



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA

**TEMA: INVESTIGACIÓN PARA EL DISEÑO Y
CONSTRUCCIÓN DE UN BIPEDESTADOR SEMIAUTOMÁTICO
REAJUSTABLE PARA PERSONAS CON PARAPLEJIA**

**AUTORES: MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS
JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE**

DIRECTOR: ING. FAUSTO ACUÑA

LATACUNGA

2017



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, "**INVESTIGACIÓN PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BIPEDESTADOR SEMIAUTOMÁTICO REAJUSTABLE PARA PERSONAS CON PARAPLEJIA**" realizado por los señores **MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS, JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores **MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS, JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE** para que lo sustenten públicamente.

Latacunga, 15 de septiembre del 2017

ING. FAUSTO VINICIO ACUÑA COELLO

DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, la señorita **MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS** y el señor **JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE**, con cédula de ciudadanía N° 0503191660 y 1804757340 respectivamente, declaramos que este trabajo de titulación "**INVESTIGACIÓN PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BIPEDESTADOR SEMIAUTOMÁTICO REAJUSTABLE PARA PERSONAS CON PARAPLEJIA**" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 15 de septiembre del 2017

MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS

C.C.: 0503191660

JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE

C.C.: 1804757340



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, la señorita **MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS** y el señor **JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en el repositorio institucional el trabajo de titulación “**INVESTIGACIÓN PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BIPEDESTADOR SEMIAUTOMÁTICO REAJUSTABLE PARA PERSONAS CON PARAPLEJIA**” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 15 de septiembre del 2017

MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS

C.C.: 0503191660

JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE

C.C.: 1804757340

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación se lo dedicamos a Dios, debido a que es quién supo guiarnos por el buen camino, dándonos fuerzas para seguir adelante y no desmayar en los problemas que se presentaban, enseñándonos a encarar las adversidades sin desfallecer en el intento.

A nuestros padres quienes a lo largo de toda nuestra vida han apoyado y motivado nuestra formación académica, creyendo en nosotros en todo momento, siendo pilares fundamentales en nuestras vidas; nos han dado todo lo que somos como personas: valores, principios, empeño, coraje y perseverancia para conseguir nuestros objetivos, su tenacidad y lucha insaciable han hecho de ellos el gran ejemplo a seguir.

Los resultados de este proyecto están dedicados a todas aquellas personas que, de alguna forma, son parte de su culminación.

AGRADECIMIENTO

Agradecemos profundamente a Dios, por guiarnos en el sendero correcto de la vida, cada día en el transcurso de nuestro camino e iluminándonos en todo lo que realizamos en el convivir diario.

Gracias a nuestros padres que fueron nuestros mayores promotores durante este proceso, porque creyeron en nosotros, dándonos ejemplos dignos de superación y entrega, porque en gran parte gracias a ustedes, hoy podemos ver alcanzada nuestra meta, ya que siempre estuvieron impulsándonos en los momentos más difíciles de nuestra carrera.

A nuestra familia que fueron los responsables de realizar su pequeño aporte, que el día de hoy se ve reflejado en la culminación de nuestro paso por la universidad. A nuestros amigos y amigas y a todas las personas que nos incentivaron y nos motivaron para seguir adelante con los objetivos de este propósito.

A nuestros docentes a quienes les debemos gran parte de nuestros conocimientos, gracias enseñanza y por último a nuestra universidad, por habernos permitido formarnos en ella, preparándonos para un futuro competitivo.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARATULA.....	i
CERTIFICADO, TUTOR.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....	iii
AUTORIZACIÓN (PUBLICACIÓN VIRTUAL).....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
RESUMEN.....	xx
ABSTRACT.....	xxi

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS E INVESTIGACIÓN.....	1
1.1. Descripción resumida del proyecto.....	1
1.2. Situación inicial del problema.....	2
1.3. Situación final del problema.....	3
1.4. Antecedentes.....	3
1.5. Justificación e importancia.....	4
1.6. Objetivos.....	6
1.6.1. Objetivo general.....	6
1.6.2. Objetivos específicos.....	6
1.7. Hipótesis.....	6
1.8. Marco teórico.....	6
1.8.1. Estado del arte.....	6
a. Ámbito geográfico.....	7
b. Avances en aparatos de bipedestación.....	8
c. Mapa del estado del arte.....	15

1.8.2.	Campo médico.....	16
1.8.3.	Mecanoterapia.....	21
1.8.4.	Bipedestador	22
a.	Trayectoria de elevación.....	23
b.	Importancia.....	24
c.	Razones médicas para utilizarlo	24
d.	Beneficios de la salud (Chinesport, 2016, pág. 2).....	24
1.8.5.	Línea base del beneficiario	24

CAPÍTULO II

	DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	28
2.1.	Consideraciones para determinación de las especificaciones.....	28
2.2.	Voz del usuario	28
2.3.	Voz del ingeniero	28
2.4.	Análisis de resultados de la casa de la calidad	30
2.5.	Conclusiones de la casa de la calidad	32
2.6.	Especificaciones técnicas	32
2.7.	Diseño conceptual	33
2.7.1.	Definición de la función.....	33
2.8.	Definición del sistema	36
2.9.	Soluciones para los sistemas.....	36
2.10.	Análisis de los sistemas.....	37
2.10.1.	Bipedestador estático	37
2.10.2.	Bipedestador semi-asistido	37
2.10.3.	Bipedestador semi-automático.....	38
2.11.	Selección de alternativas	39
2.11.1.	Selección de las alternativas de bipedestadores.....	39
2.11.2.	Selección del material.....	44
2.11.3.	Selección de la tarjeta controladora	48
2.11.4.	Selección de motores	49

2.11.5.	Selección del actuador.....	51
2.11.6.	Selección de la batería	52
2.11.7.	Otras consideraciones	54
2.12.	Diseño del sistema mecánico	55
2.12.1.	Análisis cinemático	55
a.	Parámetros	55
b.	Trayectoria.....	56
c.	El mecanismo	65
2.12.2.	Proceso del diseño	81
2.12.3.	Partes del bipedestador	82
2.12.4.	Dimensionamiento preliminar.....	83
2.12.5.	Análisis de las cargas	87
a.	Brazos telescópicos	87
b.	Soporte de los brazos telescópicos	92
c.	Brazo principal	97
e.	Columna	112
f.	Sistema de rodilleras	114
2.13.	Diseño mecánico	126
2.13.1.	Diseño de los elementos.....	126
a.	Brazos telescópicos.....	127
b.	Soporte de los brazos telescópicos	131
c.	Brazo Principal	135
d.	Mesa	136
e.	Columna principal	143
f.	Sistema de rodilleras	144
2.14.	Mecanismos	154
2.14.1.	Sistema de ajuste de las rodilleras.....	154
2.14.2.	Mecanismo para girar el bipedestador	169
2.14.3.	Mecanismo de desplazamiento de los brazos telescópicos	181

2.14.4.	Bolas de transferencia de los largueros laterales.....	188
2.14.5.	Simulación del diseño.....	190
2.15.	Diseño eléctrico y de control.....	194
2.15.1.	Selección de los elementos.....	194
a.	Actuador lineal.....	194
b.	Motores a pasos.....	199
2.15.2.	Interfaz usuario-máquina.....	209
CAPÍTULO III		
	CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN.....	213
3.1.	Construcción de la estructura.....	213
3.2.	Implementación del sistema eléctrico.....	218
3.3.	Implementación del sistema de control.....	222
3.4.	Ensamblaje del sistema mecatrónico.....	223
CAPÍTULO IV		
	PRUEBAS Y RESULTADOS.....	225
4.1.	Pruebas de funcionamiento.....	225
4.2.	Validación de la hipótesis.....	242
4.3.	Análisis económico del proyecto.....	244
CAPÍTULO V		
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	248
5.1.	Conclusiones.....	248
5.2.	Recomendaciones.....	249
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		251
ANEXOS.....		261

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Investigaciones y trabajos anteriores	15
Tabla 2	Efectos de una lesión espinal	18
Tabla 3	Mecanoterapia	22
Tabla 4	Trayectoria stand to sit.....	23
Tabla 5	Matriz de indicadores	25
Tabla 6	Conclusiones de la casa de la calidad	32
Tabla 7	Especificaciones técnicas	33
Tabla 8	Abreviación de las funciones	35
Tabla 9	Solución de sistemas	37
Tabla 10	Directrices para el diseño de una interfaz	38
Tabla 11	Comparativa de bipedestadores	40
Tabla 12	Planteamiento de alternativas.....	41
Tabla 13	Cuadro comparativo de materiales de las principales familias.....	44
Tabla 14	Propiedades de los aceros seleccionados	47
Tabla 15	Especificaciones entre Arduino y Raspberry.....	48
Tabla 16	Comparación entre Arduino y Raspberry	49
Tabla 17	Especificaciones entre servomotor y motor a pasos.....	50
Tabla 18	Comparación ente el servomotor y el motor a pasos	50
Tabla 19	Comparación entre actuadores.....	51
Tabla 20	Tabla comparativa de las baterías	53
Tabla 21	Comparativa de baterías.....	53
Tabla 22	Condiciones iniciales y finales	58
Tabla 23	Valores iniciales y finales de las variables	61
Tabla 24	Coordenadas caso 1 y caso 2.....	64
Tabla 25	Coordenadas de inicio y fin de la trayectoria	65
Tabla 26	Parámetros para dimensionar el mecanismo.....	67
Tabla 27	Variación del ángulo ω	68
Tabla 28	Ángulo $\angle 1$, i, g para ambos casos	70
Tabla 29	Distancia d y d	70
Tabla 30	Resumen de las variables calculadas	76
Tabla 31	Error de la trayectoria generada para el caso 1	78
Tabla 32	Error de la trayectoria generada para el caso 2	79

Tabla 33 Dimensiones del mecanismo	80
Tabla 34 Dimensiones de las partes del bipedestador	86
Tabla 35 Tramo A-E.....	97
Tabla 36 Tramo A-F.....	98
Tabla 37 Tramo A-F.....	108
Tabla 38 Cálculo de momentos en las manecillas	111
Tabla 39 Tramo A-O	113
Tabla 40 Momento en O en el tramo W-O.....	114
Tabla 41 Inertia Data for a 50 Percentile Male—Body Segment Masses .	115
Tabla 42 Cálculo del sistema de rodilleras	118
Tabla 43 Viga Simple Empotrada con cargas puntuales simétricas	122
Tabla 44 Resumen de los momentos y fuerzas calculados	124
Tabla 45 Tubo estructural rectangular	128
Tabla 46 Cálculos para un perfil tipo “G”	131
Tabla 47 Momentos en el soporte del brazo telescópico	132
Tabla 48 Cálculo necesario para el diseño del brazo principal	136
Tabla 49 Tubo estructural rectangular	137
Tabla 50 Valores de K para la longitud efectiva.....	137
Tabla 51 Cálculo para las manecillas	142
Tabla 52 Soporte manecillas.....	142
Tabla 53 Tubo estructural rectangular	143
Tabla 54 Tramo M-N.....	144
Tabla 55 Tubo estructural rectangular	145
Tabla 56 Momentos en la extensión del tramo K-L.....	146
Tabla 57 Tramo K-G’	147
Tabla 58 Soporte rodilleras.....	148
Tabla 59 Cálculos para el diseño de largueros	149
Tabla 60 Soporte de la balanza	149
Tabla 61 Resumen de la selección del material y geometría a usarse	152
Tabla 62 Tubo estructural redondo	155
Tabla 63 Parámetros de selección del tornillo de bola.....	158
Tabla 64 Factor de seguridad estático f_s	159
Tabla 65 Relación entre Fa_N y l_N	161
Tabla 66 Factor de carga f_w	162

Tabla 67	Parámetros del piñón y la cremallera.....	166
Tabla 68	Datos para el mecanismo piñón-cremallera.....	167
Tabla 69	Sistema de diente helicoidal - Módulo 1.5.....	168
Tabla 70	Rodamientos según condiciones de carga	170
Tabla 71	Montaje de una fila para rodamientos cónicos	175
Tabla 72	Factores de aplicación de carga <i>af</i>	177
Tabla 73	Datos para los rodamientos combinados	182
Tabla 74	Características del rodamiento seleccionado.....	183
Tabla 75	Resultados del análisis estático para el brazo principal	192
Tabla 76	Resultados del análisis estático de la estructura de soporte...	193
Tabla 77	Resultados del análisis estático para la base de apoyo.....	194
Tabla 78	Datos técnicos del actuador lineal CAHB-10	197
Tabla 79	Datos técnicos del actuador lineal PA-17.....	199
Tabla 80	Tabla de inercia del sistema deslizante piñón-cremallera.....	202
Tabla 81	Masa del sistema de ajuste de las rodilleras.....	204
Tabla 82	Datos para el movimiento del tornillo de bolas.....	205
Tabla 83	División en sistemas al bipedestador	213
Tabla 84	Construcción en base a los sistemas establecidos	215
Tabla 85	<i>Vd</i> de las celdas de carga en función del peso.....	221
Tabla 86	Desplazamiento del sistema de rodilleras.....	226
Tabla 87	Desplazamiento del sistema de rodilleras - ancho.....	227
Tabla 88	Sistema de elevación	228
Tabla 89	Desplazamiento de los brazos telescópicos	230
Tabla 90	Pruebas con carga.....	232
Tabla 91	Resumen de las pruebas	238
Tabla 92	Resultados de la encuesta realizada en el "Hogar de vida"	240
Tabla 93	Análisis de económico del proyecto	245
Tabla 94	Análisis económico de bipedestadores	246

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Bipedestador para la marcha asistida.....	9
Figura 2 Bipedestador ergonómico para niño	10
Figura 3 Sistema de control de un bipedestador	11
Figura 4 Diseño final del bipedestador infantil	13
Figura 5 Diseño de equipo para terapias de bipedestación	14
Figura 6 a) Paraplejia b) Tetraplejia.....	17
Figura 7 Cinesiterapia en cama	19
Figura 8 Sedestación	20
Figura 9 Bipedestación	20
Figura 10 Fases de la transición sit to stand a stand to sit	21
Figura 11 Tipos de bipedestadores.....	23
Figura 12 Resultados demográficos de la investigación de campo	26
Figura 13 Casa de la calidad	31
Figura 14 Nivel 0 de la función.....	34
Figura 15 Nivel 1 de la función.....	35
Figura 16 Límites de selección	45
Figura 17 Limitación de la selección	46
Figura 18 Transición sit to stand.....	55
Figura 19 División topográfica del abdomen.....	56
Figura 20 Identificación de los eslabones	57
Figura 21 Ángulos para la transición sit to stand	57
Figura 22 Transición Sit to Stand a) Caso 1, b) Caso 2.....	58
Figura 23 Comprobación gráfica (sedente).....	59
Figura 24 Comprobación gráfica (bípedo)	60
Figura 25 Comprobación gráfica (sedente).....	61
Figura 26 Comprobación gráfica (bípedo)	61
Figura 27 Cálculos para la variación del ángulo	62
Figura 28 Posición inicial y final para el caso 1 y 2.....	62
Figura 29 Desplazamiento de los eslabones (sit to stand).....	63
Figura 30 Coordenadas de la posición final de abdomen	64
Figura 31 Dimensiones de una silla de ruedas	65
Figura 32 Dimensionamiento del mecanismo	66

Figura 33 Origen para el usuario y el mecanismo.....	66
Figura 34 Trayectoria del mecanismo.....	67
Figura 35 Ángulo de variación ω del mecanismo	68
Figura 36 Posición inicial y final del mecanismo.....	69
Figura 37 Proyección de la posición inicial	70
Figura 38 Eslabones b y d (Caso 1).....	71
Figura 39 Eslabones b y d (Caso 2).....	71
Figura 40 Distancia de reajuste en el eslabón "b"	71
Figura 41 Eslabonamiento del mecanismo	72
Figura 42 Triángulo "aef" a) Caso 1, b) Caso 2	72
Figura 43 Eslabón "e" a) Caso 1, b) Caso 2	73
Figura 44 Triángulo "bce" a) Caso 1, b) Caso 2.....	73
Figura 45 Ángulo μ a) Caso 1, b) Caso 2.....	74
Figura 46 Variación del eslabón "c". a) Caso 1, b) Caso 2	74
Figura 47 Variación del eslabón "c". a) Caso 1, b) Caso 2	75
Figura 48 Variación del ángulo μ	75
Figura 49 Variación del ángulo μ	76
Figura 50 Dimensionamiento del mecanismo.	77
Figura 51 Trayectoria generada – resultado. a) Caso 1, b) Caso 2	77
Figura 52 Distancias faltantes.....	78
Figura 53 Distancias faltantes.....	79
Figura 54 Mecanismo dimensionado	81
Figura 55 Esquema del bipedestador	82
Figura 56 Brazo principal y brazos telescópicos	82
Figura 57 Columna principal	83
Figura 58 Base del mecanismo.....	83
Figura 59 Coordenadas cartesianas del mecanismo	84
Figura 60 Dimensiones de la silla de ruedas	85
Figura 61 Sistema coordenado rectangular derecho	87
Figura 62 Dimensiones del brazo principal y brazos telescópicos	87
Figura 63 Dirección de la fuerza resultante	88
Figura 64 DCL del brazo telescópico	88
Figura 65 DCL de la extensión del brazo telescópico	89
Figura 66 Diagramas de carga, cortante y momento flector del tramo AB... 90	

Figura 67 DCL del riel del brazo telescópico	91
Figura 68 DCL del tramo A-C.....	91
Figura 69 Diagramas del tramo BC.....	92
Figura 70 Soporte de los brazos telescópicos	93
Figura 71 DCL del soporte de los brazos telescópicos	93
Figura 72 DCL del tramo CD.....	94
Figura 73 Diagrama del tramo BC en el eje x	94
Figura 74 Diagramas del tramo BC en el eje y	95
Figura 75 DCL del tramo C'D.....	95
Figura 76 Diagramas del tramo DC' en el eje x	96
Figura 77 Diagramas del tramo DC' en el eje x	96
Figura 78 Partes del mástil	97
Figura 79 DCL del brazo principal.....	98
Figura 80 DCL del bipedestador	99
Figura 81 Proyección de las fuerzas en el punto A.....	99
Figura 82 DCL de la base del bipedestador.....	100
Figura 83 Análisis con dos ruedas.....	101
Figura 84 Fuerzas en la base del bipedestador.....	102
Figura 85 Separación en vigas isostáticas.....	103
Figura 86 Diagrama de la base, mediante el uso de Force Effect	106
Figura 87 DCL de la columna	106
Figura 88 DCL del brazo	107
Figura 89 Esquema de la mesa	109
Figura 90 DCL del soporte de la mesa	109
Figura 91 Antropometría de una persona en posición sedente	110
Figura 92 Apoyo del usuario a las manecillas.....	110
Figura 93 DCL del soporte de la mesa	112
Figura 94 Esquema de la columna, brazo principal y telescópico.....	112
Figura 95 Esquema de las manecillas y del soporte de la mesa	113
Figura 96 Esquema del sistema de rodilleras	114
Figura 97 Ángulo de inclinación de la máxima carga al levantarse.....	115
Figura 98 Sistema de ajuste de las rodilleras	117
Figura 99 Esquema de la base de la columna principal.....	121
Figura 100 Esquema de la balanza electrónica	121

Figura 101 DCL soporte de la balanza	122
Figura 102 Disposición de los momentos y fuerzas.....	123
Figura 103 Factor k para tornillos de potencia (bolas)	154
Figura 104 Distribución de cargas en el tornillo de bolas.....	155
Figura 105 Tornillos de bolas SKF.....	156
Figura 106 Tornillo de bolas en posición vertical	156
Figura 107 DCL del tornillo de bolas al subir y al bajar la carga	157
Figura 108 Yugo Escocés.....	163
Figura 109 DCL del yugo escocés	164
Figura 110 Piñón – Cremallera	166
Figura 111 Montaje directo - Rodamientos de rodillos cónicos.....	172
Figura 112 Esquema del sistema de los rodamientos	172
Figura 113 DCL de los rodamientos	173
Figura 114 Oscilación de la carga.....	174
Figura 115 Factor de temperatura f_T	177
Figura 116 Factor de viscosidad f_v	178
Figura 117 Rodamientos cónicos de diámetro interior recto y una fila.....	180
Figura 118 Rodamiento combinado radial y axial	182
Figura 119 Carga en un rodamiento de bolas.....	183
Figura 120 Viscosidad cinemática mínima ν_1 y °T de funcionamiento.....	187
Figura 121 Factor a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas.....	188
Figura 122 Métodos de montaje	189
Figura 123 Modelado para el brazo principal.....	190
Figura 124 Análisis estático en SolidThinking Inspire.....	191
Figura 125 Diseño mediante optimización topológica.....	191
Figura 126 Brazo principal optimizado.....	192
Figura 127 Actuador lineal	195
Figura 128 Factor de servicio.....	195
Figura 129 Dimensiones del actuador lineal de la serie CAHB-10.....	197
Figura 130 Actuador lineal de la serie CAHB-21.....	198
Figura 131 Dimensiones del actuador lineal CAHB-21 con potenciómetro	198
Figura 132 Motor a pasos Nema 17 , serie: 17HS15-1684S-PG5	203
Figura 133 Motor a pasos Nema 23, serie: 23HS22-2804S-PG47	204
Figura 134 Motor a pasos Nema 17, serie: 17HS15-1684S-PG5	207

Figura 135 Controlador USB de motor Pololu a) jrk21v3 y b) jrk12v12.....	208
Figura 136 Esquema del driver A4988.....	209
Figura 137 Stepper Driver ST-7128	209
Figura 138 Combinación de colores	210
Figura 139 Diagrama de flujo de ajuste mecanismos	211
Figura 140 Ejecución de la aplicación.....	212
Figura 141 Esquema del sistema eléctrico	218
Figura 142 Sistema eléctrico	218
Figura 143 CNC shield +Arduino y Nema 17	219
Figura 144 a) Balanza digital b) Sensor.....	219
Figura 145 Esquema del sistema de pesaje	220
Figura 146 Configuración puente Wheatstone con el amplificador HX711	220
Figura 147 Curva de calibración de las celdas de carga	221
Figura 148 Recta de regresión de las celdas de carga.....	221
Figura 149 Esquema de conexión	222
Figura 150 Control con las tarjetas Pololu	222
Figura 151 Ensamblaje general	223
Figura 152 Cableado y desarmado del bipedestador	223
Figura 153 Bipedestador ensamblaje final.....	224
Figura 154 Pruebas de medición del sistema de rodilleras.....	225
Figura 155 Valor de estimado vs % de error para la profundidad.....	226
Figura 156 Valor de estimado vs % de error para el ancho	227
Figura 157 Sistema de elevación.....	228
Figura 158 Sistema de Elevación- Ángulo	229
Figura 159 Sistema de elevación - carrera del actuador.....	229
Figura 160 Valor estimado vs % de error del brazo telescópico izquierdo.	230
Figura 161 Valor estimado vs % de error del brazo telescópico derecho ..	231
Figura 162 Sistema de elevación y brazos telescópicos sometido a carga	231
Figura 163 Pololu Jrk Configuration Utility	232
Figura 164 a) Brazos telescópicos b) Brazo de elevación	233
Figura 165 Instrucciones de uso del bipedestador.....	234
Figura 166 Paciente del Hogar de Vida “Luis Maldonado Tamayo”	234
Figura 167 Persona con escoliosis alcanzando la bipedestación	235
Figura 168 Paciente con Hernia discal y reuma en la rodilla	236

Figura 169 Usuario con lesión medular por accidente de tránsito	236
Figura 170 Paciente con escoliosis y artrosis	237
Figura 171 Socialización y opinión de las fisioterapeutas.....	238
Figura 172 Tiempo vs Edad.....	238
Figura 173 Ingreso del bipedestador al servicio higiénico	239
Figura 174 Ingreso y giro del bipedestador en el baño y la ducha.....	239

RESUMEN

En el presente trabajo de titulación, se describe un estudio en donde se pretende implementar una máquina mecatrónica que permita alcanzar la bipedestación a personas que sufren de discapacidades físicas, como lo es la paraplejia, siendo la causa más frecuente de lesiones lumbares los accidentes de tránsito. En consecuencia, estas personas permanecen la mayor parte de su tiempo postradas en una silla de ruedas, por lo que tienen problemas de respiración, variaciones en la presión arterial ante movimientos bruscos, así como también la aparición de úlceras en sus partes de apoyo. Entonces se implementa un bipedestador para que permita conseguir poner de pie al usuario, con la finalidad de atenuar o ayudar en su proceso de rehabilitación, de acuerdo con el grado de extensibilidad que éste presente. Por otro lado, la máquina es reajutable para así poder incrementar el rango de usuarios que la pueden utilizar. Sin embargo, como las medidas antropométricas de cada usuario es diferente, se hace una compensación al momento de realizar la transición sit to stand y a su vez se consigue una trayectoria curva para la elevación, lo que significa que se disminuye la carga en las articulaciones de las rodillas y la cadera. Por ende, a través del uso continuo del bipedestador la rehabilitación físico muscular dirigido a los parapléjicos permite disminuir las complicaciones como deformación de la caja torácica y ayuda a la recuperación de la movilidad en las extremidades inferiores de acuerdo al nivel de lesión del usuario.

PALABRAS CLAVE:

- **PARAPLEJIA**
- **BIPEDESTACIÓN**
- **SEDESTACIÓN**
- **SIT TO STAND**

ABSTRACT

This investigation describes the implementation of a mechatronic machine that helps to reach a standing position to people suffering from physical disabilities such as paraplegia, being traffic accidents the most frequent cause of lumbar injuries. As a result, these people spend most of their time prostrated in a wheelchair. That cause them breathing problems, variations in blood pressure from sudden movements, as well as the emerging of ulcers in their supporting parts of the body. A standing frame or prone stander is then implemented and it can help improve pulmonary function, musculoskeletal development, postural control, intestinal motility and reduce tone. As well as attenuate or assist in their rehabilitation process, according to the user's extensibility degree. In addition, its adjustability allows that more patients can use the machine in the same way. However, as the anthropometric measures of each user are different, a compensation is made at the time of the transition from sit to stand lift and at the same time, a curved trajectory is achieved for the elevation, which means that the load on the knee and hip articulations is reduced. Therefore, by the constant use of the standing frame in paraplegics' muscular rehabilitation, complications are reduced like deformation of the rib cage and helps to increase the mobility in lower extremities, according to the user's lesion degree.

KEYWORDS:

- **PARAPLEGIA**
- **STANDING**
- **SITTING**
- **SIT TO STAND**

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS E INVESTIGACIÓN

1.1. Descripción resumida del proyecto

La paraplejia es una enfermedad que ocasiona que la parte inferior del cuerpo se paralice lo cual provoca problemas multi-orgánicos. Por tal motivo, se requiere la incorporación de ejercicios fisioterapéuticos para la prevención de complicaciones en el encamado y potenciar la funcionalidad del cuerpo, con lo cual se pretende conseguir un cierto grado de rehabilitación. (Arabaolaza, 2015, pág. 5)

Entonces el presente proyecto se pretende que las personas que han sufrido una lesión medular y padecen de paraplejia pero que tengan movilidad en los brazos puedan alcanzar una postura vertical, partiendo desde su posición sedente para que luego de atravesar varias posiciones intermedias (dependiendo de la evolución de la rehabilitación) pueda ponerse de pie.

Por ende, este proyecto llegará hasta lograr la postura bípeda de una persona con paraplejia; para lo cual, se debe realizar una investigación sobre un sistema mecatrónico que permita la bipedestación de personas con impedimentos físicos e integrarlo con un sistema reajutable y un transmisor de fuerza, éste último se complementará con un soporte y un estabilizador de torso, dando como resultado un movimiento gradual y controlado. Adicionalmente, y en vista de que el bipedestador será semiautomático estará equipado con ruedas que permitirán a un tercero, cambiar la ubicación de la persona con discapacidad motora mientras está en posición bípeda.

El bipedestador contará con una parte mecánica, diseñada a partir de los valores máximos dentro de un rango de ciertos parámetros antropométricos y demográficos tomados a partir de personas adultas y en especial de aquellas con mayor incidencia en esta discapacidad, para las cuales se hace una investigación de campo; por lo que es preciso contemplar la posibilidad de un sistema de reajuste, de tal forma que se adapte a la variación geométrica del

tipo de las personas examinadas.

En el diseño del sistema de elevación se contemplará el peso máximo del usuario, el mismo que debe ser superado desde una posición inicial hasta una posición final correspondiente a la postura sedente y la bípeda respectivamente; pero, la posición del sistema mencionado será controlada por parte del usuario acorde al grado de extensibilidad de sus extremidades inferiores.

También se dispondrá en el bipedestador de un sistema de estabilidad y seguridad, en donde en el sistema de reajuste se incorporará a la altura de las rodillas un soporte con almohadillas y de igual forma un apoyo al nivel de la zona abdominopélvica; éste último cumplirá una doble función, es decir, actuará como estabilizador para proporcionar una correcta alineación anatómica del tronco tomando en cuenta el centro de masa y, además permitirá transmitir la fuerza de tracción necesaria para elevar al usuario.

En lo que se refiere a la parte electrónica y de control para la máquina mecatrónica, se realizará a través de interruptores que interpreten las señales adquiridas en lo concerniente al estado del equipo y en sí, al reajuste del bipedestador y a la posición del usuario. Además, estos datos serán presentados de manera pertinente en un dispositivo de visualización para brindar una interacción más amigable entre el equipo y el usuario o una tercera persona de ser el caso.

Por último, se dispondrá de una mesa que sirva de apoyo para los antebrazos del usuario, pero también se usará para ubicar las agarraderas. Además, el sistema de control también estará ubicado en la mesa, para que la persona con paraplejia tenga mayor percepción de la manipulación y operación del bipedestador.

1.2. Situación inicial del problema

La falta de un adecuado tratamiento para personas con paraplejia por lo general está relacionada a la falta de recursos económicos, lo cual obliga a las personas incapacitadas físicamente a buscar instituciones de ayuda social que solucionen o disminuyan la falta de movilidad y sensibilidad en la parte del tórax y los miembros inferiores; sin embargo, no todas las instituciones

cuentan con equipos que proporcionen una correcta rehabilitación, debido a la complejidad para realizar posiciones antropomórficas en personas con retos físicos.

Por otro lado, las personas con paraplejía suelen tener otros problemas, entre los que se incluye el mal funcionamiento de la vejiga y los intestinos. También, sufren una incapacidad para regular la temperatura corporal y pueden tener además la presión arterial baja, esto significa que, mantener una postura sedente por largos lapsos de tiempo acarrea complicaciones agregadas a las de la propia discapacidad motriz.

1.3. Situación final del problema

A través del presente proyecto, se implementará un sistema mecatrónico que tenga como fin llevar a cabo un proceso de rehabilitación de forma progresiva de acuerdo con el grado de enfermedad del usuario, tratando de manera proactiva la afección que padece y así mitigar sus efectos colaterales.

1.4. Antecedentes

De acuerdo a la Organización Mundial de la Salud, en su informe global sobre discapacidad de 2011, alrededor de mil millones de personas (15 % de la población mundial, según las estimaciones en 2010) presenta algún tipo de discapacidad (OMS, 2011). Según el Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidad en Ecuador esa cifra es de alrededor de 408,021 personas, en donde 193,520 tiene una discapacidad física, cantidad que representa el segmento más grande del total de discapacitados en el país. (CONADIS, 2016)

De tal forma, se hace un enfoque en la bipedestación de la persona, la cual es una habilidad innata de los humanos y al perderla se presentan patologías como: espasmos, escaras, luxaciones de cadera, pérdida de control de la función intestinal y de la vejiga urinaria; por tal razón, para la rehabilitación de la persona con paraplejía y/o corrección de la marcha se puede usar la integración humano-máquina que busca solucionar este problema. (Discapnet, 2009)

Una alternativa para la locomoción en bipedestación (no confundir con marcha bípeda) es el Segway; el usuario puede inclinarse en varias

direcciones para movilizarse (adelante, atrás o hacia los lados) y la base se mantienen horizontal (en equilibrio) todo el tiempo, debido a su sistema de control basado en un péndulo invertido sobre ruedas con dos movimientos planos, una inclinación angular y con una dinámica no lineal. Cabe esclarecer que el Segway no está orientado específicamente para personas con movilidad reducida severa, sino más bien su uso más habitual es el paseo turístico o como medio para realizar entregas; sin embargo, es menester explorar su potencial, dada su locomoción relativamente semejante a la marcha humana, es decir, erguido y sobre dos puntos de apoyo. (SEGWAY LLC, 2014)

Por otra parte, para la bipedestación de una persona con paraplejia se da por hecho que tiene suficiente fuerza en sus extremidades superiores, esto debe facilitar la movilidad de su cuerpo en la fase de colocación en la máquina, lo cual no se cumple en el caso de padecimientos neuromusculares como la atrofia y distrofia muscular, entre otras, que se caracterizan por una hipotonía general.

1.5. Justificación e importancia

A pesar de que actualmente existen dispositivos de asistencia, algunos de ellos no están pensados para personas con discapacidad física ya que el enfoque que ellos requieren es diferente, a causa de que están obligados a permanecer sentados, con lo cual la aferencia sensitiva produce un reflejo espástico en masa con gran aducción de las piernas. Entonces se requiere de un sistema mecatrónico que sirva como dispositivo de asistencia para que otorgue una verticalidad del cuerpo de personas con movilidad reducida y con una hipotonía parcial para evitar los fenómenos de hipotensión.

Por tal motivo, surge la necesidad de investigar, diseñar e implementar un bipedestador que influya como estabilizador postural para conseguir una rehabilitación progresiva, a fin de poner de pie a personas discapacitadas temporalmente; de esta forma se puede ejercitar el sistema gastrointestinal, urinario, cardiovascular y óseo, además de atenuar las afecciones causadas por la postura sedente que mantienen las personas con paraplejia como: reducir los espasmos musculares, mejorar la circulación sanguínea, extender

la cavidad abdominal para respirar, etc.

Cabe mencionar que el sistema de elevación será controlado de acuerdo al grado de extensibilidad que presente la persona con paraplejia, con lo cual se podrá realizar una recuperación paulatina. Esto se lo hace en vista de que las personas con discapacidad física no pueden ser sometidas a movimientos bruscos, para lo cual el sistema indicado se moverá de una forma gradual que permita ejercitar las extremidades inferiores, para luego de haber alcanzado una posición bípeda ir aumentando el período en esta postura. Este proceso es importante porque permite que la descarga del peso del cuerpo caiga sobre las superficies plantares y no sobre las prominencias óseas, es decir, que cuando el ángulo de inclinación es inferior a 90° , el peso del cuerpo se distribuye entre el tronco y las piernas lo cual produce úlceras por la presión ejercida cuando la persona pasa demasiado tiempo sentada.

Para corregir la postura se requiere de soportes con un juego de cintas para que mantengan a la persona erguida y confinen su movimiento, asegurando que no pierda el equilibrio por cambios de postura, ya que esto afectaría la ubicación del centro de masa, afectando por completo al bipedestador y podría poner en riesgo la seguridad de la persona. Al mismo tiempo, los soportes estarán complementados con almohadillas para el cuidado de la piel del usuario.

Por otra parte, es menester la disposición de una mesa en el sistema mecatrónico para continuar con la estabilidad de las rodillas, porque de esta manera se puede apoyar con los brazos y proseguir con la rehabilitación para luego continuar con las caderas y el tronco de ser el caso. Entonces, la estimulación plantar lograda con el bipedestador contribuirá a los reflejos de enderezamiento.

Por consiguiente, el uso reiterado del sistema mecatrónico propuesto pretende hacer flexibles los tendones y músculos atrofiados, y también lograr una reintegración al ámbito social e inclusive laboral de ser el caso, con lo cual se trata de dar cumplimiento al Plan Nacional para el Buen Vivir propiciando equidad y un mayor desarrollo integral entre las personas.

1.6. Objetivos

1.6.1. Objetivo general

Investigar acerca de un bipedestador semiautomático reajutable para su diseño e implementación en personas con paraplejia.

1.6.2. Objetivos específicos

- Investigar acerca de las condiciones necesarias a cumplir por el sistema mecatrónico para elevar y sostener de pie al usuario.
- Diseñar el sistema de bipedestación que comprende la parte mecánica, mediante el uso de mecanismos reajustables.
- Diseñar el sistema eléctrico del bipedestador acorde al tipo de personas adultas inmiscuidas.
- Diseñar el sistema de control para operar el bipedestador de acuerdo al grado de extensibilidad del usuario.
- Implementar el sistema mecatrónico a fin de buscar la posición bípeda con la rehabilitación de la persona con paraplejia.
- Verificar el diseño propuesto mediante pruebas del sistema de bipedestación con personas con paraplejia.

1.7. Hipótesis

El bipedestador semiautomático reajutable proporcionará a las personas con paraplejia una postura de bipedestación de acuerdo a su grado de lesión, con un mecanismo controlado y ajustable.

1.8. Marco teórico

1.8.1. Estado del arte

En el presente apartado se tratará la injerencia que ha tenido la paraplejia como enfermedad y cuáles han sido las formas, técnicas o mecanismos que se han incorporado para la rehabilitación y recuperación de las personas que sufren con esta enfermedad.

De esta manera, se plantea realizar una clasificación geográfica, donde se pueda distinguir entre instituciones o centros de rehabilitación orientados al tratamiento de la paraplejia y proyectos o trabajos enfocados a la recuperación y asistencia de personas con la enfermedad mencionada.

