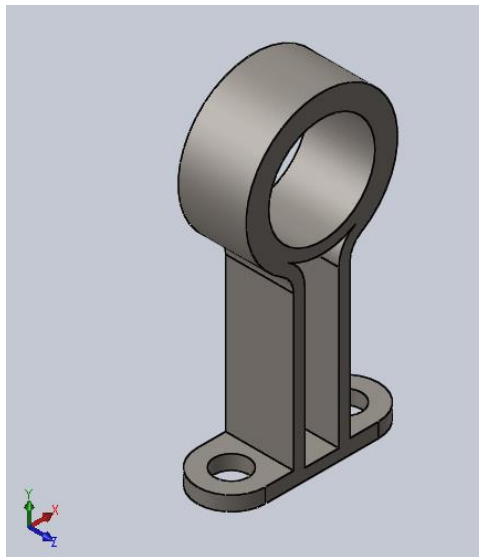


Figura 90 Acople Eje Principal

11.3.3. Acople y soporte de cadera

Soporte que adhiere el mecanismo al usuario. De forma elíptica tiene la longitud de la circunferencia de la cadera y está hecha de Aluminio. En su extremo distal al eje se ubica el soporte de baterías. Planos se especifican en los anexos.

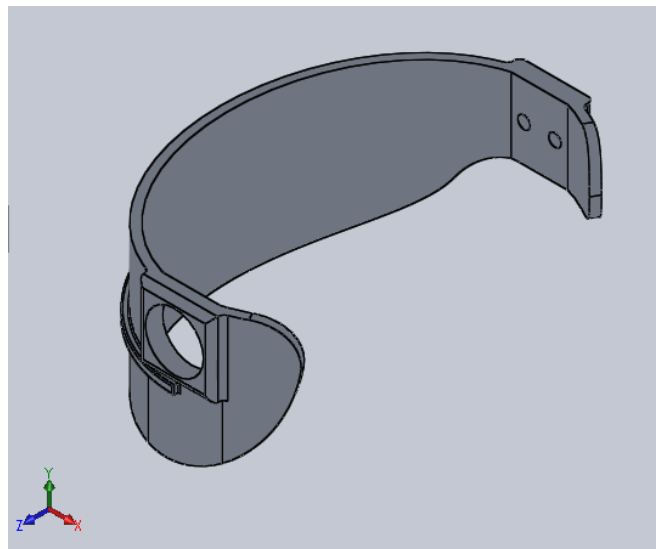


Figura 91 Acople y Soporte de Cadera

11.3.4. Soporte de baterías y motor

El soporte de batería está diseñado para cargar un peso de 5,2 kg-f, es de estructura alámbrica y placas de Aluminio. Debe albergar dos baterías de 268x88x70 mm

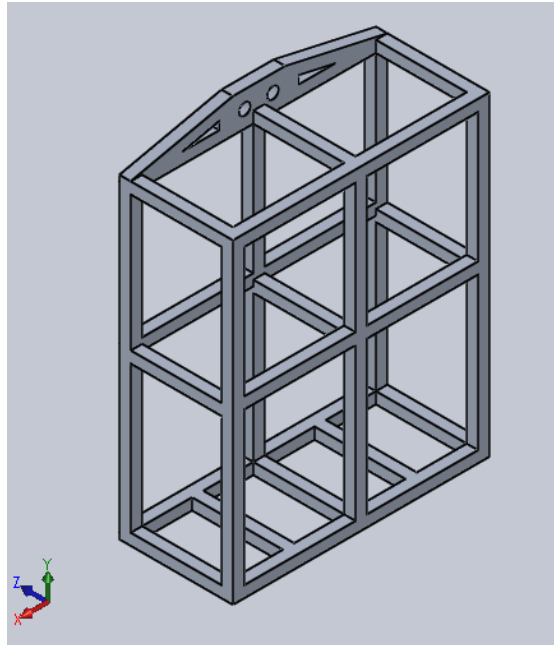


Figura 92 Soporte de Baterías

El soporte de motor se diseña para una carga de 21,3kg-f, es de estructura alámbrica y de acero A36. Más especificaciones en planos, ver anexos.

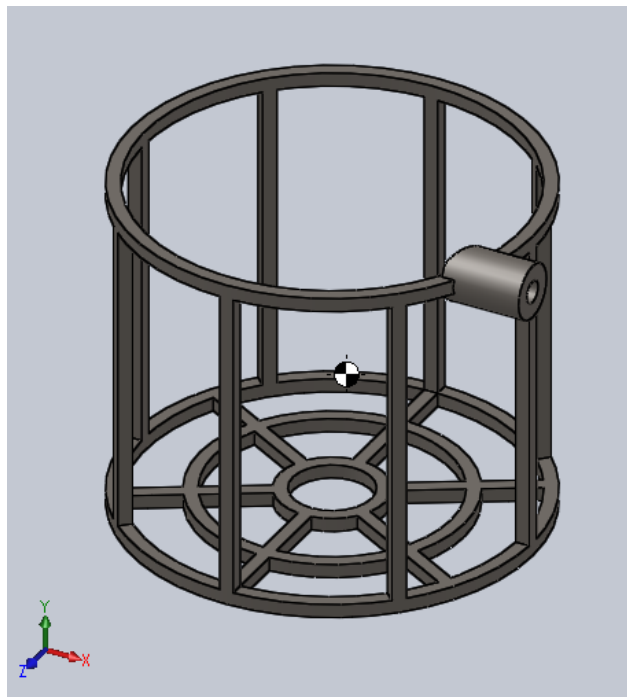


Figura 93 Soporte de Motor

XII. RESULTADOS

12.1. Principio básico de funcionamiento.

Es conveniente realizar un breve detalle de cómo se realiza el movimiento en el mecanismo. Para esto, presentaremos las conexiones que tendrá el modelo. El mecanismo está compuesto por 4 sistemas: Sistema de Inmovilización (férula), Sistema de Locomoción (eslabones), Sistema de Acople (bancada y acople) y Sistema Transmisión (motor, baterías, ejes, bandas).

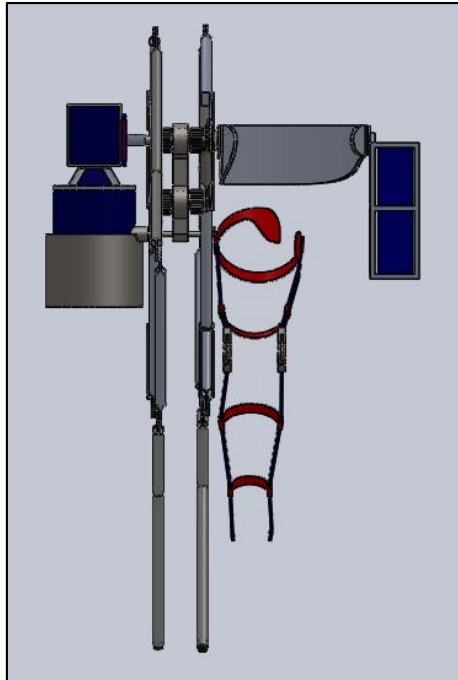


Figura 94 Frontal de M-ATM

El Sistema de Inmovilización está conformado por la férula que sostendrá la pierna lesionada en la posición de diseño. Este sistema se realiza a medida del usuario, por parte de los traumatólogos y ortopedistas, por lo que sus condiciones ya están establecidas y solo se pasará a describirlo. Consta de 4 barras de tallos que se ubican a cada lado de la pierna por pares, uno para la parte del muslo y otra en la pierna; están unidas por medio de 4 bandas de Aluminio por la parte posterior (en la parte superior del muslo bajo el pliegue glúteo y en la parte inferior del muslo, en la patorrilla y en el tobillo) se amarra a la pierna a través de correas de cuero. Este sistema se conecta al mecanismo a través de un eje a la bancada.

El Sistema de Locomoción está compuesto por 7 eslabones; 2 ternarios y 5 binarios. El eslabón 1 conectado a la bancada funciona como manivela que transmite movimiento a los eslabones 2 y 6 que funcionan como bielas, estos a su vez transmiten el movimiento a los eslabones 3 y 5 respectivamente. Mientras tanto, los eslabones ternario 3 y 5 están conectados entre sí por dos eslabones, 7 y 4. El movimiento describe la curva ya mostrada en este informe.

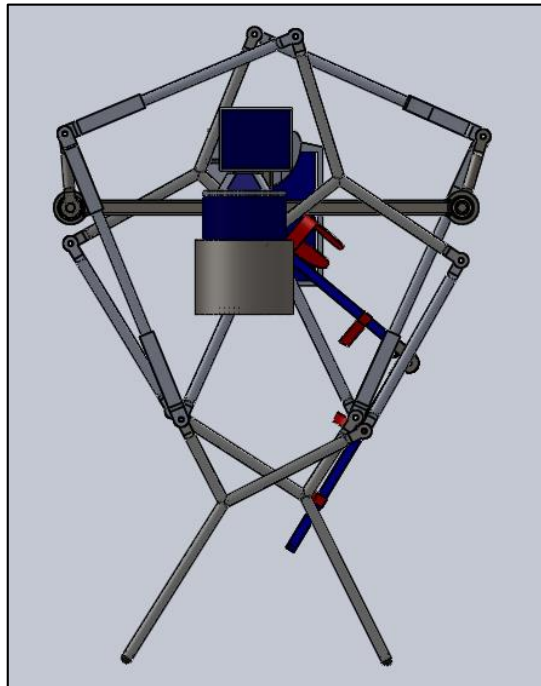


Figura 95 Lateral de M-ATM

El Sistema de Acople está conformado por las piezas que cargan o en las que se monta el mecanismo, estas son la bancada, la pieza de acople, el sostén de baterías y el sostén de motor. Son uniones rígidas y sin movimiento las que rigen su armar.

La bancada aloja los cojinetes de los ejes y los ejes en son puntos además de ser el soporte del sostén de baterías (placa de apoyo de espalda) y el sostén del motor. La pieza de acople superior aloja al eje central y al cojinete del eje central.

El Sistema de Transmisión de potencia es impulsado por un motor dc de 0,25 hp, el cual está acoplado al eje principal por un acople SKF de 38mm. El eje principal contiene a las ruedas dentadas de transmisión por faja sincrónica de 25mm de ancho. En los demás ejes extremos también existen las respectivas ruedas ranuradas impulsadas. Este motor es energizado por el conjunto de baterías de 48 v cada uno.

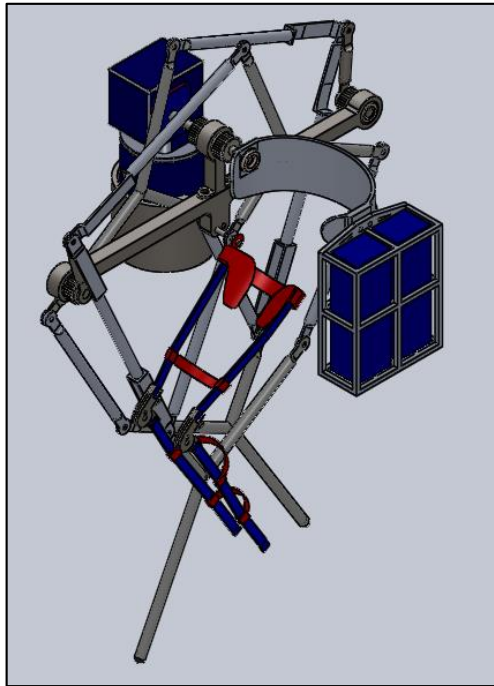


Figura 96 Isométrico M-ATM

12.2. Determinación de puntos críticos.

La geometría del mecanismo ya expuesta anteriormente nos servirá para poder diagnosticar los puntos críticos para el posterior análisis de resistencia de material. Se tendrá en consideración que los puntos críticos en este diseño serán los que están sometidos a fuerzas máximas o tengan geometría que así los definan.

Para facilitar el análisis, se analizará por conjuntos de piezas para identificar los puntos críticos.

12.2.1. Eslabones de mecanismo

El análisis en este conjunto se realizará en solo una de las patas, puesto que éstas son simétricas en geometría. Se tiene en cuenta que para este análisis se tomará en momento en el que la pata soporta todo el peso del mecanismo y de la persona, esto ocurre cuando el punto en el trazado se encuentra en lo más bajo de la curva desplazamiento Y-t.

Se calculará el ángulo con respecto a la horizontal del Eslabón 1 cuando la pata se encuentra en el punto más bajo de su recorrido. En la siguiente figura se observa la posición arbitraria A en la que se comenzará el estudio. Ésta no es la posición inicial del ciclo, pero ayudará a realizar el análisis de movimiento y hallar las curvas de desplazamiento angular en el Eslabón 1 y lineal en el eje Y de la punta de la pata.

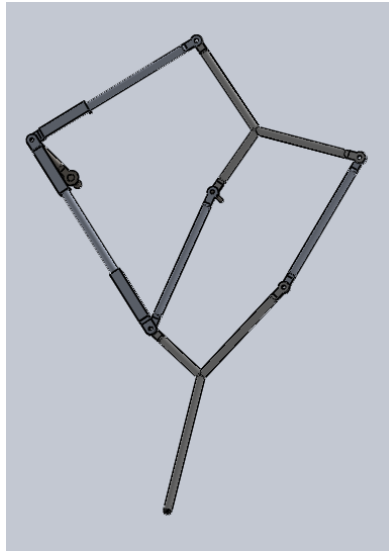


Figura 97 Ensamble de una Pata

Esto lo hallaremos mediante las gráficas arrojadas por el programa Solid Work. Como se observa en el siguiente gráfico el punto más bajo ocurre en el segundo 1 de su recorrido en la posición arbitraria A y es cíclica con un periodo de 1,333s.