Pero antes de entrar en las áreas epistemológicas, se precisa de algunas

cifras importantes que según la (OMS, 2011) se tiene que:

- Entre 250 000 y 500 000 personas sufren cada año en todo el mundo lesiones medulares.
- En su mayoría, esas lesiones se deben a causas prevenibles, como accidentes de tránsito, caídas o actos de violencia.
- Las personas con lesiones medulares son entre dos y cinco veces más propensas a morir prematuramente que las que no los padecen; las tasas de supervivencia más bajas corresponden a los países de ingresos bajos y medios.
- Las lesiones medulares se asocian a menores tasas de escolarización y participación económica y suponen un costo importante tanto para quienes las padecen como para la sociedad en su conjunto.

a. Ámbito geográfico

Con el uso de la heurística y la hermenéutica, se ha podido focalizar y determinar los lugares que han puesto a priori tratamientos y procedimientos que combatan a la paraplejia; al contemplar un escalafón mundial se ha podido distinguir dos grandes grupos como: América del Norte y Europa. (Fundación Wikimedia, 2017)

- **A nivel de América**

A nivel continental, Estados Unidos destaca debido a sus investigaciones y proyectos en esta área. Es así que se ha realizado un proyecto vanguardista, que según (SINC, 2017) ha realizado una terapia de estimulación eléctrica para que personas con paraplejia recuperen el movimiento voluntario con el uso de electrodos.

Así mismo, en México (Castillo & Arévalo, Análisis de estabilidad para el rediseño de un bipedestador para la marcha asistida, 2017) han realizado un trabajo con un enfoque hacia la marcha asistida para un niño de 13 años, que ha sufrido secuelas de un nacimiento prematuro, por lo que ha sido afectado su crecimiento y movilidad. El punto inicial de su proyecto se ha basado en el rediseño geométrico de un modelo de bipedestador para pacientes con mielomeningocele.

- **A nivel de Europa**

Por otra parte, España es un referente en el continente europeo ya que promulga e impulsa la investigación e implementación de mecanismos (DSalud, 2017) que ayuden en la rehabilitación total o parcial de las personas con paraplejía.

- b. Avances en aparatos de bipedestación**

- **Bipedestador para marcha asistida**

- **Tema**

Análisis de estabilidad para el rediseño de un bipedestador para la marcha asistida

- **Autores**

Ha sido desarrollado en el Instituto Tecnológico de Celaya por: Gabriela Castillo Alfaro, Claudia Lizbeth Arévalo Magdaleno, Agustín Vidal Lesso, Raúl Lesso Arroyo y Karla A. Camarillo Gómez.

- **Introducción**

El objetivo de este trabajo fue realizar un análisis de estabilidad de un bipedestador para asistir la marcha de un niño de 13 años que ha sufrido secuelas de un nacimiento prematuro, el cual ha retrasado su desarrollo y afectado su movilidad. Se parte del rediseño geométrico de un modelo de bipedestador desarrollado en trabajos previos para pacientes con mielomeningocele, adaptando el diseño anterior a las necesidades del paciente, proporcionando un soporte que le permita continuar su rehabilitación física, así como un respaldo que le ayude a corregir la postura al caminar. La estabilidad estática del nuevo diseño fue evaluada, considerando modelos tridimensionales del sistema en dos casos de estudio: caso de piso plano y el caso de piso en plano inclinado, considerando el ángulo permitido para las rampas destinadas para facilitar el traslado de personas con capacidades diferentes (ver Figura 1).



Figura 1 Bipedestador para la marcha asistida.

Fuente: (Castillo, Arévalo, Vidal, Lesso, & Camarillo, 2012)

- **Especificaciones técnicas**

Es un bipedestador netamente de tipo estático, diseñado para la antropometría de un niño de 13 años para distribuir el peso del mismo en las cuatro ruedas que dispone.

- **Partes constitutivas**

- Bipedestador (estructura)
- Accesorios para el antebrazo y respaldo ajustable
- Mesa, agarraderas
- Cintas sujetadoras y llantas con freno

- **Funcionamiento**

El dispositivo se mueve, con total seguridad, ya que la función para la cual está diseñado consiste en auxiliar y proveer de un soporte móvil para la rehabilitación motriz del paciente.

• **Bipedestador ergonómico**

- **Tema**

Diseño de un bipedestador ergonómico para un niño con Parálisis Cerebral distónica.

- **Autores**

Ha sido desarrollado en la Facultad de Bioingeniería de UNER por: Fernández, Francisco J.; Engelberger Carlos R.; Sasseti, Fernando L.

- **Introducción**

Este trabajo tiene como objetivo diseñar un bipedestador antropométrico y ergonómico para un niño particular afectado con Parálisis Cerebral distónica, el mismo que se puede observar en la Figura 2.



Figura 2 Bipedestador ergonómico para niño

Fuente: (Fernández, Engelberger, & Sassetti, 2015)

El equipo pasará de la posición de sedestación a la de bipedestación mediante sistemas mecánicos y electrónicos. Para este cambio en la posición de equipo se evaluó la estabilidad del conjunto mediante cálculos del baricentro en sus dos estados, garantizando de esta manera seguridad al niño en el dispositivo.

- **Especificaciones técnicas**

El bipedestador está diseñado para niños de 13 años y está hecho de acero SAE 1010. Además, cuenta con un accionamiento de tipo eléctrico por lo que también tiene una batería para gozar de independencia parcial para desplazarse y en total el equipo tiene una masa total de 22,5 [Kg].

- **Partes constitutivas**

- Bipedestador (silla)
- Batería de 12 VDC recargable
- Control de mando tipo pulsador analógico.

- **Funcionamiento**

El dispositivo permite a un niño pasar por si solo de la posición de sentado

a la de parado, mejorar sus movimientos, aumentar la funcionalidad la postura, tonificar y estirar los músculos, mejorar la circulación periférica y aumentar la densidad ósea.

- **Sistema de control para un bipedestador**

- **Tema**

Diseño del sistema de control de un bipedestador

- **Autores**

Ha sido desarrollado en la Facultad de Bioingeniería de UNER por: Fernández, Francisco J.; Engelberger Carlos R.; Sassetti, Fernando L.

- **Introducción**

Se ha desarrollado un prototipo de un bipedestador infantil de bajo costo de producción como se observa en la Figura 3; en una primera etapa, el prototipo permitió que una persona con discapacidad para caminar adopte una posición bípeda y pueda trasladarse de un lugar a otro en forma autónoma.



Figura 3 Sistema de control de un bipedestador

Fuente: (Fernández, Engelberger, & Sassetti, 2015)

- **Especificaciones técnicas**

El sistema de control del equipo de bipedestación está orientado hacia niños con discapacidad física como la paraplejía, su accionamiento es eléctrico y dispone de una batería para obtener autonomía.

- **Partes constitutivas**
- Bipedestador
- Apoyos para las rodillas, cadera y pecho
- Batería 12V DC
- Joystick
- Display LCD

- **Funcionamiento**

El prototipo es impulsado por dos motores de corriente continua accionados por un actuador basado en relés, donde el usuario a través de un joystick puede dirigir el móvil.

- **Bipedestador infantil**

- **Tema**

Selección, diseño y construcción de bipedestador infantil para pacientes con parálisis cerebral

- **Autores**

Ha sido desarrollado en la Universidad de Monterrey por: Alma Carolina Espejel García.

- **Introducción**

El trabajo de la Figura 4 fue realizado en base a estabilizadores ya fabricados, cuyas características se encontraban establecidas, según la marca y el tipo de paciente, sin embargo, lo que se buscó en el nuevo diseño fue la innovación de que se pudiera convertir en prono y supino sin tener ninguna dificultad ni para el terapeuta ni para el paciente, y que además fuera fácil de manejar, adaptándose a las necesidades primarias del servicio.



Figura 4 Diseño final del bipedestador infantil

Fuente: (Alma, 2013)

- **Especificaciones técnicas**

Es un bipedestador infantil, apto para niños entre 4 y 6 años, su fabricación está hecha a base de aluminio 5086, madera de pino y policarbonato. Y además, es un bipedestador estático.

- **Partes constitutivas**

- Bipedestador
- Apoyos para los pies, rodillas y pecho

- **Funcionamiento**

En la Figura 4, se observa que cuenta con una mesa de trabajo en donde se pueden realizar varias actividades en conjunto con el terapeuta. Además de que cuenta con una pechera acolchonada para comodidad del paciente.

• **Equipo de bipedestación**

- **Tema**

Diseño de un equipo de bipedestación

- **Autores**

Ha sido desarrollado en la Universidad de Carabobo por: Ronald Saavedra, Eduin García, Thalía San Antonio.

- Introducción

En este trabajo se diseñó un dispositivo que permite realizar terapias de bipedestación (ver Figura 5), para ello se estudió el movimiento del cuerpo humano al ponerse de pie, y se buscó simular este fenómeno utilizando mecanismos de paralelogramo deformable.

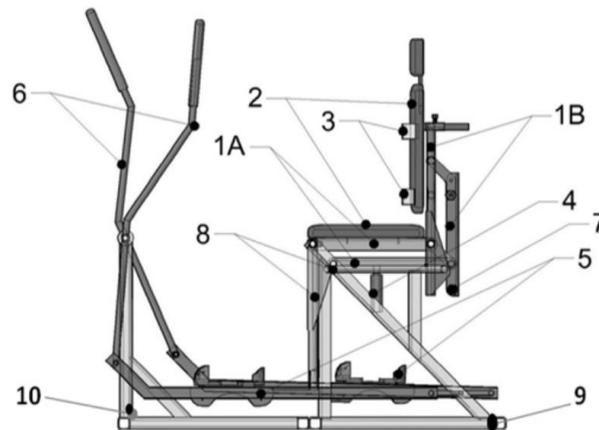


Figura 5 Diseño de equipo para terapias de bipedestación

Fuente: (Saavedra, García, & San Antonio, 2013)

- Especificaciones técnicas

El bipedestador está diseñado para soportar a personas adultas con un peso máximo de 150 [Kg], la estructura está hecha de perfiles estructurales de acero A500 grado C. En cuanto a su manipulación, es de tipo mecánica.

- Partes constitutivas

- Bipedestador
- Soporte de una silla
- Arnés de seguridad

- Funcionamiento

En la Figura 5, se observa que el dispositivo permite los movimientos de sentado a bípedo y de acostado a bípedo, adicionalmente ofrece al usuario la posibilidad de ejercitar los miembros inferiores y superiores, para lo que cuenta con un sistema de palancas y pedales configurados para simular una caminata suave.

c. Mapa del estado del arte

En la clasificación anterior, se ha identificado los principales países que han realizado investigaciones o trabajos en pro de combatir a la paraplejía, lo cual se ha sintetizado en la Tabla 1.

Tabla 1
Investigaciones y trabajos anteriores

Nº	Autor	Lugar	Descripción	Resultados
1	Institutos Nacionales de Salud, la Fundación Christopher y Dana Reeve	EE. UU 08/04/2014	Pacientes con paraplejía recuperan el movimiento voluntario con electrodos	Los participantes fueron capaces de flexionar voluntariamente sus dedos de los pies, los tobillos y las rodillas
2	Gabriela Castillo, Claudia Arévalo, Agustín Vidal, Raúl Lesso, Karla A. Camarillo. Instituto Tecnológico de Celaya	México 09/2012	Análisis de estabilidad para el rediseño de un bipedestador para la marcha asistida	En el caso plano, la distribución de carga promedio de 33.38% en las llantas traseras y un 19.84% en las llantas delanteras; mientras que el caso de plano inclinado presenta un 33.15% en la parte trasera y un 17.79% en las delanteras.
3	Fernández, Francisco J., Engelberger Carlos R., Sassetti, Fernando L. UNER	Argentina	Diseño de un bipedestador ergonómico para un niño con Parálisis Cerebral distónica	Con el cálculo del baricentro del niño y el análisis de las distintas posiciones que puede adoptar el conjunto, se logró un adecuado equilibrio y estabilidad sobre la dupla niño - bipedestador.
3	Nelson Aros Marcela Aros Cristian Hernández. Universidad de La Frontera	España – Valencia 11- 13/07/2012	Diseño del sistema de control de un bipedestador	Se comprueba que es posible dar respuestas apropiadas a las necesidades específicas de los discapacitados y brindar un apoyo para su integración.

:

CONTINÚA



4	Alma Espejel. Universidad de Monterrey	México 12/2013	Selección, diseño y construcción de bipedestador infantil para pacientes con parálisis cerebral	A comparación de otros equipos existentes, éste tuvo un costo menor, volviéndose accesible a personas de escasos recursos económicos.
5	Universidad de Carabobo	Venezuela- Valencia 25/04/2013	Diseño de un equipo de bipedestación	Reduce el tiempo y esfuerzo requerido en las terapias de bipedestación y maximiza los espacios en las áreas de fisioterapia.
6	Campaña Cruz, Kleber Orlando. Escuela Politécnica Nacional	Ecuador – Quito 2009	Diseño y construcción de un bipedestador	Bipedestación de personas que padecen de paraplejía, cuadriplejía, esclerosis múltiple, parálisis cerebral, enfermedades neurológicas y distrofia muscular.

En conclusión y luego de analizar e interpretar los datos recabados en la Tabla 1, se tiene que el proyecto “Diseño del sistema de control de un bipedestador” proporciona un magnífico sistema de carga de la batería, sencillo y eficaz por lo que resulta viable su implementación. Así mismo, el proyecto “Diseño de un equipo de bipedestación” provee de los parámetros de la posición sedente y bípeda de una persona con discapacidad motora.

Por otra parte, el proyecto “Selección, diseño y construcción de bipedestador infantil para pacientes con parálisis cerebral” presenta un alto grado estético y de calidad, cuyas técnicas de acabados finales de la máquina son idóneos. Y en cuanto se refiere a la construcción, el proyecto “Diseño y construcción de un bipedestador” presenta una amplia gama procedimientos y procesos para la manufactura de un equipo de bipedestación.

1.8.2. Campo médico

Las enfermedades neurológicas son trastornos del cerebro, la médula espinal y los nervios de todo el cuerpo; en conjunto, esos órganos controlan todas las funciones del cuerpo cuando algo funciona mal en alguna parte de los sistemas nerviosos, es posible que tenga dificultad para moverse, hablar, tragar, respirar o aprender. También puede haber problemas con la memoria,

los sentidos o el estado de ánimo. (Stokes, 2006, pág. 80)

a. Trastornos de la médula espinal

La médula espinal puede resultar lesionada de muchas maneras, produciendo diversos patrones de síntomas; estos patrones permiten que el médico pueda determinar la localización (nivel) del daño espinal. Las lesiones de la médula espinal pueden ser consecuencia de una sección de la misma ocurrida durante un accidente, una compresión o una infección, las vértebras dentro de cada área de la columna se numeran empezando por arriba, como se muestra en la Tabla 2. Los nervios salen de la columna vertebral y se dirigen hacia áreas específicas del cuerpo. (Merck & Dohme, 1899, pág. 338)

b. Lesión Medular

(Stokes, 2006) menciona que: “el daño de la médula espinal afecta principalmente la columna vertebral o las meninges y, en consecuencia, son extrínsecas a la médula. El daño medular puede derivar de un traumatismo (84% de los casos) o de un origen no traumático (16%)”. Las enfermedades comunes no traumáticas son la tetraplejía y paraplejía (ver Figura 6).

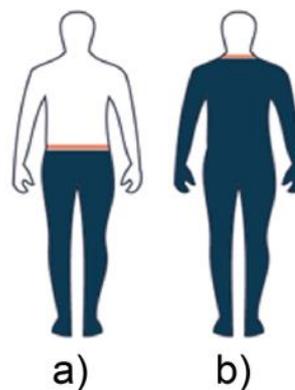
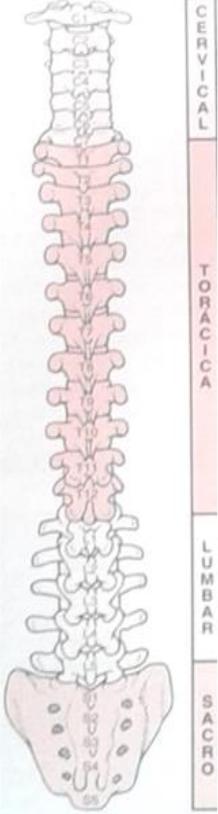


Figura 6 a) Paraplejía b) Tetraplejía

Tabla 2

Efectos de una lesión espinal

		Nivel de lesión	Efecto
	CERVICAL	C1 a C5	Parálisis de los músculos utilizados para respirar y de los músculos de brazos y piernas; habitualmente es mortal.
		C5 a C6	Piernas paralizadas, ligera capacidad para flexionar los brazos
		C6 a C7	Parálisis de las piernas y parte de las muñecas y manos, los movimientos del hombro y de flexión del codo están relativamente preservados.
	TORÁCICA	C8 a T1	Parálisis de las piernas y del tronco, párpados caídos, pérdida de sudación en la frente (Síndrome de Horner), brazos relativamente normales, manos paralizadas.
		T2 a T4	Parálisis de piernas y tronco, pérdida de sensibilidad por debajo de los pezones.
		T5 a T8	Parálisis de piernas y tronco, pérdida de sensibilidad por debajo de la caja torácica.
		T9 a T11	Piernas paralizadas, pérdida de sensibilidad por debajo del ombligo.
		T12 a L1	Parálisis y pérdida de sensibilidad por debajo de la ingle.
	LUMBAR	L2 a L5	Diferentes patrones de debilidad y entumecimiento de piernas.
		S1 a S2	Diferentes patrones de debilidad y entumecimiento de piernas.
	SACRO	S3 a S5	Pérdida de control del intestino y de la vejiga urinaria, entumecimiento en el perineo.

Fuente: (Merck & Dohme, 1899)

Según (Creasey, Wilberger, & Young, 1997) a la paraplejia se la define como: “El deterioro o pérdida de la función motora y/o sensorial en los segmentos: torácico, lumbar o sacro (pero no cervical) de la médula espinal”. (Véase Tabla 2).

La causa más frecuente es el trauma de esta estructura en los segmentos torácicos, lumbares o sacros. También, puede ser secundaria a trastornos congénitos, neoplasias, enfermedades degenerativas, trastornos vasculares de la aorta, problemas infecciosos e inmunológicos (Ceransky, 2004). También es muy común que se dé como resultado de accidentes de tránsito. Es una enfermedad permanente y no progresiva en las que hay pérdidas de sensibilidad en los miembros paralizados. (Rodríguez, 2003)

c. Proceso de Rehabilitación

- Cinesiterapia en cama

Desde el primer momento de la aparición de la enfermedad se realizarán movilizaciones pasivas de todas las articulaciones afectadas y en todos los arcos articulares; es conveniente hacerlas dos veces al día y sin llegar a agotar a la persona con paraplejia como se muestra en la Figura 7.



Figura 7 Cinesiterapia en cama

Fuente: (Romero & Sara, 2011)

- Sedestación

Tan pronto como sea posible, se colocará al enfermo en posición sedente intentando evitar así mayor pérdida del sentido del equilibrio como se observa en la Figura 8. En un principio, se sentará en el borde de la cama apoyando los pies en el suelo o en un taburete, y las manos en los respaldos de dos

sillas colocadas frente y a cada lado del enfermo; la mano afectada se fijará al respaldo de la silla.



Figura 8 Sedestación

Fuente: (Oblare, 2010)

- Bipedestación

Se intentará lo más pronto posible, pero en el gimnasio, con las directrices del fisioterapeuta y combinados con diversos ejercicios en las barras paralelas, esta fase de bipedestación-marcha no es posible en todos los casos como se ilustra en la Figura 9.

La bipedestación en paralelas o en plano inclinado debe realizarse tan pronto como sea posible por sus efectos beneficiosos. Influyen en el pronóstico de la marcha el nivel y tipo de lesión, el estado de los miembros superiores, la edad, peso y talla; se utilizará ayudas según el nivel de la lesión, por debajo de L3 no suele hacer falta, en L4 hace falta algún dispositivo bajo que impida la extensión plantar del pie. Y finalmente, la máxima consecución de la rehabilitación sería la marcha, el poder caminar. (Bernal, Red de salud de Cuba, 2012)



Figura 9 Bipedestación

Fuente: (Ortopediaminas, 2015)

En términos generales, los médicos y los fisioterapeutas hacen hincapié en el entrenamiento “sit to stand” y en el entrenamiento de reposo para la rehabilitación de pacientes parapléjicos que tienen un deterioro en sus piernas debido a una lesión de la médula espinal, un accidente cerebrovascular, etc. El apoyo físico de los miembros inferiores durante las transferencias de sit to stand y stand to sit es importante para una vida independiente de pacientes con paraplejia. (Tsukahara , Kawanishi, Hasegawa, & Sankai, 2009)

El entrenamiento trae varias ventajas tales como la extensión de la gama del movimiento, la activación de los sistemas circulatorio y respiratorio, el alivio de la espasticidad, y la prevención de la escoliosis. En la Figura 10 se detallan las diversas fases para sit to stand y stand to sit.

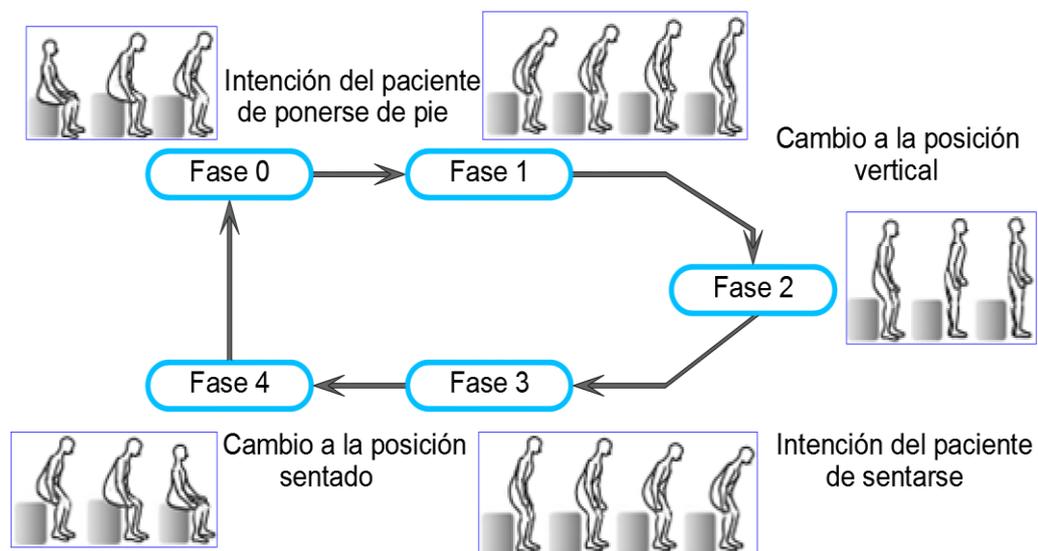


Figura 10 Fases de la transición sit to stand a stand to sit

1.8.3. Mecanoterapia

La mecanoterapia es una disciplina que se engloba dentro de la fisioterapia y es la utilización terapéutica e higiénica de aparatos mecánicos destinados a provocar y dirigir movimientos corporales regulados en su fuerza, trayectoria y amplitud como se muestra en la Tabla 3 (Bernal, Red de Salud de Cuba, 2010).

Tabla 3
Mecanoterapia

Equipamiento	Movimiento	Equipo
Fijo	Desplazamientos	Barras paralelas de marcha
		Plataforma con escalera y rampa
	Tracción	Espaldares
		Escalera de dedos
		Tracción cervical
		Tracción lumbar
	Rotación	Rueda de hombro
		Rueda de muñeca
	Potenciación muscular	Poleas de pared
		Banco de cuádriceps
		Banco de Colson
		Jaulas de Rocher
		Andadores
	Móvil	Desplazamiento
Sillas de ruedas		
Bipedestadores		
Rotación		Bicicleta isocinética
		Juegos de pesas
Potenciación muscular		Zapato Delorme
		Arcos de movimiento
Mesa de manos		
Tablero AVD		
Varios		Colchonetas
	Camillas	
	Plano inclinado	

Fuente: (Luis, 2016)

1.8.4. Bipedestador

En la Figura 11 se muestra los tipos de bipedestadores más comunes, pero antes hay que conocer la definición de éste equipo, por lo que según (Hospital Aita, 2005) un bipedestador es: “Un dispositivo que permite mantenerse de pie a las personas que no pueden hacerlo de forma autónoma, además proporcionan un apoyo en la región pre-tibial proximal, en el sacro y en la parte anterior del tronco, permitiendo así mantener al usuario de pie”.



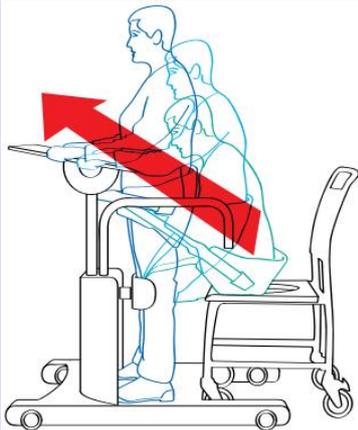
Figura 11 Tipos de bipedestadores

a. Trayectoria de elevación

Cuando una persona con paraplejia requiere el uso del bipedestador existen tipos de trayectoria que presentan cierta geometría en la fuerza de levantamiento que influyen en la carga sobre las rodillas y caderas, en la Tabla 4 se muestra su respectiva trayectoria y ventaja. (Hospital Aita, 2005, pág. 18)

Tabla 4

Trayectoria stand to sit

Trayectoria Línea	Trayectoria Curva
	
<p>Durante el levantamiento, ejercen una tracción oblicua causando una alta compresión sobre el fémur y la pelvis del usuario.</p>	<p>Presenta una geometría variable y permite que la compresión sobre las articulaciones de las rodillas y de las caderas sea relativamente modesta.</p>

Fuente: (Chinesport, 2016, pág. 20)

b. Importancia

Su correcto uso permite funcionalizar la postura, tonificar y elongar sus músculos, ejercitar su sistema gastrointestinal, urinario, cardiovascular y óseo, aumentar la capacidad respiratoria y evitar úlceras por compresión en los tejidos. (Fernández, Engelberger, & Sasseti, 2015)

c. Razones médicas para utilizarlo

- Mejora la movilidad
- Reduce contracturas musculares y articulares
- Reduce la presión en los tejidos
- Mejora la circulación sanguínea y la de respiración
- Reduce los espasmos musculares
- Ayuda en el desarrollo esquelético
- Mejora la función digestiva e intestinal
- Normaliza la función renal y de la vejiga
- Ayuda a mantener la integridad de los huesos

d. Beneficios de la salud (Chinesport, 2016, pág. 2)

- Disminuye las llagas por decúbito
- Disminuyen el riesgo de déficit de retorno venoso
- Podría disminuir la espasticidad de los miembros inferiores
- Ayuda a prevenir el recogimiento de los músculos de los miembros inferiores
- Estimula el sistema cardiovascular
- Mejora la capacidad de respiración del diafragma
- Mejora las funciones del intestino
- Disminuye el riesgo de la pérdida del sentido de la posición vertical

1.8.5. Línea base del beneficiario

El proyecto será desarrollado con la finalidad de procurar la rehabilitación de las personas que padecen de paraplejia. El equipo será utilizado en la ciudad de Latacunga, en un centro de rehabilitación. El centro de rehabilitación cuenta con aproximadamente 20 personas adultas que requieren del equipo de bipedestación

Entonces, una parte crucial de la investigación se enfoca en la recolección de datos en el área. Por lo cual, es necesario establecer una serie de metas

(ver Tabla 5) a fin de elaborar un cuestionario de preguntas dirigida a una muestra de las personas con paraplejia en los principales centros de atención médica de la ciudad de Latacunga, en la mayoría de casos será declarativos.

Tabla 5

Matriz de indicadores

Metas	Indicador	Preguntas
Conocer el entorno demográfico	Dependencia de otros	¿Quién responde la encuesta?
	Solución a la su patología	¿Usted ha asistido hacia algún centro de rehabilitación para tratar su discapacidad física?
Identificar los problemas y tratamiento tomado para contrarrestar la lesión	Grupo de la población afectado	Llene datos referentes a la anatomía de la persona con discapacidad física.
	Forma de movilizarse	¿Qué tipo de máquina o equipo usa para realizar su transporte diario?
	Procedimiento de rehabilitación	¿Está siguiendo algún proceso o rutina de rehabilitación en alguna institución?
Proponer un método para realizar ejercicios fisioterapéuticos	Causas que ocasionan molestias	¿Cuáles son los inconvenientes más frecuentes que se le presenta a causa de la discapacidad?
	Relación con un bipedestador	¿Conoce lo que es un bipedestador y/o sus beneficios?
	Tipo de bipedestador.	En caso de que la pregunta anterior sea afirmativa. ¿Qué tipo de bipedestador prefiere? ¿Y por qué?
	Bipedestador	Si usted adquiere un bipedestador ¿cuál sería el orden de prioridades para elegir su bipedestador?
	Clase social	En caso de que usted quiera adquirir un bipedestador ¿qué valor pagaría usted por el equipo?
	Operar un bipedestador	En cuanto al uso y operación del bipedestador ¿cómo le parece más adecuado?
Adaptable a la antropometría	¿Cree que un bipedestador debe ser reajutable a diferentes tallas de personas?	

En base a la matriz de la Tabla 5 se elabora un cuestionario de preguntas que permitirá realizar adecuadamente la recopilación de información, a lo que

denominaremos investigación de campo. En este caso el universo serán las personas que sufran de una lesión medular a fin a la paraplejia. Para el llenado del cuestionario se tendrá instrucciones y procedimientos.

Así mismo, es importante que se entable una conversación directa con un especialista en el área para lo cual se hace uso de la entrevista como instrumento de investigación. Concluida esta etapa, se ha de proceder a la consistencia de la información recopilada, su procesamiento, análisis y elaboración del informe respectivo.

Luego, como un primer contacto con la realidad de la situación tanto de las personas con paraplejia como de los fisioterapeutas se recurre al uso de encuestas como de entrevistas donde se formula una serie de preguntas para conocer así la opinión del usuario y reflejarlos mediante datos estadísticos (ver Anexo A-2); es así que en la Figura 12 se muestra la clasificación demográfica de los usuarios.

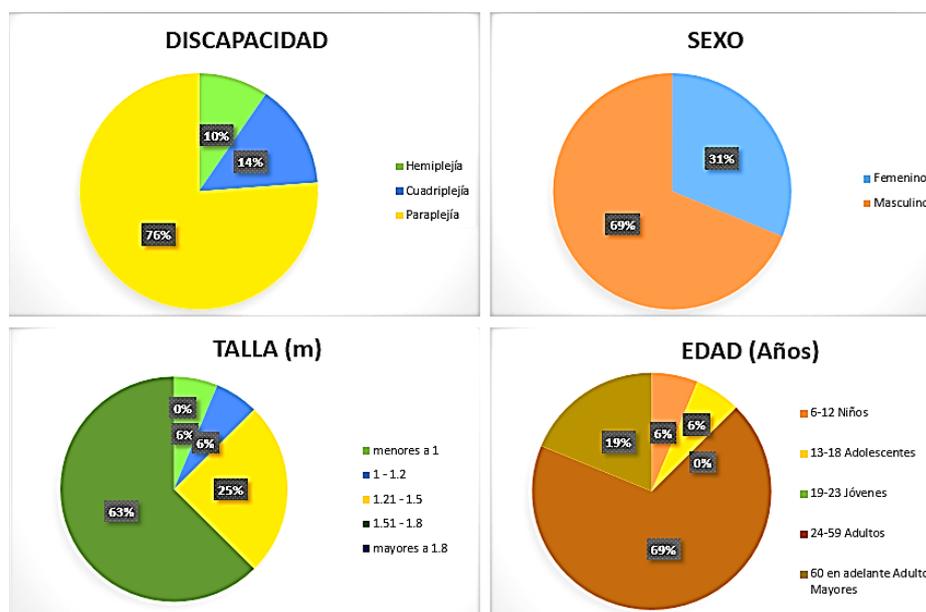


Figura 12 Resultados demográficos de la investigación de campo

La señora Lucia Naranjo técnica del CONADIS en Cotopaxi menciona mediante una entrevista realizada que “ un bipedestador en la actualidad es una herramienta necesaria para facilitar el transporte y la movilización de las personas con discapacidad física de un sitio a otro, logrando así primeramente mejorar varios problemas de salud que vienen inmiscuidos con la paraplejia,

luego de ello permitirá integrarse mayormente a la sociedad debido a que se sentirá cómodo y seguro ya que le brinda una nueva oportunidad” .

La fisioterapeuta Lic. Magdalena Patiño del Patronato Municipal de Amparo Social Latacunga en el área de rehabilitación manifestó que “en las personas con discapacidad física existe un gran porcentaje que no pueden llegar a la posición bípeda, es por ello que existen muchos dispositivos para ayudar a mantener dicha posición de un modo seguro. Un bipedestador genera diversos beneficios como es la reducción de riesgos de úlceras, mejora la digestión, tono muscular reduciendo la espasticidad, aumenta la circulación y mejora el drenaje urinario, entre otras”.

En el Hogar de Vida “Luis Maldonado Tamayo” en Pujilí, la Licenciada Jenny Pérez fisioterapeuta encargada en el área de rehabilitación de dicha institución ha trabajado con personas adultas mayores quien afirmó que “un exoesqueleto brindará gran servicio para la rehabilitación tanto físicas como psicológicas para estas personas ya que con el paso del tiempo el cuerpo humano sufre enfermedades como la hemiplejia, parálisis cerebral, el sedentarismo, pérdida de movilidad entre otros”.

Una vez recopilada toda información de profesionales en el ámbito de discapacidad y también de las personas con discapacidad, se establecen ciertos parámetros para el diseño y construcción de un bipedestador como el peso de la estructura que debe ser lo más liviana posible, para adquirir la posición bípeda es necesario hacerlo de manera progresiva, la seguridad debe contar con almohadillas, soportes, correas para fijar; para poner en posición bípeda al usuario es necesario identificar las zonas críticas (rodillas, pies, cintura) para asegurarlas.

El bipedestador debe ser cómodo, de fácil traslado, fácil mantenimiento y sobre todo de fácil operación que se controle mediante una pantalla táctil y botones/pulsadores, reajutable para diversas tallas de personas.

CAPÍTULO II

DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

2.1. Consideraciones para determinación de las especificaciones

El presente proyecto busca realizar una investigación sobre un sistema mecatrónico para la bipedestación de pacientes con paraplejia, integrada con un sistema ajustable o regulable y con un sistema de tracción eléctrico que permita tener un movimiento gradual y sencillo para alcanzar la postura vertical del parapléjico.

2.2. Voz del usuario

Para determinar los parámetros requeridos por el usuario, se recurrió al uso de las encuestas; con el fin de obtener información más certera y precisa se analiza las encuestas realizadas a las personas con discapacidad y una vez que se haya conocido los respectivos resultados (ver Anexo B-2) se establecen los requerimientos por parte del usuario en orden prioritario, así: bajo costo, fácil operación, fácil mantenimiento, fácil traslado, seguro, fácil adaptación al paciente, cómodo y duradero.

2.3. Voz del ingeniero

Una vez conocidos los requerimientos por parte del usuario y en base a las encuestas realizadas a fisioterapeutas (ver Anexo B-1), se establecen las especificaciones ingenieriles:

- Rigidez estructural

El peso que deberá soportar el bipedestador determinará qué tan sencillo o dificultoso será el diseño, tanto en el aspecto mecánico como en el eléctrico y de control; es por ello que cada uno de los autores mencionados en la Tabla 1, limitan el peso máximo que debe tener el usuario para hacer uso de la máquina.

- Manufacturable

Luego de una previa investigación basada en bipedestador ya diseñados y construidos a nivel tanto de América como de Europa es de vital importancia

seleccionar materiales disponibles en el país y sobretodo que no tengan un precio elevado pero que ofrezcan calidad.

- Seguridad

Según el estudio realizado en las encuestas a fisioterapeutas (ver Anexo B-1) y el estado de arte, es fundamental proteger los puntos clave o críticos para levantar al usuario proporcionando los aditamentos necesarios para brindar comodidad y estabilidad.

- Controles en un panel central

Con el objeto de conocer la forma más práctica que el usuario desearía operar el bipedestador se encuestó a las personas con paraplejia obteniendo un 42,86 % de usuarios que desean control todo a partir de una pantalla táctil, por lo que se requiere que todas las acciones se realicen desde un panel central.

- Reajutable

Si se diseña una máquina reajutable se puede ampliar el rango de personas que consiguen usar el bipedestador, logrando de esta manera que los fisioterapeutas puedan ofrecer una mejor rehabilitación sin ningún tipo de impedimento.

- Tiempo de uso

El tiempo estimado de uso del bipedestador por usuario es de una hora al día, según el criterio de fisioterapeutas analizado en la encuesta (ver Anexo B-1) por lo que al estimar un tiempo promedio se podrá realizar la correcta selección del sistema mecánico, eléctrico y de control.

- Semi-automático

Actualmente en el país existen bipedestadores, pero en su gran mayoría son estáticos, lo que quiere decir que requiere la ayuda de una persona para realizar la tarea de pasar de sedente a bípedo. Entonces al proporcionar un sistema semi-automático permitirá al usuario volverse independiente estimulando así su necesidad de estar en posición bípeda como lo declaran los fisioterapeutas en las encuestas (ver Anexo B-1).

- Dimensiones

Debe diseñarse cumpliendo ciertas medidas que le permitan ubicarse o trasladarse a diversos sitios sin ningún problema, del mismo modo es

necesario considerar las medidas de las sillas de ruedas estándares, para brindar así estabilidad y evitar el volteo de la máquina cuyo aspecto varios autores mencionan a la hora de diseñar y construir un bipedestador. (Véase Tabla 1)

2.4. Análisis de resultados de la casa de la calidad

En la implementación del bipedestador es fundamental considerar los requerimientos de las personas con paraplejia (que pueden ser recolectados mediante técnicas de investigación de mercado: entrevistas, encuestas, etc.); para convertir dichos aspectos posteriormente en especificaciones técnicas que serán usadas en las diferentes etapas del diseño, para así entregar un producto de calidad que satisfaga tanto al usuario como al ingeniero.

Además, al tener varios puntos de vista sobre la realización del proyecto, se requiere un método para tomar en cuenta las diferentes perspectivas con respecto a la voz del usuario y la del ingeniero.

Para ello se hace uso de la función de la calidad (QFD) de (Riba, 2002, pág. 174) la misma que al ser desarrollada asegura un producto de calidad.

Entonces el factor de mayor jerarquía es el bajo costo dentro de la voz del usuario, debido a que en el mercado existen una variedad de bipedestadores a la venta en el que su precio es elevado por lo que no es fácil adquirirlo, mientras que en la voz del ingeniero predomina que el bipedestador tenga una rigidez estructural, es decir, que soporte la carga necesaria para pasar al usuario de la posición sedente a bípeda.

Es así que en la ver Figura 13 se establece y parametriza los datos señala los datos indicados.

2.5. Conclusiones de la casa de la calidad

Mediante la casa de la calidad se muestran las relaciones entre las necesidades de los usuarios y las características de diseño, por ello se detalla en la **Tabla 6** los requerimientos técnicos más importantes.

Tabla 6

Conclusiones de la casa de la calidad

Requerimientos de Construcción	Ponderación
Dimensiones	6
Diseño adaptado a las necesidades del usuario	5
Análisis y Diseño (software)	4
Materiales	3
Peso	2
Durabilidad	1

El requerimiento de construcción más importante es la selección del material y el diseño en base a la Norma Internacional de Ayudas Técnicas ISO referente a equipamientos para el entrenamiento del movimiento, de la fuerza y el equilibrio vigentes para bipedestadores y aparatos de verticalización. (Organización Internacional de Normalización, 2002)

2.6. Especificaciones técnicas

-

- La función que debe cumplir se la obtiene mediante los diferentes bipedestadores mencionados en el estado del arte donde se busca pasar de la sedestación a la bipedestación mediante sistemas mecánicos o eléctricos.
- Para el dimensionamiento de la máquina mecatrónica se hizo uso de las medidas antropométricas (ver Anexo C) así como también de las dimensiones de las sillas de ruedas estándares.
- La fuerza se obtuvo a partir de las encuestas con el fin de identificar el grupo de la población más afectado en lo referente a la discapacidad física; por lo tanto, se trabajará para que el bipedestador soporte 150 [Kg].
- En el caso del material en base a los datos recabados en el estado del arte y con la selección de material realizada se concluye que el material adecuado para el diseño es acero.
- El reajuste se convierte en un requerimiento debido a que en las

encuestas la mayoría de usuarios prefiere una máquina capaz de ser usada por varias personas con diferentes estaturas y contextura física.

- En base a las encuestas realizadas a los fisioterapeutas el 74 % considera que es necesario un bipedestador semi-automático porque brinda mayor utilidad y más fácil de manejar.

Tabla 7

Especificaciones técnicas

Empresa Cliente:		Producto:		Fecha inicial:
Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-L		Bipedestador semi-automático reajutable		16/03/2016
Diseñadores:				Página 1
Johnny Mauricio Barreno Oñate María de los Ángeles Campaña Olmos				
Especificaciones				
Concepto	Fechas	Propone	R/D	Descripción
Función	22/03/16	D+F	R	Trasladar a una persona de la posición sedente a bípeda.
Dimensiones	20/04/16	D	R	Dimensiones: 1050x1220x150 [mm] Peso prom. : 125 [kg]
Fuerza	20/04/16	D	R	Soporta 150 [kg]
Material	16/08/16	F+D	R	Acero, aleación de aluminio
Reajutable	22/03/16	D	R+D	Varios usuarios deben hacer uso de la máquina.
Semi-automático	22/03/16	D	R+D	El proceso de traslado debe realizar mediante una etapa de control.

Propone: M = Márquetin, D = Diseño, P = Producción, F = Fabricación.

R/D: R = Requerimiento; D = Deseo, MR = Modificación de Requerimiento

2.7. Diseño conceptual

2.7.1. Definición de la función

Con el propósito de describir y resolver los problemas de diseño, es útil aplicar el concepto de función, donde la organización de los diagramas de los bloques representa las funciones que debe realizar el bipedestador, y los enlaces representan: flujo de energía, material y señales tanto de las entradas como de las salidas. La estructura funcional “puede representarse o bien a nivel de la función global del producto o sistema, o bien, dependiendo de su complejidad, puede subdividirse en partes que contienen subfunciones de menor complejidad.” (Riba, 2002, pág. 89)

Para el diseño y construcción del bipedestador se ha estimado necesario desarrollar un diagrama funcional con los siguientes niveles: nivel 0 y nivel 1. La función primaria que en este caso es la de incorporar a una persona con paraplejía (ver Figura 14), donde se observa el material y energía como enlaces de entrada mientras que como enlace de salida adquirir la posición bípeda.

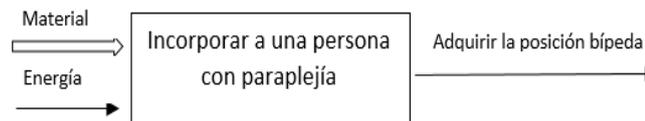
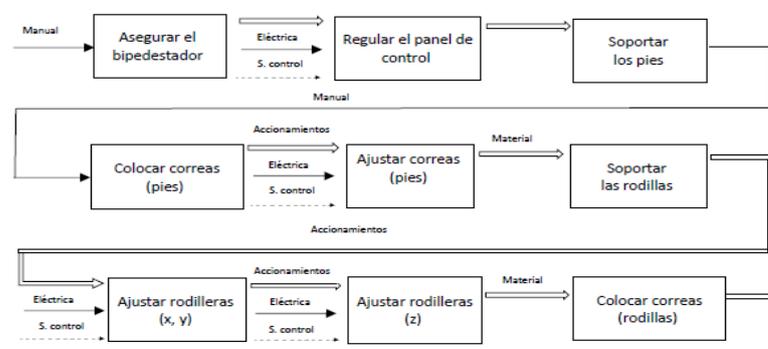


Figura 14 Nivel 0 de la función

En el nivel 1 de la función se detalla de manera general los requerimientos deseados por el usuario (voz del usuario) que son transformados a un criterio ingenieril donde se busca que cumpla con todos los aspectos necesarios para diseñar y construir un bipedestador con buena calidad.

Las funciones de regular, ajustar y elevar de un bipedestador se muestra en el diagrama del nivel 1 (ver Figura 15), esto para lograr colocar en la posición bípeda al usuario. El control para la transición de la posición sedente a la bípeda de la persona con paraplejía se la realiza a través de una tarjeta controladora.

Así mismo, otra función que queda establecida es la de asegurar, soportar y colocar las distintas zonas críticas para luego proceder a la elevación del usuario, debido a que el factor de seguridad es un aspecto fundamental a la hora de usar un bipedestador.



CONTINÚA



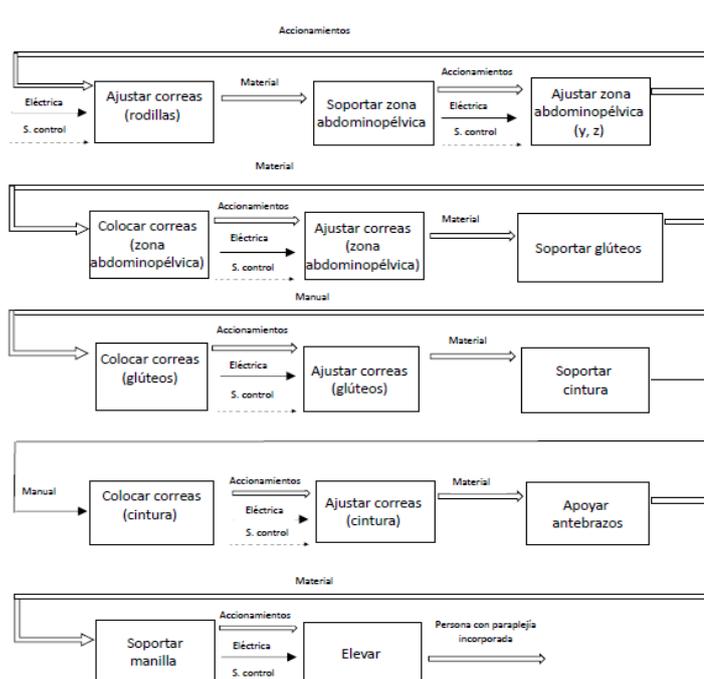


Figura 15 Nivel 1 de la función

Las funciones se detallan en la Tabla 8.

Tabla 8

Abreviación de las funciones

Función	Descripción
F1	Asegurar el bipedestador
F2	Regular el panel de control
F3	Soportar los pies
F4	Colocar correas (pies)
F5	Ajustar correas (pies)
F6	Soportar rodillas
F7	Ajustar rodilleras (x, y)
F8	Ajustar rodilleras (z)
F9	Colocar correas (rodillas)
F10	Ajustar correas (rodillas)
F11	Soportar tórax
F12	Ajustar tórax (y, z)
F13	Colocar correas (tórax)
F14	Ajustar correas (tórax)
F15	Soportar cintura
F16	Colocar correas (cintura)

CONTINÚA 

F17	Soportar glúteos
F18	Colocar correas (glúteos)
F19	Ajustar correas (cintura)
F20	Ajustar correas (glúteos)
F21	Soportar manilla
F22	Elevar

2.8. Definición del sistema

Se considera dividir la selección de alternativas en tres sistemas que implican: bipedestador estático, semi-asistido, y semi-automático; facilitando de esta manera la selección de una máquina mecatrónica que cumpla con todas las exigencias tanto del usuario como de los profesionales (voz ingenieril). A su vez cada sistema se dividirá en diversas funciones (bloques) que ayuda en varios aspectos tales como: facilidad de producción, reducción de costos, selección de materiales, entre otros.

Al estudiar las opiniones tanto de las personas con discapacidad como la de los fisioterapeutas se pueden establecer tres conjuntos principales de funciones:

- Los soportes durante el funcionamiento del bipedestador el usuario debe estar sujeto en las zonas más críticas para así evitar accidentes brindando seguridad y comodidad.
- Los ajustes del sistema deben ser capaz de trabajar con diversos usuarios, y facilitar el proceso de aseguramiento en el bipedestador.
- Los accionamientos actúan desde el momento de ajustar el sistema de rodilleras hasta el funcionamiento en sí de la máquina mecatrónica.

2.9. Soluciones para los sistemas

Los sistemas presentados en la Tabla 9 cumplirán los siguientes aspectos:

- Soportes
- Ajustes
- Accionamientos

Tabla 9**Solución de sistemas**

Sistemas	Descripción
Sistema 1	Bipedestador estático
Sistema 2	Bipedestador semi-asistido
Sistema 3	Bipedestador semi-automático

A partir de los sistemas generados se proponen soluciones para cada uno de los aspectos mencionados, como se detallará de manera más compleja en la sección 2.11.1, donde se evaluará cuál de los sistemas propuestos cumple con los requerimientos ingenieriles y del usuario.

2.10. Análisis de los sistemas**2.10.1. Bipedestador estático**

- Al ser un bipedestador estático solo cumple con la función de mantener a la persona en posición vertical, pero logra dicha postura sin pasar por intervalos (pasos).
- Lo utilizan para poder actuar de forma pasiva en la posición vertical del usuario.
- El transporte de la persona con discapacidad de un lugar a otro ocurre mediante ruedas giratorias, pero requiere del apoyo de una tercera persona que lo empuje.
- Está equipado con soporte pélvico y pectoral, estabilizador de rodillas y de pies, bandeja (mesa).
- Al actuar de forma pasiva tiende a ser liviano y duradero.

2.10.2. Bipedestador semi-asistido

- Permite adquirir una posición desde sentado, inclinación anterior de pie y supino.
- Permite la transición de sentado a bípedo con la aplicación de su propia fuerza lo que implica que posea resistencia en miembros superiores.
- Este tipo de bipedestador permite que el usuario realice movimientos de forma autónoma, logrando pararse en cualquier posición deseada dependiendo del caso clínico.
- Permite la trasferencia desde la silla de ruedas.

2.10.3. Bipedestador semi-automático

- Los ajustes se realizan sin la necesidad de herramientas permitiendo el uso de la una amplia variedad de personas.
- Permite una progresión segura hasta lograr la bipedestación que concuerda con los programas de bipedestación (rehabilitación).
- Permite al usuario ejecutar varias actividades sin la presencia de un acompañante.
- La mayor parte de regulaciones no requieren el uso de herramientas.
- Se puede realizar la transferencia desde la silla de ruedas.
- El soporte de rodilleras es regulable ya sea mediante motor eléctrico, hidráulico o pistón de gas para adaptarse así fácilmente a las características de la persona con discapacidad.
- Sus dimensiones son reducidas y de alta maniobrabilidad permitiendo mayor accesibilidad
- Según (Olivares, 2015) un diseño atractivo, funcional y amigable de una interfaz de usuario para aplicaciones puede significar la diferencia entre el éxito o el fracaso de un nuevo producto, por ello este tipo de bipedestador mayormente cuenta con un HMI y para la selección de este se debe tomar en cuenta ciertas directrices como se muestra en la Tabla 10.

Tabla 10

Directrices para el diseño de una interfaz

Nº-	Directriz	Objetivo
1	Consistencia	Buscar una misma secuencia de acciones en situaciones similares con similar terminología en cuadros de diálogo, menús y ventanas.
2	Rapidez	Se debe procurar que usuarios frecuentes puedan usar atajos, para aumentar el ritmo de interacción.
3	Información	Cada operación debe ir acompañada de algún tipo de feedback del sistema en forma de mensajes cortos.

CONTINÚA



4	Estética	Una interfaz atractiva hace que el uso de la interfaz sea más agradable y aumente la satisfacción del usuario final.
5	Revocación de acciones	Permitir fácil anulación de acciones erróneas y dar una a problema, con lo cual el usuario se relaja y tiende más a explorar otras opciones del programa.

2.11. Selección de alternativas

Carlos Riba menciona en su libro de Diseño Concurrente que una vez que se despliega las alternativas es necesario realizar una evaluación de las mismas, que sirva de base para una posterior toma de decisiones, para las cuales siempre deben estar presentes dos elementos como son alternativas y criterios. Para la evaluación se hará uso de la matriz de ponderación que permita escoger la opción que se adapte mejor a los requerimientos tanto del usuario con del ingeniero.

En la matriz de ponderación las columnas están establecidas de acuerdo con el número de alternativas, mientras que las filas dependen de la cantidad de criterios que sean necesarios para evaluarlos. En las columnas se encuentran dos valores para los cuales, en el lado derecho se colocan valores dependiendo de la importancia que ejerce este criterio en la selección del mejor sistema, tomando en cuenta que la suma de todos ellos debe dar un valor de 1, en el lado izquierdo en cada criterio se establece una ponderación del 0 al 10 dependiendo de que tan apropiado esté a las necesidades que requiere el sistema mecatrónico considerando que 0 es el valor más bajo, más lejano y 10 más alto o más cercano a los exigencias. Al final en cada una se procede a multiplicar los valores que se obtuvo en cada criterio sumando así en total toda la columna y aquel que posea el mayor valor es la mejor alternativa.

2.11.1. Selección de las alternativas de bipedestadores

Con el fin de determinar un sistema que resulte lo más conveniente para el diseño, se emplea el método de criterios ponderados. La evaluación de los criterios y su respectivo sistema se detalla en la Tabla 11.

Tabla 11
Comparativa de bipedestadores

Criterios	S1	S2	S3
Bajo costo	0.22 8	0.22 6	0.22 2
Cómodo	0.18 4	0.18 5	0.18 6
Seguro	0.16 5	0.16 6	0.16 8
Fácil traslado	0.14 6	0.14 4	0.14 4
Fácil adaptación al paciente	0.11 3	0.11 4	0.11 7
Fácil mantenimiento	0.1 3	0.1 6	0.1 9
Fácil operación	0.05 2	0.05 5	0.05 8
Duradero	0.04 6	0.04 5	0.04 7
Total	5.09	5.23	5.71

Finalmente, se llega a la conclusión que la mejor alternativa en esta ocasión es el sistema 3 (S3) que corresponde a un bipedestador semi-automático, esto debido a sus diversas preeminencias, entre las que se puede destacar: multifuncionalidad, diseño ergonómico, y principalmente que se ajusta a las medidas antropométricas de diversos usuarios.

Para lograr un bipedestador de menos costo a los existentes en el mercado, se hace uso de los sistemas generados anteriormente donde se evalúa cada una de las funciones que debe cumplir (véase Tabla 12), seleccionando así de cada función la mejor alternativa logrando así hacer uso de cada aspecto.

Tabla 12

Planteamiento de alternativas

	ALT 2=S1	ALT 1= S2	ALT 3=S3	OBSERVACIONES
F1				Para la ALT1 y ALT3 se propone un tipo de garrucha con seguro y de metal debido a que el tamaño del la estructura es mayor por lo tanto es más pesada siendo así estas opciones las más apropiadas para el bipedestador adquiriendo de capacidad 150 kg, mientras que para la ALT2 se plantea un garrucha con seguro y de plástico debido a que sus estructuras están diseñadas de forma más compacta por lo que su peso es menor.
F2				Para regular el panel de control (pantalla) se muestra como ALT1 un botón de accionamiento, ALT2 de forma manual o ALT3 mediante una pantalla touch. En este caso la selección más apropiada es de forma manual por facilidad de diseño y construcción, ahorrando costos, además de no ser una actividad de complejidad para el usuario.
F3				Se presentan diversas opciones para soportar los pies, seleccionando así como la más apropiada la ALT 3 donde su tamaño es grande permitiendo así el uso para diversos usuarios además de ser un diseño más estético y más factible cómo a diferencia de la ALT2 donde es necesario ir regulando el tamaño de forma manual, dificultando las actividades del usuario.

CONTINÚA



F4		<p>Para la colocación de las correas para el soporte de los pies la ALT 3 es la más apropiada debido a que consta de 2 correas suficientes para ajustar de forma correcta al pie, mientras que la alternativa 1 posee un diseño mucho más complejo implicando un mayor costo de producción, la ALT 2 posee una sola correa lo cual puede dejar la zona de los pies ligeramente descubierta y desprotegida</p>
F5 F10 F14 F19 F20		<p>En todo lo referente al ajuste de correas para los pies, rodilleras, tórax, cintura y gluteos se presentan tres alternativas de las cuales la ALT1 se refiere al accionamiento mediante algún botón, pulsador y la ALT2 es de forma manual, mientras que la ALT3 es mediante una pantalla touch. Al analizar las 3 alternativas y en función de minimizar gastos y realizar este proceso de manera más sencilla para el usuario se selecciona como mejor alternativa la opción 2.</p>
F7 F8 F12 F22		<p>La alternativa 3 brindará una manera más visual y gráfica de como se debe proceder para ajustar tanto las rodillas como el tórax en sus respectivos ejes, mientras que las ALT 1 y ALT2 requiere el uso de más dispositivos para controlar cada eje que se necesite ajustar considerándose un gasto mayor e implicando que ocupe más espacio.</p>
F6		<p>La ALT1 puede llegar a limitar la cantidad de usuarios que pueden usar el bipedestador, mientras que la ALT2 no puede llegar a ser seguro por el hecho de cubrir totalmente la rodilla pudiendo ocasionar que se desplace a los lados, por ello la ALT3 se considera la mejor debido a que su diseño se acopla a la forma de la rodilla además de tener una medida estándar.</p>

CONTINÚA



F9		<p>Para la colocación de las correas para las rodillas se hará uso de la de la ALT 3 debido a que como se mencionó anteriormente en la selección de la rodillera esta diseñada adaptándose anatómicamente a su forma por ello ya solo es necesario colocar una tira de velcro q permita asegurar de ambos lados, dando así soporte y seguridad.</p>
F11 F15		<p>Tanto la ALT 1 y 2 para el bipedestador a ser diseñado se los considera muy rígidos por lo tanto no brindan elasticidad y comodidad al usuario. Mientras que la ALT 3 es una faja abdominal brindando mayor soporte y cubriendo más área, por lo que la persona con paraplejía se sentirá más segura y menos incómoda en el proceso de elevación.</p>
F13 F16 F18		<p>Debido a que ya se posee una faja abdominal que cubre dicha área, y en el caso de los gluteos de igual manera por lo tanto se requiere ajustar de acuerdo a las medidas antropométricas de cada usuario, por ello se selecciona la ALT3 que permite ir regulando al ser una tira deslizable.</p>
F17		<p>La alternativa 1 y 3 se consideran muy pequeñas para el tipo de usuarios con los que se trabaja por ello se selecciona la ALT2 donde su modelo es mucho más amplio lo que implica cubrir mayores zonas brindando así estabilidad y seguridad a la hora de elevarse.</p>
F21		<p>Se selecciona la opción 3 por ser el modelo más simple y sencillo, por lo que es más fácil encontrar en el mercado generando menos costos además de ser un modelo mayormente usado lo que evitará al usuario confundirse sobre su uso.</p>

2.11.2. Selección del material

Una correcta elección en el material a usar en determina aplicación permite el aumento de la calidad del conjunto mecánico; por lo cual, es indispensable contar con algunos criterios que ayuden a menguar las incertidumbres con respecto a la selección del material.

Carlos Riba en su libro de Diseño Concurrente proporciona el método del *Materials selection charts* y su herramienta informática de soporte, CES Selector. Entonces tomando en consideración los criterios de selección, se precisa hacer una comparativa entre los diferentes materiales, para lo que se tiene la Tabla 13.

Tabla 13

Cuadro comparativo de materiales de las principales familias

		Materiales metálicos			Materiales basados en polímeros	
		Acero	Aluminio	Latón	Termo-plástico	Elastómero
		C45E	AlMg0,7Si T6	CuZn30 R480	PE-HD	NR
COMPOSICIÓN QUÍMICA		Unidades				
ALUMINIO	%	-	Resto	≤ 0,02	-	-
CARBONO C	%	0,42	-	-	-	-
COBRE CU	%	÷ 0,50	≤ 0,10	Resto	-	-
HIERRO FE	%	-	≤ 0,35	-	-	-
MAGNESIO MG	%	Resto	0,45 ÷	-	-	-
SILICIO SI	%	-	0,90	- 29,0 ÷	-	-
CINC ZN	%	-	0,20	31,0	-	-
			÷ 0,60			
			≤ 0,10			
PROPIEDADES FÍSICAS		Unidades				
DENSIDAD	Mg/m ³ μm/	7,85	2,70	8,53	0,94 ÷ 0,96	0,93
COEFICIENTE C. ESPECÍFICO	mK	12,0	23,5	19,9	200	216
	W/mK Ωm	50	201	120		0,165
PROPIEDADES MECÁNICAS		Unidades				
RESISTENCIA	MPa	≥ 620/	≥ 245	≥ 480	18 ÷ 35	20 ÷ 28
TRACCIÓN LÍMITE ELÁSTICO	MPa	560	≥ 170	≥ 430	-	-
	%	≥ 340/	≥ 10	≥ 2	100 ÷ 1000	300
ALARGAMIENTO	GPa	275 ≥	69,5	110	0,7 ÷ 1,4	÷ 900
ROTURA MÓDULO DE ELASTICIDAD		14/16	75	150	40 ÷ 65 ¹	
PROPIEDAD. TECNOLÓGICAS		Unidades				
COSTE	€/kg	0,87	4,20	3,80	1,15	1,60
°T DE FUSIÓN	°C	1520	615 ÷ 655	915 ÷ 955	160 ÷ 200	-

(1) Dureza a la bola (MPa) (2) Dureza IRHD (≈ Shore A)

Luego de realizar una comparación se obtiene que el mejor material para trabajar es el acero debido a sus propiedades físicas, químicas, mecánicas y sobretodo el costo; para comprobar dicha selección se hace uso del software CES EduPack, y por ello a continuación se establecen los límites que permitirán realizar una selección mucho más exacta como se muestra en la Figura 16, en base a siguientes los parámetros:

- Precio y reciclaje

Se establecen de acuerdo con el criterio de diseñador y el precio se considera el factor más predominante.

- Elongación

Se selecciona un material dúctil, debido a que en la gran mayoría de las aplicaciones destinadas al diseño estructural y mecánico se busca trabajar con este tipo de material. Por lo tanto, se procederá a trabajar con un valor significativamente mayor al 5% ya que según (Mott, Resistencia de materiales, 2009, pág. 60) un alto porcentaje de alargamiento indica un material altamente dúctil.

Con el software CES EduPack se visualiza una ventana donde se muestra las propiedades generales como mecánicas, térmicas, eléctricas y ópticas; de las cuales se hará uso solo de los parámetros de precio, costo y elongación, como se muestra en la Figura 16 con el fin de limitar la selección del material.

Propiedades generales		Minimum	Maximum	Unit
Densidad	<input type="text"/>	<input type="text"/>		kg/m ³
Precio	<input type="text" value="0.6"/>			USD/kg
Propiedades mecánicas		Minimum	Maximum	Unit
Modulo de Young	<input type="text"/>	<input type="text"/>		GPa
Límite elástico	<input type="text"/>	<input type="text"/>		MPa
Resistencia a tracción	<input type="text"/>	<input type="text"/>		MPa
Elongación	<input type="text" value="5"/>	<input type="text"/>		% strain
Dureza-Vickers	<input type="text"/>	<input type="text"/>		HV
Resistencia a fatiga para 10 ⁷ ciclos	<input type="text"/>	<input type="text"/>		MPa
Tenacidad a fractura	<input type="text"/>	<input type="text"/>		MPa.m ^{0.5}
Propiedades térmicas				
Propiedades eléctricas				
Propiedades ópticas				
Ecopropiedades		Minimum	Maximum	Unit
Contenido en energía, producción primaria	<input type="text"/>	<input type="text"/>		MJ/kg
Huella de CO ₂ , producción primaria	<input type="text"/>	<input type="text"/>		kg/kg
Reciclaje	<input checked="" type="checkbox"/>			

Figura 16 Límites de selección

Se muestra en la Figura 17 una gráfica donde en el eje y se selecciona las categorías de propiedades mecánicas y como atributo elongación, mientras tanto en el eje x se trabaja con el precio, para limitar la selección del material se realiza una eliminación de aquellos registros fallidos para descartar materiales que no cumplan mayormente con todos los parámetros deseados, estableciendo una condición para el parámetro de elongación de porcentaje mayor a 5 % y con un precio menor a 0.70, mostrando una gráfica.

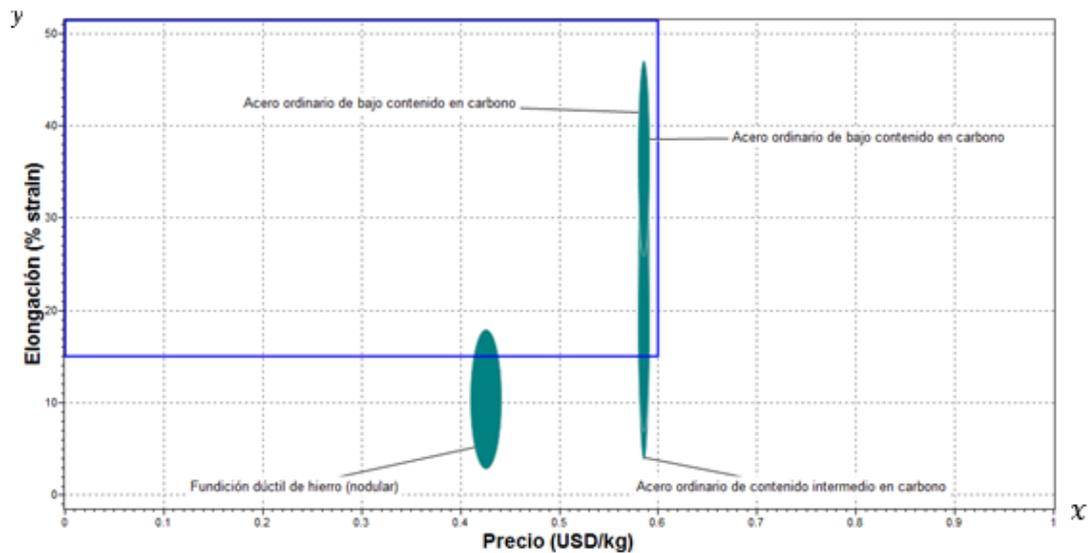


Figura 17 Limitación de la selección

Dentro del recuadro marcado se limita la selección considerando así solo los materiales que cumplan con un porcentaje de elongación mayor a 5 % y un costo menor a 0,60 centavos; a continuación, como se muestra en la Tabla 14 se analiza cada uno de los aceros propuestos que cumplen con las condiciones, para seleccionar de esta manera el que se adecue mejor a las necesidades del bipedestador.

Tabla 14

Propiedades de los aceros seleccionados

	Acero ordinario de alto contenido en carbono		Acero ordinario de bajo contenido en carbono		Acero ordinario de contenido intermedio en carbono		Fundición dúctil de hierro		
Propiedades generales									
Precio	0,58	0,59	0,58	0,59	0,58	0,59	0,41	0,44	<i>USD/kg</i>
Propiedades mecánicas									
Límite elástico	400	$1,16 * 10^3$	250	395	305	900	250	680	<i>MPa</i>
Resistencia a tracción	550	$1,64 * 10^3$	345	580	410	$1,2 * 10^3$	410	830	<i>MPa</i>
Elongación	7	30	26	47	4	39	3	18	<i>% strain</i>
Propiedades ópticas									
Usos, Aplicaciones	<ul style="list-style-type: none"> • Herramientas de corte • Rodamientos para altas prestaciones • Cigüeñales • Amortiguadores • Cuchillos • Tijeras 	<ul style="list-style-type: none"> • Refuerzos de hormigón • Perfiles estructurales en construcción y fabricación. • Chapas para cubiertas de edificios y carrocerías de vehículos • Latas 	<ul style="list-style-type: none"> • Construcción e ingeniería mecánica en general • Automoción • Herramientas • Ejes • Engranajes • Cojinetes • Cigüeñales • Campanas 	<ul style="list-style-type: none"> • Discos y tambores de freno • Cojinetes • Cigüeñales • Camisas de cilindro • Anillos de pistón (segmentos) • Partes de estructuras de máquinas -herramienta • Engranajes, reductores • Ejes • Cajas de cambio 					

Con los datos expuestos en la Tabla 14 entre los que se destaca los de mayor jerarquía, como el precio del material y sus propiedades mecánicas, se considera que la mejor opción para el diseño y construcción del bipedestador es utilizar el acero ordinario de bajo contenido en carbono, por todas sus características y usos a los que está destinado como es el caso de perfiles estructurales en construcción y fabricación.

2.11.3. Selección de la tarjeta controladora

Para la adecuada selección en lo referente al “cerebro” del bipedestador, el cual gestiona una adecuada administración de los actuadores y dispositivo de visualización, es necesario establecer distintas características entre las principales tarjetas controladoras disponibles en el mercado (ver Tabla 15).

Tabla 15

Especificaciones entre Arduino y Raspberry

	Arduino	Raspebrry
Costo	30	35
Multitarea	No	Si
Entradas/Salidas	14	8
Velocidad	16 MHz	700 MHz
RAM	2 KB	256 MB
Procesador	ATMega 328	ARM11
Entorno	Arduino	Scratch, IDLE, cualquiera que soporte Linux
Video	N/A	HDMI, Compuesto

Fuente: (Jecrespom, 2016)

Evaluando de mejor manera dichos criterios se hace uso de la matriz de ponderación eligiendo así la que se adopte mejor en la administración de los dispositivos a controlar, así como se muestra en la Tabla 16.

Tabla 16
Comparación entre Arduino y Raspberry

Criterios	Arduino	Raspberry
Costo	0.22 8	0.22 6
Multitarea	0.18 2	0.18 8
Entradas/Salidas	0.16 9	0.16 5
Velocidad	0.14 3	0.14 9
RAM	0.11 2	0.11 8
Procesador	0.1 5	0.1 7
Entorno	0.05 1	0.05 9
Video	0.04 0	0.04 9
Total	4.75	7.21

Por lo tanto, la segunda opción es la más viable ya que la Raspberry es una mini-computadora independiente, que puede realizar varias tareas, es decir, es lo suficientemente potente como para competir con un PC. Es por ello por lo que se trabaja con este dispositivo para la parte de visualización, mientras que para la parte del control de actuadores, motores y sensores se utiliza el Arduino considerando que posee mayor cantidad de entradas y salidas y su manejo es mucho más fácil.

2.11.4. Selección de motores

Hay diferentes tipos, formas y tamaños de motores; la mayoría son utilizados en el control de movimiento se pueden dividir en dos categorías: los motores paso a paso y servomotores como se observa en la Tabla 17.

Tabla 17

Especificaciones entre servomotor y motor a pasos

	Servomotor	Motor a pasos
Vida del motor	Los cepillos deben ser reemplazados cada 2000 horas de funcionamiento. Al igual que los codificadores deben reemplazarse.	El cojinete son las únicas piezas de desgaste. Eso es da motores paso a paso una ligera ventaja en la vida.
Seguro de sobrecarga	Pueden funcionar incorrectamente si hay una sobrecarga mecánica.	Son poco propensos a sufrir daños por sobrecarga mecánica.
Velocidad	Rápida (3000 a 5000 RPM máximo)	Lenta (1000 a 2000 RPM máximo)
Eficiencia	Son muy eficientes. Produciendo un 80-90% de eficiencia en cargas ligeras dadas.	Consumen una gran cantidad de energía por lo general alrededor del 70% de eficiencia.
Costo	Ato costo	Bajo costo
Ruido, vibración y resonancia	Muy poco ruido, no vibran y no tienen problemas de resonancia.	Ruido significativo, vibraciones ligeras y tiene algunos problemas de resonancia.
Tamaño	No muy pequeños	Tamaño reducido
Disponibilidad	No hay disponibilidad en masa como los motores a pasos.	Son mucho más fáciles de encontrar que los servomotores de calidad.

Fuente: (Jim, 2010)

En base a las características previamente ya establecidas se procede a evaluar para obtener la mejor solución para la selección del motor. (ver Tabla 18)

Tabla 18

Comparación ente el servomotor y el motor a pasos

Criterios	Servomotor	Motor a pasos
Vida del motor	0.22 3	0.22 8
Seguro de sobrecarga	0.18 6	0.18 4
Velocidad	0.16 8	0.16 3

CONTINÚA 

Eficiencia	8	0.14	7	0.14
Costo	3	0.11	9	0.11
Ruido, vibración y resonancia	7	0.1	3	0.1
Tamaño	4	0.05	6	0.05
Disponibilidad	2	0.04	7	0.04
Total		5.45		5.81

Por ende, y en base a la Tabla 18 se trata de cumplir en lo posible la mayoría de criterios establecidos. De esta manera se tiene que la mejor alternativa son los motores a pasos ya que satisfacen requerimientos esenciales como el bajo costo y vida útil.

2.11.5. Selección del actuador

Para realizar la transición sit to stand se necesita de actuadores que permitan generar el movimiento precisado, es así que se necesita contrarrestar algunos parámetros vitales como se muestra en la Tabla 19.

Tabla 19
Comparación entre actuadores

Criterios	Neumático		Hidráulico		Eléctrico	
	Energía	Aire a presión	2	Aceite mineral	4	Corriente eléctrica
Costo	Barato	8	Poco económico	2	Costoso	5

CONTINÚA 

Sonido	Ruidoso	0.17 1	--	0.17 3	Silencioso	0.17 7
Elementos de entrada	Interruptores, pulsadores, sensores	0.13 4	Interruptores, pulsadores, sensores	0.13 4	Interruptores, pulsadores, sensores, indicadores	0.13 8
Elementos de trabajo	Cilindros, motores, componentes	0.10 3	Cilindros, motores, componentes	0.10 3	Motores eléctricos, válvulas selenoide, motores lineales	0.10 6
Instalación	Especial	0.09 3	Instalación Especial	0.09 3	Fácil	0.09 6
Control	Dificultad de control continuo	0.05 3	--	0.05 5	Sencillo	0.05 8
Total	3.53		3.29		6.33	

Fuente: (Marcombo, 2017)

Como se ha observado en la Tabla 19, los actuadores de tipo eléctrico presentan mejores características en cuanto a costo, rendimiento y control de los mismos.

2.11.6. Selección de la batería

De acuerdo con (Taitworld, 2017, p. 2) los factores de mayor influencia en la elección de la batería se enfocan en la vida útil, frecuencia de uso y temperaturas ambiente típicas. Sin embargo, (Pdmontesinos, 2017) manifiesta que el tamaño, compatibilidad, tecnología, precio y calidad, medio ambiente y seguridad son factores de vital importancia que también se deben considerar para seleccionar una fuente de alimentación eléctrica, por ello en la Tabla 20 se establecen los criterios necesarios para poder evaluar y escoger la batería más adecuada.