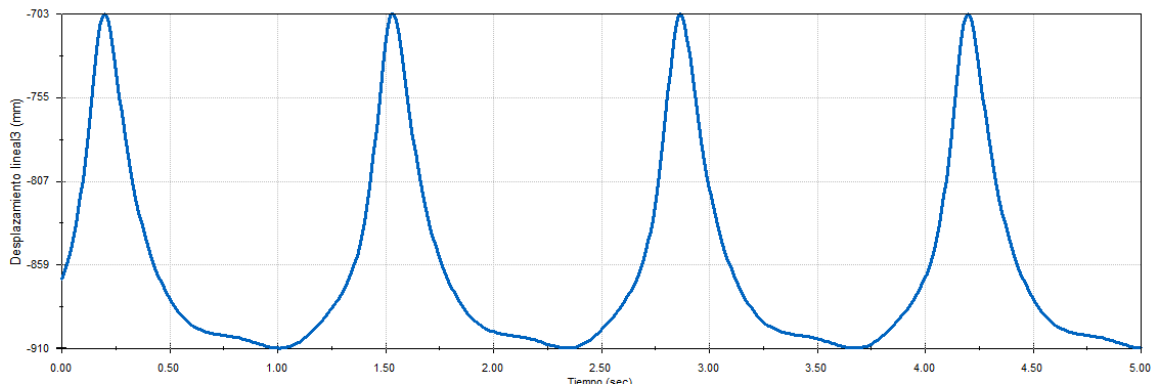


Figura 98 Desplazamiento Vertical del Nodo G

Se procedió a realizar la medición del desplazamiento angular en ese tiempo para conocer la posición de análisis del mecanismo. Esto ocurre para un desplazamiento de 49,18°.

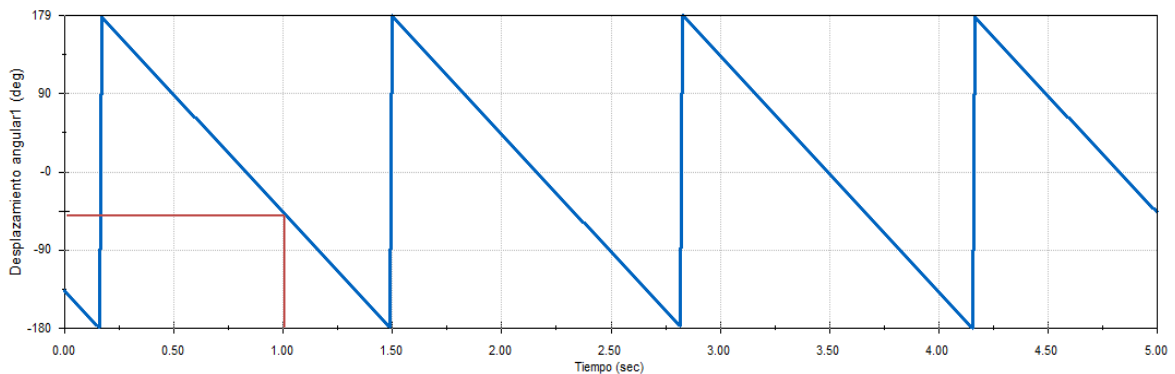


Figura 99 Desplazamiento angular del eslabón 1

Conociendo la posición de la geometría del modelo se procedió a realizar un modelo simplificado del mecanismo para efectuar un análisis de armadura. Este modelo se realizará con un espesor aleatorio de 10 mm, tendrá las longitudes del mecanismo y los nodos. Lo que se espera realizar con este estudio es identificar qué tipo de fuerzas ocurren en cada elemento del mecanismo y verificar las cargas axiales máximas, las cuales nos indicarán los puntos críticos.

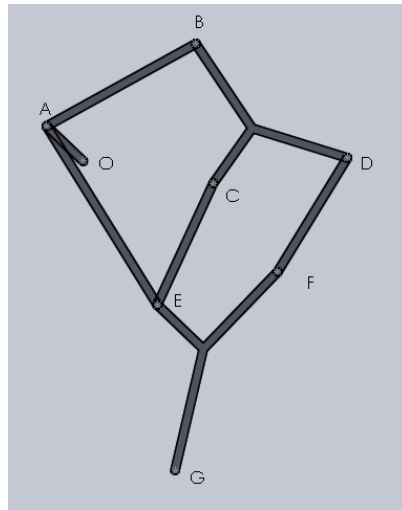


Figura 100 Armadura de Pata para análisis

Para este análisis se procede a aplicar las cargas equivalentes al peso de la persona, el motor y las baterías. Como se ilustra en las siguientes imágenes.

En la primera imagen se muestra la aplicación de una fuerza de 261,191 N en el nodo C. La segunda fuerza de 864,138 N es aplicada en el nodo O equivalente a la mitad del peso total.

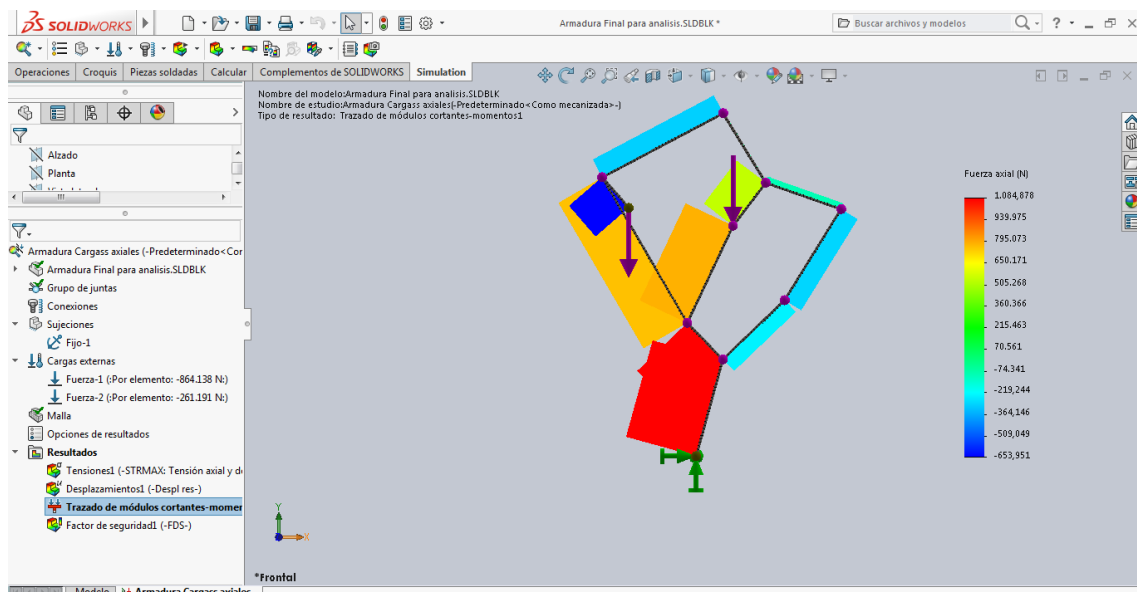


Figura 101 Análisis Armaduras por Solid Works y calculo de las Fuerzas Axiales

El diagrama nos indica en código de colores las fuerzas axiales en cada eslabón del mecanismo. En la siguiente tabla se exponen los valores de fuerza axial en cada uno de los eslabones; en el caso de los que son terciarios, el valor es por cada uno de sus ejes.

Tabla 76 Cargas Axiales de Cada Eslabón

	Dimensión	Fuerza Axial	Tipo
Eslabón 1	148,66 Mm	- 653,952 N	Tensión
Eslabón 2	501,21 Mm	- 299,579 N	Tensión
Eslabón 3	198,06 Mm	+ 545,362 N	Compresión
	293,05 Mm	- 93,446 N	Tensión
	298,95 Mm	- 16,796 N	Tensión
Eslabón 4	393,02 Mm	- 288,982 N	Tensión
Eslabón 5	187,66 Mm	+ 1037,847 N	Compresión
	366,77 Mm	+ 184,877 N	Compresión
	315,25 Mm	- 240,166 N	Tensión
Eslabón 6	618,41 Mm	+ 756,086 N	Compresión
Eslabón 7	393,96 Mm	+ 782,745 N	Compresión

De esto, conocemos que los eslabones sometidos a mayor fuerza axial son 1, 5, 6, 7 y parte del eslabón 3. Los eslabones 5, 6, 7 están sometidos a compresión; mientras que 1 a tensiones. El eslabón 3 está sometido a cargas confinadas de compresión y tensión.

12.2.2. Puntos de interés

Cualquier discontinuidad en una parte de una máquina altera la distribución de esfuerzos en las inmediaciones de la discontinuidad, de manera que las ecuaciones del esfuerzo ya no describen el estado de esfuerzo en la parte.

A estas discontinuidades se les llama intensificadores de esfuerzos y ocurren en las áreas de concentración de esfuerzos.

Los ejes rotatorios del mecanismo tienen cambios de sección diseñados de tal manera que los cojinetes se asienten apropiadamente en ellos. Se tomaron como puntos críticos los tres ejes rotativos y el eje estacionario soporte del motor.

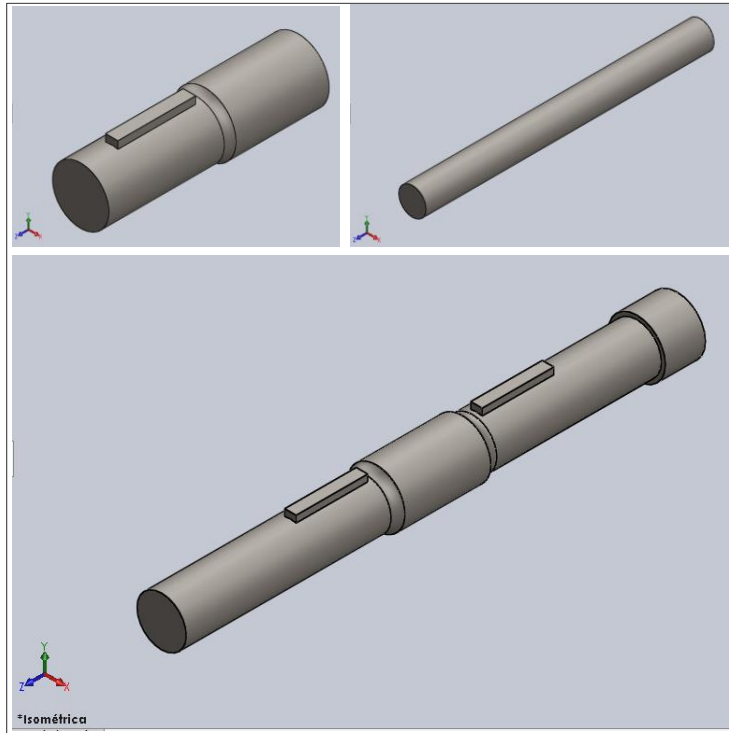


Figura 102 Ejes de para análisis de Puntos críticos.

12.3. Cálculo de pasadores

Ahora que se conocen las fuerzas axiales en cada elemento podemos calcular las fuerzas en cada nodo; esto, con el fin de hallar la fuerza cortante máxima para el cálculo de sección de pasado.

Tabla 77 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo A

Nodo A						
	Cuadrante	Módulo	Ángulo	Ángulo RT	FX	FY
FAO	2	653,952	40,820	130,820	-427,478	494,889
FAB	3	299,579	27,910	207,910	-264,733	-140,228
FAE	4	756,086	30,280	300,280	381,238	-652,934
					-310,973	-298,273
Resultante					430,896	

Tabla 78 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo B

Nodo B						
	Cuadrante	Módulo	Ángulo	Ángulo RT	FX	FY
FB3	2	16,796	31,610	121,610	-8,803	14,304
FBA	1	299,579	27,910	27,910	264,733	140,228
					255,930	154,532
Resultante					298,965	

Tabla 79 Cálculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo C

Nodo C						
	Cuadrante	Módulo	Ángulo	Ángulo RT	FX	FY
FC3	1	545,362	52,770	52,770	329,953	434,224
FCE	3	782,745	25,240	205,240	-708,016	-333,771
					-378,063	100,453
Resultante					391,181	

Tabla 80 Calculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo D

Nodo D						
	Cuadrante	Módulo	Ángulo	Ángulo RT	FX	FY
FD3	4	93,446	70,680	340,680	88,184	-30,916
FFD	1	288,982	58,240	58,240	152,109	245,710
					240,293	214,794
Resultante					322,300	

Tabla 81 Calculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo E

Nodo E						
	Cuadrante	Módulo	Ángulo	Ángulo RT	FX	FY
FEC	3	782,745	64,760	244,760	-333,771	-708,016
FEA	2	756,086	30,280	120,280	-381,238	652,934
FE5	4	1037,847	43,850	313,850	718,992	-748,450
					3,983	-803,531
Resultante					803,541	

Tabla 82 Calculo de Fuerzas Resultantes en el Nodo F

Nodo F						
	Cuadrante	Módulo	Ángulo	Ángulo RT	FX	FY
FF5	1	240,166	43,820	43,820	173,284	166,290
FDF	4	288,982	58,240	328,240	245,710	-152,109
					418,994	14,181
Resultante					419,234	

El valor de fuerza cortante máxima es de 803,541 N. Para diseñar este pasador se procede a especificar el material del cual se realizará: Acero A36 con esfuerzo a la cedencia a la cortante de 145 MPa. Además de esto se tomará un factor de seguridad inicial de 5. Por lo que despejando fórmulas de esfuerzo cortante, se encuentra que:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\max} \cdot FS}{\pi \cdot \tau_{\text{material}}}}$$

Dónde:

F_{max} = Fuerza cortante máxima (N)

FS= Factor de seguridad

$T_{material}$ = Esfuerzo a la Cedencia a la Cortante del material (MPa)

$$d = 5,639 \text{ mm}$$

Por lo que se tomará un valor 6,4 mm (1/4 in) para cada pasador lo que nos da un factor de seguridad de 5,81.