Tabla 20

Tabla comparativa de las baterías

Criterios	Ni-Cd	Ni-MH	Ácido-Plomo	Li-ión Cobalto	Li-ión Mn	Li-ión Fosfato
Tolerancia a sobrecargas	Modera- dado	Baja	Alta		Baja	
Costo	250-350	300-350	100-150	300-600	250-350	
Tiempo de carga	1 hora	2 a 4	8 a 16	1.5 a 3	1 ó -	1 h ó -
°T de operación	-40 a 60°C	-20 a 60°C		-20 a 60°C		
Seguridad	Térmicamente estable Fusible recomendado		Térmica- mente estable	Circuito de protección obligatorio Estable 150 ° C		
Mantenimiento	30 a 60 días	60 a 90 días	3 o 6 meses	No requiere		
Auto-descarga	20%	30%	5%	<10%		

Fuente: (Michael, 2012)

A continuación, se precisa de una comparativa entre los diversos tipos de baterías ilustrados en la Tabla 21, así:

Tabla 21

Comparativa de baterías

Criterios	Ni-Cd	Ni-MH	Ácido-Plomo	Li-ión Cobalto	Li-ión Manganeso	Li-ión Fosfato
Tolerancia a sobrecargas	0.26 5	0.26 2	0.26 8	0.26 1	0.26 1	0.26 1
Costo	0.20 5	0.20 5	0.20 9	0.20 2	0.20 2	0.20 2
Tiempo de carga	0.17 8	0.17 6	0.17 3	0.17 7	0.17 9	0.17 2
°T de operación	0.13 2	0.13 8	0.13 8	0.13 9	0.13 1	0.13 1
Seguridad	0.10 6	0.10 6	0.10 6	0.10 4	0.10 4	0.10 4

CONTINÚA 

Mantenimiento	0.09 2	0.09 2	0.09 8	0.09 9	0.09 9	0.09 9
Auto-descarga	0.05 3	0.05 5	0.05 8	0.05 6	0.05 2	0.05 2
Total	4.85	4.61	7.15	4.53	3.63	2.44

Luego del análisis realizado en la Tabla 21, se verifica que las baterías de ácido-plomo son las ideales para usarlas en el bipedestadores debido a sus características de funcionamiento y disponibilidad en el mercado nacional.

2.11.7. Otras consideraciones

En lo referente a la parte de seguridad como se observó en la sección 2.11.1 las áreas a ser protegidas son los pies, rodillas, área abdominal, glúteos esto en base a las encuestas realizadas a las fisioterapeutas (Anexo B-1) donde se consideran como las áreas específicas para poner de pie al usuario sin ocasionar ningún dolor o causarles algún daño. Luego de detallado ese aspecto se procedió también a escoger la manera de asegurar dichos aditamentos como es la rodillera, faja donde la mejor opción fue la correa o usando velcro.

Para la selección de la pantalla a utilizarse se consideró que la mayoría de usuarios que usarán el bipedestador son personas de la tercera edad donde su vista no es la ideal, teniendo problemas para visualizar imágenes o texto en pantallas pequeñas. La mayoría de nuestros usuarios suelen tener problema para lidiar con la tecnología por ello no es recomendable usar una pantalla pequeña, que beneficiaría en el ámbito de costos al proyecto, pero por otro lado puede ocasionar cierta confusión por ello es mejor usar una pantalla de tamaño grande, pero con una interfaz lo más sencilla y didáctica posible

2.12. Diseño del sistema mecánico

2.12.1. Análisis cinemático

Para el movimiento, que una persona con paraplejia debe realizar al ponerse de pie desde su posición sedente, se analiza las diversas trayectorias generadas, refiriéndose a los principales puntos de como son: cavidad abdomino-pélvica, cadera, rodillas, tobillos y pies dando mayor relevancia a la parte de la cavidad abdomino-pélvica como se observó anteriormente en la Tabla 2 debido a que se trabajará con usuarios con lesiones a nivel de T2 a T4, pues en esta cavidad se concentrará la fuerza que permitirá al usuario realizar la transición sit to stand y viceversa (ver Figura 18).



Figura 18 Transición sit to stand

a. Parámetros

Para este análisis se requiere hacer algunas consideraciones, así:

- a. Las partes del cuerpo humano que interviene en la transición *sit to stand* se las considera como cuerpos rígidos (no sufren deformación) en donde se identifica cuatro eslabones iniciando desde la cavidad abdominopélvica y más concisamente en el abdomen hasta los pies de la siguiente forma:
 - Abdomen– Cadera
 - Cadera – Rodilla
 - Rodilla – Tobillo
 - Tobillo – Pie
- b. De acuerdo a las técnicas fisioterapéuticas de (Downie, 1989, p. 309) que se utiliza para levantar a personas con paraplejia desde una silla de ruedas, el paciente extiende primero pasivamente las rodillas y traba los goznes de las mismas en extensión y se aseguran los tobillos en un ángulo recto, de tal forma que otorguen una mejor estabilidad al tronco.

- c. Los eslabones abdomen-cadera y cadera-rodilla son móviles y se desplazarán desde una posición inicial (sedente) hasta una posición final (bípeda) para lo cual el origen del plano XY se ubica parcialmente en la revoluta de las rodillas del usuario en vista de que los otros dos eslabones (rodilla-tobillo y tobillo pie) permanecerán estáticos y no presentan un desplazamiento.
- d. Las dimensiones antropométricas de las principales partes del usuario (eslabones) y los ángulos iniciales y finales se obtuvieron a partir de la literatura de la fisioterapia de (Fonseca, 2007, p. 12) y se contrarresta con la información obtenida en la investigación de campo la misma que se expone en la Figura 12.
- e. Para que el bipedestador sea reajutable se considera las dimensiones antropométricas de la mujer como los valores mínimos y las del hombre como los valores máximos para el dimensionamiento del equipo.

b. Trayectoria

Primero se requiere especificar un punto de sujeción en la zona abdominal y, para esto se utiliza los cuadrantes anatómicos en donde se tiene nueve regiones como se observa en la Figura 19. Entonces, para el soporte del usuario se utiliza todas las regiones intermedias de la zona abdominal y para el análisis de la trayectoria se tiene el punto central de la región umbilical o mesogastrio que básicamente es el área que rodea al ombligo.

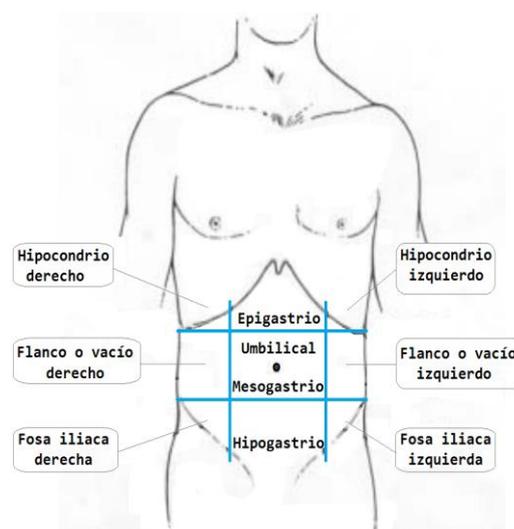


Figura 19 División topográfica del abdomen

Luego para conocer la trayectoria del punto del abdomen en la transición

sit to stand se lo hace a través del método analítico para lo cual se debe formar un triángulo como se muestra en la Figura 20.

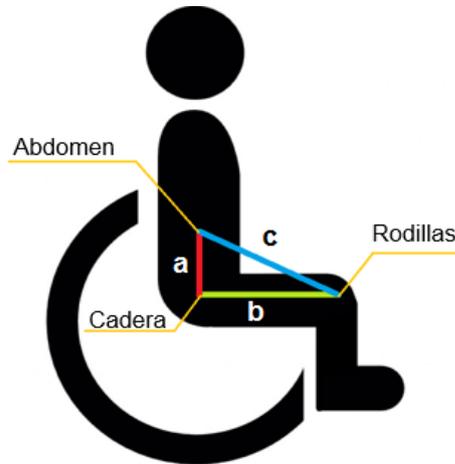


Figura 20 Identificación de los eslabones

De acuerdo con (Fonseca, 2007, p. 12) las medidas antropométricas estimadas en Latinoamérica para mujeres y hombres son las que se presentan en el Anexo C. Luego se tiene que las dimensiones de las mujeres en las zonas rurales constituyen los valores mínimos y las dimensiones de los hombres en las zonas urbanas son los valores máximos para el reajuste del bipedestador; debido a que las medidas antropométricas de los hombres son mayores que de las mujeres de acuerdo con cada zona. Así mismo, en la Figura 21 se tiene los ángulos de una persona con paraplejia en posición sedente y, también en su posición bípeda.

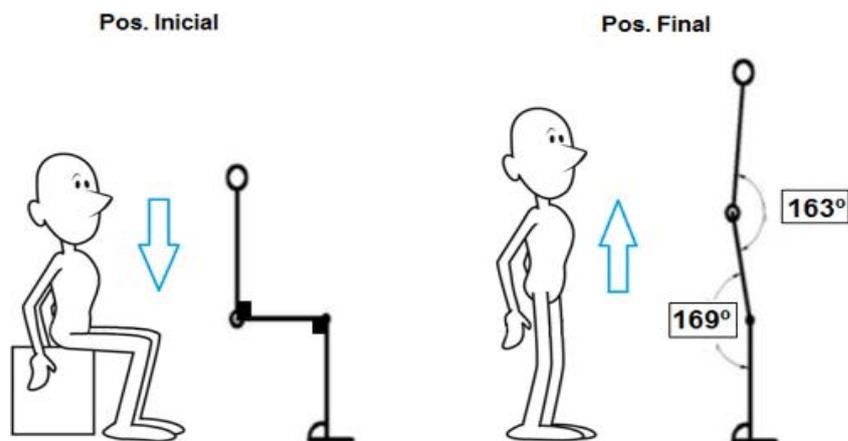


Figura 21 Ángulos para la transición sit to stand

En la Tabla 22 se puntualizan los valores de las partes de interés del cuerpo del usuario y también se detalla el ángulo α tanto para la posición

sedente como para la bípeda entre los eslabones definidos por el abdomen - cadera y la cadera – rodilla.

Tabla 22

Condiciones iniciales y finales

Zona	Caso	Distancias [mm]		\angle [°]	Inicial	Final
R U R A L	M U J E R E S	$a = 223$	Abdomen - Cadera	α	90°	163°
		$b = 542$	Cadera - Rodilla	β	* VA	* VA
		c	* VA	γ	* VA	* VA
U R B A N A	H O M B R E S	$a = 254$	Abdomen - Cadera	α	90°	163°
		$b = 614$	Cadera - Rodilla	β	* VA	* VA
		c	* VA	γ	* VA	* VA

* VA Valor a calcular

Así se obtiene los resultados que se muestra en la Figura 22 para cada caso.

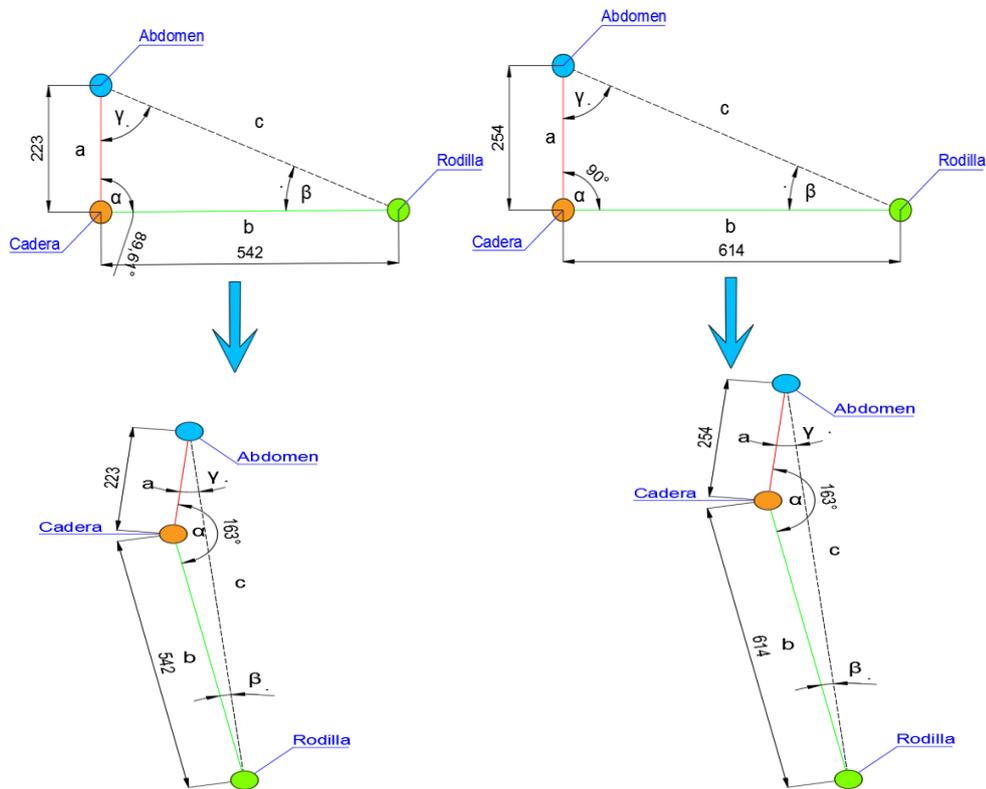


Figura 22 Transición Sit to Stand a) Caso 1, b) Caso 2

A continuación, se pretende encontrar los ángulos β y γ a partir de la

variación del ángulo α desde su valor inicial hasta el valor final. Para esto se utiliza la ley de cosenos y la ley de senos.

Nota: Hay que resaltar que se debe resolver para dos casos tanto para mujeres como para hombres, es decir, para los valores mínimos y para los valores máximos respectivamente. Estos valores son a los cuales el bipedestador deberá reajustarse.

a. **Caso 1**

- Resolviendo para la posición inicial (véase Figura 21) se tiene que:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \times a \times b \times \cos \alpha$$

$$c^2 = (223)^2 + (542)^2 - 2 \times 223 \times 542 \times \cos(90^\circ) = \sqrt{343493}$$

$$c = 586,08275866 \text{ [mm]}$$

Ahora:

<p>Para β</p> $\sin \beta = \frac{a}{c} \times \sin \alpha ; \text{ si } \alpha = 90^\circ$ $\beta = \sin^{-1} \left(\frac{223}{586,08275} \times \sin 90^\circ \right)$ $\beta = 22,36418263^\circ$	<p>Para γ</p> $\sin \gamma = \frac{b}{c} \times \sin \alpha ; \text{ si } \alpha = 90^\circ$ $\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{542}{586,08275} \times \sin 90^\circ \right)$ $\gamma = 67,63581737^\circ$
--	--

Luego se realiza la comprobación gráfica en la Figura 23 mediante el software AutoCAD de Autodesk (versión estudiantil):

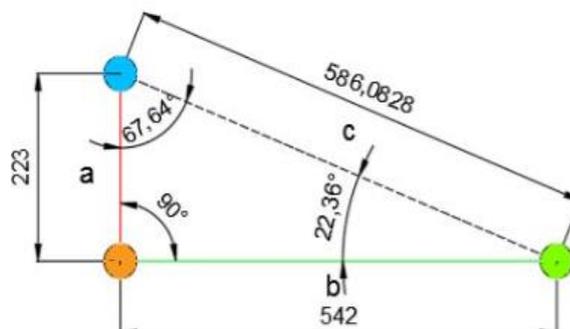


Figura 23 Comprobación gráfica (sedente)

- Resolviendo para la posición final (véase Figura 21) se tiene que:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \times a \times b \times \cos \alpha$$

$$c^2 = (223)^2 + (542)^2 - (2 \times 223 \times 542 \times \cos(163^\circ)) = \sqrt{574662,4613}$$

$$c = 758,06494528 \text{ [mm]}$$

Ahora:

<p>Para β</p> $\beta = \sin^{-1} \left(\frac{a}{c} \times \sin 163^\circ \right)$ <p style="text-align: center;"><i>si $\alpha = 163^\circ$</i></p> $\beta = \sin^{-1} \left(\frac{223}{758,0649} \times \sin \alpha \right)$ $\beta = 4,933933671^\circ$	<p>Para γ</p> $\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{b}{c} \times \sin \alpha \right)$ <p style="text-align: center;"><i>si $\alpha = 163^\circ$</i></p> $\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{542}{758,0649} \times \sin 163^\circ \right)$ $\gamma = 12,06606633^\circ$
--	--

De igual forma que en el caso anterior se visualiza la comprobación gráfica en la Figura 24.

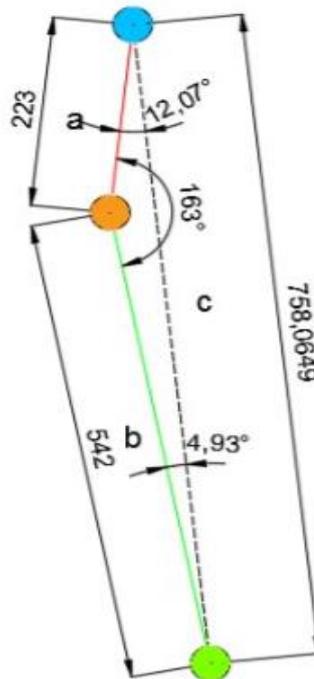


Figura 24 Comprobación gráfica (bípedo)

b. Caso 2

- Resolviendo para la posición inicial se obtiene la Figura 25:

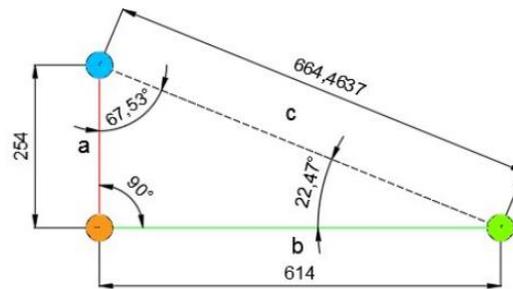


Figura 25 Comprobación gráfica (sedente)

- Resolviendo para la posición final se obtiene la Figura 26:

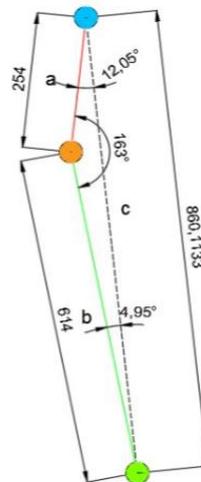


Figura 26 Comprobación gráfica (bípedo)

Por lo tanto, en la Tabla 23 se presenta un resumen de las variables calculadas tanto para la posición inicial y final de cada caso en análisis, cuyos valores han sido verificados a través del método gráfico en un software CAD.

Tabla 23

Valores iniciales y finales de las variables

Primer caso		c [mm]	β [°]	γ [°]
$a = 223$	Pos. inicial	586,0827	22,3641	67,6358
$b = 542$	Pos. final	758,0649	4,9339	12,0660
Segundo caso		c [mm]	β [°]	γ [°]
$a = 254$	Pos. inicial	664,4636	22,4739	67,5260
$b = 614$	Pos. final	860,1133	4,9530	12,0469

Seguidamente, para acelerar el proceso de cálculo de las variables en mención, se utiliza el programa SMath Studio para realizar la variación del ángulo α cada 1° , que mostrará la variación de la distancia del abdomen

respecto a la rodilla y de sus respectivos ángulos para cada caso en análisis que se presenta al desplazar el cuerpo del usuario.

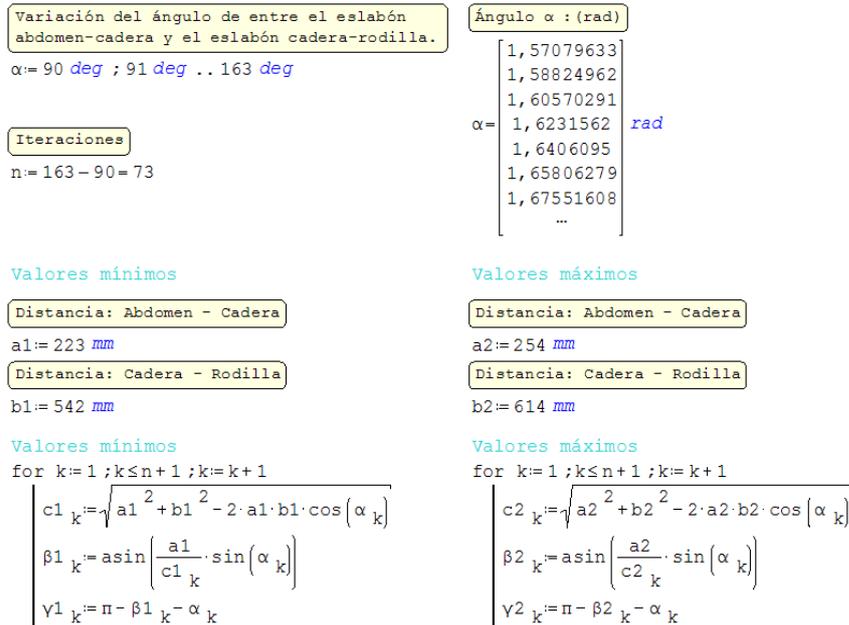


Figura 27 Cálculos para la variación del ángulo

A continuación, se procede con la obtención de las coordenadas del punto de interés (abdomen), lo cual se logra a través de la gráfica de las diferentes posiciones de la transición sit to stand, en donde se toma en consideración los ángulos de la posición inicial con respecto a los ángulos de la posición final, como se muestra en la Figura 28.

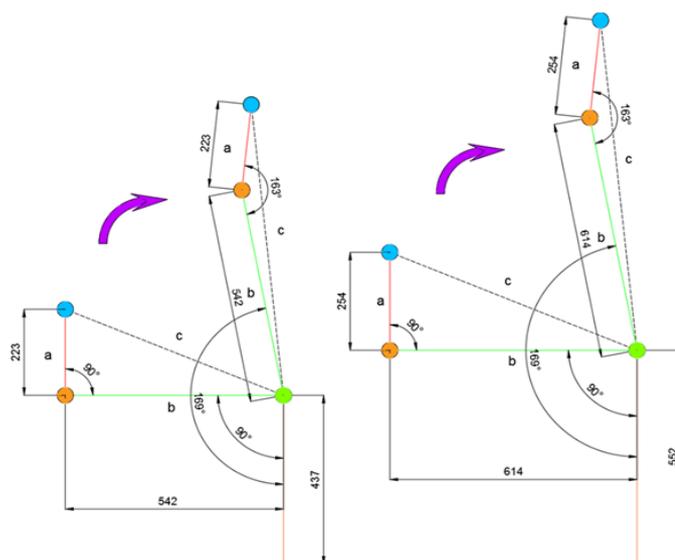


Figura 28 Posición inicial y final para el caso 1 y 2

Por lo tanto, se tiene que en la posición final el eslabón correspondiente a

la rodilla-cadera tiene un ángulo de 169° con respecto al eslabón rodilla- tobillo y por ende 79° con respecto a la horizontal (eje x); a su vez el ángulo α ha variado 73° ($|90^\circ - 163^\circ|$) con lo cual se establece una relación entre dichos ángulos que sería de $\frac{79^\circ}{73^\circ} = 1.082$, en base a ésta relación se varía el desplazamiento de los eslabones en movimiento y se obtiene el resultado que se indica en la Figura 29.

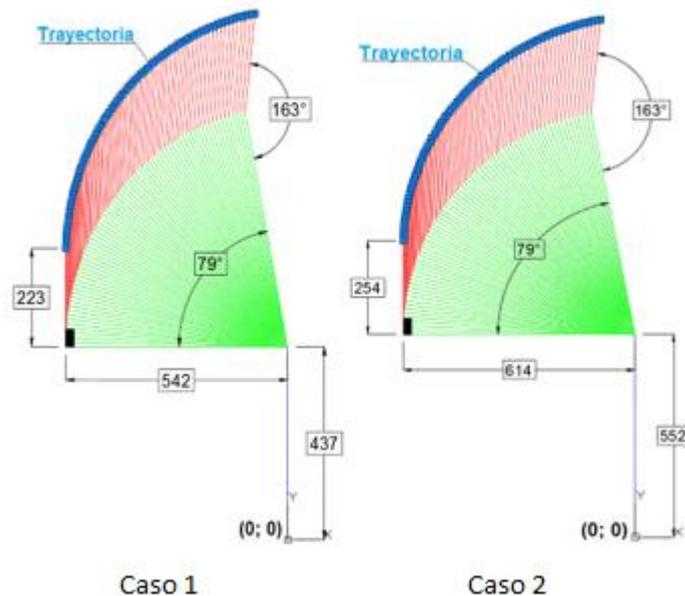


Figura 29 Desplazamiento de los eslabones (sit to stand)

Los puntos azules que se han señalado en la Figura 29, describen la trayectoria que se genera en la transición sit to stand correspondiente a la parte del abdomen para cada caso, con lo cual se obtiene un conjunto de coordenadas (x, y) , cuyas unidades están expresadas en mm en donde se ha realizado una variación cada 1° iniciando desde 90° hasta 163° .

Luego las coordenadas para los puntos iniciales se las toma en base a las medidas antropométricas de cada caso y para las coordenadas de los puntos finales se usa la Figura 30, en donde se ha trazado dos triángulos rectángulos para que a través de sus catetos se pueda calcular las distancia tanto para x como para y en el punto de interés que viene a ser el abdomen.

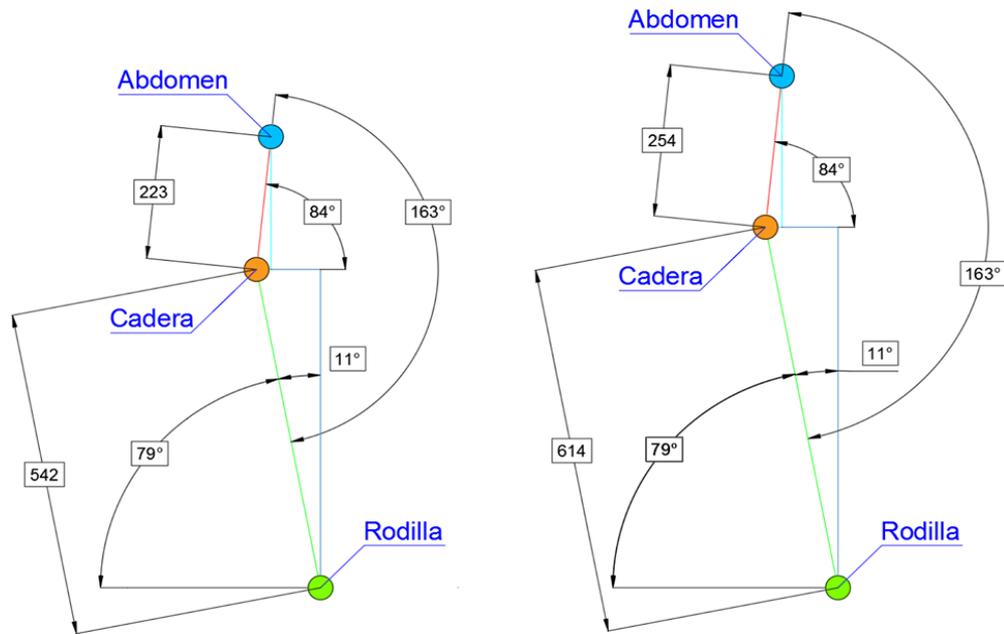


Figura 30 Coordenadas de la posición final de abdomen

A continuación, en la Tabla 24 se calcula las coordenadas finales para ambos casos, así:

Tabla 24

Coordenadas caso 1 y caso 2

Caso 1	
Para la coordenada en x	Para la coordenada en y
$x_f = 542 \times \sin(11^\circ) - 223 \times \cos(84^\circ)$	$y_f = 542 \times \cos(11^\circ) + 223 \times \sin(84^\circ)$
$x_f = 80,10862819$	$y_f = 753,82031610$
Pero como el punto está en el II cuadrante se tiene:	Pero como la coordenada en y de la rodilla no está en el origen:
$x_f = -80,10862819 [mm]$	$y_f = 753,82031610 + 437$
	$y_f = 1190,82031610 [mm]$
Caso 2	
Para la coordenada en x	Para la coordenada en y
$x_f = 614 \times \sin(11^\circ) - 254 \times \cos(84^\circ)$	$y_f = 614 \times \cos(11^\circ) + 254 \times \sin(84^\circ)$
$x_f = 90,60649349$	$y_f = 855,32765206$
Pero como el punto está en el II cuadrante se tiene:	Pero como la coordenada en y de la rodilla no está en el origen:
$x_f = -90,60649349$	$y_f = 855,32765206 + 552$
	$y_f = 1407,32765206$

En la Tabla 25 se hace un breve resumen de las coordenadas tanto para los puntos iniciales como para las coordenadas de los puntos finales referente al abdomen de cada caso.

Tabla 25

Coordenadas de inicio y fin de la trayectoria

Coordenadas	Caso 1		Caso 2	
[°]	90°	163°	90°	163°
x	-542	-80,1086	-614	-90,6065
y	660	1190,8203	806	1407,3277

c. El mecanismo

El siguiente paso, corresponde al dimensionamiento de un mecanismo que genere la misma trayectoria antes obtenida (véase Figura 29) y que cumpla las condiciones y parámetros establecidos para la misma. Para esto se hace una efímera revisión a la sección 1.8.4. más atrás, específicamente en la Tabla 4 mediante la cual se idea un mecanismo que produzca una revoluta para conseguir la transición sit to stand y viceversa. Además, se usa el mismo principio usado anteriormente para encontrar la trayectoria antes mencionada.

Así mismo, el mecanismo debe iniciar su accionamiento desde la posición sedente del usuario, para lo cual se debe tomar en cuenta algunas medidas antropométricas del ser humano, como, por ejemplo: la altura del abdomen, la distancia de la rodilla-cadera y la distancia de las rodillas respecto del suelo; así como también las dimensiones de una silla de ruedas y, en especial cuando una persona se encuentra en una silla de ruedas, éste tiene una cierta elevación respecto al suelo que corresponde al reposapiés y según (R. P., et al., 2017, p. 3) puede oscilar entre 10 [cm] y 13 [cm] como se indica en la Figura 31 .

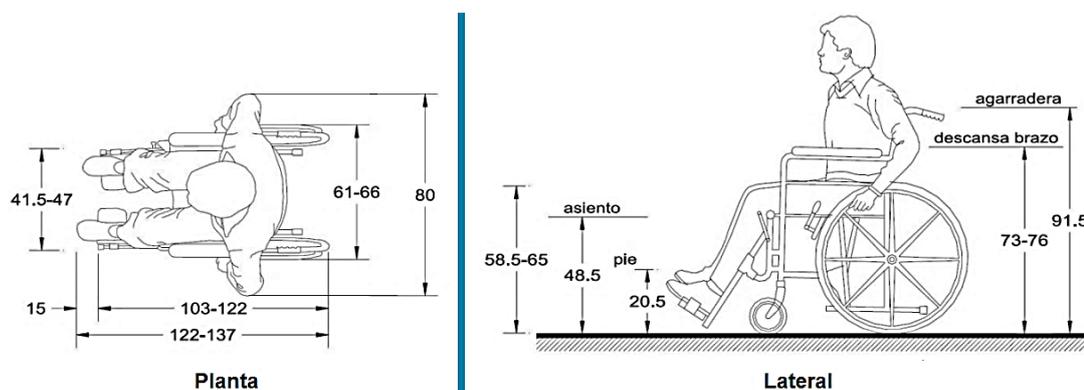


Figura 31 Dimensiones de una silla de ruedas

Luego con los datos antropométricos recabados se tiene las dimensiones de los eslabones a y d provistos en la Figura 32. Así mismo, se considera que con la variación del ángulo suplementario de ángulo τ el eslabón c va a variar su longitud, de tal forma que el punto final del eslabón d se adapte a la trayectoria generada por el usuario al ponerse de pie.

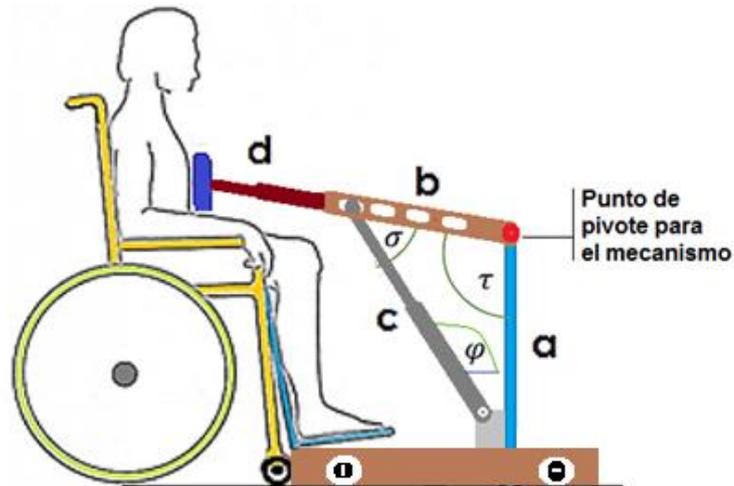


Figura 32 Dimensionamiento del mecanismo

Además, como se pudo observar en la Figura 32 la fijación del eslabón c no converge con la fijación del eslabón a debido a que se requiere que cuando el eslabón c (actuador) alcance su posición final, sea paralelo a los eslabones a y b , por tanto se dispone de una distancia igual a 20 [mm] entre el punto fijo del eslabón $a - c$ y, una distancia de 200 [mm] respecto al origen para el punto fijo del eslabón a como se indica en la Figura 33.

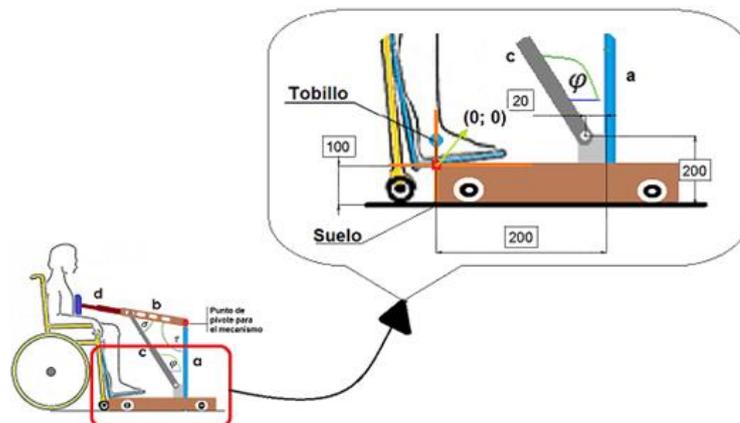


Figura 33 Origen para el usuario y el mecanismo

Nota: Cabe recalcar que el origen tomado tanto para generar la trayectoria por parte del usuario como para dimensionar el mecanismo se lo hizo a partir de la ubicación de los tobillos del usuario para el eje y y 100 [mm] por encima del nivel del suelo para el eje x .

En la Figura 34 se puede ver que se han enumerado algunas medidas del usuario y del mecanismo para dimensionar y posicionar este último, estas medidas se denotan en la Tabla 26.

Tabla 26

Parámetros para dimensionar el mecanismo.

Nº	PARTE	LONGITUD [mm]	
		Caso 1	Caso 2
1	Altura de las rodillas a partir del piso.	437	552
2	Frente del abdomen al frente de la rodilla.	327	386
3	Distancia entre los puntos fijos del eslabón a y c	20	20

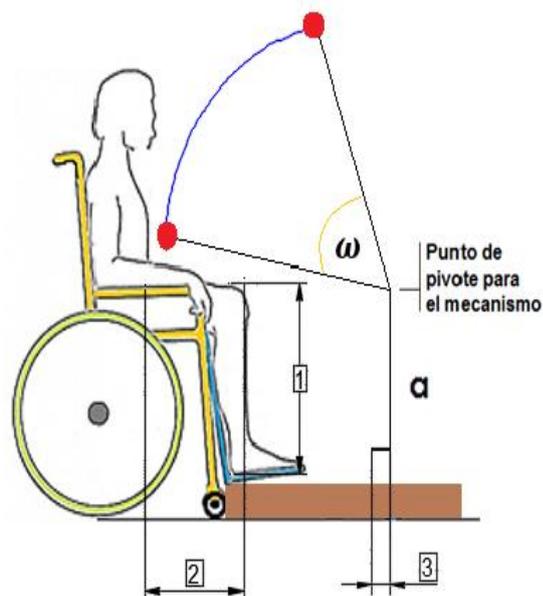


Figura 34 Trayectoria del mecanismo

Conjuntamente con los datos obtenidos se precisa conocer el desplazamiento requerido por parte del mecanismo para conseguir la trayectoria asignada, es así que en la Figura 35 se hace uso del Teorema de Pitágoras para calcular el ángulo ω .

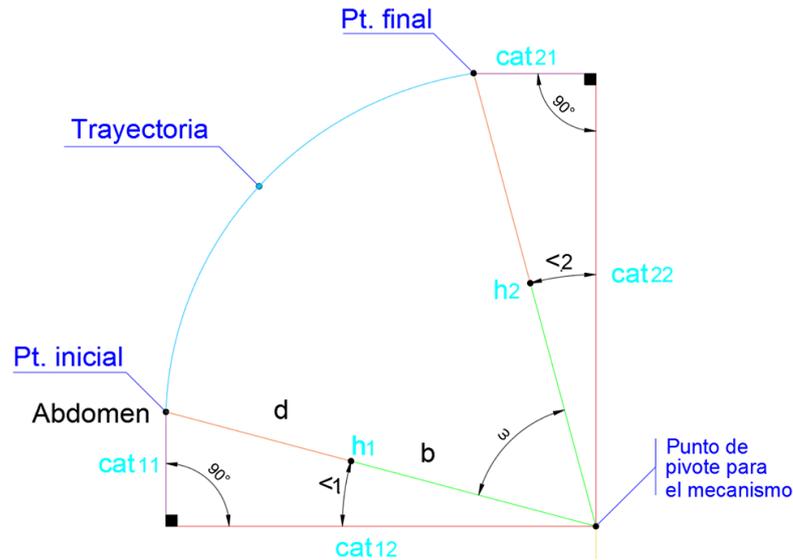


Figura 35 Ángulo de variación ω del mecanismo

Seguidamente resolviendo para encontrar la variación del ángulo ω en cada caso en la Tabla 27 se tiene lo siguiente:

Tabla 27

Variación del ángulo ω

Caso 1	
Primer triángulo rectángulo	Segundo triángulo rectángulo
$cat_{11} = y_0 - \text{Alt. Rodilla}$ $cat_{11} = 660 - 437 = 223$	$cat_{21} = x_f + \text{Dist. esl. a} - c$ $cat_{21} = -80,10 + 200 = 280,1086$
$cat_{12} = x_0 + \text{Dist. esl. a} - c$ $cat_{12} = -542 + 200 = 742$	$cat_{22} = y_f - \text{Alt. Rodilla}$ $cat_{22} = 1190,82 - 437 = 753,8203$
$\tan \angle_1 = \frac{cat_{11}}{cat_{12}}$ $\angle_1 = \tan^{-1}\left(\frac{223}{742}\right)$ $= 16,72757692^\circ$	$\tan \angle_2 = \frac{cat_{21}}{cat_{22}}$ $\angle_2 = \tan^{-1}\left(\frac{280,1086}{753,8203}\right) = 20,38433136^\circ$
$\therefore \omega + \angle_1 + \angle_2 = 90^\circ$ $\omega_1 = 90^\circ - 16,72757692^\circ - 20,38433136^\circ$ $\omega_1 = 52,88809172^\circ$	

CONTINÚA

Caso 2

Primer triángulo rectángulo

$$cat_{11} = y_o - \text{Alt. Rodilla}$$

$$cat_{11} = 806 - 552 = 254$$

$$cat_{12} = |x_o| + \text{Dist. esl. a} - c$$

$$cat_{12} = |-614| + 200 = 814$$

Segundo triángulo rectángulo

$$cat_{21} = |x_f| + \text{Dist. esl. a} - c$$

$$cat_{21} = |-90,60| + 200 = 290,6065$$

$$cat_{22} = y_f - \text{Alt. Rodilla}$$

$$cat_{22} = 1407,32 - 552 = 855,3277$$

$$\tan \angle_1 = \frac{cat_{11}}{cat_{12}}$$

$$\angle_1 = \tan^{-1}\left(\frac{254}{814}\right)$$

$$= 17,32997436^\circ$$

$$\tan \angle_2 = \frac{cat_{21}}{cat_{22}}$$

$$\angle_2 = \tan^{-1}\left(\frac{290,6065}{855,3277}\right) = 18,76572848^\circ$$

$$\therefore \omega + \angle_1 + \angle_2 = 90^\circ$$

$$\omega_2 = 90^\circ - 17,32997436^\circ - 18,76572848^\circ$$

$$\omega_2 = 53,90429717^\circ$$

A continuación, en la Figura 36 se muestra la comprobación gráfica:

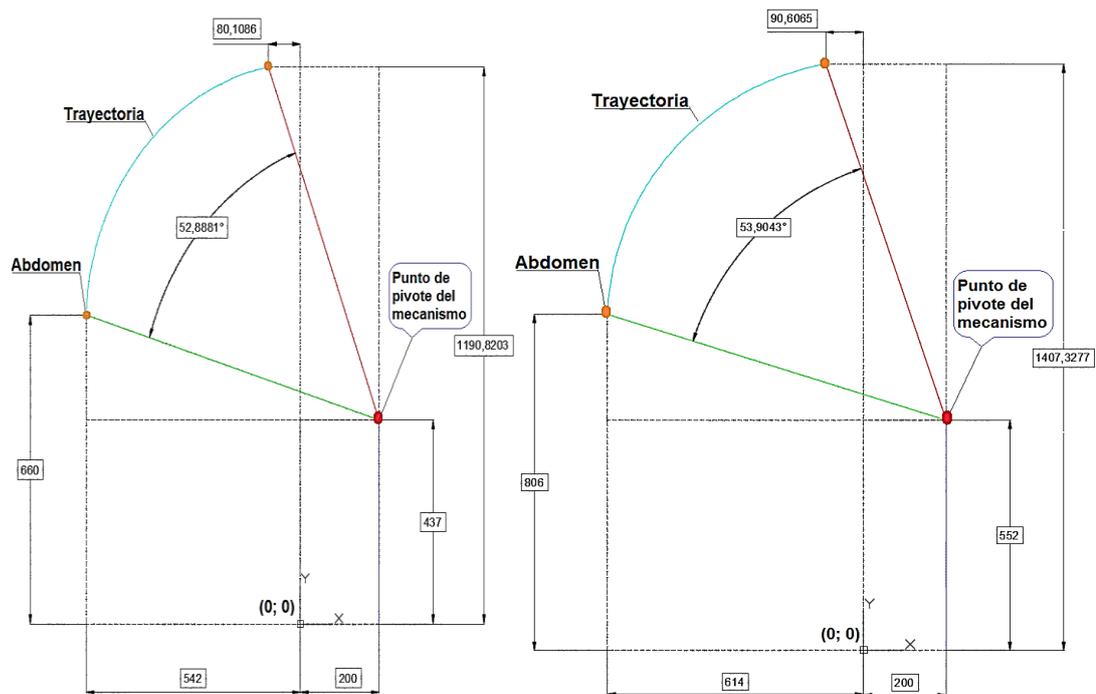


Figura 36 Posición inicial y final del mecanismo

Posterior a esto, se requiere conocer la longitud del eslabón "b" y "d" del triángulo rectángulo que se muestra en la Figura 37, tomando en cuenta que la línea de color verde es el espacio de unión entre los brazos para lo cual se utiliza los datos que se obtuvo en las Tabla 25 y Tabla 26.

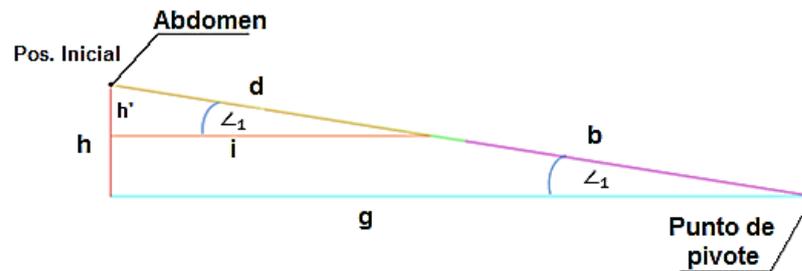


Figura 37 Proyección de la posición inicial

Luego, como los eslabones b y d van a cambiar de posición se debe tomar en cuenta que no colisionen con las coordenadas de las rodillas del usuario, por tal motivo el lado i del triángulo $dh'i$ debe corresponder a una distancia menor o igual a la distancia entre el abdomen y la rodilla, la cual está provista en la Tabla 26. Además, como ya se calculó el ángulo \angle_1 para cada caso se tiene los datos de la Tabla 28:

Tabla 28

Ángulo \angle_1 , i , g para ambos casos

	Caso 1	Caso 2
\angle_1	16,72757692°	17,32997436°
$i = \text{Abdomen} - \text{Rodilla}$	327 [mm]	386 [mm]
g	742 [mm]	814 [mm]

Ahora, por medio de ángulos semejantes se obtiene la Tabla 29:

Tabla 29

Distancia d y b

CASO 1	
Para el eslabón d	Para el eslabón b
$\cos \angle_1 = \frac{i}{d}$	$\cos \angle_1 = \frac{g}{b + d}$
$d = \frac{327}{\cos (16,72757692^\circ)}$	$b = \frac{g}{\cos \angle_1} - d$
$d = 341,44871837 [mm]$	$b = \frac{742}{\cos (16,72757692^\circ)} - 341,44871837$
	$b = 433,33705848 [mm]$
$\therefore b + d = 433,33705848 + 341,44871837 = 774,78577684 [mm]$	

La comprobación gráfica se visualiza en la Figura 38:

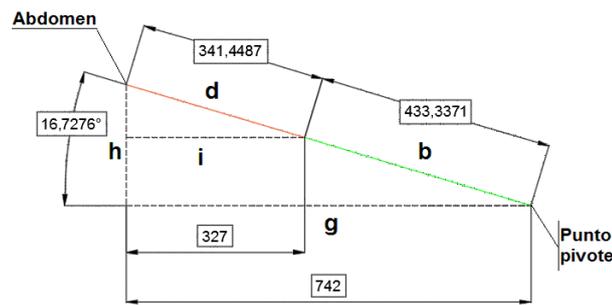


Figura 38 Eslabones b y d (Caso 1)

De igual forma, la comprobación gráfica del caso 2 se muestra en la Figura 39.

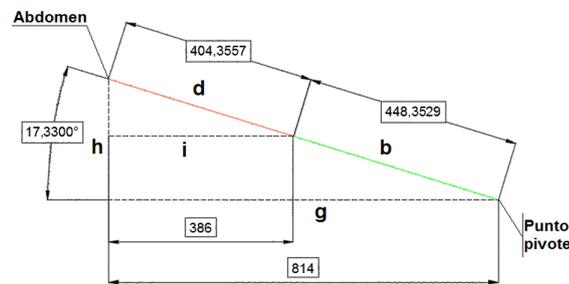


Figura 39 Eslabones b y d (Caso 2)

Además, el eslabón b tiene como finalidad servir para el reajuste del mecanismo permitiendo al eslabón c desplazarse sobre el eslabón b según convenga, por ende, de la distancia total de éste eslabón se toma una longitud de 200 [mm] a partir del centro del mismo, es decir, 100 [mm] para cada lado del punto medio. Y en consecuencia se tiene el esquema de la Figura 40. Dónde: l = Longitud para el reajuste; $l = 200$ [mm]

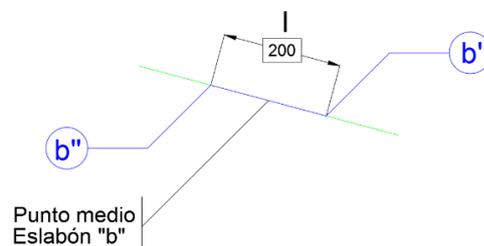


Figura 40 Distancia de reajuste en el eslabón "b"

Luego, en la Figura 41 se forma el triángulo bce en el cuál el eslabón "c" va a experimentar una variación en función del incremento o decremento del ángulo ω . Pero antes, como no se conoce la longitud del lado "e" se toma

como referencia el triángulo rectángulo aef para calcular el lado "e" y sus ángulos del triángulo en cuestión, ya que en este no varía ninguno de sus lados.

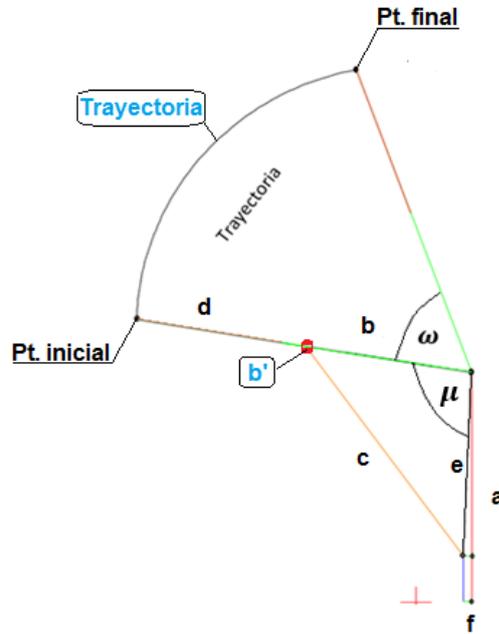


Figura 41 Eslabonamiento del mecanismo

Para encontrar el lado "e" del triángulo " aef " en la Tabla 26 se tiene las longitudes del eslabón "a" y del eslabón f , pero cabe mencionar que todo el triángulo aef ha sido elevado 100 [mm] respecto a la horizontal (veáse Figura 33), con el fin de colocar un soporte para el actuador que está representado por el eslabón "c" y así lograr reducir la longitud de actuador según convenga. Por ende, se obtiene los resultados de la Figura 42.

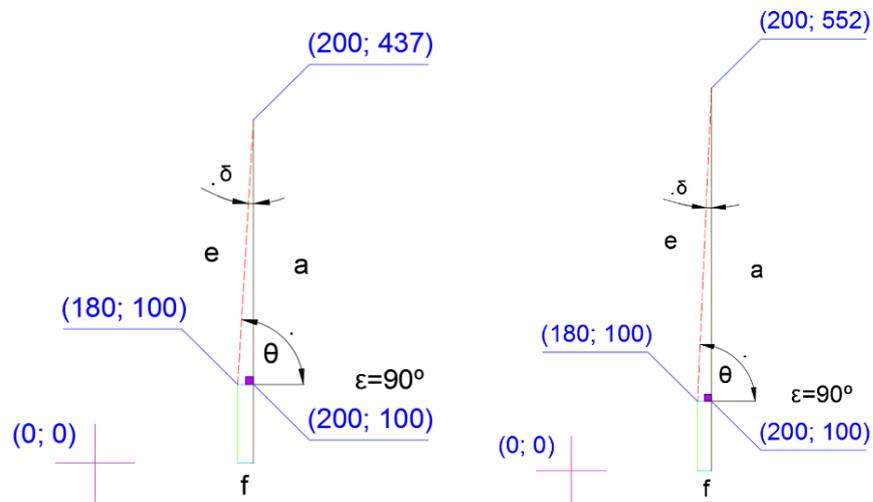


Figura 42 Triángulo " aef " a) Caso 1, b) Caso 2

De igual forma, como ya se ha venido realizando anteriormente, en la Figura 43 se visualiza los valores de interés del triángulo rectángulo "aef".

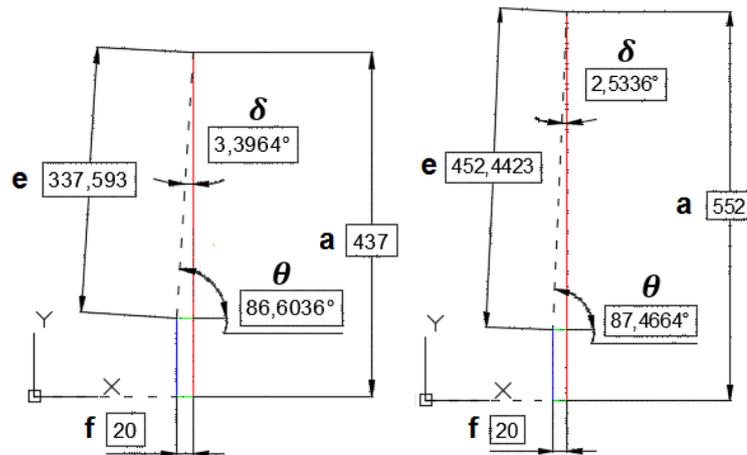


Figura 43 Eslabón "e" a) Caso 1, b) Caso 2

Como en el triángulo "aef" son fijos todos sus lados, el ángulo δ no va a cambiar y en consecuencia se puede calcular el valor inicial y final del ángulo μ en el triángulo "bce" de la Figura 44 en base al ángulo δ y a la variación inicial y final del ángulo ω .

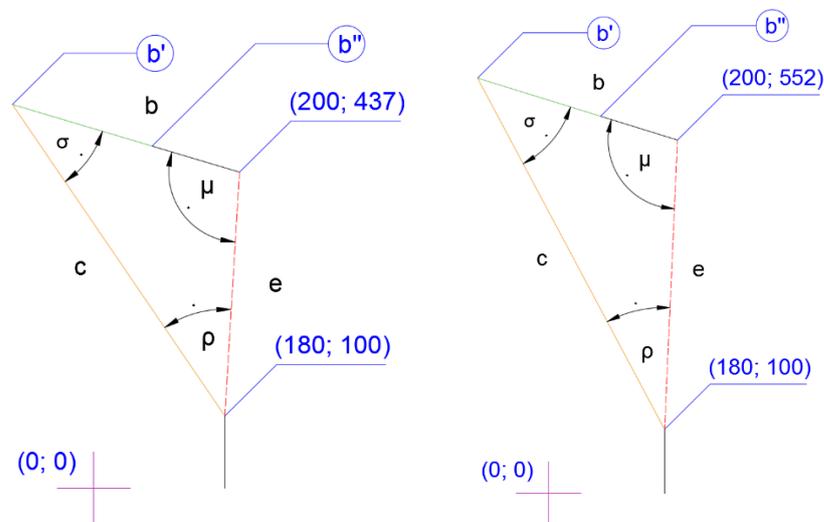


Figura 44 Triángulo "bce" a) Caso 1, b) Caso 2

Resolviendo para la etapa inicial y final del ángulo μ se tiene los valores del mismo mediante el uso del método gráfico en la Figura 45.

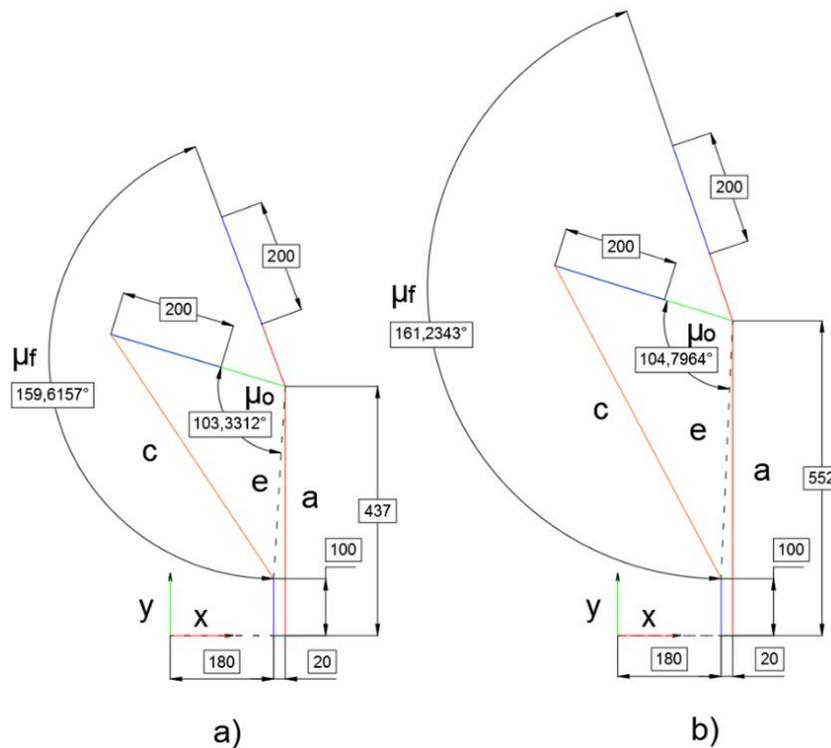


Figura 45 Ángulo μ a) Caso 1, b) Caso 2

En la Figura 46 se muestra los valores para la etapa inicial y final del eslabón "c" en el triángulo $b'ce$ Comprobación gráfica:

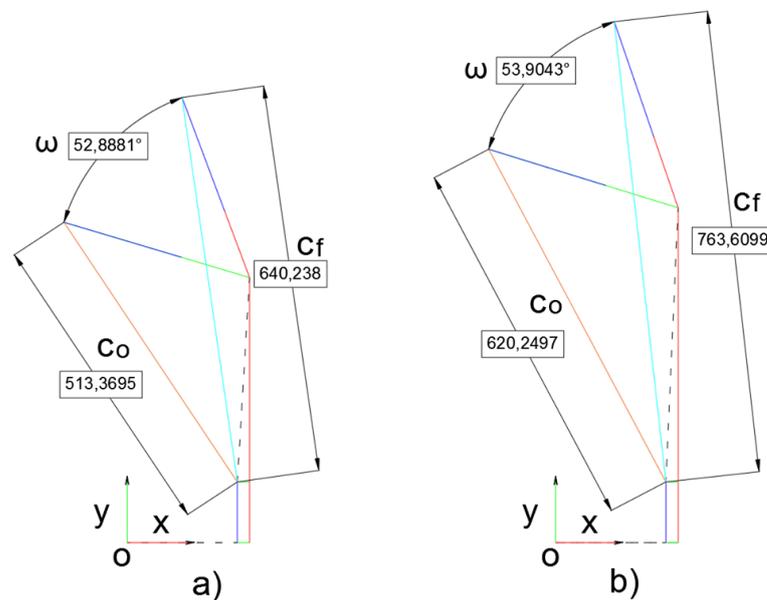


Figura 46 Variación del eslabón "c". a) Caso 1, b) Caso 2

Resolviendo para la etapa inicial y final del eslabón "c" en el triángulo $b''ce$ se obtiene los valores de la Figura 47, así:

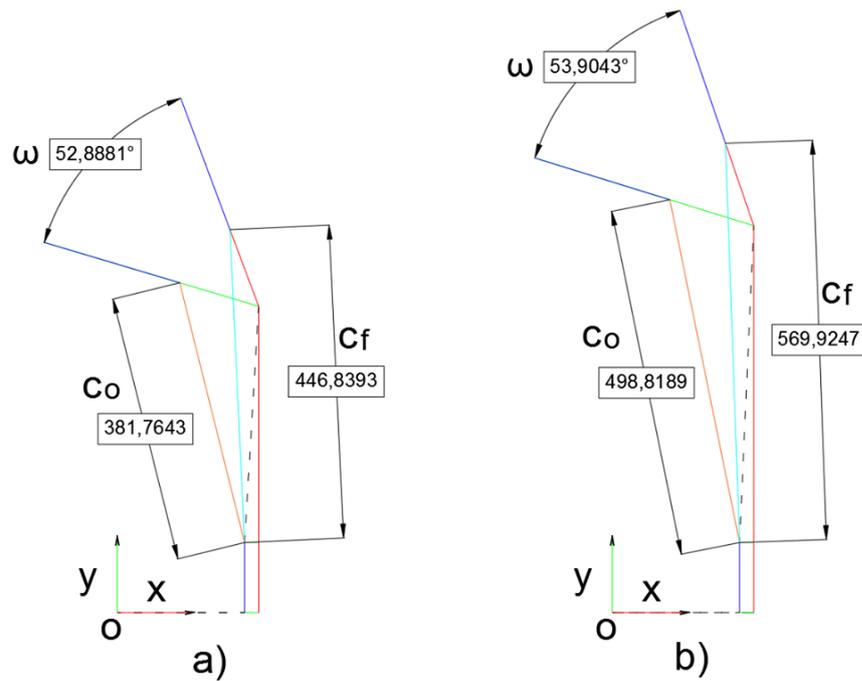


Figura 47 Variación del eslabón "c". a) Caso 1, b) Caso 2

Seguidamente para acelerar el proceso de cálculo se realizó a través de varias iteraciones en el programa SMath Studio (versión libre) la variación del ángulo μ cada 1° .

a. Caso 1

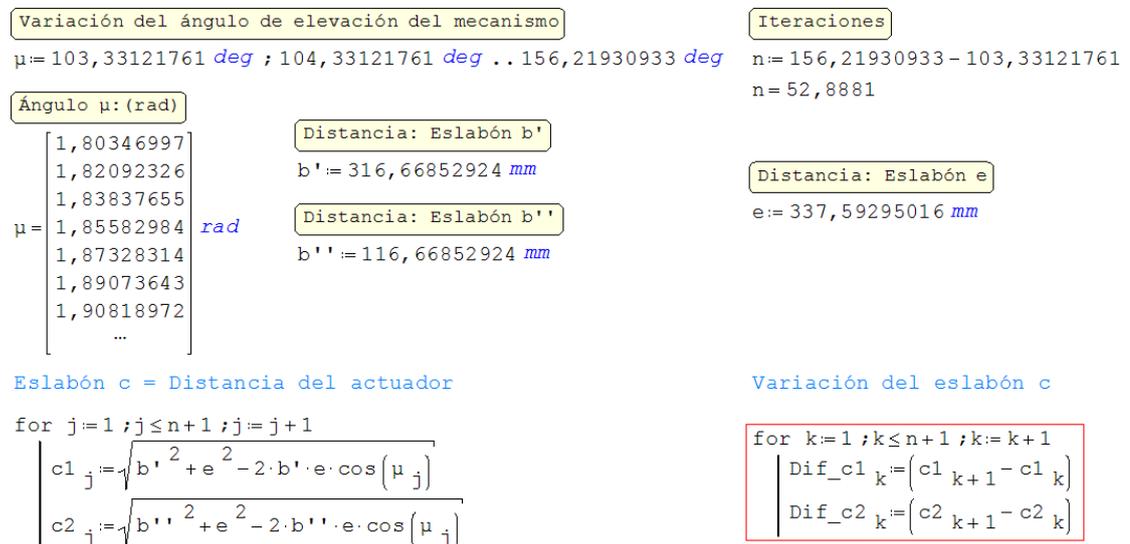


Figura 48 Variación del ángulo μ

b. Caso 2

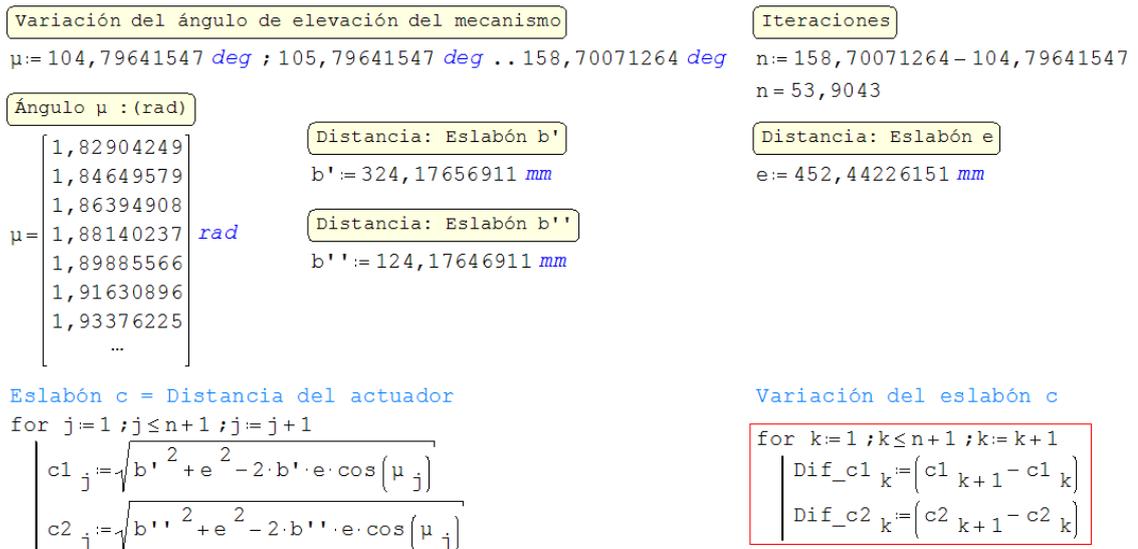


Figura 49 Variación del ángulo μ

Una vez calculados los ángulos y longitudes de interés se puede establecer el dimensionamiento del mecanismo como se indica en la Tabla 30 y por consiguiente sus respectivas coordenadas en el plano (ver Figura 50).

Tabla 30

Resumen de las variables calculadas

	Caso 1		Caso 2
Eslabón	Dimensión [mm]	Eslabón	Dimensión [mm]
<i>a</i>	437	<i>a</i>	552
<i>b</i>	443,33705848	<i>b</i>	448,35293822
<i>b'</i>	316,66852924	<i>b'</i>	324,17656911
<i>c_o</i>	513,36953879	<i>c_o</i>	620,24969021
<i>c_f</i>	640,23797624	<i>c_f</i>	763,60993166
<i>b''</i>	116,66852924	<i>b''</i>	124,17646911
<i>c_o</i>	381,76433416	<i>c_o</i>	498,81885961
<i>c_f</i>	446,83925874	<i>c_f</i>	569,92466873
<i>d</i>	341,44871837	<i>d</i>	404,35568728
<i>e</i>	337,59295016	<i>e</i>	452,44226151
<i>f</i>	20	<i>f</i>	20
<i>g</i>	742	<i>g</i>	814
<i>i</i>	327	<i>i</i>	386
<i>l</i>	200	<i>l</i>	200
Ángulo	Dimensión [°]	Ángulo	Dimensión [°]
\angle_1	16,72757692	\angle_1	17,32997436
\angle_2	20,38433136	\angle_2	18,76572848
$\Delta\omega$	52,88809171	$\Delta\omega$	53,90429717
μ_o	103,33121761	μ_o	104,79641547
μ_f	156,21930933	μ_f	158,70071264

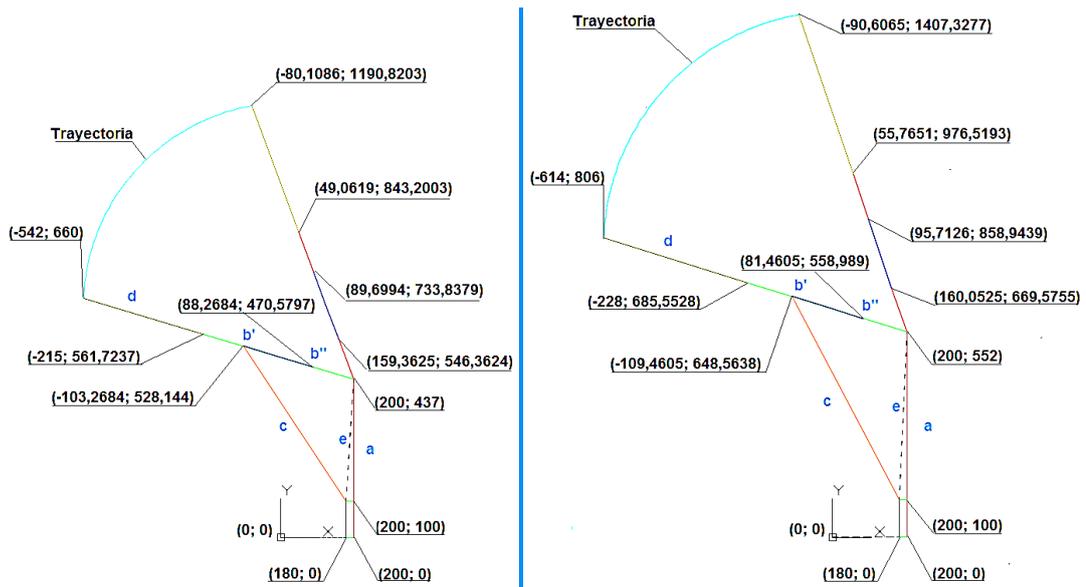


Figura 50 Dimensionamiento del mecanismo.

Con los datos obtenidos se graficó los avances del mecanismo en pasos de 1° como se visualiza en la Figura 51, en la cual se observa que la adaptación por parte del mecanismo a la trayectoria tiene un desfase (error), para lo cual se plantea compensar dicho error con dos actuadores lineales (se los usa también para ayudar con la estabilidad del usuario) los cuales tendrán que suplir la longitud faltante (líneas rojas) para cumplir a cabalidad con la adaptación a la trayectoria requerida.

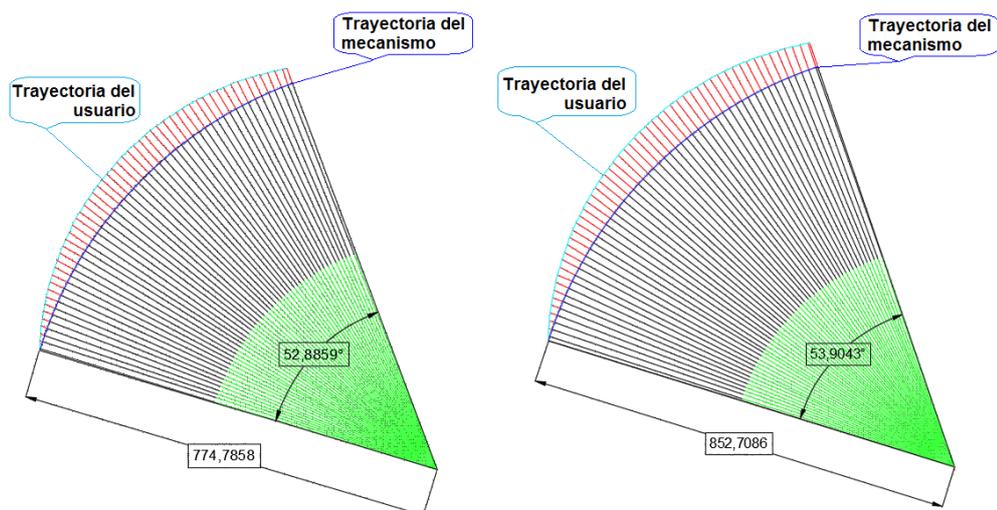


Figura 51 Trayectoria generada – resultado. a) Caso 1, b) Caso 2

Luego se obtienen las coordenadas de los puntos iniciales y finales de cada línea (roja) de la Figura 47, como se muestra en la Tabla 31 (unidades expresadas en [mm]). Por ende, para compensar el error generado por la trayectoria del mecanismo, se necesita conocer cuál es la distancia faltante y para lo cual se lo ha hecho en pasos de 1° tomando como referencia la horizontal (eje x positivo) para el ángulo de variación y se obtiene lo siguiente:

a. Caso 1

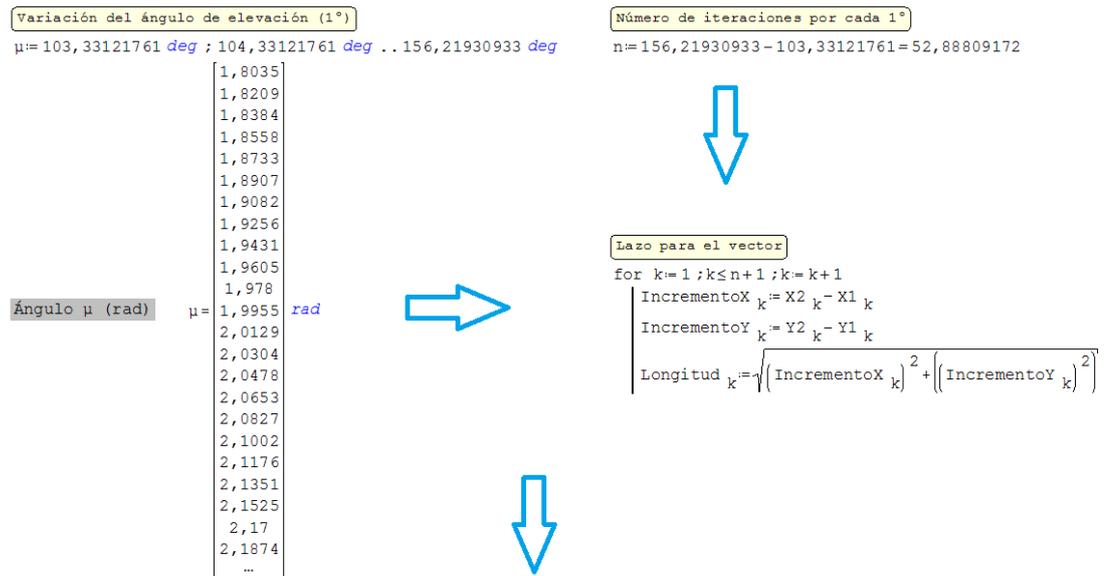


Figura 52 Distancias faltantes

Tabla 31

Error de la trayectoria generada para el caso 1

N	COOR. DEL PUNTO INICIAL		COOR. DEL PUNTO FINAL		DISTANCIA	ERROR
	X1	Y1	X2	Y2		
1	-540,93131923	663,52543993	-541,84515672	663,80482809	0,95559232	3,53103245
2	-536,86505780	676,42197355	-541,13209153	677,80841685	4,48662477	3,43057972
3	-532,57434014	689,24557691	-540,06020405	691,82316656	7,91720449	3,29915386
4	-528,06047323	701,99234383	-538,60040240	705,82856431	11,21635834	3,21854670
5	-523,32483206	714,65839151	-536,80097686	719,83139883	14,43490504	3,09076604
.....						
30	-338,21142211	994,33424606	-377,80092658	103,53303780	56,99133005	0,06601064
31	-328,40262617	100,36424459	-367,31563895	104,53715432	57,05734068	0,00690309
32	-318,43287367	101,27780409	-356,60706757	105,51747784	57,05043759	0,09813305
33	-308,30520149	102,17382483	-345,66927511	106,47206982	56,95230455	0,20668014
34	-298,02269462	103,05203388	-334,49807889	107,39900091	56,74562441	0,26010083
35	-287,58848521	103,91216373	-323,13597700	108,30191338	56,48552357	0,51135719
.....						
50	-115,13376392	114,48020264	-130,41716414	117,91291054	37,57566593	2,14707698
51	-102,73291892	115,01940673	-116,57597146	118,28062554	35,42858895	2,22490673
52	-902,39858547	115,53688623	-102,67817683	118,61547804	33,20368222	2,33479518
53	-776,58388299	116,03248353	-887,20808052	118,91434240	30,86888704	1,47441157
54	-698,70042320	116,32665889	-801,08599391	119,08203026	29,39447547	---

b. Caso 2

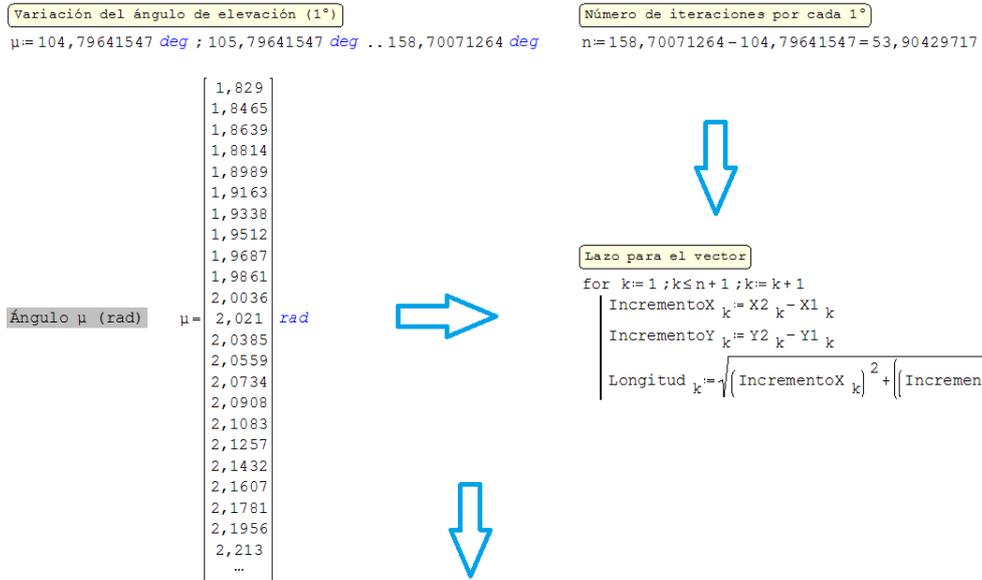


Figura 53 Distancias faltantes

Tabla 32

Error de la trayectoria generada para el caso 2

N	COOR. DEL PUNTO INICIAL		COOR. DEL PUNTO FINAL		DISTANCIA	ERROR
	X1	Y1	X2	Y2		
1	-610,97409379	815,50145538	-613,57715143	816,34724007	2,73701678	4,00528679
2	-606,25184398	829,61477235	-612,62681725	831,80985168	6,74230357	3,90061828
3	-601,28400206	843,64352518	-611,28507718	847,28361883	10,64292185	3,81927571
4	-596,07208126	857,58344056	-609,57370583	862,76622864	14,46219756	3,68187679
5	-590,61766920	871,43027227	-607,44056199	878,22716215	18,14407435	3,57605707
.....						
30	-381,54588302	117,56316088	-430,65246635	122,82919722	72,00396101	0,53178508
31	-370,57343844	118,56860018	-419,10932620	123,95905662	72,53574609	0,43481030
32	-359,42719166	119,55473680	-407,30018402	125,06189459	72,97055639	0,27260868
33	-348,11053793	120,52127033	-395,19033693	126,13202229	73,24316506	0,16147584
34	-336,62692443	121,46790638	-382,82196175	127,17251840	73,40464090	0,05985477
35	-324,97984917	122,39435658	-370,20910896	128,18343784	73,46449567	0,11067270
.....						
50	-133,17980213	133,69224276	-156,36704681	139,15481529	59,34322348	1,88153108
51	-119,43027198	134,26176695	-140,95580082	139,58952229	57,46169241	1,97114816
52	-105,58344027	134,80720815	-125,46947283	139,98769675	55,49054425	2,12820514
53	-916,43524890	135,32840023	-109,89451976	140,34281986	53,36233910	2,21248125
54	-776,14772064	135,82518443	-942,67536887	140,66149850	51,14985786	0,51048232
55	-743,15842187	135,93802182	-906,06498345	140,73276986	50,63937554	---