12.4. Recálculo y de geometra de eslabones

Se procede a verificar las condiciones de geometría de cada uno de los eslabones mediante la verificación de esfuerzos y resistencia de materiales que brinda Solid Works resultantes de las fuerzas axiles que las gobiernan. Los cálculos anteriormente realizados nos indican los puntos de interés o puntos críticos de este mecanismo. Se pondrá mayor atención a estos puntos.

12.4.1.1. Eslabón 1

Se tuvo la geometría inicial mencionada anteriormente. Es notorio que ha de sufrir algunos cambios como por ejemplo el agujero de pasador, el cual tiene un diámetro de 6,4 mm. Se hace uso del software de diseño Solid Works para evaluar si la selección de material fue el correcto y si existen cambios en la geometría que deben atenderse. El Eslabón 1 mide 148,66mm, cuenta con dos orificios a sus extremos; los cuales tienen un diámetro de 18,2 mm para el eje secundario y bancada, y de 6,4 mm para el pasante. Está sometido a una carga axial de tensión 653,952 N. Es fabricado de Acero Estructural A63 (250 MPa) en una estructura principal de tubo (21,3 mm de diámetro y 2,3 mm de espesor), tiene una terminación plana en sus extremo de una placa de 4 mm donde van los orificios de conexión.

Para esta simulación se procede a analizar la pieza como un cuerpo flotante estabilizado por un muelle blando, en los agujeros tendrá el valor de la tensión como se muestra en la siguiente imagen:

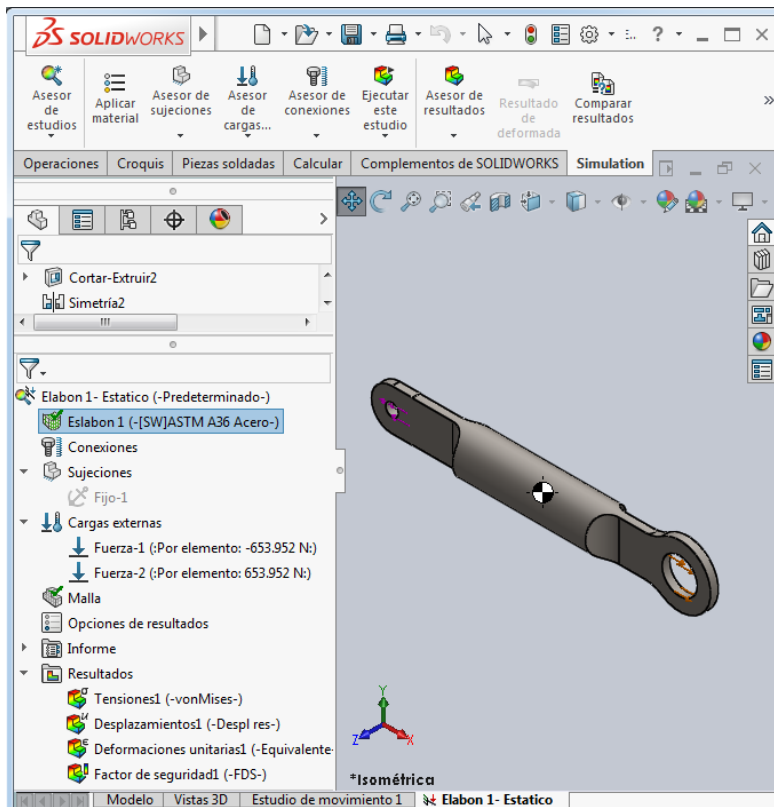


Figura 103 Eslabón 1 con cargas asignadas

El software nos arrojará datos de tensión, deformación y factor de seguridad. Se ha creado una malla intermedia para analizar esta pieza. Los resultados de tensiones nos arrojan una concentración de esfuerzos en el cambio de geometría en el lado del extremo conectado a la bancada y dentro del orificio. La tensión máxima es 26,724 MPa.

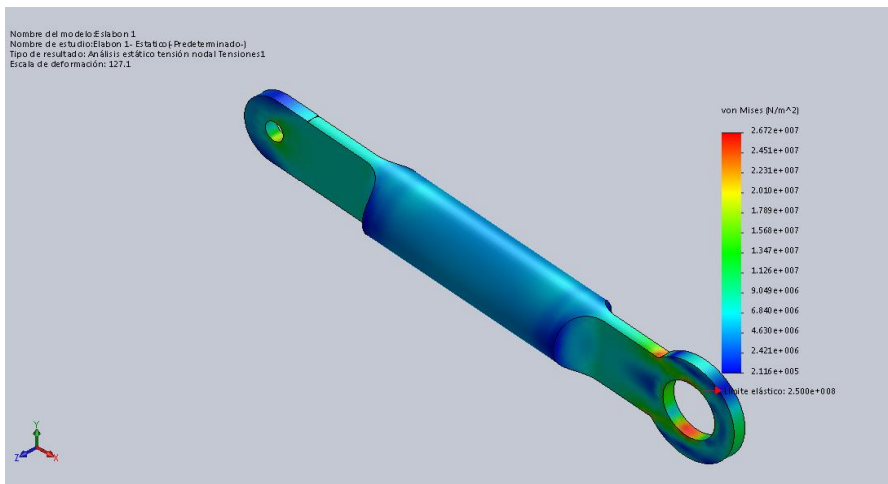


Figura 104 Representación de Tensiones de Eslabón 1

El límite elástico del material es mucho mayor que el esfuerzo que sufre la pieza. Por lo que el valor del factor de seguridad es el siguiente y lo comprobamos con el software.

$$F_s = \frac{\sigma_{\text{Material}}}{\sigma_{\text{Maximo de simulacion}}} = \frac{250 \text{ MPa}}{26,724 \text{ MPa}} = 9,355$$

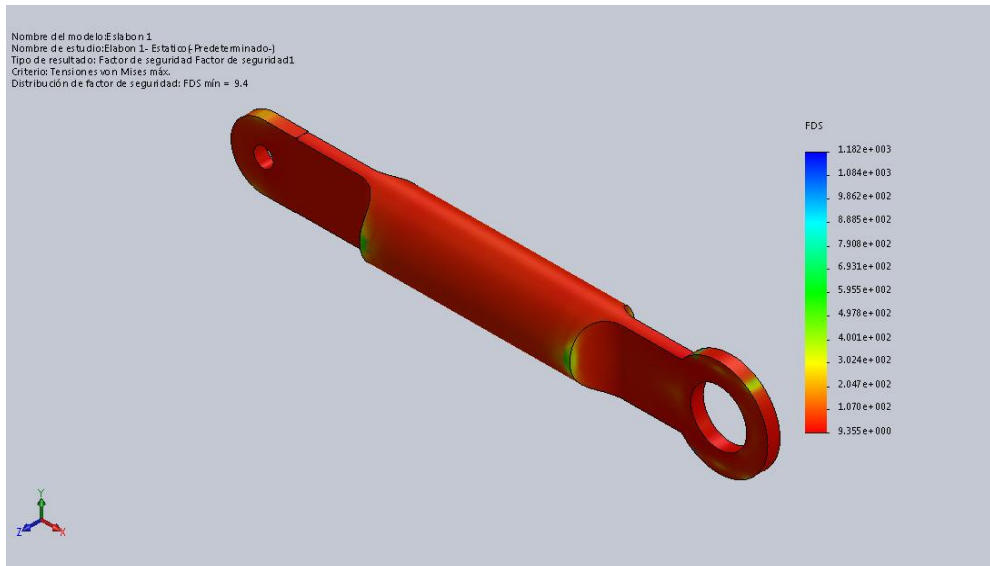


Figura 105 Representación de factor de seguridad de Eslabón 1

De esta manera se nota que la geometría del Eslabón 1 soportará las cargas del mecanismo.

12.4.1.2. Eslabón 2.

La geometría de este eslabón es más compleja que la anterior, es un eslabón de 501,21 mm de longitud hecho de aleación de Aluminio 1060 (27,574 MPa), es un tubo hasta sus 2/3 partes y posterior a esto continúa con una placa de 4 mm de espesor hacia el lado exterior de la pieza, esto cumple la función de albergar al Eslabón 1 mediante su giro, finaliza en una pestaña para conexión el mismo. En el extremo contrario se encuentra una plancha de 4 mm de espesor, la cual lleva un orificio de 6,4 mm para conectarse con el Eslabón 3. Está sometido a tensión en sus extremos con una fuerza de 299,579 N. Se utiliza el mismo procedimiento que en la pieza de Eslabón 1. De lo que se obtiene:

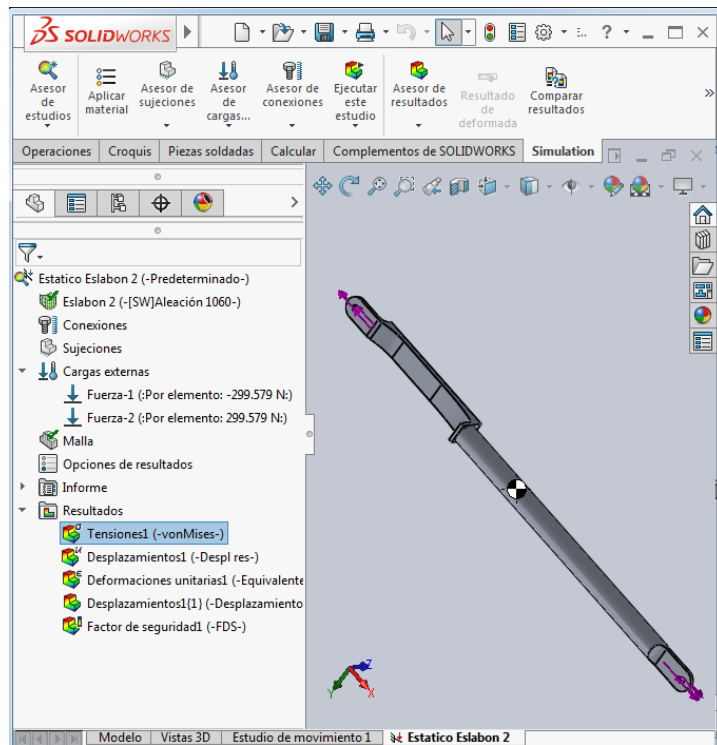


Figura 106 Eslabón 2 Con Cargas asignadas

Se ha creado una malla intermedia para analizar esta pieza. Los resultados de tensiones nos arrojan una concentración de esfuerzos en el cambio de geometría en el lado del extremo conectado a la bancada y dentro del orificio. La tensión máxima es 52,396 MPa, este valor supera el límite elástico del material lo que nos indica una falla y posible ruptura del eslabón. La zona más afectada en este elemento es la zona de la placa. En la siguiente imagen observaremos las zonas más afectadas por las tensiones.

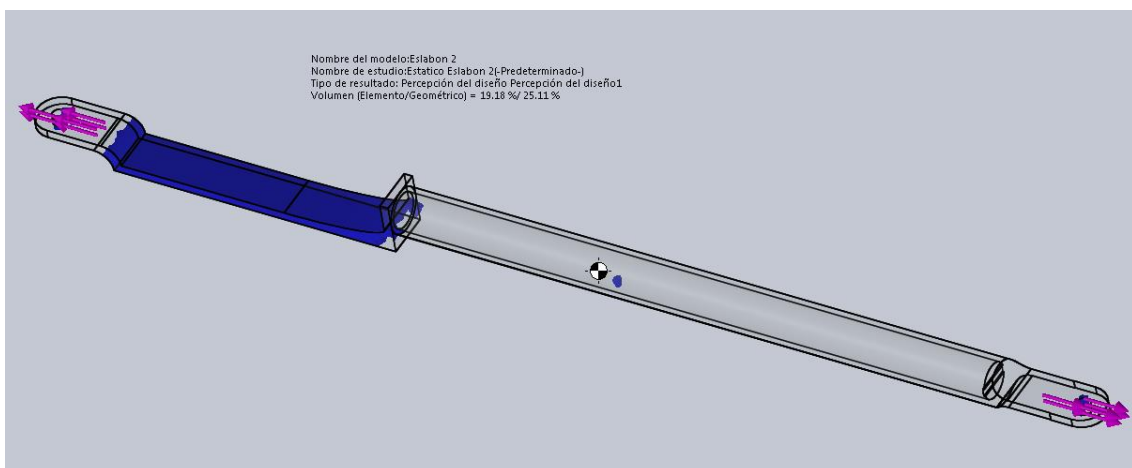


Figura 107 Concentración de esfuerzo en el Eslabón 2

Las zonas de azul son las concentraciones de esfuerzos y, como es notorio, ocurren en los orificios y en mayor proporción en la placa. Para solucionar este problema se pensó en dos posibilidades: el cambio de material o el cambio de geometría.

Se tomó la decisión inicial de cambio de material a fin de mantener la geometría. Para esto tomaremos el segundo mejor material de la matriz de decisión, este es el Titanio (370 MPa), el cual tiene un elevado costo por lo que se opta por utilizar una geometría diferente aumentando el espesor de la placa a 8mm y se realiza un redondeo del extremo de la placa dado que se trata de una zona de poco volumen.

Se realiza el mismo procedimiento de mallado, conservando las fuerzas en cada orificio y se obtiene una tensión de 16,52 MPa lo que nos proporciona un factor de seguridad de 1,667. Lo que se comprueba con la siguiente imagen:



Figura 108 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 2

Con esta configuración se ha conseguido que el eslabón resista la tensión.

12.4.1.3. Eslabón 3

El eslabón 3 es terciario, cada uno de sus ramales está separado por $111,16^\circ$, $140,93^\circ$ y 107° entre cada uno de sus ejes. Hecho de una estructura tubular de 21,3 mm de diámetro y 2,3 mm de espesor cada uno de longitud de 298,95 mm; 198,06 mm y 293,05 mm respectivamente. Aplanado en sus extremos en una placa de 4mm de espesor; está hecho de Titanio (T_{cp-ti} uns r50400ss de 370 MPa) y las cargas que actúan en él son 16,796 N en tensión; 545,362 N en compresión y 93,446 N en tensión respectivamente.