Finalmente, se requiere obtener el dimensionamiento final del mecanismo, el cuál debe contemplar los valores de los dos casos en análisis. Para esto se tiene la Tabla 33, en donde se expone las medidas de mecanismo tomando los valores extremos de cada caso y se hace una aproximación de estos valores para facilitar el análisis, así:

Tabla 33

Dimensiones del mecanismo

Valores		Aproximación	
Eslabón	Dimensión [mm]	Eslabón	Dimensión [mm]
<i>a</i>	437 - 552	<i>a</i>	555
<i>b</i>	448,35293822	<i>b</i>	450
<i>b'</i>	324,17656911	<i>b'</i>	325
<i>c_f</i>	763,60993166	<i>c_f</i>	770
<i>b''</i>	116,66852924	<i>b''</i>	125
<i>c_o</i>	381,76433416	<i>c_o</i>	500
<i>d</i>	341,44871837	<i>d</i>	340
<i>Exp. d</i>	73,46449567	<i>Exp. d</i>	75
<i>f</i>	20	<i>f</i>	20
<i>l</i>	200	<i>l</i>	200
Ángulo	Dimensión [°]	Ángulo	Dimensión [°]
\angle_1	16,72757692	\angle_1	15
\angle_2	18,76572848	\angle_2	15

Pues bien, la determinación de los valores de la Tabla 33 se lo realizó de la siguiente manera:

- Para la longitud del eslabón “a” hay que considerar la altura de las rodillas tanto de los usuarios de caso 1 como del caso 2, por lo que éste eslabón debe contar con una longitud de reajuste de 100 [mm].
- Para la longitud del eslabón “b” se debe tener presente que este eslabón asiste en el reajuste del eslabón “c” que es de 200 [mm] por lo que el eslabón “b” debe ser mayor a la longitud de reajuste. Entonces contemplando esto y en base a los datos obtenidos para cada caso se optó por una aproximación de la mayor longitud calculada.
- Para la longitud del eslabón “c” primero se debe acotar de que éste es un actuador lineal por lo que requiere de una longitud fija mínima y una longitud deslizante máxima, por lo que para el valor mínimo se toma cuando el reajuste se encuentra en el punto *b''* y el mecanismo en su fase inicial y para el valor máximo se hace referencia cuando el reajuste se encuentra en el punto *b'* y el mecanismo está en su fase final. Entonces la diferencia de los valores mencionados vendría a ser la longitud de carrera del actuador. $\sigma = 63,3208678^\circ$

- Para la longitud del eslabón “d” hay que considerar el mínimo valor calculado, porque es un actuador lineal y de ser el caso puede compensar la longitud faltante y no lo contrario (ver Figura 54).

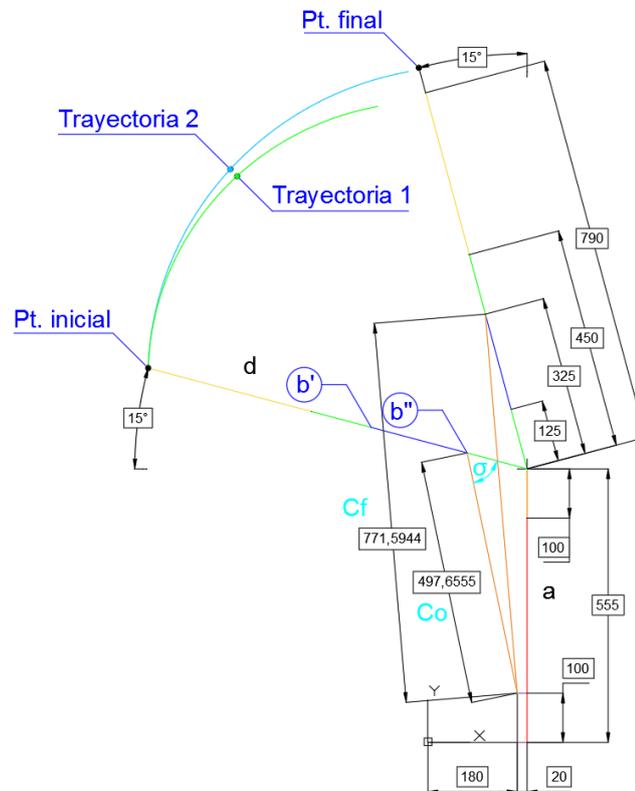


Figura 54 Mecanismo dimensionado

2.12.2. Proceso del diseño

En esta etapa se pretende que a través del diseño se defina el problema de una manera visual, con precisión y simpleza. Por ende, el sistema mecatrónico y en sí la máquina de bipedestación se la diseña acorde a los parámetros establecidos para un grupo de personas adultas, específicamente para la población que tiene discapacidades físicas como la paraplejía. Para esto se toma como referencia los datos que se expusieron en la Figura 12, cuya información ha sido recabada en la ciudad de Latacunga.

Al analizar los datos de la investigación de campo, se tiene que el punto más trascendental es el peso del usuario, en donde más del 40% de los potenciales usuarios presentan un peso que ronda los 80 [kg], pero por seguridad para el diseño se tomará como peso máximo 150 [kg] a causa de la discretización de la investigación de campo que se ha realizado.

2.12.3. Partes del bipedestador

Para el diseño del bipedestador, el cuál debe elevar al usuario y a sus componentes, se inicia con un esquema de sus partes principales como se muestra en la Figura 55.

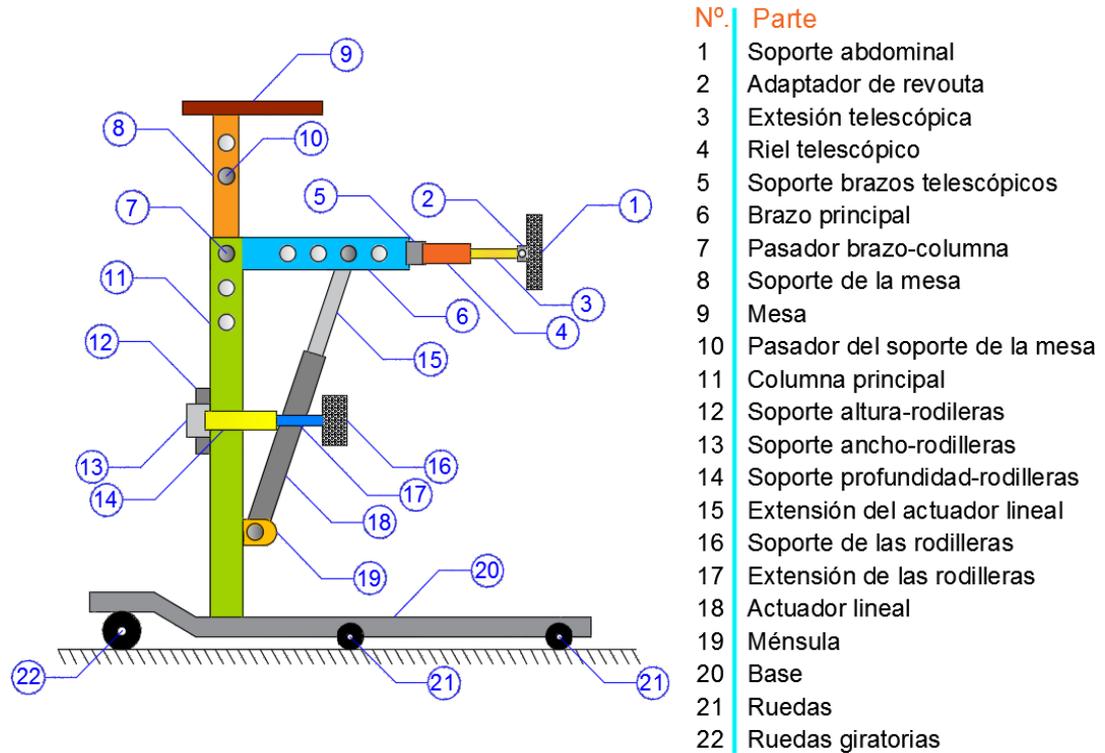


Figura 55 Esquema del bipedestador

Para tener una mejor perspectiva de la estructura del mecanismo se presenta en la Figura 56 la vista isométrica correspondiente a la parte que se encargará de sujetar y elevar al usuario.

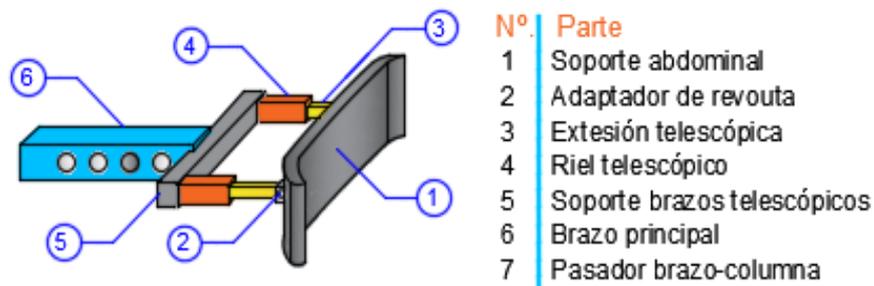


Figura 56 Brazo principal y brazos telescópicos

Luego, se tiene a la columna la cual tendrá como función dar soporte al brazo principal, sus componentes y por supuesto al usuario.

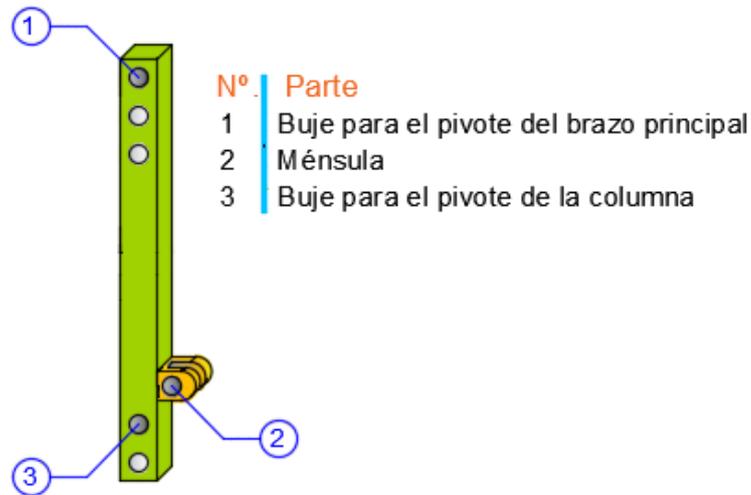


Figura 57 Columna principal

Así mismo, se visualiza en la Figura 57 la vista isométrica del armazón de la base sobre la cual se apoyará el mecanismo y el usuario.

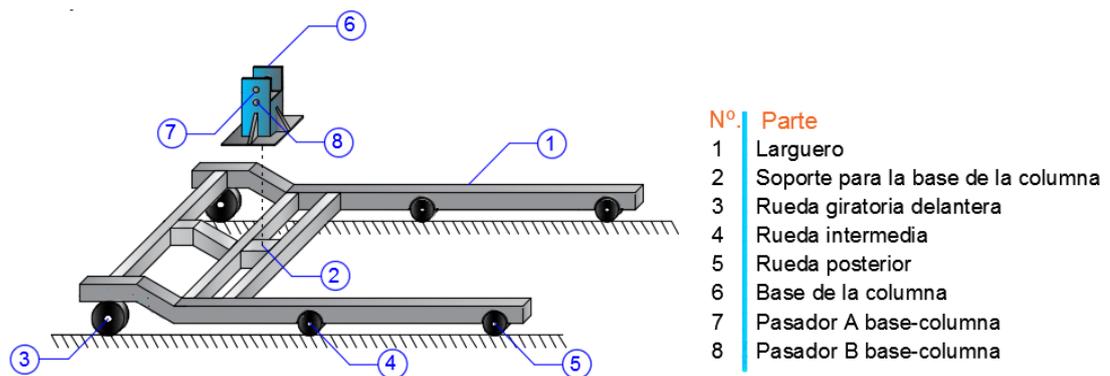


Figura 58 Base del mecanismo

Nota: Por concepto de análisis, los DCL tanto para la posición inicial y final se han ubicado en el primer cuadrante del plano XY a fin de preservar una mejor perspectiva de la obtención de los valores.

2.12.4. Dimensionamiento preliminar

Para establecer las dimensiones de las partes del bipedestador se lo hace en base a las medidas antropométricas provistas en el Anexo C y también con los datos calculados anteriormente, los mismos que se aprecian en la Figura 59; en donde se denotan las coordenadas cartesianas del mecanismo.

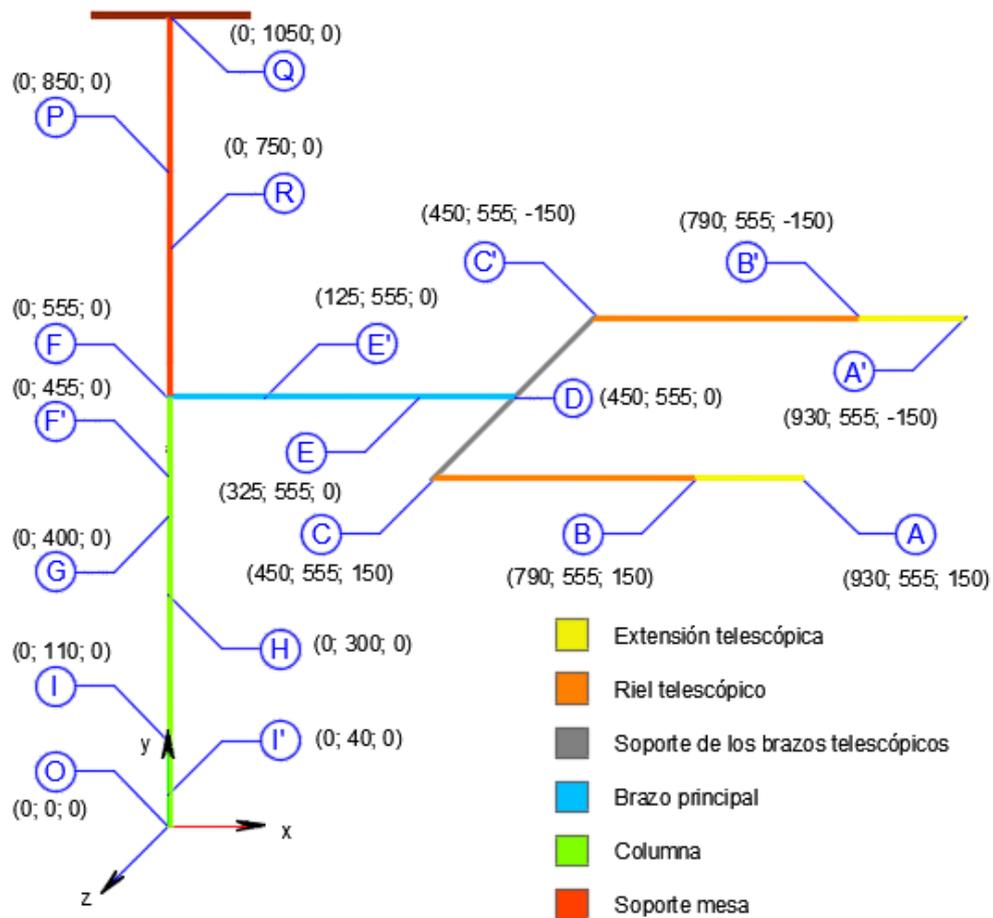


Figura 59 Coordenadas cartesianas del mecanismo

Para obtener las dimensiones de la base que soportará el peso generado por el usuario y los componentes del bipedestador, se ha utilizado la geometría de la silla de ruedas, para conocer la dimensión más adecuada para el ancho de base, debido a que éstas están diseñadas de acuerdo con el peso y antropometría del usuario. Cabe recalcar, que el principal factor a tomar en consideración en una silla de ruedas es el peso que puede soportar, por tal motivo se hace el análisis en base a este parámetro.

Por ende, para determinar el ancho del bipedestador la medida de interés en la silla de ruedas es la anchura del asiento, que viene a ser la misma medida del ancho interno de la silla de ruedas, y cómo se observa en la Figura 60 se tiene que la longitud mínima es de 40 [cm] para personas de 100 [kg] y 45 [cm] para personas de 150 [kg].

									
modelo	ancho asiento	altura total	ancho total	fondo total	altura asiento-suelo	fondo asiento	alto respaldo	peso total	peso máximo
PL30	40 cm	91 cm	57 cm	98 cm	50 cm	40 cm	40 cm	17 kg	100 kg
	42 cm		59 cm						
	45 cm		63 cm						
								Kg.	Kg.
modelo	ancho asiento	altura total	ancho total	fondo total	altura asiento-suelo	fondo asiento	alto respaldo	peso total	peso máximo
2237	46 cm.	126 cm.	68 cm.	123 cm.	50 cm.	47 cm.	80 cm.	14,5 Kg.	120 Kg.
2238	46 cm.	91 cm.	52 cm.	103 cm.	50 cm.		42 cm.	17,0 Kg.	120 Kg.
2239	46 cm.	91 cm.	52 cm.	109 cm.	47 cm.		45 cm.	24,0 Kg.	120 Kg.
									
modelo	ancho asiento	altura total	ancho total	fondo total	altura asiento-suelo	fondo asiento	alto respaldo	peso	peso máximo
PL12A45	45 cm	100 cm	65 cm	111 cm	48-57 cm	47-51 cm	46 cm	18,7 kg	150 kg
PL12A48	48 cm	100 cm	68 cm	111 cm	48-57 cm	47-51 cm	46 cm	19,0 kg	150 kg
PL12A51	51 cm	100 cm	71 cm	111 cm	48-57 cm	47-51 cm	46 cm	19,3 kg	150 kg

Figura 60 Dimensiones de la silla de ruedas

Fuente: (Ortocomercio, 2015)

Entonces para el dimensionamiento del ancho de la base se toma la medida mínima; pero, se debe dejar una holgura entre la base del bipedestador y la silla de ruedas, por lo que la medida final se aproxima a 38 [cm] para de esta forma asegurar que desde las sillas más pequeñas hasta las más grandes puedan acoplarse adecuadamente al bipedestador.

Por otro lado, el bipedestador y más aún la base del mismo debe brindar estabilidad y evitar un volteo lateral o transversal de la estructura, para lo cual se hace uso de los criterios de estabilidad estructural de (Roble, 2017), en donde hace mención que una estructura es estable cuando al empujarla lateralmente no vuelca, para lo que debe cumplir con tres condiciones:

- Si la base sobre la que se apoya la estructura es grande, la estructura será estable.
- Cuanto más abajo se sitúe el centro de gravedad más estable será la estructura, para ello debe concentrar casi toda la masa de la estructura cerca de la base.

- El centro de gravedad debe caer dentro de la base, sino es así la estructura será inestable y, por lo tanto, automáticamente volcará.

Como en esta etapa aún no se determina totalmente las dimensiones del bipedestador no se puede conocer a ciencia cierta el centro de gravedad del mismo y solo se toma en cuenta el primer criterio, pero luego de haber definido totalmente la estructura se podrá comprobar los otros criterios.

Ahora bien, para el largo de la base se toma como referencia la longitud máxima del brazo del bipedestador que viene a ser de aproximadamente 930 [mm], pero también se debe considerar añadir una mayor longitud por concepto de hacer uso de un contrapeso para equilibrar el peso y la inercia de todo el sistema. Además, este espacio extra tiene una segunda funcionalidad, porque ahí se contempla integrar los componentes electrónicos y en virtud de esto se estima la longitud de la base en 1200 [mm].

Con todo lo anteriormente mencionado se ha llegado a obtener los valores de la Tabla 34.

Tabla 34

Dimensiones de las partes del bipedestador

N.-	Parte	Dimensiones [mm]
1	Base	380 × 1200
2	Columna principal	555
3	Soporte de la mesa	Min = 295 Max = 295 + 200 = 495
4	Mesa	300 × 400
5	Brazo principal	450
6	Brazo telescópico	Min = 340 Max = 415
7	Carrera del actuador	Min = 500 Max = 770
8	Altura del soporte de las rodilleras	Min = 0 Max = 200
9	Ancho del soporte de las rodilleras	Min = 150 Max = 250
10	Profundidad del soporte de las rodilleras	Min = 180 Max = 300

2.12.5. Análisis de las cargas

Con el fin de obtener la forma más adecuada para analizar el mecanismo, se plantea el uso de las operaciones del álgebra vectorial, para lo cual primero se representan los vectores en forma vectorial cartesiana utilizando el sistema coordenado rectangular indicado en la Figura 61. En este sistema se ubica el pulgar de la mano derecha señalando en la dirección del eje x positivo, y el dedo medio está dirigido mostrando el eje z positivo mientras el dedo índice hacia el eje y positivo.

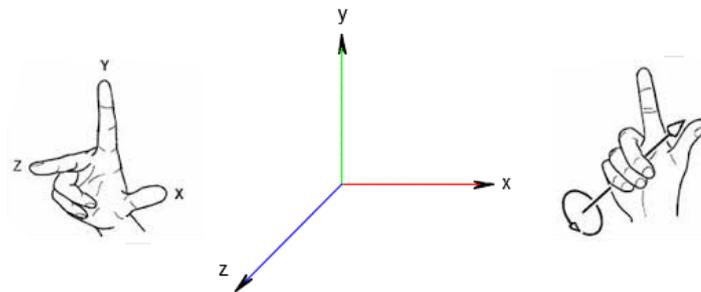


Figura 61 Sistema coordenado rectangular derecho

Para analizar el caso más crítico que pudiese llegar a darse en el mecanismo se ha tomado como referencia la disposición de la carga a 90° y con los brazos telescópicos estirados a tope y se obtiene el siguiente esquema en la Figura 62.

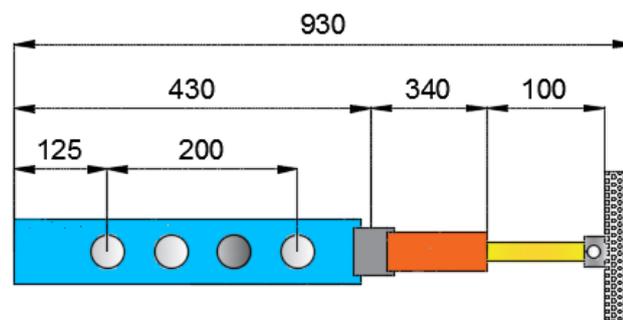


Figura 62 Dimensiones del brazo principal y brazos telescópicos

Además, los respectivos análisis que se requieren para la estructura se lo hacen por partes, y se las analiza con vigas en voladizo, siempre y cuando las condiciones del caso lo permitan.

a. Brazos telescópicos

Primero se precisa conocer la dirección de la fuerza resultante ocasionada por la masa del usuario, para lo que se toma como referencia la dirección

desde el punto inicial hasta el punto final como se observa en la Figura 63. En la cual mediante ángulos opuestos se obtiene el valor entre la fuerza resultante y la fuerza en el eje x , dicho ángulo se lo aproxima a 50° para facilitar los cálculos.

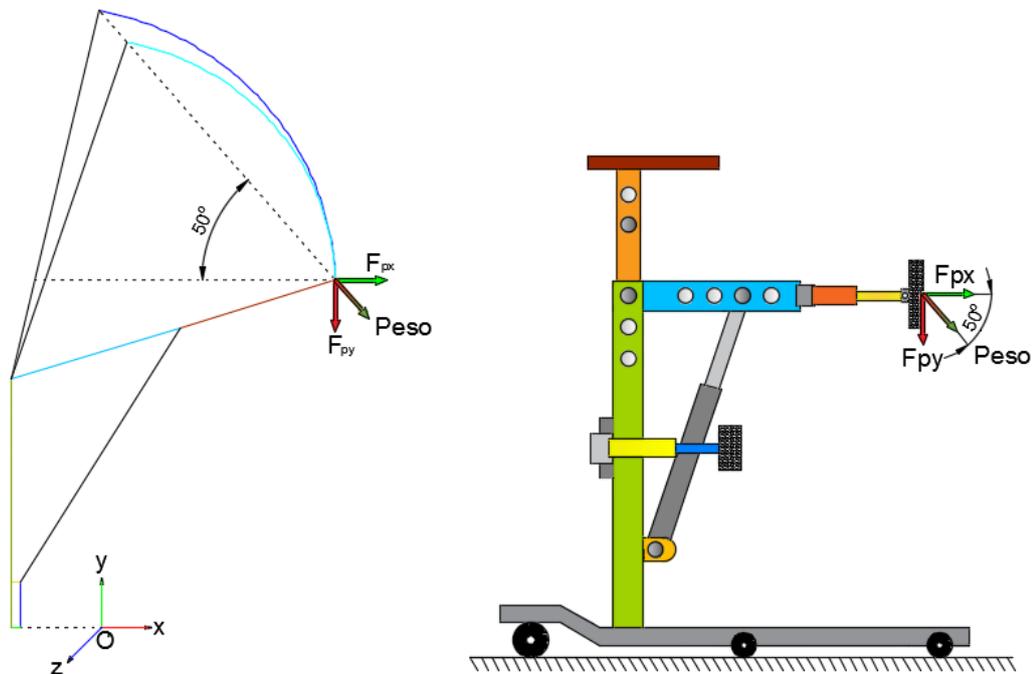


Figura 63 Dirección de la fuerza resultante

La designación de las diferentes distancias requeridas se las ha tomado en base a las mayores dimensiones de los cálculos anteriores. Por consiguiente, se procede a dimensionar al brazo telescópico como se observa en la Figura 64 para que resista la carga en mención y se tiene que:

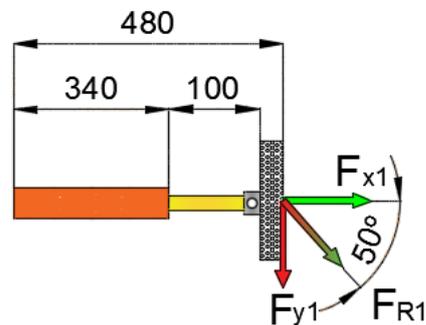


Figura 64 DCL del brazo telescópico

Donde:

F_{R1} = Carga máxima [N] que resiste en cada brazo telescópico en su longitud máxima.

$$Peso = 150 [Kg] * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$Peso = 1470 [N]$$

Luego, en vista de la simetría que presenta la estructura en la parte de los brazos telescópicos, se considera que es suficiente con analizar un solo brazo telescópico, y por consiguiente se tiene que:

$$F_{R1} = \frac{Peso}{2}$$

$$F_{R1} = \frac{1470 [N]}{2}$$

$$F_{R1} = 735 [N]$$

$$F_{x1} = F_{R1} * \cos 50^\circ$$

$$F_{y1} = F_{R1} * \sin 50^\circ$$

$$F_{x1} = 735 [N] * \cos 50^\circ$$

$$F_{y1} = 735 [N] * \sin 50^\circ$$

$$F_{x1} = 472,4489 [N]$$

$$F_{y1} = 563,0427 [N]$$

- Extensión del brazo (tramo A-B)

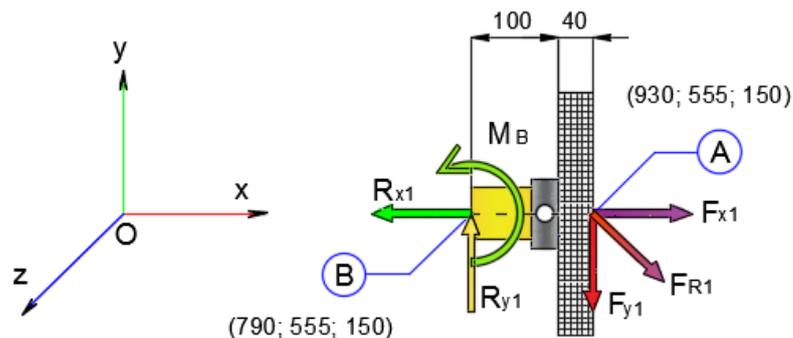


Figura 65 DCL de la extensión del brazo telescópico

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$R_{y1} + F_{y1} = 0$$

$$R_{x1} + F_{x1} = 0$$

$$R_{y1} = 563,0427 [N]$$

$$R_{x1} = 472,4489 [N]$$

Para el cálculo de los momentos flectores se hace uso de la forma vectorial, debido a que se tiene coordenadas y fuerzas en un plano 3D. Entonces para el producto cruz, se tiene que:

$$\vec{M}_B = \vec{r}_{B-A} \times \vec{F}_{R1}$$

$$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$$

$$\vec{r}_{B-A} = (930 - 790)\vec{i} + (555 - 555)\vec{j} + (150 - 150)\vec{k} =$$

$$\vec{r}_{B-A} = 140 \vec{i} + 0 \vec{j} + 0 \vec{k}$$

$$\vec{M}_B = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 140 & 0 & 0 \\ 472,4489 & -563,0427 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\vec{M}_B = [(0 * 0) - (0 * -563,0427)] \vec{i} - [(140 * 0) - (472,4489 * 0)] \vec{j} \\ + [(140 * -563,0427) - (472,4489 * 0)] \vec{k}$$

$$\vec{M}_B = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 78825,978 \vec{k} = \sqrt{0^2 + 0^2 + (-78825,978)^2}$$

$$M_B = 78825,978 \text{ [Nmm]} \approx 78,826 \text{ [Nm]}$$

Para la comprobación del cálculo de las fuerzas cortantes y momento flector, se pone en práctica el método gráfico con los valores obtenidos como se observa en la Figura 66.

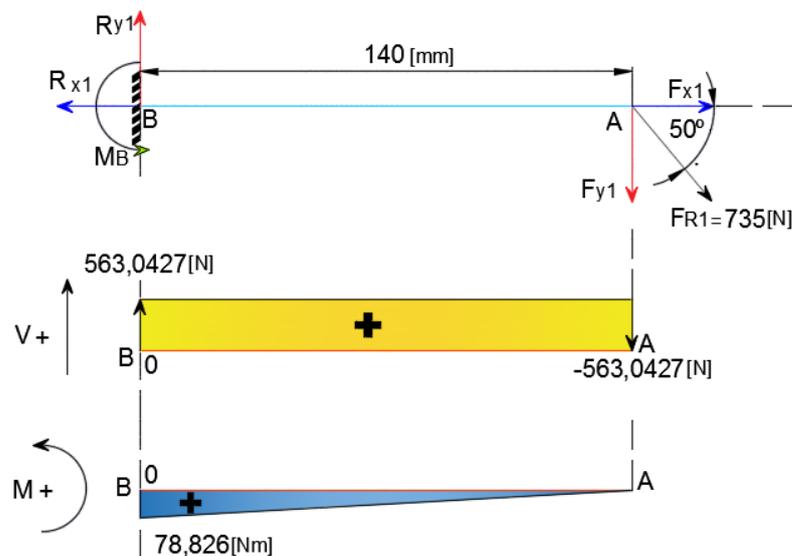


Figura 66 Diagramas de carga, cortante y momento flector del tramo AB

- Riel del brazo telescópico
- Tramo B-C

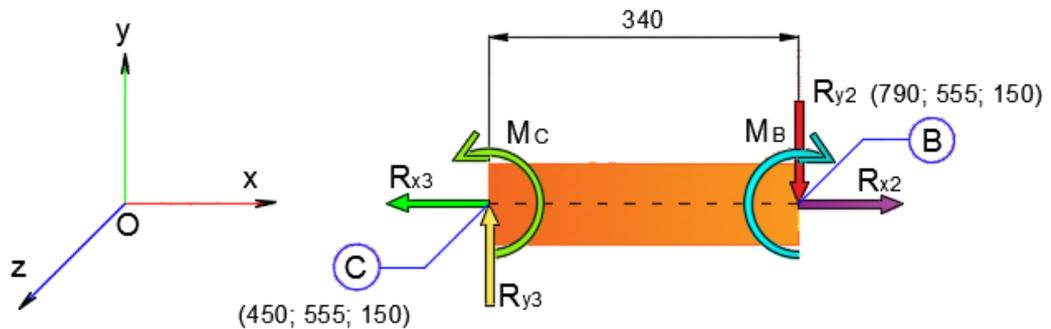


Figura 67 DCL del riel del brazo telescópico

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{y3} - R_{y2} = 0$$

$$R_{y3} = R_{y2}$$

$$R_{y3} = 563,0427 \text{ [N]}$$

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$R_{x2} - R_{x3} = 0$$

$$R_{x3} = R_{x2}$$

$$R_{x3} = 472,4489 \text{ [N]}$$

- Tramo A-C

Como el cálculo de los momentos flectores se los está haciendo de forma vectorial y además se analiza como viga en voladizo, entonces el momento en cada punto se debe tomar de forma acumulativa como se indica en la Figura 68.

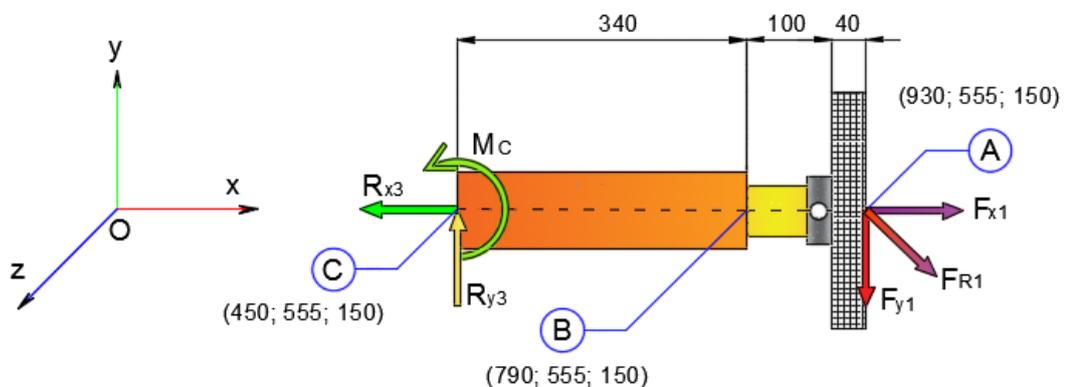


Figura 68 DCL del tramo A-C

$$\vec{M}_C = \vec{r}_{C-A} \times \vec{F}_{R1}$$

$$\vec{r}_{C-A} = 480 \vec{i} + 0 \vec{j} + 0 \vec{k}$$

$$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$$

$$\vec{M}_C = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 480 & 0 & 0 \\ 472,4489 & -563,0427 & 0 \end{vmatrix}$$

$$M_C = 270260,496 \text{ [Nmm]} \approx 270,2605 \text{ [Nm]}$$

Para la comprobación de los valores calculados se tiene los diagramas graficados en la Figura 69.