Se realiza el análisis de la misma manera que en las anteriores piezas, con la suposición de un muelle blando para estabilizar el modelo.

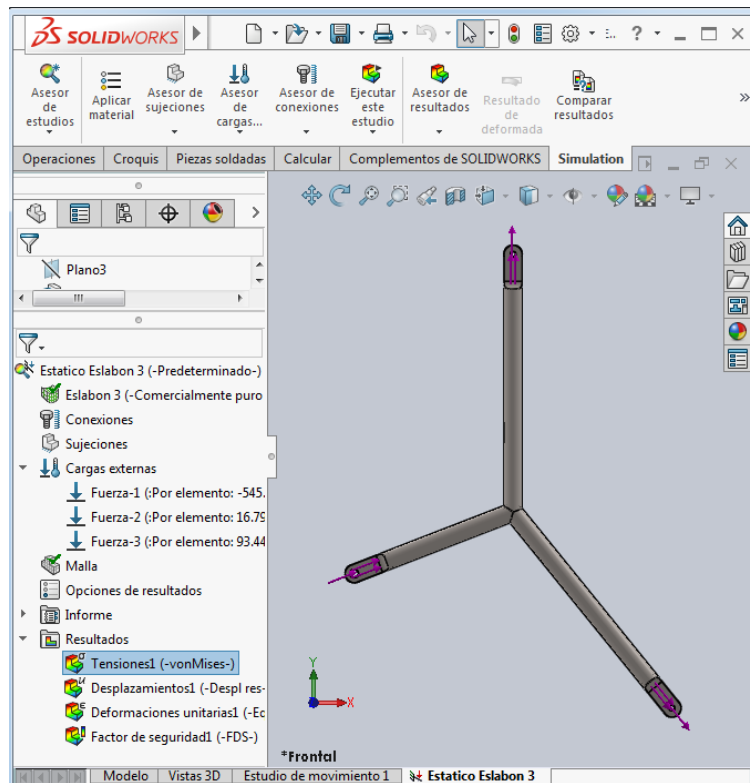


Figura 109 Eslabón 3 con cargas asignadas

En este caso la tensión máxima es de 182,1 MPa, el cual genera un factor de seguridad de 2 como se muestra en la figura.

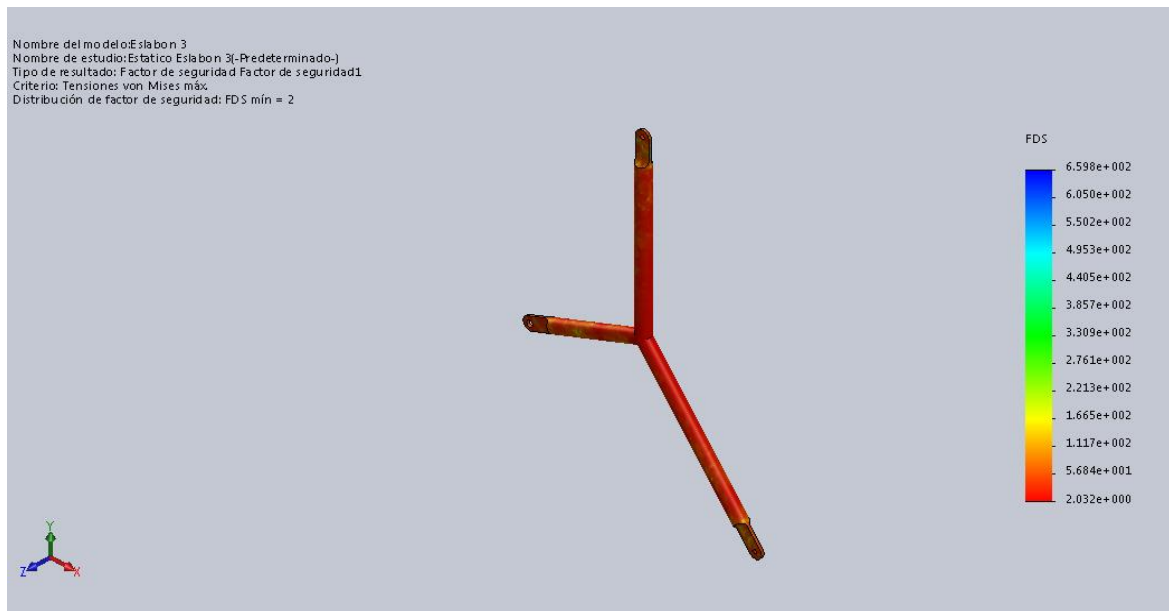


Figura 110 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 3

12.4.1.4. Eslabón 4

Eslabón de 393,02 mm entre ejes de orificios, se conecta al Eslabón 3 a través del nodo D y al Eslabón 5 a través del nodo F. La placa de conexión al nodo D es de un espesor de 8mm, está formado por un tubo de 21,3 mm de diámetro exterior y 2,3 mm de espesor. En los extremos tiene placas, una de 4mm y otra de 8mm con agujeros de 6,4 mm. Está fabricado de Aleación de Aluminio 1060 (27,574 MPa) y está sometido una fuerza de tensión de 288,982 N.

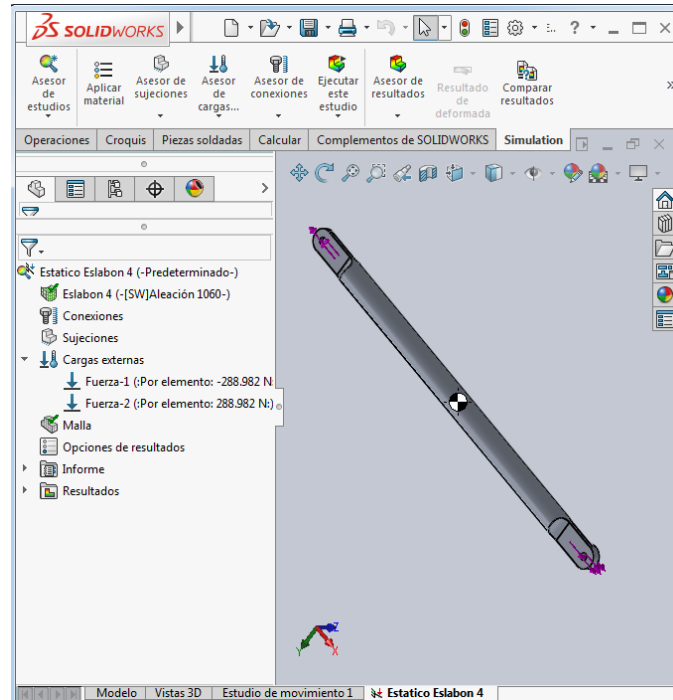


Figura 111 Eslabón 4 con cargas asignadas

Ocurre una tensión máxima de 15,40 MPa cerca de la curvatura del extremo con la placa de 8mm. Esto da un factor de seguridad de 1,8.

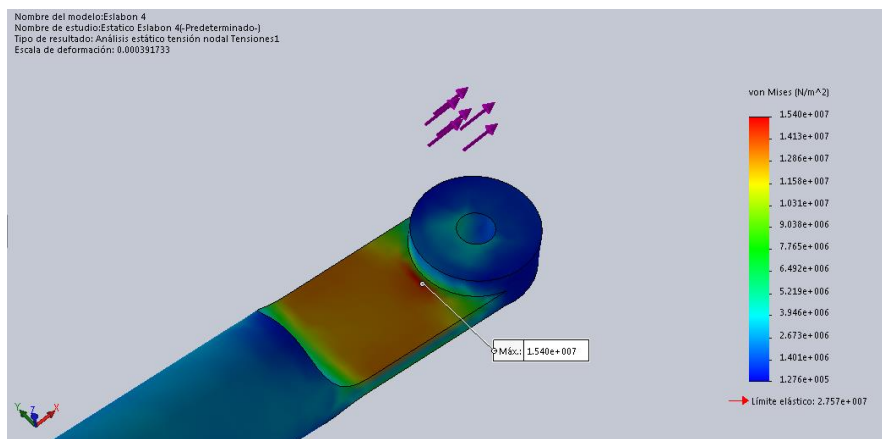


Figura 112 Representación de tensiones de Eslabón 4

12.4.1.5. Eslabón 5

Este es un eslabón terciario, el cual soportará la mayor carga de todo el mecanismo. Está hecho de Titanio (370 MPa). La separación entre cada eje del eslabón es de 90°, 149,23° y 120,7° y sus medidas son de 187,66 mm, 315,25 mm y 366,77 mm y cada uno tiene una carga de 1037,847 en tensión; 1084,877 en tensión y 240,166 en compresión. La géometra de este eslabón es muy similar a excepción de las medidas ya mencionadas. Este eslabón tiene la siguiente geometría:

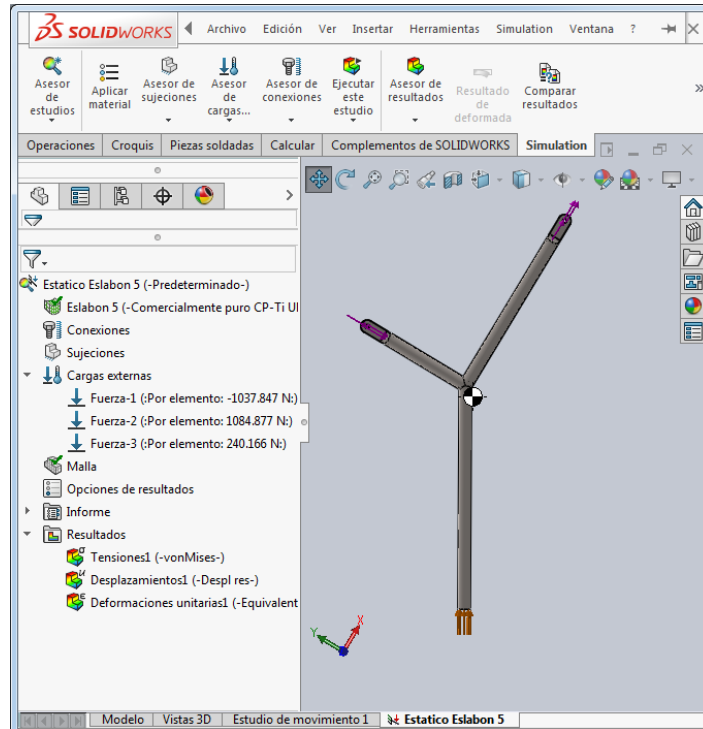


Figura 113 Eslabón 5 con cargas asignadas

Los esfuerzos resultantes de esta simulación arrojan una tensión máxima de 650,1 MPa, esto nos genera un 0,569 como factor de seguridad.



Figura 114 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 5

Para analizar los puntos afectados refinaremos los filtros de esfuerzo y factor de seguridad, entonces observamos que la concentración de esfuerzos y el menor valor de factor de seguridad ocurren en la parte del eslabón más baja y cercana al suelo. Además, existe una concentración de esfuerzos en la zona de intersección de los tubos de soporte.

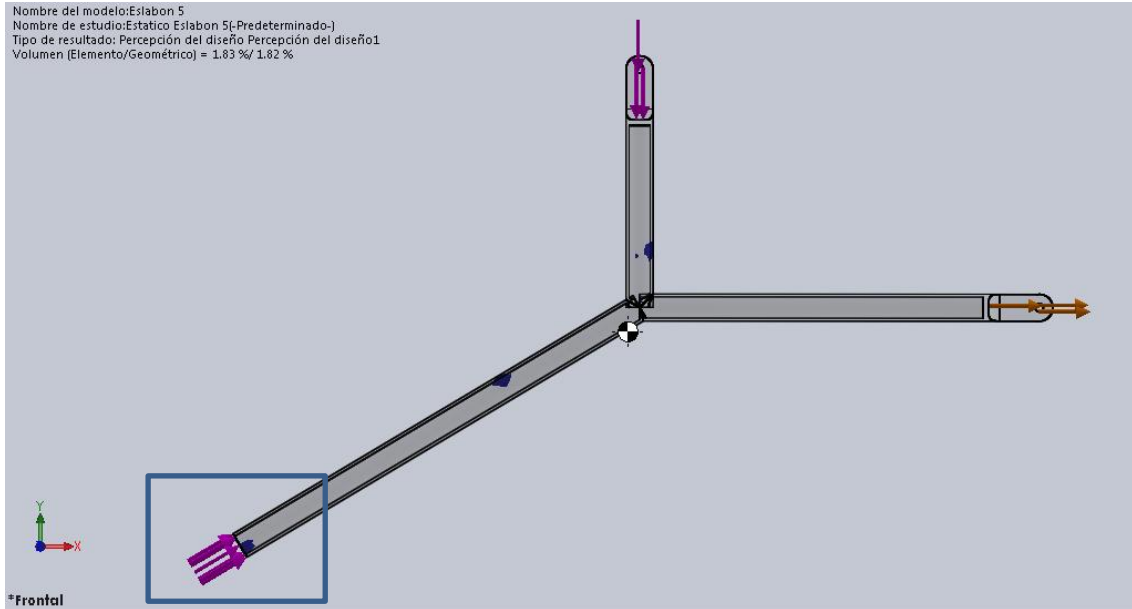


Figura 115 Concentración de esfuerzos en el Eslabón 5

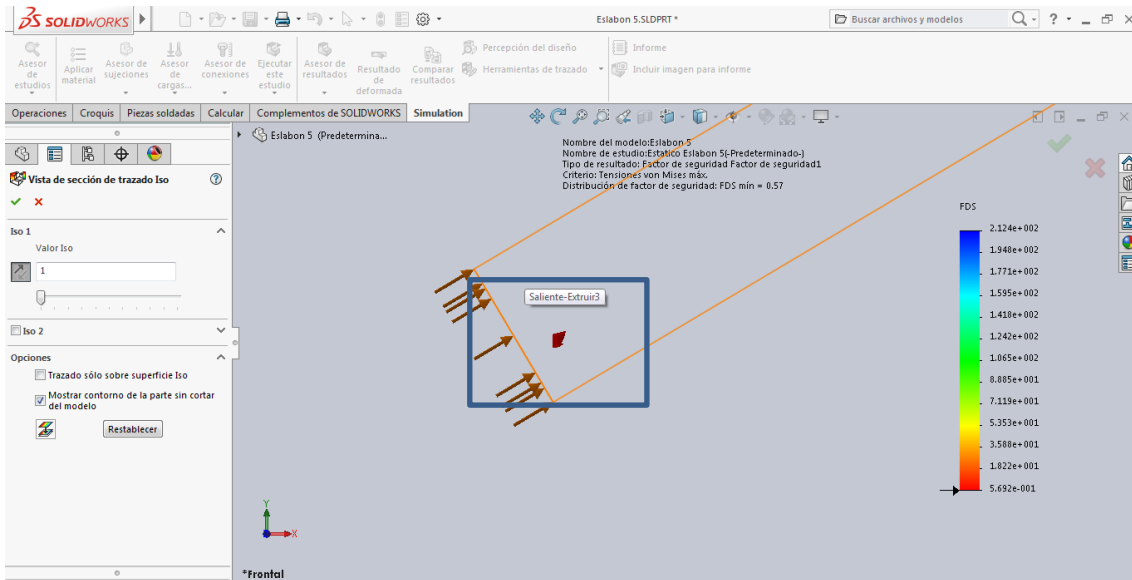


Figura 116 Valor mínimo de Factor de seguridad

Esto nos hace observar que se debe aumentar la geometría en esta zona para aumentar la distribución de esfuerzos. Por lo que se tratará de ampliar la superficie de apoyo y se creará redondeo en las partes que sufren esfuerzos amplios. De esto, se obtiene una tensión máxima de 345,5 MPa y un factor de seguridad mínimo de 1,1.

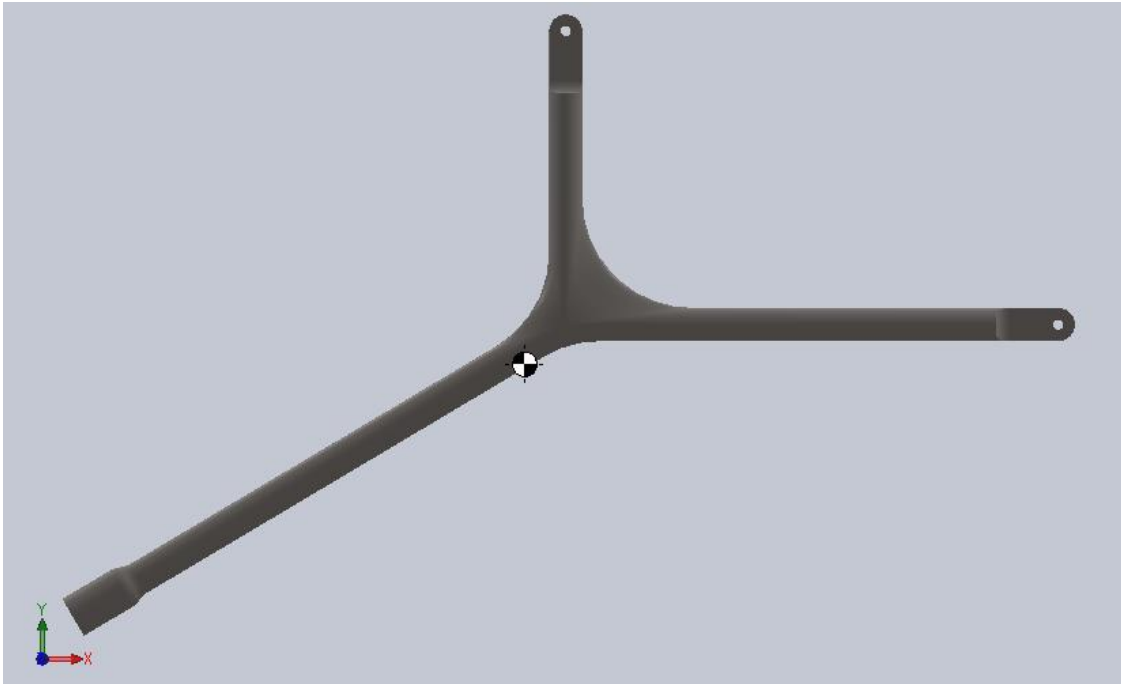


Figura 117 Geometría Propuesta

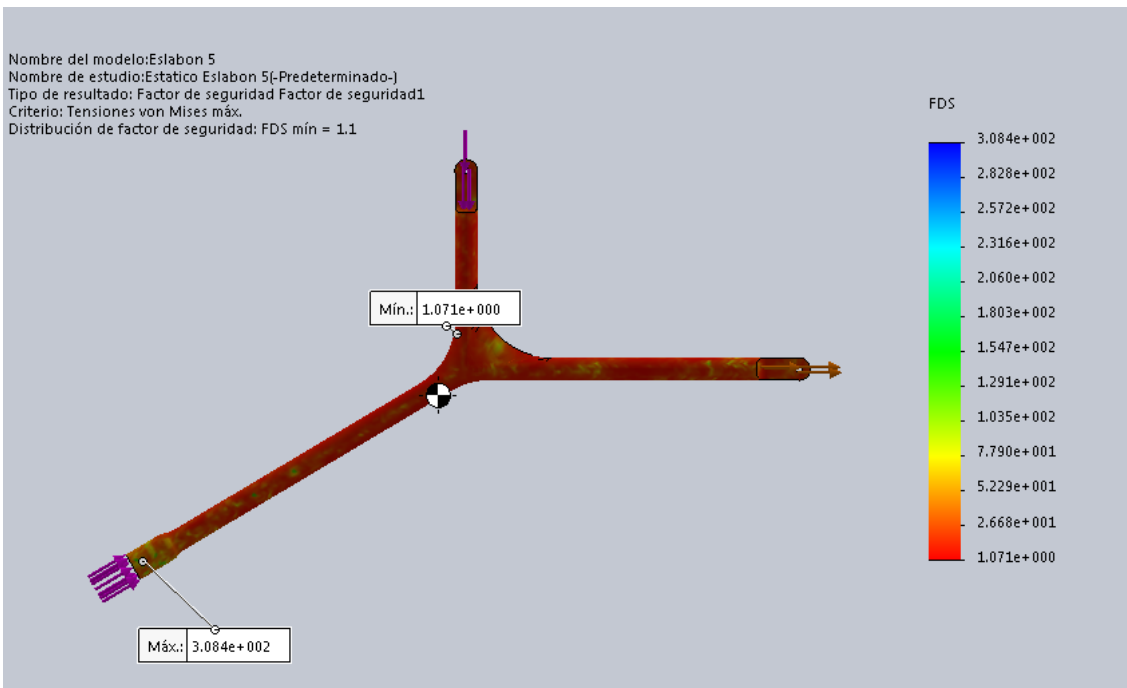


Figura 118 Representación de Factor de seguridad de Eslabón 5 corregido

De esta manera, el eslabón demuestra que soportará las cargas, se recalca que este es un valor mínimo de factor de seguridad y el factor que prima en este diseño es mayor que 1 como se mostrará en las siguientes iso-superficies. En ellas observamos en los puntos que tiene valores mayores a 5, 10, 15 y 20 unidades de factor de seguridad. De esta manera, se observa que este elemento podrá soportar las condiciones de trabajo.

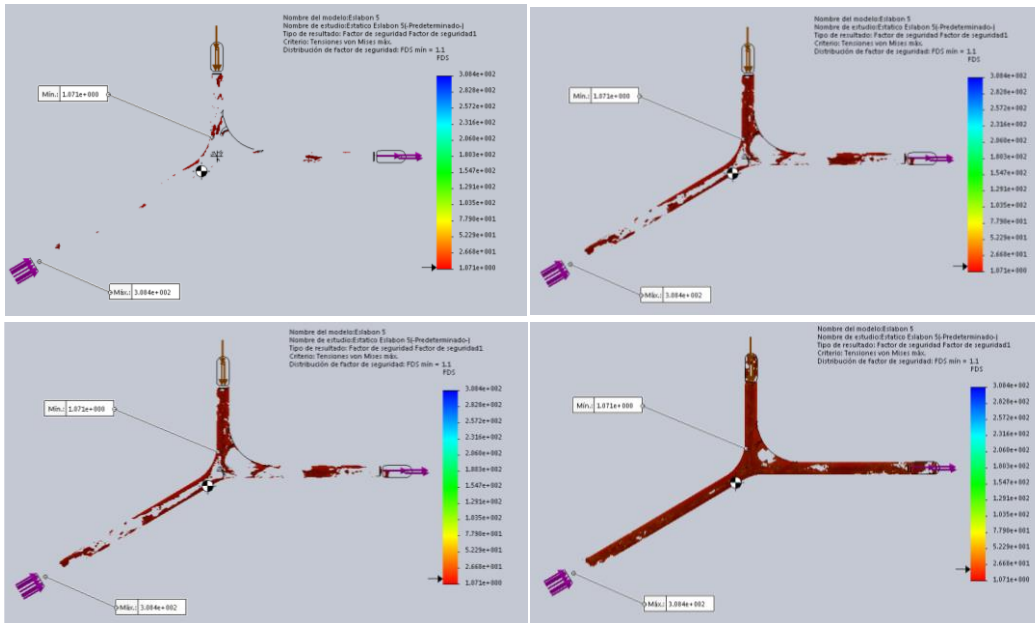


Figura 119 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 5 Con filtro de Valores 5, 10, 15, 20

12.4.1.6. Eslabón 6

Este eslabón tiene una geometría mucho más compleja en comparación con la de los demás, cuenta con una sección central hecha de tubo de 21,3 mm de diámetro y 2,3 mm de espesor, en los extremos tiene placas de 4mm de espesor; las cuales alberga parcialmente el eslabón con el que se conectan (Eslabón 1, 5 y 7). Este eslabón está sometido a compresión por una fuerza de 756,086 N. Tiene una longitud de orificio a orificio de 618,41mm. Se presenta a continuación el Eslabón está fabricado de aleación de Aluminio 1060.

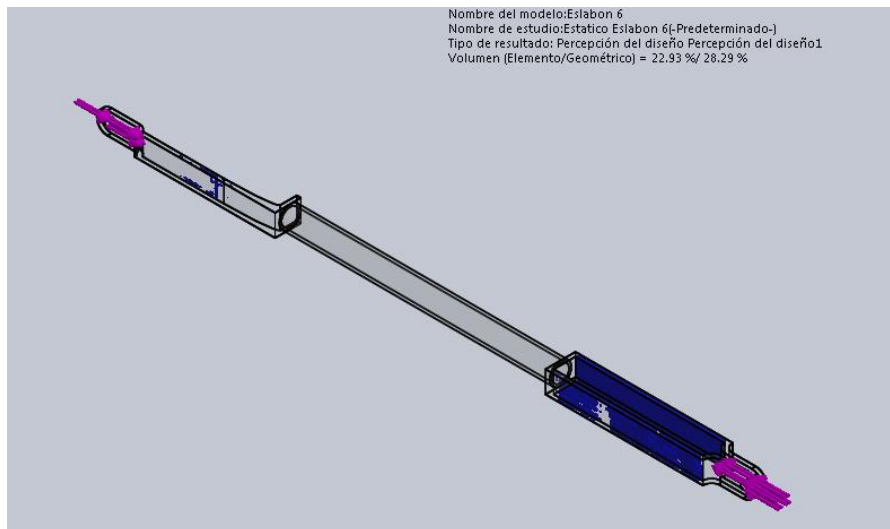


Figura 120 Concentración de esfuerzos en el Eslabón 6

La simulación arroja datos de una máxima tensión equivalente a 283,4 MPa, localizada en la zona contacto entre las placas y el tubo, esto es similar al Eslabón 2. Estos valores de tensión equivalen a un factor de seguridad de 0,097. El software nos ayudará a encontrar cuáles son las zonas más afectadas por la tensión y se optará por adicionar material.

Se observa que la mayor concentración de esfuerzos ocurren en las planchas, por eso se aplicará una adición de espesor de 2,4 más en cada una de las placas y un redondeo en la parte de cambio de geometría en la parte de doble placa, pero esto genera un factor de seguridad de 0,21.

Como última opción se cambió de material, sin ningún cambio de geometría, por el segundo material en la matriz de material, el cual es el Titanio. Con este tipo de material se logra una tensión máxima de 269,5 MPa, lo que arroja un valor de factor de seguridad de 1,4.



Figura 121 Representación de Factor de Seguridad de Eslabón 6

12.4.1.7. Eslabón 7

Tubo de diámetro exterior 21,3mm y 2,3 mm de espesor, se conecta a la bancada, tiene 393,96 mm de distancia entre ejes. De aleación de Aluminio 1060, está sometida a una fuerza de 782,745 N de compresión. Los extremos del eslabón son de una placa de 4mm y tiene orificios de 6,4mm.