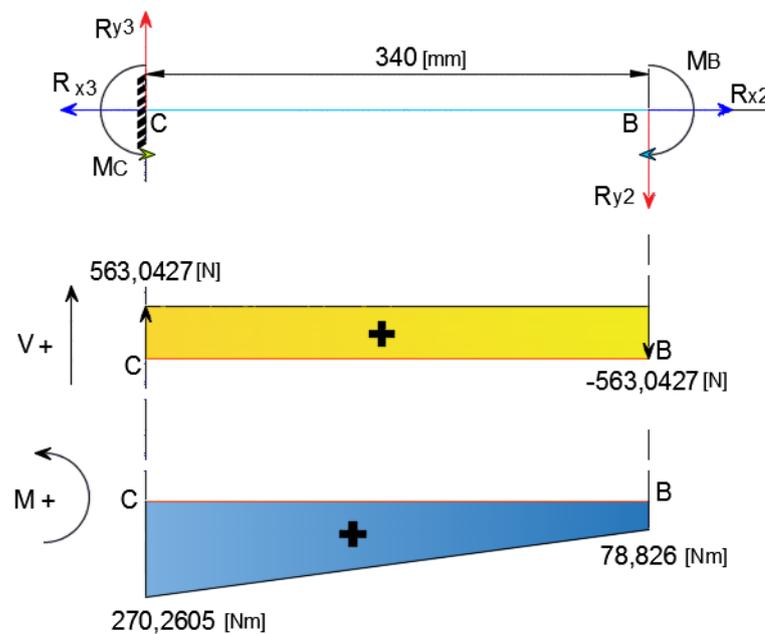


Figura 69 Diagramas del tramo BC

b. Soporte de los brazos telescópicos

A continuación, se requiere establecer un soporte para los dos brazos telescópicos. La longitud de este soporte (barra ploma) de la Figura 70 se sustenta en la medida horizontal promedio que tienen las personas con respecto al abdomen (ver Anexo C).

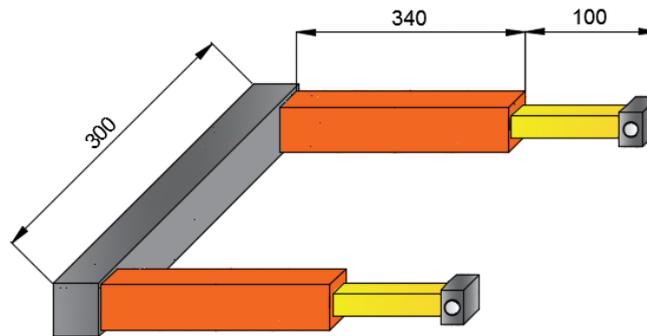


Figura 70 Soporte de los brazos telescópicos

- Tramo C-D

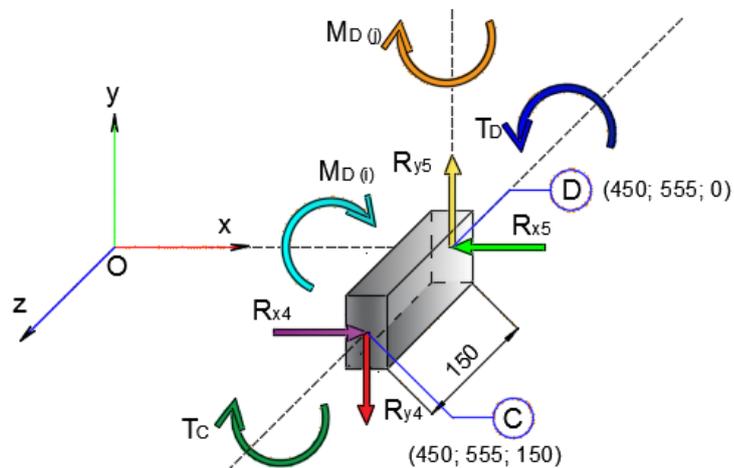


Figura 71 DCL del soporte de los brazos telescópicos

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{y4} = R_{y5}$$

$$R_{y5} = 563,0427 \text{ [N]}$$

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$R_{x4} = R_{x5}$$

$$R_{x3} = 472,4489 \text{ [N]}$$

- Tramo A-D

Para obtener el momento generado en el punto D, se requiere hacer la suma algebraica de los momentos que se han producido en cada brazo telescópico, y para esto se tiene lo siguiente:

$$\vec{M}_D = \vec{M}_{D-A} + \vec{M}_{D-A'}$$

La Figura 72 muestra el DCL para el brazo telescópico izquierdo y se tiene que:

$$\overrightarrow{M_{D-A}} = \overrightarrow{r_{D-A}} \times \overrightarrow{F_{R1}}$$

$$\overrightarrow{r_{D-A}} = 480 \vec{i} + 0 \vec{j} + 150 \vec{k}$$

$$\overrightarrow{F_{R1}} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$$

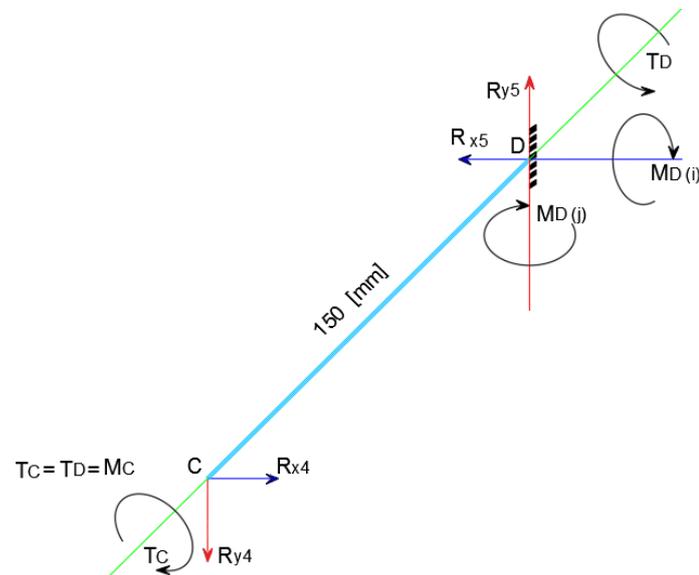


Figura 72 DCL del tramo CD

$$\overrightarrow{M_{D-A}} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 480 & 0 & 150 \\ 472,4489 & -563,0427 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\overrightarrow{M_{D-A}} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 270260,496 \vec{k}$$

En la Figura 73 se muestra el diagrama de carga, cortante y momento flector del tramo BC en eje x, mientras que en la Figura 74 el tramo BC del eje y.

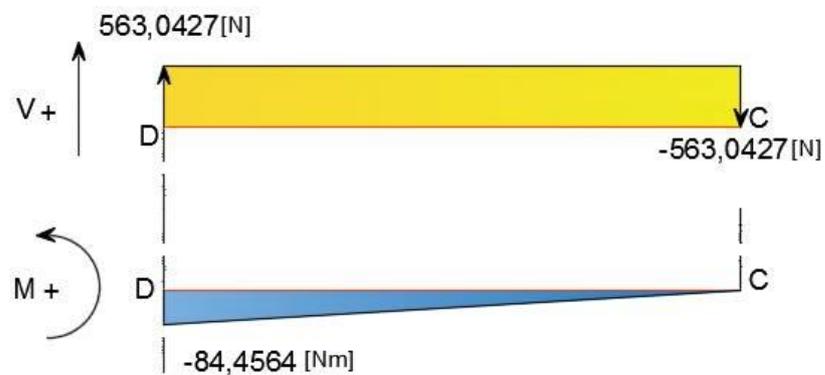


Figura 73 Diagrama del tramo BC en el eje x

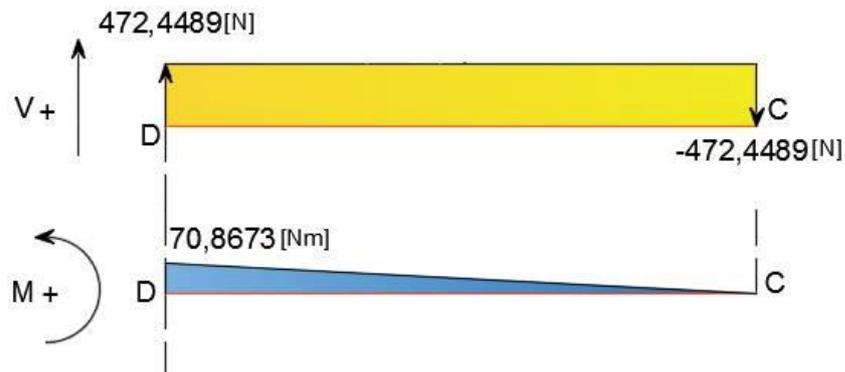


Figura 74 Diagramas del tramo BC en el eje y

La Figura 75 muestra el DCL para el brazo telescópico derecho y se tiene que:

$$\vec{F}_{R1} = \vec{F}_{R2}$$

$$\vec{M}_{D-A'} = \vec{r}_{D-A'} \times \vec{F}_{R2}$$

$$\vec{r}_{D-A'} = 480 \vec{i} + 0 \vec{j} - 150 \vec{k}$$

$$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$$

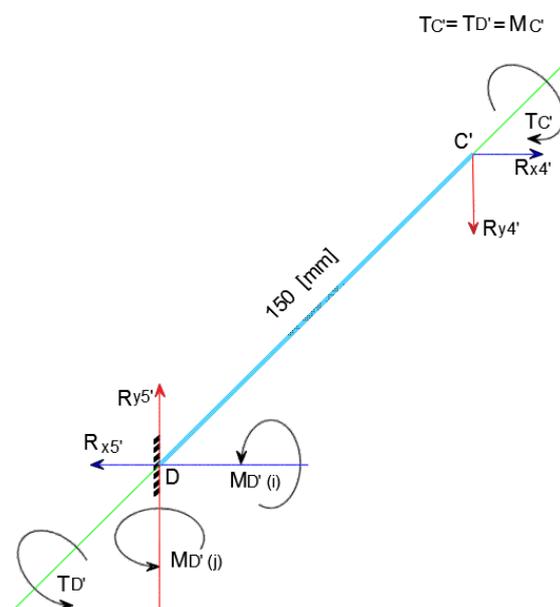


Figura 75 DCL del tramo C'D

$$\vec{M}_{D-A'} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 480 & 0 & -150 \\ 472,4489 & -563,0427 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\vec{M}_{D-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 270260,496 \vec{k}$$

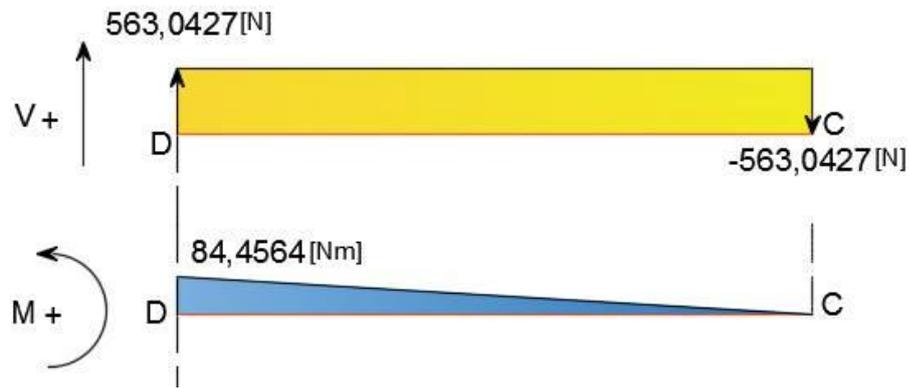


Figura 76 Diagramas del tramo DC' en el eje x

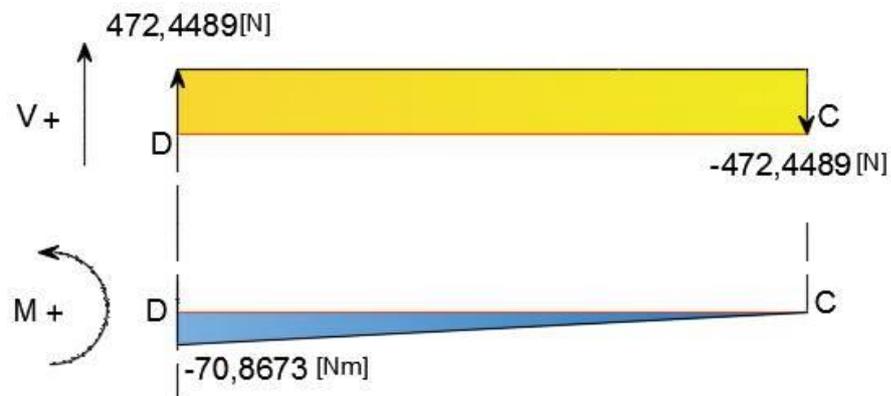


Figura 77 Diagramas del tramo DC' en el eje x

$$\vec{M}_D = \vec{M}_{D-A} + \vec{M}_{D-A'}$$

$$\vec{M}_D = (84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 270260,496 \vec{k}) + (-84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 270260,496 \vec{k})$$

$$\vec{M}_D = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 540520,992 \vec{k}$$

El momento en el punto D, de acuerdo a sus componentes vectoriales se observa que solo tiene valor en la componente \vec{k} , lo que significa que se ejerce sólo un momento torsor y no hay momentos flectores, es decir, \vec{i} y \vec{j} tienen valores nulos.

$$M_D = \sqrt{0^2 + 0^2 + (-540520,992)^2}$$

$$M_D = 540520,992 \text{ [Nmm]} \approx 540,5209 \text{ [Nm]}$$

c. Brazo principal

Antes de realizar el análisis del brazo principal es necesario conocer en qué parte del reajuste se presenta el punto más crítico, para ello se plantea como si fueran apoyos empotrados en las posiciones E y E' de la Figura 78.

$$\vec{M}_E = \vec{M}_{E-A} + \vec{M}_{E-A'}$$

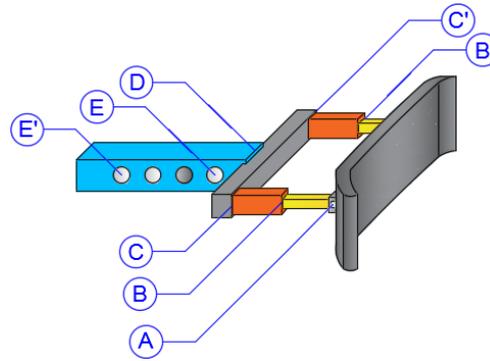


Figura 78 Partes del mástil

En la ver Tabla 35 se evalúa el momento máximo para el tramo A-E.

Tabla 35

Tramo A-E

Tramo A-E	
$\vec{M}_{E-A} = \vec{r}_{E-A} \times \vec{F}_{R1}$	$\vec{r}_{E-A} = 605 \vec{i} + 0 \vec{j} + 150 \vec{k}$
	$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$
$\vec{M}_{E-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 340640,8335 \vec{k}$	
$\vec{M}_{E-A'} = \vec{r}_{E-A'} \times \vec{F}_{R2}$	$\vec{r}_{E-A'} = 605 \vec{i} + 0 \vec{j} - 150 \vec{k}$
	$\vec{F}_{R1} = \vec{F}_{R2}$
$\vec{M}_{E-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 340640,8335 \vec{k}$	
$\vec{M}_E = \vec{M}_{E-A} + \vec{M}_{E-A'}$	$\vec{M}_E = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 681281,667 \vec{k}$
	$M_E = 681281,667 \text{ [Nmm]} \approx 681,2816 \text{ [Nm]}$
Tramo A-E'	
$\vec{M}_{E'-A} = \vec{r}_{E'-A} \times \vec{F}_{R1}$	$\vec{r}_{E'-A} = 850 \vec{i} + 0 \vec{j} + 150 \vec{k}$
$\vec{M}_{E'-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 453249,3735 \vec{k}$	
$\vec{M}_{E'-A'} = \vec{r}_{E'-A'} \times \vec{F}_{R2}$	$\vec{r}_{E'-A'} = 850 \vec{i} + 0 \vec{j} - 150 \vec{k}$
$\vec{M}_{E'-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 453249,3735 \vec{k}$	
$\vec{M}_{E'} = \vec{M}_{E'-A} + \vec{M}_{E'-A'}$	$\vec{M}_{E'} = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 906498,747 \vec{k}$
	$M_{E'} = 906498,747 \text{ [Nmm]} \approx 906,4987 \text{ [Nm]}$
$\therefore M_{E'} > M_E$	

Luego de haber realizado el debido cálculo, se concluye que el punto más crítico será en el punto E'; por lo tanto, en los cálculos posteriores se trabajará con dicha posición. Seguidamente se procede con el análisis del brazo principal considerando el efecto que produce a cada lado del brazo principal el soporte de los brazos telescópicos como se observa en la Figura 79.

- Tramo D-F

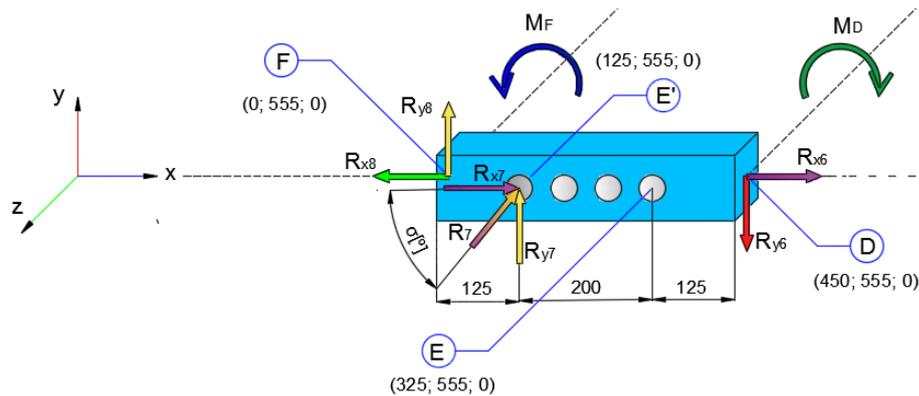


Figura 79 DCL del brazo principal

Para obtener el momento en el punto F, es necesario considerar los momentos flectores ocasionados por las fuerzas en los puntos A y A'. Pero, además, se debe considerar el punto E', el mismo que genera un momento a causa de la fuerza resultante del actuador lineal como se muestra en la Tabla 36.

Tabla 36

Tramo A-F

Tramo A-F	
$\vec{M}_{F-A} = \vec{r}_{F-A} \times \vec{F}_{R1}$	$\vec{r}_{F-A} = 930 \vec{i} + 0 \vec{j} + 150 \vec{k}$
	$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$
	$\vec{M}_{F-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 523629,711 \vec{k}$
$\vec{M}_{F-A'} = \vec{r}_{F-A'} \times \vec{F}_{R2}$	$\vec{r}_{F-A'} = 930 \vec{i} + 0 \vec{j} - 150 \vec{k}$
	$\vec{M}_{F-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 523629,711 \vec{k}$

Ahora bien, para obtener el momento en el punto E' respecto al punto A, se requiere la fuerza que actúa en el punto E' y al observar el tramo A - F se evidencia que existen más incógnitas que ecuaciones. Por tal motivo, se plantea trasladar las fuerzas generadas por el peso del usuario a la base de

la estructura, para de esta forma facilitar el cálculo y proseguir desde ahí con el análisis matemático como se indica en la Figura 80.

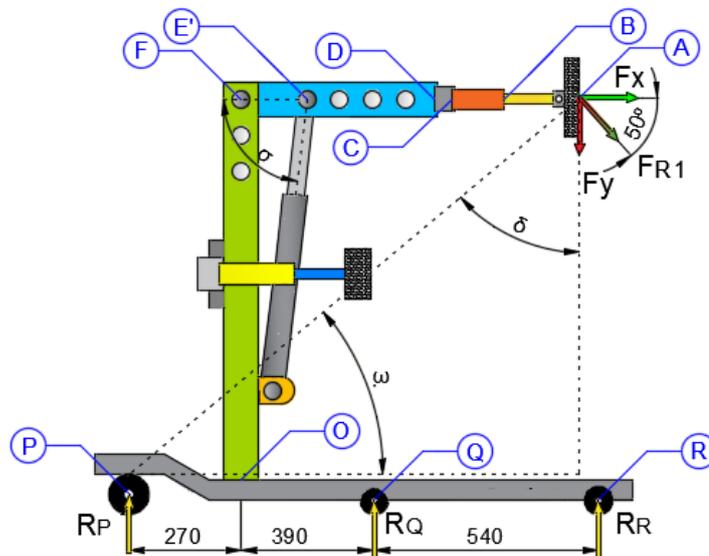


Figura 80 DCL del bipedestador

Entonces se traza una línea entre los puntos A y P para formar un triángulo rectángulo y a su vez proyectar las fuerzas generadas por la masa del usuario en forma ortogonal sobre la hipotenusa del triángulo en mención (ver Figura 81).

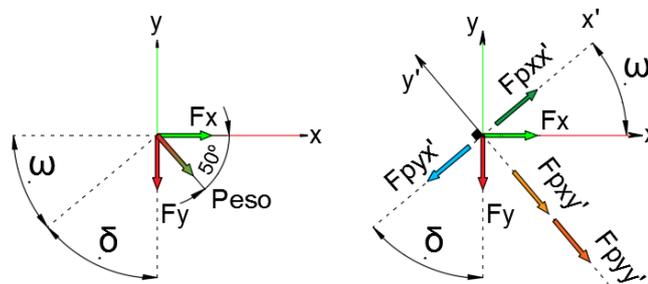


Figura 81 Proyección de las fuerzas en el punto A

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{555}{1200}$$

$$\omega = 24,8205^\circ$$

$$F_{pyy'} = \operatorname{Sen} \delta * F_{py}$$

$$F_{pyy'} = \operatorname{Sen} (65,1795^\circ) * 1126,0853 \text{ [N]}$$

$$\operatorname{tg} \delta = 90^\circ - \omega$$

$$\delta = 65,1795^\circ$$

$$F_{pyx'} = \operatorname{Cos} \delta * F_{py}$$

$$F_{pyx'} = \operatorname{Cos} (65,1795^\circ) * 1126,0853 \text{ [N]}$$

$$F_{p_{yy'}} = 1022,0658 \text{ [N]}$$

$$F_{p_{xy'}} = \text{Sen } \omega * F_{px}$$

$$F_{p_{xy'}} = \text{Sen } (24,8205^\circ) \\ * 944,8978 \text{ [N]}$$

$$F_{p_{xy'}} = 396,6462 \text{ [N]}$$

$$F_{p_{yx'}} = 472,7045 \text{ [N]}$$

$$F_{p_{xx'}} = \text{Cos } \omega * F_{py}$$

$$F_{p_{xx'}} = \text{Cos } (24,8205^\circ) \\ * 944,8978 \text{ [N]}$$

$$F_{p_{xx'}} = 857,6151 \text{ [N]}$$

El siguiente paso es realizar la sumatoria de momentos en el punto P al igual que la sumatoria de fuerzas en el eje y como se observa en la Figura 82. Pero se debe considerar que la base del bipedestador es simétrica por lo que las fuerzas se repartirán de forma equivalente en todos los puntos de apoyo de la misma, es decir, en las ruedas, que para este caso se ha optado por utilizar tres ruedas en cada lado y seis ruedas en total a fin de obtener una mayor estabilidad de la máquina.

Por otro lado, bastará con analizar la mitad de la base del bipedestador y por ende la mitad de las fuerzas y reacciones generadas en la misma. Además, las dos ruedas delanteras son de un diámetro mayor a las restantes con el fin de facilitar el desplazamiento del bipedestador cuando se requiera, por lo que esta variación se debe tomar en cuenta a la hora de realizar los cálculos.

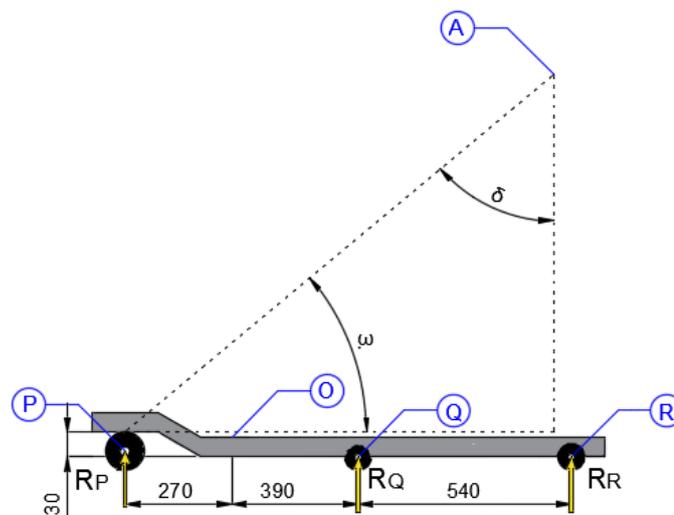
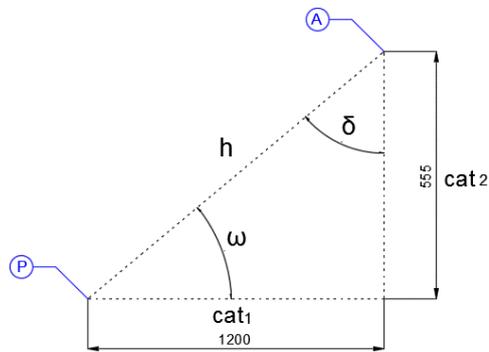


Figura 82 DCL de la base del bipedestador

Previamente se requiere conocer la distancia entre los puntos A y P para lo cual se utiliza el triángulo rectángulo, para obtener la distancia del cateto 2, se debe tomar en cuenta la altura de las ruedas delanteras, que son sustancialmente de mayor altura que las otras ruedas, así:



$$cat_2 = (555 - 30) [mm]$$

$$cat_2 = 525 [mm]$$

$$h = \sqrt{cat_1^2 + cat_2^2}$$

$$h = \sqrt{1200^2 + 525^2}$$

$$h = 1309,8187 [mm]$$

También, se recalca que para el cálculo de las reacciones en la base del bipedestador, se toma en cuenta solo las ruedas delanteras y las ruedas traseras, para obtener el momento en O.

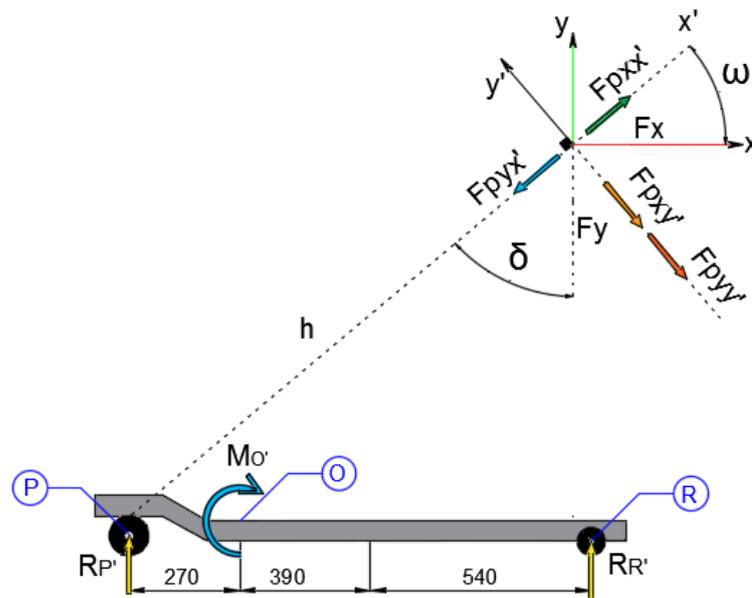


Figura 83 Análisis con dos ruedas

$$+\circlearrowleft \sum M_p = 0$$

$$R_{R'} \times (a + b + c) - \left(\frac{F_{pyy'}}{2} + \frac{F_{pxy'}}{2} \right) \times h = 0$$

$$R_{R'} \times (270 + 390 + 540) - \left(\frac{1022,0658}{2} + \frac{396,6462}{2} \right) \times 1309,8187 = 0$$

$$R_{R'} = \frac{929127,7538}{1200}$$

$$R_{R'} = 774,2731 \text{ [N]}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{P'} = \frac{F_{Py}}{2} - R_{R'}$$

$$R_{P'} = \frac{1126,0853}{2} - 774,2731$$

$$R_{P'} = -211,2305 \text{ [N]}$$

$$+\circlearrowleft \sum M_{O'} = 0$$

$$R_{P'} \times a + R_{R'} \times (b + c) - M_{O'} = 0$$

$$M_{O'} = (211,2305 \times 270) + 774,2731 \times (390 + 540)$$

$$M_{O'} = 777106,218 \text{ [Nmm]} \approx 777,1062 \text{ [Nm]}$$

Al analizar nuevamente el sistema de ecuaciones planteado, se puede observar en la Figura 84 que el número de ecuaciones es menor al número de incógnitas. Por lo que, se tiene una viga hiperestática o lo que en otras palabras sería una viga continua debido a las tres reacciones producidas por las ruedas del bipedestador y esto no se puede resolver por las ecuaciones de la estática.

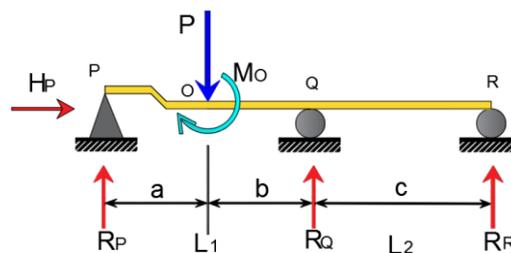


Figura 84 Fuerzas en la base del bipedestador

Entonces, se resuelve utilizar el Teorema de los Tres Momentos que según (Pytel & Singer, 1994, p. 254) muestra una ecuación que expresa una relación general entre los momentos flectores en tres puntos cualesquiera de la viga, así:

$$M_1L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_2 + \frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2} = 6EI \left(\frac{h_1}{L_1} + \frac{h_3}{L_2} \right)$$

Para el Teorema de los tres momentos se requiere de la formación de vigas isostática, es decir, descomponer en partes equivalentes la viga hiperestática aplicando el principio de superposición como se muestra en la Figura 85 .

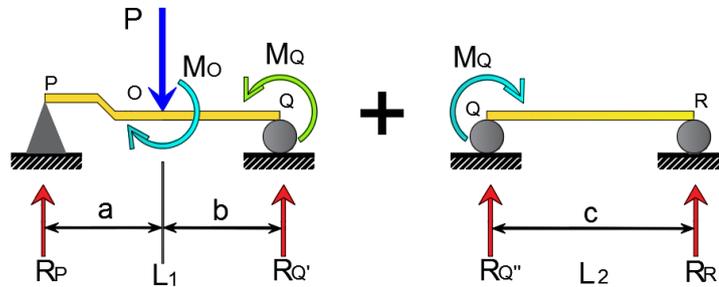


Figura 85 Separación en vigas isostáticas

Además, para el ángulo de giro solo se toma en cuenta el apoyo intermedio, ya que en los otros dos apoyos el momento generado es igual a cero debido a que son apoyos simples.

$$M_P = M_R = 0$$

Entonces, para la carga puntual se toma el giro a la izquierda.

$$\frac{Pa}{L_1} (L_1^2 - a^2)$$

$$Pa = \frac{F_{Py}}{2}$$

$$= \frac{\left(\frac{150 \text{ [Kg]} * 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]} * \sin 50^\circ}{2} \right) * 270 \text{ [mm]}}{(270 + 390) \text{ [mm]}} \left((270 + 390)^2 - 270^2 \right) \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$= 83542735,16 \text{ [Nmm}^2\text{]}$$

Y para el momento flector se toma el giro a la izquierda.

$$\begin{aligned}
&= -\frac{M_{O'}}{L_1} (3a^2 - L_1^2) \\
&= -\frac{777106,218 \text{ [Nmm]}}{(270 + 390) \text{ [mm]}} (3 * 270^2 - (270 + 390)^2) \text{ [mm}^2\text{]} \\
&= 255385361,6 \text{ [Nmm}^2\text{]}
\end{aligned}$$

Luego se tiene que:

$$\begin{aligned}
&2M_Q((270 + 390) + 540) \text{ [mm]} \\
&= -(83542735,16 \text{ [Nmm}^2\text{]} + 255385361,6 \text{ [Nmm}^2\text{]}) \\
&+ 6EI \left(\frac{30}{270 + 390} + \frac{0}{540} \right) \text{ [mm]}
\end{aligned}$$

Cabe recalcar, que en la ecuación de los tres momentos se considera la altura de los apoyos externos respecto al apoyo intermedio, pero como la altura es despreciable en comparación a las demás longitudes se la omite en el cálculo, y se tiene lo siguiente:

$$M_Q = -\frac{33389280968}{2400} \text{ [Nmm]}$$

$$M_Q = -141220,0403 \text{ [Nmm]}$$

Para realizar la sumatoria de fuerzas, se sigue con el formato de las vigas isostáticas (véase Figura 85) y se tiene el tramo P-Q y Q-R.

- Tramo P-Q

$$+\circlearrowleft \sum M_Q = 0$$

$$R_P = \frac{M_{O'} + M_Q - \left(\frac{F_{Py}}{2} * b \right)}{(a + b)}$$

$$R_P = \frac{777106,218 \text{ [Nmm]} + 141220,0403 \text{ [Nmm]} - \left(\frac{150 * 9,8}{2} * \sin 50^\circ * 390 \right)}{(a + b)}$$

$$R_P = \frac{698739,6187 \text{ [Nmm]}}{660 \text{ [mm]}}$$

$$R_P = 1058,6964 [N]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Q'} = \left(\frac{150 * 9,8}{2} * \sin 50^\circ \right) [N] + 1058,6964 [N]$$

$$R_{Q'} = 1621,7391 [N]$$

- Tramo Q-R

$$\sum M_R = 0$$

$$R_{Q''} = - \frac{141220,0403 [Nm]}{540[mm]}$$

$$R_{Q''} = -261,5186 [N]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_R = R_{Q''}$$

$$R_R = -261,5186 [N]$$

Como la viga es continua, se debe sacar una fuerza resultante en el apoyo intermedio. Por consiguiente:

$$R_Q = R_{Q'} + R_{Q''}$$

$$R_Q = 1621,7391 [N] + 261,5186 [N]$$

$$R_Q = 1883,2577 [N]$$

Mediante el uso del software Force Effect se realiza la comprobación de las reacciones calculadas, considerando un pequeño margen de error debido a que el software usa un análisis estadístico, es aceptable los resultados

calculados.

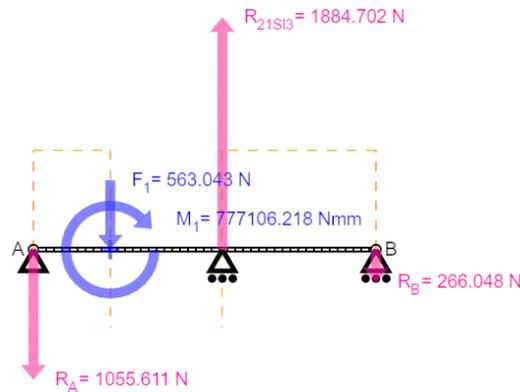


Figura 86 Diagrama de la base, mediante el uso de Force Effect

Para la parte de la columna se podrían presentar dos casos: el primero, cuando el usuario está sostenido por el brazo del bipedestador y el segundo, cuando el usuario se está sujetando y se recarga sobre la mesa. Entonces se toma el caso más crítico que viene a ser cuando el bipedestador levanta completamente al usuario, es decir, mediante el uso del brazo. Y de esta forma se presenta el diagrama de cuerpo libre provisto en la Figura 87.

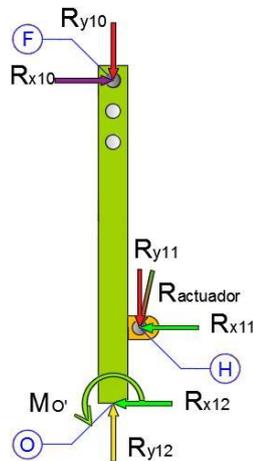


Figura 87 DCL de la columna

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$R_{x10} = R_{x12} + R_{x11}$$

$$R_{x12} = F_{px}$$

$$R_{x10} = R_{x11} + 944,8978$$

Ahora, se precisa realizar sumatoria de momentos en el punto O, pero refiriéndose a la columna principal, para de esta forma asociar los valores de las reacciones en el punto H y en el punto E'.

$$+\circlearrowleft \sum M_O = 0$$

$$M_{O'} + (R_{x11} \times 300) - (R_{x10} \times 555) = 0$$

$$M_{O'} + (R_{x11} \times 300) - (555 \times R_{x11} + 524418,279) = 0$$

$$777106,218 + R_{x11} \times (300 - 555) - 524418,279 = 0$$

$$R_{x11} = \frac{524418,279 - 777106,218}{-255}$$

$$R_{x11} = 990,9331[N]$$

$$R_{x7} = R_{x11}$$

$$R_{x7} = 990,9331 [N]$$

Luego, con la sumatoria de fuerzas en x se tiene lo siguiente:

$$R_{x10} = R_{x11} + 944,8978$$

$$R_{x10} = 990,9331 + 944,8978$$

$$R_{x10} = 1935,8309 [N]$$

Luego de haber hecho algunas igualaciones asociadas entre el punto H y E', se puede encontrar el valor de la fuerza de reacción que ocasiona el actuador lineal, como se muestra en la Figura 88.