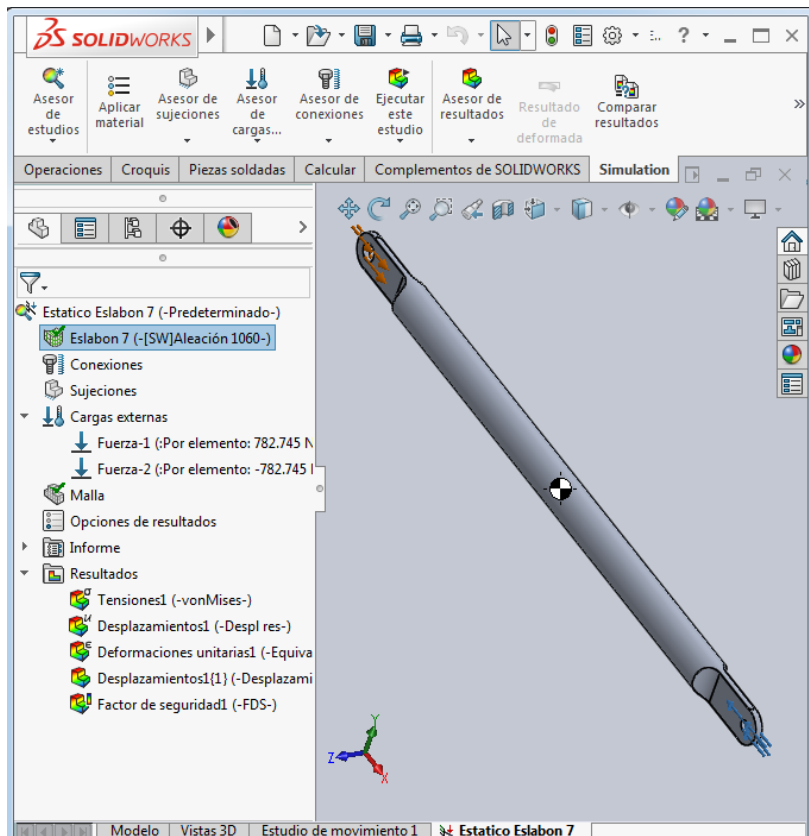


Figura 122 Eslabón 7 con cargas asignadas

El esfuerzo máximo del material es de 23,94 MPa lo que genera un factor de seguridad de 1,2.

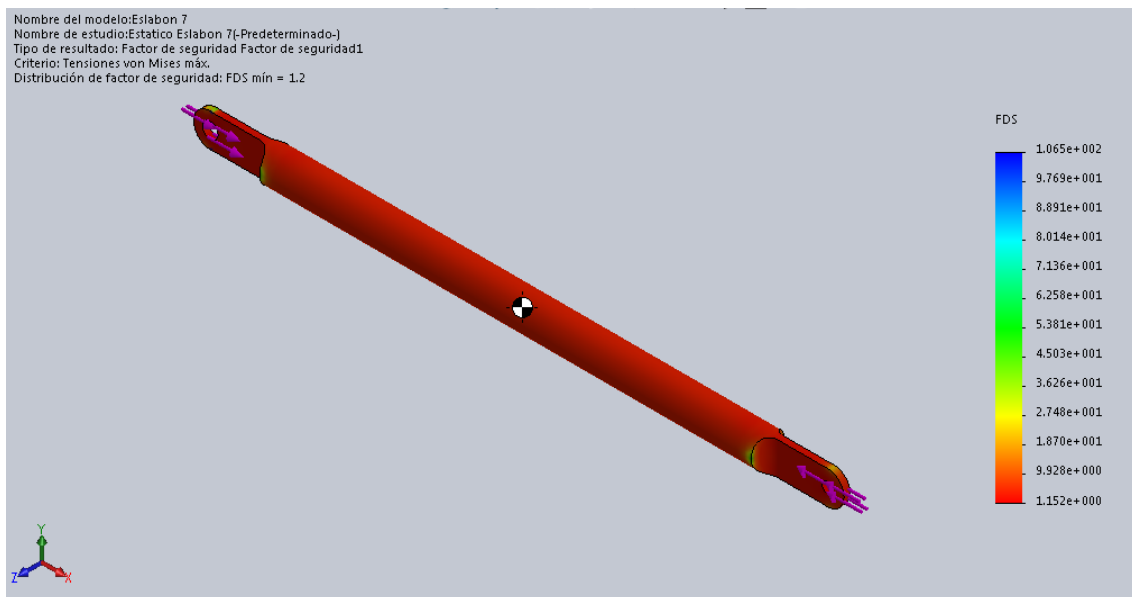


Figura 123 Representación de factor de seguridad de Eslabón 7

12.5. Comprobación de la resistencia del sistema de acople

Se realizó la simulación del sistema de acople sufriendo de la geometría el soporte de la batería y del motor. Para solucionar los problemas de inexactitud por cargas se analizarán dichas cargas como remotas.

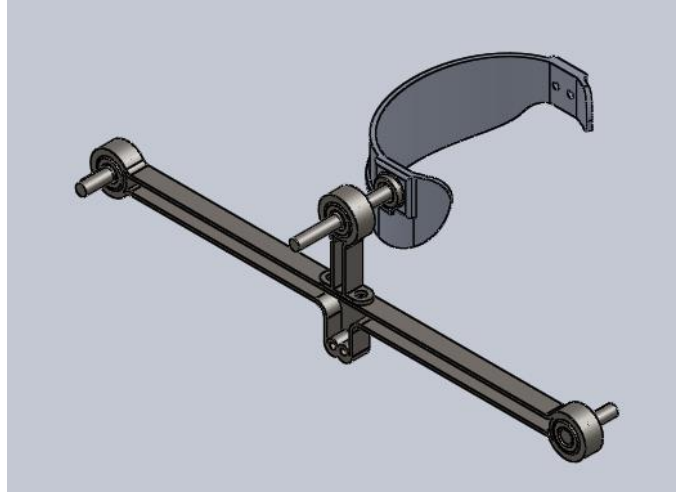


Figura 124 Sistema de Acople

Las cargas que se aplican aquí serán en los pesos de cada una de las patas, soporte de baterías, baterías, soporte de motor, motor. Se tomarán las cargas de cada una de estas y se tomará el centro de masa con referencia al ensamble de trabajo. Además del peso de la persona 864,138 N.

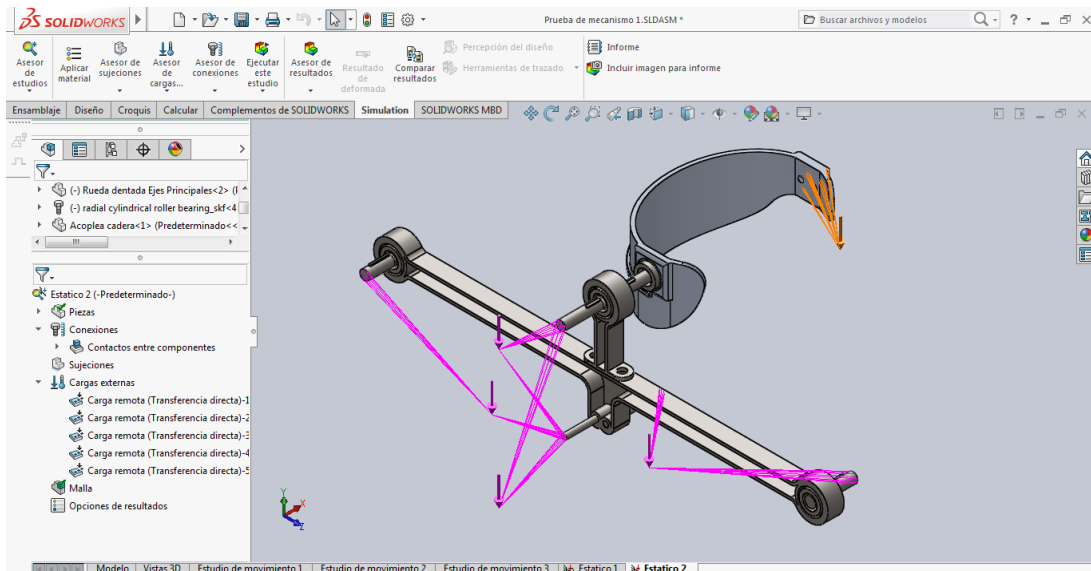


Figura 125 Sistema de Acople con cargas Asignadas

Tabla 83 Listado de Cargas para el Sistema de Acople

Masa Remota	Masa (kg)	Peso (N)	Centro de Masa (m)		
			x	Y	z
Baterías	6,500	63,765	0,431	1,198	0,454
Soporte de Baterías	1,069	10,483	0,413	1,198	0,454
Acople de Cadera	1,15327846	11,314	0,22	1,315	0,399
Soporte de Motor	1,10723031	10,862	-0,167	1,059	0,413
Motor	26,625	261,191	-0,167	1,31566	0,413
Sistemas de patas1	1,13894	11,173	-0,06392	1,10094	0,29701
Sistemas de patas2	1,13994	11,183	0,05911	1,03937	0,46832

De esta manera se logra obtener el punto de mayor esfuerzo y se aprecia que la concentración de esfuerzos aparece en el eje ternario, en la salida de éste de la bancada.

En la siguiente figura se muestra la zona de concentración de esfuerzos. Podemos obtener la tensión máxima del ensamble, este es igual a 620,2 MPa. Para abordar este problema e igual a los anteriores debatimos entre la posibilidad de cambiar el material de la pieza o cambiar la geometría. Pero es notorio que el esfuerzo de este es muy alto por lo que se probará en primer lugar en un cambio de geometría en la zona afectada.

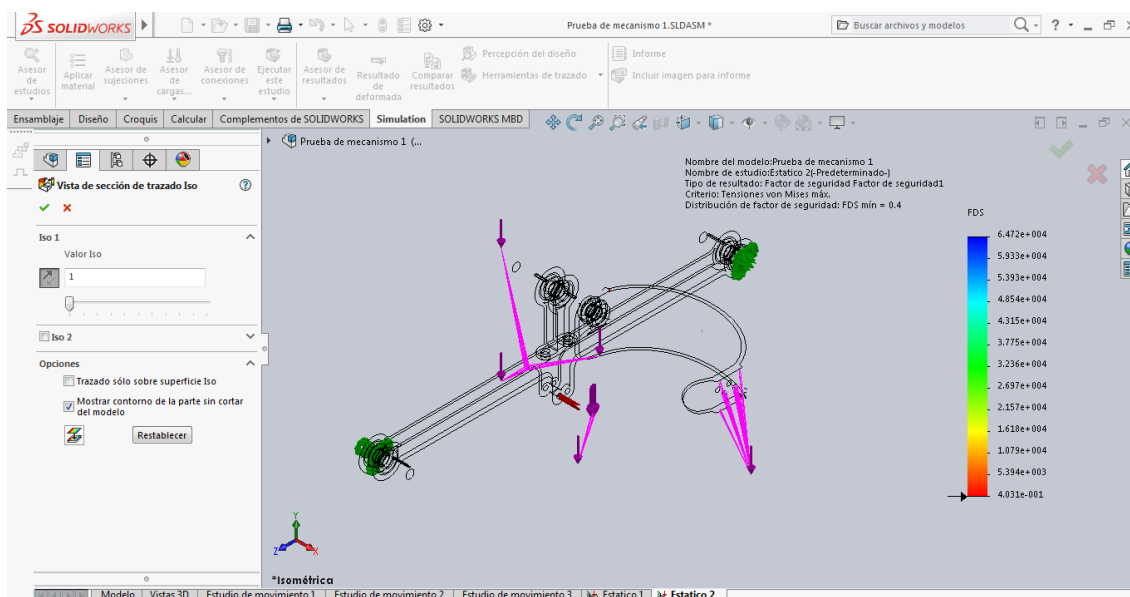


Figura 126 Factor de Seguridad de 0,4 en la zona de menor Resistencia

Se opta por cambiar la geometría del eje tercero a fin de reducir el esfuerzo generado en la zona, se crea una geometría similar al eje principal con un diámetro de eje interno de la bancada de 18mm y un progresiva reducción de geometría mediante un redondeo. De esta manera el esfuerzo cae a 202,1 MPa (Limite elástico del acero A36 250 MPa) lo que ya es una reducción significativa de esfuerzos en la zona aunque parece una

solución plausible al revisar el factor de seguridad del ensamble y notamos otro punto de interés, el cual se encuentra en el acople de cadera.

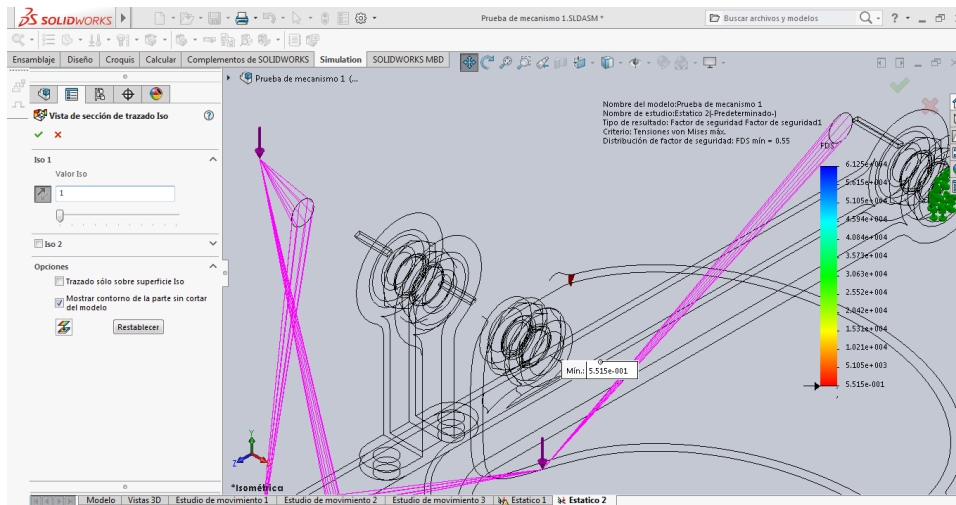


Figura 127 Factor de Seguridad de 0,4 en la zona de menor Resistencia posterior a la primera corrección

La concentración de esfuerzos en esta zona será corregida mediante una placa de refuerzo que se especifica en el anexo. La reducción de esfuerzo con esta, es de 12,6 MPa. (Limite elástico del aleación de Aluminio 1060 27,5742 MPa)

El factor de seguridad mínimo para este ensamble de Acople es de 1,2 lo que nos indica que resistirá las exigencias del modelo.

12.6. Línea de centro de gravedad

El análisis de este punto se realiza puesto que al tratarse de una ATM debe representar una mínima utilización de la energía del usuario. Existen dos posibles formas de encontrar la energía mecánica y esta es la energía Cinética, energía Potencial. En la primera priman las velocidades de los cuerpos y en la segunda sobre la energía potencial almacenada en los cuerpos por la gravedad.

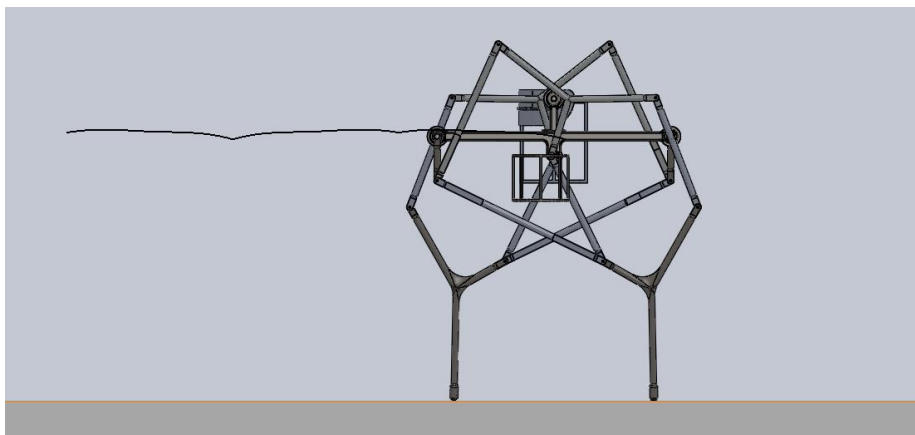


Figura 128 Desplazamiento de centro de Masa de Mecanismo

En cuanto a la marcha humana el mínimo gasto de energía se consigue cuando un cuerpo se mueve en línea recta y una velocidad constante; la segunda condición es garantizada por el funcionamiento del motor dc.

Para la primera condición es necesario conocer la línea de desplazamiento del centro de gravedad del mecanismo, por lo que se procede a calcular mediante el entorno de Solid Works Motion. En la marcha normal el centro de gravedad se mueve hacia arriba y hacia abajo, tal y como ocurre en el M-ATM, de manera rítmica, conforme se avanza. El punto medio de este desplazamiento vertical en el adulto es aproximadamente de 50 mm.

De la siguiente gráfica se logra apreciar que el desplazamiento vertical del CG es de 32 mm. Lo que indica un muy bajo uso de energía.

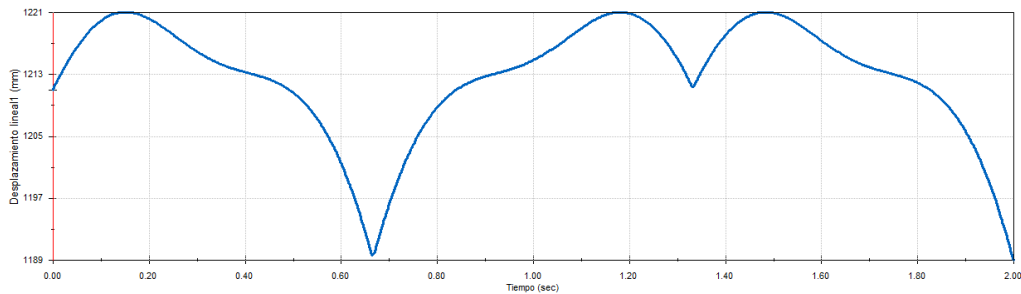


Figura 129 Diagrama de Desplazamiento Vertical de Centro de Masa

XIII. COSTOS

En el siguiente análisis se pretende dar una descripción general de la inversión que ha de realizarse para obtener el valor el M-ATM en el diseño y manufactura del mismo.

Es convencional realizar un análisis de costos basado en dos parámetros fundamentales, los costos directos y costos indirectos. En este informe se realiza un desglose de las partidas y trabajos que ha de realizarse para lograr la elaboración de cada una de las piezas del mecanismo.

Definiremos costos directos como los gastos por materiales, mano de obra, equipos y maquinarias utilizados y transporte. Costos indirectos engloban los costos ingenieriles. Los costos totales de partida equivalen a la suma individual de los costos indirectos y los costos directos de cada partida y los costos totales son la suma de cada partida.

13.1. Costos de ejes

El material para fabricación de los ejes es el Acero AISI 1020 y el tiempo de trabajo está en horas.

Tabla 84 Costos de Ejes

ITEM	DESCRIPCIÓN	CNTD	UND	TMP	PU	Ptotal
01.	Eje principal	1	und			S/. 152,90
01.01.	Material	0,362	kg		S/. 4,58	S/. 1,90
01.02.	Maquinado					
01.02.01.	Torno	1	und/h	0,5	S/. 91,48	S/. 45,74
01.02.02.	Fresa	1	und/h	0,5	S/. 145,00	S/. 72,50
01.03.	Mano de obra	2	hombre/h	1	S/. 16,38	S/. 32,76
02.	Eje secundario	1	und			S/. 151,83
02.01.	Material	0,158	Kg		S/. 4,58	S/. 0,83
02.02.	Maquinado					
02.02.01.	Torno	1	und/h	0,5	S/. 91,48	S/. 45,74
02.02.02.	Fresa	1	und/h	0,5	S/. 145,00	S/. 72,50
02.03.	Mano de obra	2	hombre/h	1	S/. 16,38	S/. 32,76
03.	Eje tercero	1	und			S/. 151,76
03.01.	Material	0,145	kg		S/. 4,58	S/. 0,76
03.02.	Maquinado					
03.02.01.	Torno	1	und/h	0,5	S/. 91,48	S/. 45,74
03.02.01.	Fresa	1	und/h	0,5	S/. 145,00	S/. 72,50
03.03.	Mano de obra	2	hombre/h	1	S/. 16,38	S/. 32,76
04.	Eje cuarto	1	und			S/. 151,29
04.01.	Material	0,055	kg		S/. 4,58	S/. 0,29
04.02.	Maquinado					

04.02.01.	Torno	1	und/h	0,5	S/. 91,48	S/. 45,74
04.02.01.	Fresa	1	und/h	0,5	S/. 145,00	S/. 72,50
04.03.	Mano de obra	2	hombre/h	1	S/. 16,38	S/. 32,76

13.2. Sistema de acople

El material para la fabricación de bancada, soporte de bancada y soporte de motor es de Acero estructural A36 y el acople de cadera, y soporte de batería es de aleación de Aluminio 1060. El tiempo de trabajo está en horas.

Tabla 85 Costos de Sistema de Acople

ITEM	DESCRIPCIÓN	CNTD	UND	TMP	PU	Ptotal
05.	Bancada	1	und			S/. 396,43
05.01.	Material					
05.01.01.	Acero	3,36	kg		S/. 4,59	S/. 17,74
05.01.02.	Soldadura	0,167	kg		S/. 13,90	S/. 2,67
05.02.	Maquinado					
05.02.01.	Fresa	1	und/h	2	S/. 145,00	S/. 290,00
05.02.01.	Soldadora	1	und/h	0,5	S/. 8,24	S/. 4,12
05.03.	Mano de Obra	2	hombre/h	2,5	S/. 16,38	S/. 81,90
06.	Acople de Bancada	1	und			S/. 293,54
06.01.	Material					
06.01.01.	Acero	0,707	kg		S/. 4,59	S/. 3,73
06.01.02.	Soldadura	0,167	kg/m		S/. 13,90	S/. 2,67
06.02.	Maquinado					
06.02.01.	Fresa	1	und/h	1,5	S/. 145,00	S/. 217,50
06.02.01.	Soldadora	1	und/h	0,5	S/. 8,24	S/. 4,12
06.03.	Mano de obra	2	hombre/h	2	S/. 16,38	S/. 65,52
07.	Acople de cadera	1	und			S/. 310,37
07.01.	Material	1,17	kg		S/. 5,92	S/. 7,96
07.02.	Maquinado					
07.02.01.	Rolado	1	und/h	1,5	S/. 8,24	S/. 12,36
07.02.02.	Cortado	1	und/h	1	S/. 8,24	S/. 8,24
07.02.03.	Soldadora	1	und/h	1	S/. 8,24	S/. 8,24
07.02.04.	Taladrado	1	und/h	1,5	S/. 73,18	S/. 109,77
07.03.	Mano de obra	2	hombre/h	5	S/. 16,38	S/. 163,80
08.	Soporte de motor	1	und			S/. 162,92
08.01.	Material					
08.01.01.	Acero	1,1072	kg		S/. 4,59	S/. 5,84
08.01.02.	Soldadura	0,634	kg/m		S/. 13,90	S/. 10,13
08.02.	Maquinado					
08.02.01.	Cortado	1	und/h	1	S/. 73,18	S/. 73,18
08.02.02.	Soldadura	1	und/h	1	S/. 8,24	S/. 8,24
08.03.	Mano de obra	2	hombre/h	2	S/. 16,38	S/. 65,52
09.	Soporte de baterías	1	und			S/. 227,68
09.01.	Material	1,069	kg		S/. 5,92	S/. 7,27
09.02.	Maquinado					
09.02.01.	Cortado	1	und/h	1,5	S/. 73,18	S/. 109,77
09.02.02.	Soldadura	1	und/h	1,5	S/. 8,24	S/. 12,36
09.03.	Mano de obra	2	hombre/h	3	S/. 16,38	S/. 98,28

13.3. Sistema de locomoción

El material para la fabricación de los Eslabones 1, 2, 4, 5 y 6 están fabricados de Aleación de Aluminio 1060 , los Eslabones 3 y 5 están fabricados de TCP TI UNS R50400SS y la rueda dentada de acero fundido. El tiempo de trabajo está en horas.

Tabla 86 Costos de Sistema de Locomoción

ITEM	DESCRIPCIÓN	CNTD	UND	TMP	PU	Ptotal
10.	Eslabón 1	2	und			S/. 466,98
10.01.	Material	0,163	kg		S/. 5,92	S/. 1,11
10.02.	Maquinado					
10.02.01.	Taladrado	1	und/h	0,5	S/. 73,18	S/. 36,59
10.02.02.	Cortado	1	und/h	1,5	S/. 73,18	S/. 109,77
10.02.03	Soldadora	1	und/h	0,5	S/. 8,24	S/. 4,12
10.03.	Mano de obra	2	hombre/h	2,5	S/. 16,38	S/. 81,90
11.	Eslabón 2	2	und			S/. 467,13
11.01.	Material	0,174	kg		S/. 5,92	S/. 1,18
11.02.	Maquinado					
11.02.01.	Taladrado	1	und/h	0,5	S/. 73,18	S/. 36,59
11.02.02.	Cortado	1	und/h	1,5	S/. 73,18	S/. 109,77
11.02.03	Soldadura	1	und/h	0,5	S/. 8,24	S/. 4,12
11.03.	Mano de obra	2	hombre/h	2,5	S/. 16,38	S/. 81,90
12.	Eslabón 3	2	und			S/. 696,14
12.01.	Material	0,096	kg		S/. 196,73	S/. 21,72
12.02.	Maquinado					
12.02.01.	Taladrado	1	und/h	1	S/. 73,18	S/. 73,18
12.02.02.	Cortado	1	und/h	1,5	S/. 73,18	S/. 109,77
12.02.03	Soldadura	1	und/h	1,5	S/. 8,24	S/. 12,36
12.03.	Mano de obra	2	hombre/h	4	S/. 16,38	S/. 131,04
13.	Eslabón 4	2	und			S/. 466,80
13.01.	Material	0,15	kg		S/. 5,92	S/. 1,02
13.02.	Maquinado					
13.02.01.	Taladrado	1	und/h	0,5	S/. 73,18	S/. 36,59
13.02.02.	Cortado	1	und/h	1,5	S/. 73,18	S/. 109,77
13.02.03	Soldadura	1	und/h	0,5	S/. 8,24	S/. 4,12
13.03.	Mano de obra	2	hombre/h	2,5	S/. 16,38	S/. 81,90
14.	Eslabón 5	2	und			S/. 700,66
13.01.	Material	0,106	kg		S/. 196,73	S/. 23,98
13.02.	Maquinado					
13.02.01.	Taladrado	1	und/h	1	S/. 73,18	S/. 73,18
13.02.02.	Cortado	1	und/h	1,5	S/. 73,18	S/. 109,77

13.02.03	Soldadura	1	und/h	1,5	S/.	8,24	S/.	12,36
13.03.	Mano de obra	2	hombre/h	4	S/.	16,38	S/.	131,04
15.	Eslabón 6	2	und				S/.	468,09
13.01.	Material	0,245	kg		S/.	5,92	S/.	1,67
13.02.	Maquinado							
13.02.01.	Taladrado	1	und/h	0,5	S/.	73,18	S/.	36,59
13.02.02.	Cortado	1	und/h	1,5	S/.	73,18	S/.	109,77
13.02.03	Soldadura	1	und/h	0,5	S/.	8,24	S/.	4,12
13.03.	Mano de obra	2	hombre/h	2,5	S/.	16,38	S/.	81,90
16.	Eslabón 7	2	und				S/.	466,75
13.01.	Material	0,146	kg		S/.	5,92	S/.	0,99
13.02.	Maquinado							
13.02.01.	Taladrado	1	und/h	0,5	S/.	73,18	S/.	36,59
13.02.02.	Cortado	1	und/h	1,5	S/.	73,18	S/.	109,77
13.02.03	Soldadura	1	und/h	0,5	S/.	8,24	S/.	4,12
13.03.	Mano de obra	2	hombre/h	2,5	S/.	16,38	S/.	81,90
17.	Puntas de goma	2	und		S/.	10,00	S/.	20,00
18.	Faja sincronizada	2	und		S/.	54,90	S/.	109,80
19.	Rueda dentada	4	und				S/.	651,85
19.01.	Material	0,3	kg		S/.	4,59	S/.	1,58
19.02.	Maquinado							
19.02.01.	Fresado	1	und/h	1	S/.	145,00	S/.	145,00
19.03.	Mano de obra	1	hombre/h	1	S/.	16,38	S/.	16,38
20.	Cojinete UN 204	4	und		S/.	23,06	S/.	92,23
21.	Acople Flex PHE F50RSBFLG	1	und		S/.	73,20	S/.	73,20

13.4. Sistema eléctrico

Involucra los costos de la instalación del sistema de Motor-Baterías.

Tabla 87 Costos de Sistema Eléctrico

ITM	DESCRIPCIÓN	CNTD	UND	PU	Ptotal		
22.	Conductor	5	m	S/.	5,00	S/.	25,00
23.	Interruptor 2 Fases 2 Tiros	1	und	S/.	1,10	S/.	1,10
24.	Batería 48v ebike	2	und	S/.	582,12	S/.	1.164,25
25.	Motor dc 1/3 hp LESSON	1	und	S/.	1.559,16	S/.	1.559,16

13.5. Ingeniería

En estos Item se exponen básicamente los costos indirectos del proyecto.

Tabla 88 Costos de Ingeniería

ITM	DESCRIPCIÓN	CNTD	UND	TMP	PU	Ptotal
26.	Transporte				S/. 100,00	S/. 100,00
27.	Ingeniería					S/. 7.954,82
27.01.	Supervisión	1	hombre/h	40	S/. 39,06	S/. 1.562,50
27.02.	Ingeniería	1	hombre/h	40	S/. 39,06	S/. 1.562,50
27.03.	Diseño	1	hombre/h	40	S/. 39,06	S/. 2.111,32
27.03.01.	Software-Solid Works Estudiante				S/. 548,82	S/. 548,82
27.04.	Revisión	1	hombre	8	S/. 39,06	S/. 312,50
27.05.	Ensamblaje	1	hombre			S/. 2.406,00
27.04.01	Sistema de Locomoción	2	und		S/. 70,00	S/. 140,00
27.04.02	Sistema de Inmovilización	1	und		S/. 2.196,00	S/. 2.196,00
27.04.03	Sistema de Acople	1	und		S/. 70,00	S/. 70,00

El desarrollo total de los costos de este proyecto se resume en la siguiente tabla:

Tabla 89 Costos Totales

Costos Directos	S/. 8.544,64
Costos Indirectos	S/. 8.054,82
Costos totales sin IGV	S/. 16.599,46
Costos totales con IGV	S/. 19.587,36

13.6. Comparación técnica económica de mecanismo.

En el mercado internacional existen mecanismos y máquinas que al igual que en esta tesis proporcionan la movilidad en el ámbito de rehabilitado como en el de incrementación de capacidades. En este caso se realiza la recolección de características técnicas y económicas para ver la competitividad del diseño presentado. Se presenta en las siguientes tablas la información de cuatro máquinas y por último el diseño presentado

	Origen	Empresa	Peso	Costos	Autonomía
CYBERDYNE HAL 3	Ibariki, Japon	Cyberdyne	15 kg	\$ 2.300,00	5 h

POWERED JACKET MK3	Japón	Sagawa Electronics	25 kg	\$123.000,00	-
REWALK	Yokneam, Israel	Rewalk	23,3 kg	\$ 85.000,00	-
PHONIX	EE. UU	SuitX	12,5 kg	\$ 40.000,00	4 h
M-ATM	Lambayeque, Perú	-	39,4 kg	\$ 5.294,18	3,66 h

De igual manera se hace un recuento de las ventajas y desventajas de cada uno de los modelos y la descripción de los mismos.

	Descripción	Ventajas	Desventajas
CYBERDYNE HAL 3	Dispositivo de recuperación robótica que enseña al cerebro cómo mover las piernas. El modelo de miembro inferior que mueve las piernas del usuario de acuerdo con la intención.	Costo bajo comparado con demás modelos en cuanto a alquiler Alto costo en cuanto a alquiler \$2300 Movimientos de pararse de una silla , caminar y subir gradas	Solo para personas de menos de 80 kg Solo para personas de 1,44 a 1,85 m Previa evaluación necesidad de utilizar muletas
POWERED JACKET MK3	El aparato fue pensado a partir de la manga Powered Jacket, por lo que el invento fue bautizado con el mismo nombre.	Utiliza fibra de carbono y acero en su estructura. Mecanismo muy sensible, capaz de tomar un huevo sin romperlo	No tiene un fin practico en particular Mide 2,25 m Carga máxima de 15 kg , pero recomendada de 2kg
REWALK	Sistema de ayuda para caminar para parapléjicos que permite ponerse de pie, caminar y subir escaleras.	Controlado por un simple control montado en la muñeca que detecta y mejora los movimientos del usuario. Mayor integración a la sociedad	Costoso. Dificultad para colocación. Utilización de Muletas para el uso.
PHONIX	Un exoesqueleto móvil que sujeta a personas parapléjicas y les permite volver a andar	Tiene una velocidad de 1,7 km/h (0,47 m/s). Adaptable a diversos tamaños y alturas de piernas. Exoesqueleto discreto en tamaño	No se trata de un exoesqueleto que imite a la perfección el movimiento de una pierna sana Se necesita que el usuario se apoye en unas muletas para poder caminar con el exoesqueleto

M-ATM	Mecanismo de ayuda técnica para la marcha a manos libres para lesiones de un miembro inferior en el desplazamiento horizontal en personas de 21 a 50 años	<p>Bajo costo</p> <p>Libertad de Miembros superiores</p> <p>Tiene una velocidad de desplazamiento de 0,84 m/s</p>	<p>Solo para personas de más de 1,70 a 1,80 m</p> <p>Solo para personas con lesiones de naturaleza</p> <p>Monotraumatica en una de sus piernas</p> <p>Solo para desplazamiento horizontal</p>
-------	---	---	---

XIV. CONCLUSIONES

- De las lesiones antes mencionadas se toma como modelo, por ser la más significativa para este tipo de problema, una lesión en la parte inferior de la pierna y /o tobillo. Tomando como sistema de inmovilización una férula de dos tallos.
- Mediante lo asumido se reduce la muestra a una población de personas adultas de entre 21 a 50 años con lesiones temporales monotraumaticas en una de las piernas con una altura de entre 1,7m y 1,8 m con un peso de 70,47 kg que desempeñen labores mencionadas en esta tesis.
- El diseño se basó en un sistema de balanceo de patas por su alta estabilidad en la combinación de dos patas, su liviano peso. Se tomó el mecanismo de Theo Janssen, una férula de doble tallo, para locomoción e inmovilización respectivamente, y un sistema de potencia motor dc como
- El estudio se realiza con una marcha lenta de 0,83 m/s lo que describe una zancada de 0,67m por paso, un tiempo de ciclo de paso de 1,347 s. Utilizando dos patas con un desfase de 0°.
- Para la selección de material se realizó un estudio bibliográfico de los materiales más utilizados en la manufacturas de ortesis, prótesis y entorno a la industria médica y se logró la comprensión de cuáles son los posibles materiales convenientes para el diseño; siendo de esta manera los materiales en el sistema de locomoción los de aleación 1060, A36 y Titanio comercial; en el sistema de inmovilización , aleación 1060 y acero inoxidable, en el sistema de acople A36 y en el sistema de potencia, acero 1020 como se detalla en el cuerpo de esta investigación.
- Se concluyó en que todas las piezas diseñadas tiene una resistencia a las cargas asignadas y que el factor de seguridad de cada una es mayor que 1, siendo las piezas más críticas son los eslabones 5, 6 y 7. Existe una desviación de 4 cm hacia arriba y 3 cm hacia adelante el centro de masa. Se logra una reducción de 18 mm de desplazamiento en el eje Y al caminar. El mecanismo tiene un peso de 12,857 kg sin sistema de motor baterías y de 39,357 kg con el equipo de impulsión.
- En cuanto a la manufactura se logró determinar mediante la investigación para hallar costos que los procesos se realizarían mediante maquinado como torneado, cepillado, frezado, soldadura, corte, etc.
- Se concluye que el proyecto tiene un costo total de 5 351,74 dólares (19 587, 36 soles). Lo que indica un valor sumamente bajo en comparación con modelos de similar funcionamiento como el rewalk que tiene un costo de 85 000 dólares o el cyberdyne Hal 3 con un costo de alquiler mensual de 2 300 dólares.

XV. RECOMENDACIONES

- Como primera instancia se recomienda la utilización de un mecanismo de impulsión mecánica a base de resorte de torsión y tren de engranajes y regulación de entrega de energía a cuerda para remplazar al motor y disminuir el peso del mecanismo.
- En segunda instancia se recomienda la utilización de este mecanismo para personas con lesiones en miembros inferiores con solo una lesión en la pierna y con un peso no excedente al 125% del peso de la persona de diseño.
- En tercera instancia se recomienda un aumento del factor de seguridad de los elementos del sistema de locomoción a través de un aumento de espesor e intentar reducir el largo de los primeros eslabones (1, 2 y 6).
- Por cuarta instancia se recomienda realizar un análisis por fatiga de los componentes de locomoción.

XVI. BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. M. Grosso y D. Tibaduiza, «Diseño Conceptual de un Exoesqueleto para Asistir la Rehabilitación de Miembro Inferior,» IEEE, 2009.
- [2] M. A. Chavez Cardona, F. Rodriguez Spitia y A. Baradica Lopez, «Exoesqueletos para potenciar las capacidades Humanas y Apoyar la Rehabilitación,» *Revista Ingeniería Biomédica*, vol. 4, nº 7, pp. 63-73, 2010.
- [3] A. F. Ruíz Oyola, «Sistema Robotico Multimodal Para Analisis y Estudio en Biomecanica, movimiento Humano y Control Neuromotor,» Universidad Carlos III Madrid, Leganés, 2008.
- [4] H. Herr, «Exoskeletons and Orthoses: Classification, dising challenges and Future Directions,» *Journal of NeuroEngineering and Reahabilitation*, vol. 6, nº 21, pp. 1-9, 2009.
- [5] D. H. Myszka, Máquinas y Mecanismos, Mexico: Pearson, 2012.
- [6] R. L. Norotn , Diseño de Maquinaria: Síntesis y análisis de maquinas y mecanismos, Mexico: McGraw-Hill, 2009.
- [7] N. Khamasta Llorens, «Estudio de una Plataforma Móvil para Desplazarse sobre Superficies Irregulares,» Escola Tecnica Superior D`Enginyeries Industrial i Aeronautica de Terrassa, Terrassa, 2009.
- [8] R. C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, Mexico: Pearson, 2011.
- [9] J. I. San Martín, I. Zamora, J. J. San Martín, V. Aperribay y P. Eguia, «Energy Storage Technologies for Electric Applications,» de *International Conference on Renewable Energies and Power Quality*, Las Palmas de Gran Canaria, 2011.
- [10] D. D. Fernández Caballero, «Modelización Generalizada de Resortes Espirales a Torsión. Aplicación en Almacenamiento de Energía,» Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2011.
- [11] P. Comesaña Costa, Montaje e Instalacion en Planta de Maquinas Industriales, España: Ideaspropias, 2004.
- [12] E. O. GRAFIC, Gestion Electricas. Sensores y Actuadores, Barcelona: EDIFICI OU GRAFIC, 1998.
- [13] G. J. Tortora y B. Dirreckson, Principios de Anatomía y Fisiología, 11 ed., Mexico: Editorial Medica Panamericana, 2011, p. 1650.
- [14] L. C. Gelvez Solano, M. L. Eugenio Montañez y J. D. Almenares Escalante, «Lesion Deportiva mas frecuente,Alteracion osteomioarticular casual de recidivas en los jugadores de Futbol de la Categoria Mayores de la junta municipal de deportes de la ciudad de Pamplona,» Universidad de Pamplona, Pamplona, 2007.
- [15] C. A. Dr.Firpo, Manual de Ortopedia y Traumatologia, Buenos Aires, Argentina: Carlos A.N. Firpo, 2010.
- [16] J. Gorgues, «Ayudas técnica para la marcha,» *Farmacia Practica*, vol. 25, nº 11, pp. 97-101, 2006°.
- [17] P. Dr Vera Luna, Biomecanica de la marcha Humananormal y patologica, Valencia: IBV, 1999.

- [18] C. E. Clauser, J. T. Mc Conville y J. W. Young, «Weight, Volume, and Center of mass of the Human Body,» Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, 1969.
- [19] Aerospace Medical Research Laboratory, «Investigation of Inertial Properties of Human Body,» National Highway Traffic Safety Administration, Springfield, Virginia, 1975.
- [20] H. H. Jordan y A. Jornet, Prótesis Ortopedicas y Principios para la construccion de Sujeciones, Barcelona: Jims, 1969.
- [21] C. Escobar Materon, «Análisis Comparativo de la Cinemática entre Hombre y Mujer,» Efisioterapia, Cali, Colombia, 2007.
- [22] S. Correal Franco, L. J. Palacio Delgado y I. C. Salazar Gómez, «Análisis FEA de prótesis de Rodilla Policéntrica,» *Avances en Sistemas e Informática*, vol. 3, nº 1, pp. 35-38, 2006.
- [23] R. Viladot Pericé, O. Cohí Riambau y S. Clavell Paloma, Ortesis y Prótesis del Aparato Locomotor, Barcelona: Masson, 1987.