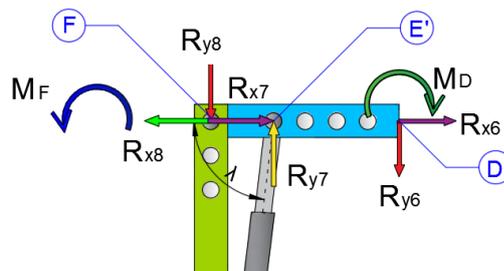


Figura 88 DCL del brazo

El valor del ángulo σ fue obtenido fácilmente a partir de la medición de su

valor en el esquema CAD de la trayectoria antes calculada (véase Figura 54) y se tiene:

$$\sigma = \tan^{-1} \left(\frac{255 \text{ [mm]}}{125 \text{ [mm]}} \right)$$

$$\sigma = 63,886087^\circ$$

$$\text{Cos } \lambda = \frac{R_{x7}}{E'_R}$$

$$\text{Sen } \lambda = \frac{R_{y7}}{E'_R}$$

$$E'_R = \frac{990,9331}{\text{Cos } (63,886087^\circ)}$$

$$R_{y7} = \text{Sen } (63,886087^\circ) * 2251,3162 \text{ [N]}$$

$$E_{R'} = 2251,3162 \text{ [N]}$$

$$R_{y7} = 2021,5035 \text{ [N]}$$

$$\overrightarrow{F_{R-Actuador}} = 990,9331 \vec{i} + 2021,5035 \vec{j} + 0 \vec{k}$$

Continuando con el cálculo del momento en el punto F; previamente falta por conocer el valor del momento producido por la fuerza de reacción del actuador, es decir, en el punto E' (ver Tabla 37).

Tabla 37

Tramo A-F

Tramo A-F	
$\overrightarrow{M_{F-E'}} = \overrightarrow{r_{F-E'}} \times \overrightarrow{F_{R-Actuador}}$	$\overrightarrow{r_{F-E'}} = 125 \vec{i} + 0 \vec{j} + 0 \vec{k}$
$\overrightarrow{M_F} = \overrightarrow{M_{F-A}} + \overrightarrow{M_{F-A'}} + \overrightarrow{M_{F-E'}}$	
$\overrightarrow{M_F} = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 794571,4845 \vec{k} \quad M_F = 794571,4845 \text{ [Nmm]} \approx 794,5715 \text{ [Nm]}$	

d. Mesa

Para la parte de la mesa, se dispone de un par de manecillas en la misma como se indica en la Figura 89, las cuales tienen por objeto servir de apoyo al usuario para que pueda sujetarse con sus manos y ayudar en su proceso de rehabilitación.

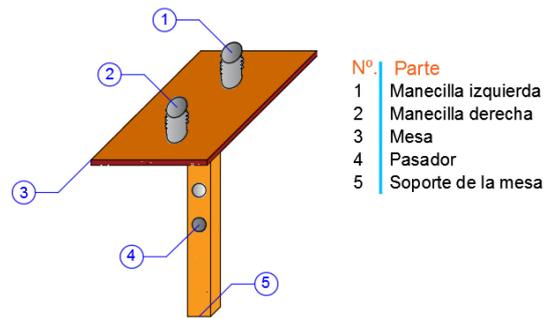


Figura 89 Esquema de la mesa

La Figura 90, muestra el diagrama de cuerpo libre del conjunto meso, soporte de la mesa y manecillas.

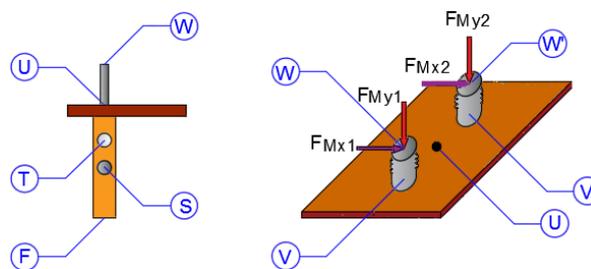


Figura 90 DCL del soporte de la mesa

Para el análisis del soporte de la mesa se distinguen dos cargas, la primera hace referencia a una fuerza de apoyo generada cuando el usuario se sobrecarga en la mesa, y la segunda cuando ubica las manos en las manecillas para impulsarse conjuntamente con el bipedestador a fin de ponerse en pie de una forma espontánea.

Para conocer las fuerzas que están actuando en las manecillas, se utiliza las proyecciones de los brazos respecto al punto más alto de las manecillas. Entonces, la altura total de la mesa del bipedestador es de 1050 [mm] y la altura de las manecillas es de 150 [mm]; por ende, se tiene una altura total de 1200 [mm].

Luego, se analiza las medidas antropométricas cuando una personada está en su posición sedente como se observa en la Figura 91, en donde la medida de interés es la del hombre respecto al suelo. Al revisar el Anexo C, se tiene que la longitud máxima está conformada por la altura de los hombros a partir de asiento sumada con la altura del piso a la parte inferior del muslo, entonces se tiene que es igual a: $53,7 + 40,2 = 93,9 \approx 94$ [cm].

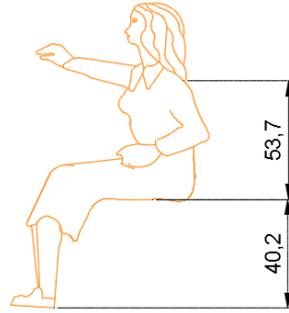


Figura 91 Antropometría de una persona en posición sedente

Con las dimensiones que se han calculado, se puede obtener el valor de la variable a de la Figura 92.

$$a = 1200 - 940 = 260 \text{ [mm]}$$

Así mismo para la distancia b , se hace referencia a las medidas antropométricas del Anexo C, en donde determina que la distancia máxima del coxis al frente de la rodilla es de 56,8 [cm]. Por ende, se procede a calcular el ángulo que se presenta cuando el usuario intenta apoyarse de las manecillas.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{a}{b} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{240}{568} \right) = 22,9058^\circ$$

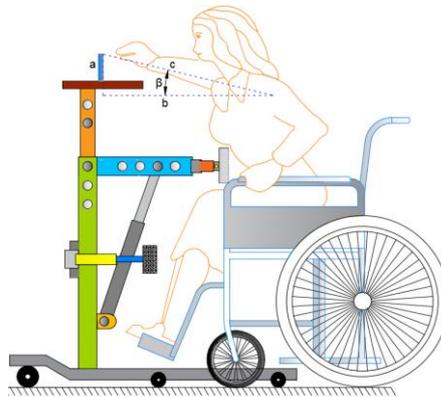


Figura 92 Apoyo del usuario a las manecillas

$$F_{Mx1} = \frac{150 \text{ [kg]} * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{2} * \cos 22,9058^\circ$$

$$F_{Mx1} = 686,6137 \text{ [N]}$$

$$F_{My1} = \frac{150 \text{ kg} * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{2} * \sin 22,9058^\circ$$

$$F_{My1} = 262,2719 \text{ [N]}$$

Seguidamente, se requiere trasladar las fuerzas hacia el eje axial del soporte de la columna para lo cual es suficiente analizar una de las manecillas ya que presenta simetría las mismas que tienen una altura de 150 [mm], y están separadas por una distancia de 350 [mm]. (ver Tabla 38)

Tabla 38

Cálculo de momentos en las manecillas

Plano	Cálculo
<i>xy</i>	$+\textcircled{U} \sum T_U = 0$ $T_U - T_V = 0$ $T_V = M_V = 102992,055 \text{ [Nmm]}$ $T_U = 102992,055 \text{ [Nmm]}$
<i>xz</i>	$+\textcircled{U} \sum M_U = 0$ $-M_U + F_{Mx3} \times \frac{\text{distancia}_{manecilla}}{2} = 0$ $F_{Mx1} = F_{Mx3}$ $M_U = 686,6137 \text{ [N]} \times \frac{350 \text{ [mm]}}{2}$ $M_U = 120157,3975 \text{ [Nmm]}$
<i>yz</i>	$+\textcircled{U} \sum M_U = 0$ $-M_U + F_{My3} \times \frac{\text{distancia}_{manecilla}}{2} = 0$ $F_{My1} = F_{My3}$ $M_U = 262,2719 \text{ [N]} \times \frac{350 \text{ [mm]}}{2}$ $M_U = 45897,5825 \text{ [Nmm]}$

Por simetría se tiene que: M_U se elimina con M_U' en los planos *xz* y *yz* (componentes i, j), T_U se suman con T_U' , F_{Mx1} se suma con F_{Mx2} y F_{My1} se suma con F_{My2} . Por consiguiente, se ubican las fuerzas en el soporte de la mesa como se indica en la Figura 93

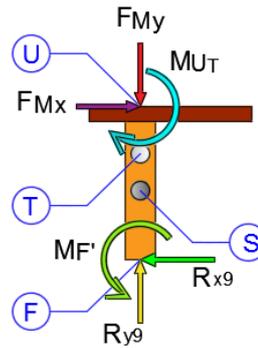


Figura 93 DCL del soporte de la mesa

$$+\cup \sum M_{Q-F} = 0$$

$$M_{F'} - M_{UT} - 2 \times F_{Mx1} \times altura_{soporte} = 0$$

$$M_{UT} = T_U = 102992,055 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{F'} = 102\,992,055 \text{ [Nmm]} + (2 \times 686,6137 \text{ [N]}) \times 495 \text{ [mm]}$$

$$M_{F'} = 782739,618 \text{ [Nmm]} \approx 782,7396 \text{ [Nm]}$$

e. Columna

Para calcular las fuerzas y momentos presentes en la columna principal, se toma en consideración el esquema de la Figura 94. Además, se debe considerar dos posibles casos: el primero hace referencia a cuando las cargas están en el brazo principal y el segundo cuando el usuario se sostiene de las manecillas de la mesa.

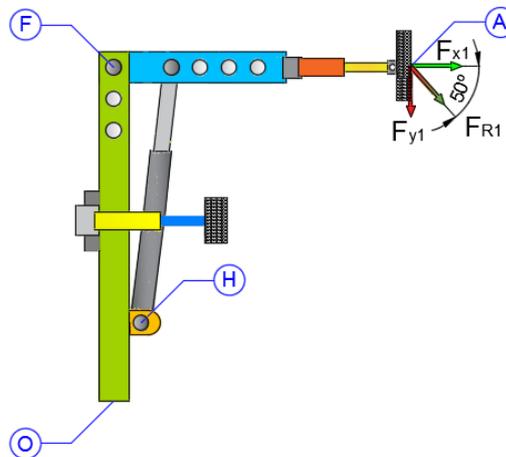


Figura 94 Esquema de la columna, brazo principal y telescópico

- Tramo A-O

En base a las dos consideraciones establecidas anteriormente se trabaja con el caso cuando las cargas están en el brazo principal para ello en la Tabla 39 se realiza los cálculos necesarios.

Tabla 39

Tramo A-O

$\vec{M}_{O-A} = \vec{r}_{O-A} \times \vec{F}_{R1}$	$\vec{r}_{O-A} = 930 \vec{i} + 555 \vec{j} + 150 \vec{k}$
	$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$
$\vec{M}_{O-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 785838,8505 \vec{k}$	
$\vec{M}_{O-A'} = \vec{r}_{O-A'} \times \vec{F}_{R1}$	$\vec{r}_{O-A'} = 930 \vec{i} + 555 \vec{j} - 150 \vec{k}$
	$\vec{F}_{R1} = \vec{F}_{R2}$
$\vec{M}_{O-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 785838,8505 \vec{k}$	
$\vec{M}_{O-E'} = \vec{r}_{O-E'} \times \vec{F}_{RActuador}$	$\vec{r}_{O-E'} = 125 \vec{i} + 555 \vec{j} + 0 \vec{k}$
$\vec{M}_{E'-O} = 0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 297279,933 \vec{k}$	
$\vec{M}_O = \vec{M}_{O-A} + \vec{M}_{O-A'} + \vec{M}_{O-E'}$	$\vec{M}_O = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 1868957,634 \vec{k}$
	$M_O = 1868957,634 [Nmm] \approx 1868,9576 [Nm]$

- Tramo W-O

Tomando en cuenta los elementos dispuestos en la estructura de la mesa se tiene el esquema de la Figura 95.

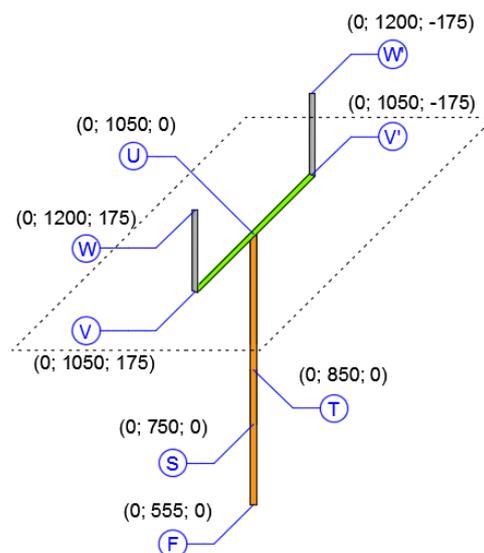


Figura 95 Esquema de las manecillas y del soporte de la mesa

En la Tabla 40 se muestra el cálculo necesario para obtener el momento \vec{M}_O .

Tabla 40

Momento en O en el tramo W-O

$\vec{M}_{O-W} = \vec{r}_{O-W} * \vec{F}_{M1}$	$\vec{r}_{O-W} = 0 \vec{i} + 1200 \vec{j} + 150 \vec{k}$
	$\vec{F}_{M1} = 686,6137 \vec{i} - 262,2719 \vec{j} + 0 \vec{k}$
$\vec{M}_{O-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 785838,8505 \vec{k}$	
$\vec{M}_{O-W'} = \vec{r}_{O-W'} * \vec{F}_{M2}$	$\vec{r}_{O-W'} = 0 \vec{i} + 1200 \vec{j} - 150 \vec{k}$
	$\vec{F}_{M1} = \vec{F}_{M2}$
$\vec{M}_{O-W'} = -39340,785 \vec{i} - 102992,055 \vec{j} - 823936,44 \vec{k}$	
$\vec{M}_O = \vec{M}_{O-W} + \vec{M}_{O-W'}$	$\vec{M}_O = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 1647872,88 \vec{k}$
	$M_O = 1647872,88 [Nmm] \approx 1647,8729 [Nm]$

f. Sistema de rodilleras

El sistema de rodilleras es un punto de apoyo necesario para la inmovilización de las personas con paraplejía y su resolución es de manera similar al presentado en los brazos telescópicos, por lo que se presenta el esquema de la Figura 96.

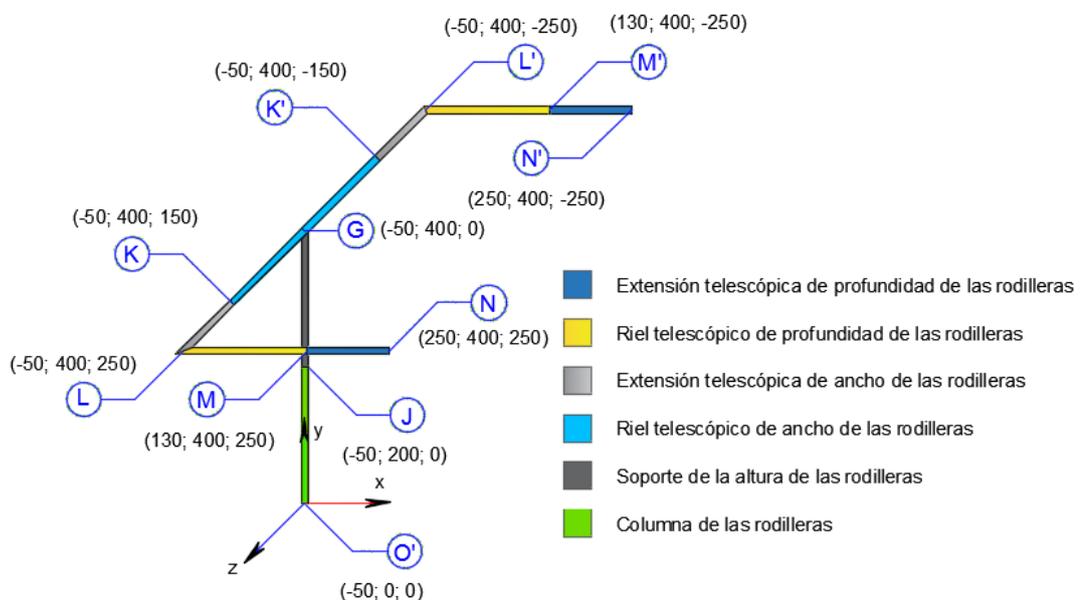


Figura 96 Esquema del sistema de rodilleras

En base a diversas pruebas experimentales, se concluye que el punto en que se ejerce mayor a fuerza al ponerse de pie ocurre a una altura de

150 [mm] de la silla, y en base al Anexo C sobre medidas antropométricas, la distancia del coxis al frente de la rodilla corresponde a 56,8 [cm] (ver Figura 97).

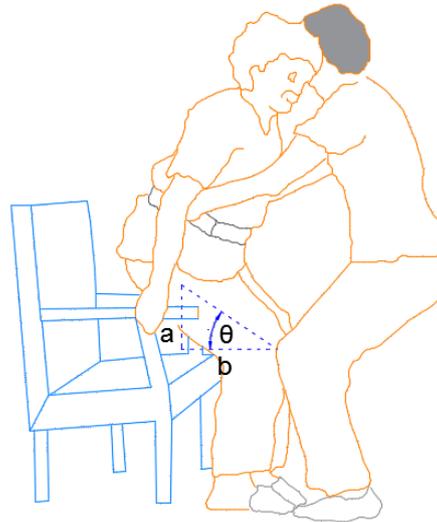


Figura 97 Ángulo de inclinación de la máxima carga al levantarse

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{a}{b} \right)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{150 \text{ [mm]}}{568 \text{ [mm]}} \right) = 14,7932^\circ$$

Para la determinación de la fuerza necesaria en las rodilleras, se hace uso de los datos propuestos según (Ronald, 2009, pág. 273) donde proporcionan listas para 50 percentiles de cuerpos promedios masculinos y femeninos; tomando para el diseño el caso de los hombres, debido a que su peso tiende a ser mayor en comparación con las mujeres, como se muestra en la Tabla 41:

Tabla 41

Inertia Data for a 50 Percentile Male—Body Segment Masses

N° SEGMENTO CUERPO	NOMBRE	MASA		
		lb (weight)	slug	kg
1	Torso inferior (pelvis)	22,05	0,685	10,00
2	Torso medio (lumbar)	24,14	0,750	10,95
3	Torso superior (pecho)	40,97	1,270	18,58
4	Brazo izquierdo superior	4,92	0,153	2,23
5	Brazo izquierdo inferior	3,06	0,095	1,39

CONTINÚA 

6	Mano izquierda	1,15	0,036	0,52
7	Cuello	3,97	0,123	1,80
8	Cabeza	10,91	0,339	4,95
9	Brazo superior derecho	4,92	0,153	2,23
10	Brazo inferior derecho	3,06	0,095	1,39
11	Mano derecha	1,15	0,036	0,52
12	Pierna derecha superior	18,63	0,578	8,45
13	Pierna derecha inferior	7,61	0,236	3,45
14	Pie de derecho	2,27	0,070	1,03
15	Pierna izquierda superior	18,63	0,578	8,45
16	Pierna izquierda inferior	7,61	0,236	3,45
17	Pie izquierdo	2,27	0,070	1,03
Total		177,32	5,51	80,42

Fuente: (Ronald, 2009, pág. 250)

En consecuencia, para obtener un valor de referencia el mismo que debe ser soportado por el sistema de ajuste de las rodilleras, se toma en cuenta los siguientes segmentos:

$$m_R = \text{torso inferior (pelvis)} + 2 * \text{pierna superior} + 2 * \text{pierna inferior}$$

$$m_R = 10 + (2 * 8,45) + (2 * 3,45) = 33,8 \text{ [kg]}$$

Pero por motivo de que en la Tabla 41 se usa una masa total de 80,42 [kg] y para el diseño del bipedestador se trabaja con 150 [kg], se realiza una regla de tres obteniendo una masa equivalente a $m_{R1} = 63,0440 \text{ [kg]}$. Además, hay que tomar en consideración que el valor de la masa obtenida constituye las dos rodilleras del usuario, por lo que se tiene lo siguiente:

$$F_{SR1} = \frac{m_{R1}}{2} * \text{gravedad} = \frac{63,0440 \text{ [kg]}}{2} * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_{SR1} = 308,9156 \text{ [N]}$$

$$F_{SR1} = F_{SR2}$$

$$F_{Rx1} = F_{SR1} * \text{Cos } \theta$$

$$F_{Ry1} = F_{SR1} * \text{Sen } \theta$$

$$F_{Rx1} = 308,9156 \text{ [N]} * \text{Cos } 14,7932^\circ \quad F_{Ry1} = 308,9156 \text{ [N]} * \text{Sen } 14,7932^\circ$$

$$F_{Rx1} = 298,6762 \text{ [N]}$$

$$F_{Ry1} = 78,8757 \text{ [N]}$$

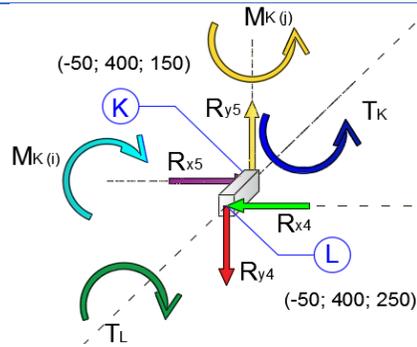
Tabla 42

Cálculo del sistema de rodilleras

Tramo	D.C.L	Sumatoria de Fuerzas	Sumatoria de Momentos
M-N		$+\uparrow \sum F_y = 0$ $R_{y1} = F_{Ry1}$ $R_{y1} = 78,8757 \text{ [N]}$	$\vec{M}_M = \vec{r}_{M-N} * \vec{F}_{SR1}$ $\vec{F}_{SR1} = -298,6762 \vec{i} - 78,8757 \vec{j} + 0 \vec{k}$ $\vec{r}_{M-N} = 120 \vec{i} + 0 \vec{j} + 0 \vec{k}$ $\vec{M}_M = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 9465,084 \vec{k}$ $M_M = 9465,084 \text{ [Nmm]} \approx 9,4651 \text{ [Nm]}$
L-N		$+\uparrow \sum F_y = 0$ $R_{y3} = R_{y2}$ $R_{y3} = 78,8757 \text{ [N]}$	$\vec{M}_L = \vec{r}_{L-N} * \vec{F}_{R-R1}$ $\vec{r}_{L-N} = 300 \vec{i} + 0 \vec{j} + 0 \vec{k}$ $\vec{M}_L = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$ $M_L = 23662,71 \text{ [Nmm]} \approx 23,6627 \text{ [Nm]}$
		$+\rightarrow \sum F_x = 0$ $R_{x3} = R_{x2}$ $R_{x3} = 298,6762 \text{ [N]}$	

CONTINÚA

K-N



$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{y5} = R_{y4}$$

$$R_{y4} = 78,8757 \text{ [N]}$$

$$\vec{M}_K = \vec{M}_{K-N} + \vec{M}_{N'-K}$$

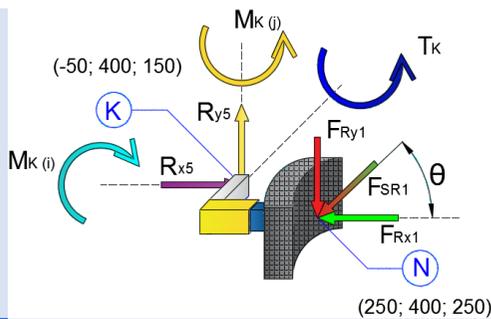
$$\vec{M}_{K-N} = \vec{r}_{K-N} * \vec{F}_{R-R1}$$

$$\vec{r}_{K-N} = 300 \vec{i} + 0 \vec{j} + 100 \vec{k}$$

$$\vec{M}_{K-N} = 7887,57 \vec{i} - 29867,62 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$$

$$M_{K-N} = 38912,8813 \text{ [Nmm]}$$

$$\approx 38,9129 \text{ [Nm]}$$



$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$R_{x5} = R_{x4}$$

$$R_{x5} = 298,6762 \text{ [N]}$$

$$\vec{M}_{K-N'} = \vec{r}_{K-N'} * \vec{F}_{R-R1}$$

$$\vec{r}_{K-N'} = 300 \vec{i} + 0 \vec{j} - 100 \vec{k}$$

$$\vec{M}_{K-N'} = -7887,57 \vec{i} + 29867,62 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$$

$$M_{K-N'} = 38912,8813 \text{ [Nmm]}$$

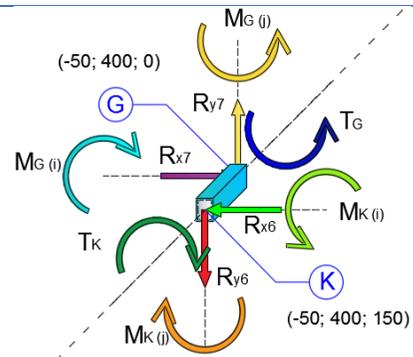
$$\approx 38,9129 \text{ [Nm]}$$

$$\vec{M}_K = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 47325,42 \vec{k}$$

$$M_K = 47325,42 \text{ [Nmm]} \approx 47,3254 \text{ [Nm]}$$

CONTINÚA

G-N



$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{y7} = R_{y6}$$

$$R_{y7} = 78,8757 \text{ [N]}$$

$$\vec{M}_G = \vec{M}_{G-N} + \vec{M}_{G-N'}$$

$$\vec{M}_{G-N} = \vec{r}_{G-N} \times \vec{F}_{R1}$$

$$\vec{r}_{G-N} = 300 \vec{i} + 0 \vec{j} + 250 \vec{k}$$

$$\vec{M}_{G-N} = 19718,925 \vec{i} - 74669,05 \vec{j}$$

$$\quad - 23662,71 \vec{k}$$

$$M_{G-N} = 80772,6865 \text{ [Nmm]}$$

$$\approx 80,7727 \text{ [Nm]}$$

$$\vec{M}_{G-N'} = \vec{r}_{G-N'} \times \vec{F}_{R1'}$$

$$\vec{r}_{G-N'} = 300 \vec{i} + 0 \vec{j} - 250 \vec{k}$$

$$\vec{M}_{G-N'} = -19718,925 \vec{i} + 74669,05 \vec{j}$$

$$\quad - 23662,71 \vec{k}$$

$$M_{G-N'} = 80772,6865 \text{ [Nmm]}$$

$$\approx 80,7727 \text{ [Nm]}$$

$$\vec{M}_G = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 47325,42 \vec{k}$$

$$M_G = 47325,42 \text{ [Nmm]} \approx 47,3254 \text{ [Nm]}$$

g. Sistema de soporte de la columna

Para la base de la columna, se plantea algunas consideraciones:

- Debe permitir que la columna pueda tener un punto de pivote, esto con el fin de facilitar la transportabilidad del bipedestador.
- Permitir la ubicación de la balanza electrónica (verifica masa del usuario), con dimensiones de 302×302 [mm].
- Debe brindar una sujeción estable al usuario, de tal forma que se garantice la seguridad del mismo.

Con todo lo mencionado se tiene el esquema de la Figura 99 y Figura 100.

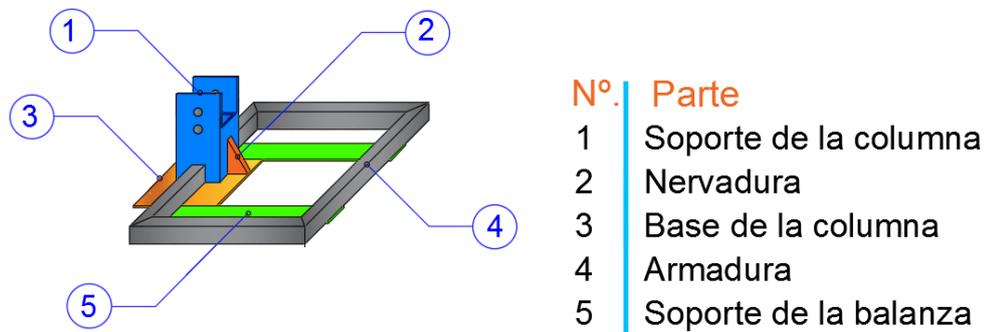


Figura 99 Esquema de la base de la columna principal

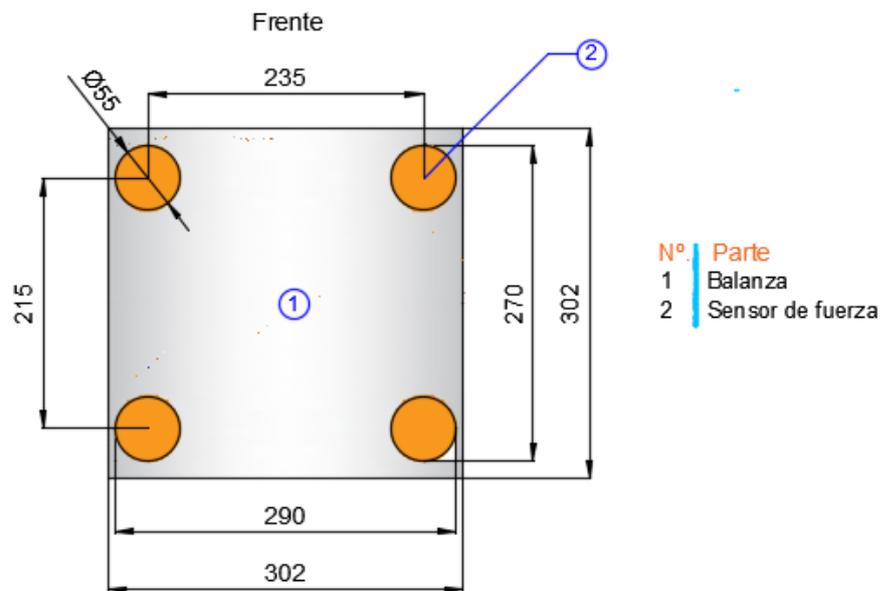


Figura 100 Esquema de la balanza electrónica

Luego se tiene dos casos consecutivos. En una primera instancia la carga estará apoyada en la balanza, la misma que trasladará las cargas al soporte de la balanza, dando como resultado la Figura 101.

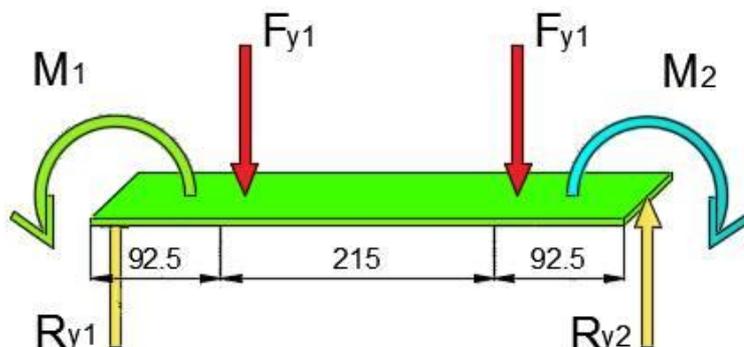


Figura 101 DCL soporte de la balanza

En vista de las condiciones y parámetros necesarios para diseñar las platinas que soportarán la balanza, se usa el criterio de una viga empotrada en sus dos extremos con cargas puntuales asimétricas por lo que es necesario aplicar las fórmulas mostradas en la Tabla 43. (Bañón, 2009)

Tabla 43

Viga Simple Empotrada con cargas puntuales simétricas

		Reacciones y solicitaciones		
	Reacciones	$R_A = R_B = F$		
	Cortantes	$V_{AC} = F$	$V_{CD} = 0$	$V_{DB} = -F$
	Flectores	$M_{AC} = \frac{F}{L}(L(x-a) + a^2)$	$M_{CD} = \frac{Fa^2}{L}$	
		$M_{DB} = \frac{F}{L}(L(L-x-a) + a^2)$	$M_A = M_B = -\frac{Fa}{L}(L-a)$	
		Deformaciones		
Elástica		$Y_{AC} = \frac{Fx^2}{6EIL}(3aL - 3a^2 - Lx)$		
		$Y_{CD} = \frac{Fa^2}{6EIL}(-aL + 3Lx - 3x^2)$		
Flecha máxima		$y_{max} = \frac{Fa^2}{24EI}(3L - 4a) \quad \text{para } x = \frac{L}{2}$		

El diagrama de cuerpo libre resultante se tiene en la Figura 102:

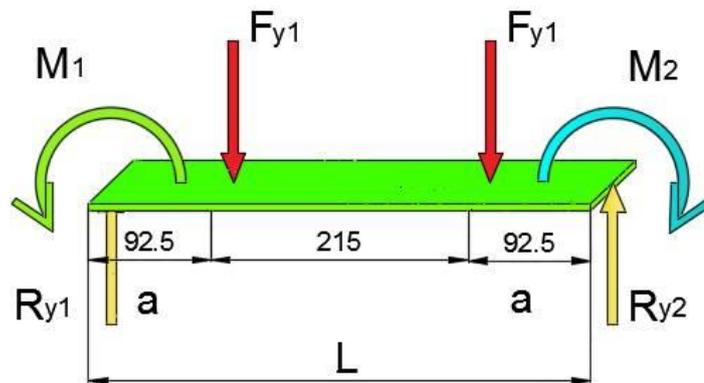


Figura 102 Disposición de los momentos y fuerzas

$$R_{y1} = F_{y1} = \frac{\text{Peso}}{4}$$

$$R_{y1} = \frac{1470 \text{ [N]}}{4}$$

$$R_{y2} = R_{y1} = 367,5 \text{ [N]}$$

$$M_1 = -\frac{F_{y1} * a}{L} (L - a)$$

$$M_1 = -\frac{\frac{F_{Py}}{4} * a}{L} (L - a)$$

$$M_1 = -\frac{\frac{1470 \text{ [N]}}{4} * 92,5 \text{ [mm]}}{400 \text{ [mm]}} * (400 - 92,5) \text{ [mm]}$$

$$M_2 = M_1 = -26132,69531 \text{ [Nmm]}$$

A continuación, en la Tabla 44 se presenta un resumen de los valores calculados respecto a cada parte que conforma el bipedestador.

Tabla 44

Resumen de los momentos y fuerzas calculados

Sección	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
BRAZOS TELESCÓPICOS		
Extensión	$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_B = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 78825,978 \vec{k}$
Riel	$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_C = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 270260,496 \vec{k}$
Soporte de los brazos telescópicos	$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_{D-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 270260,496 \vec{k}$
		$\vec{M}_{D-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 270260,496 \vec{k}$
		$\vec{M}_D = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 540520,992 \vec{k}$
Brazo principal	$\vec{F}_{R1} = 472,4489 \vec{i} - 563,0427 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_{F-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 523629,711 \vec{k}$
		$\vec{M}_{F-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 523629,711 \vec{k}$
		$\vec{M}_{F-E'} = 0 \vec{i} - 0 \vec{j} + 252687,9375 \vec{k}$
Mesa	$\vec{F}_{R-Actuador} = 990,9331 \vec{i} + 2021,5035 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_F = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 794571,4845 \vec{k}$
		$F_{Mx1} = 686,6137 [N]$
	$F_{My1} = 262,2719 [N]$	$M_V = 102992,055$
		$T_U = 102992,055$
		$M_U = 120157,3975$
	$M_U = 45897,5825$	
	$M_{F'} = 782739,618 [Nmm] \approx 782,7396 [Nm]$	

CONTINÚA 

Columna principal	$\vec{F}_{R1} = -516,9651 \vec{i} - 136,5224 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_{O-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 785838,8505 \vec{k}$
		$\vec{M}_{O-A'} = -84456,405 \vec{i} - 70867,335 \vec{j} - 785838,8505 \vec{k}$
	$\vec{F}_{R-Actuador} = 990,9331 \vec{i} + 2021,5035 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_{E'-O} = 0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 487726,0455 \vec{k}$
		$\vec{M}_O = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 2059403,747 \vec{k}$

SISTEMA DE RODILLERAS

Tramo M-N	$\vec{F}_{SR1} = -482,1235 \vec{i} - 127,3213 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_M = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 15278,556 \vec{k}$
Tramo L-M	$\vec{F}_{SR1} = -482,1235 \vec{i} - 127,3213 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_L = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 38196,39 \vec{k}$
Tramo K-L	$\vec{F}_{SR1} = -482,1235 \vec{i} - 127,3213 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_{K-N} = 12732,13 \vec{i} - 48212,35 \vec{j} - 38196,39 \vec{k}$
		$\vec{M}_{K-N'} = -12732,13 \vec{i} + 48212,35 \vec{j} - 38196,39 \vec{k}$
		$\vec{M}_K = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 76392,78 \vec{k}$
Tramo G'-K	$\vec{F}_{SR1} = -482,1235 \vec{i} - 127,3213 \vec{j} + 0 \vec{k}$	$\vec{M}_{G-N} = 31830,325 \vec{i} - 120530,875 \vec{j} - 38196,39 \vec{k}$
		$\vec{M}_{G-N'} = -31830,325 \vec{i} + 120530,875 \vec{j} - 38196,39 \vec{k}$
		$\vec{M}_G = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 76392,78 \vec{k}$

SISTEMA DE SOPORTE DE LA COLUMNA

SopORTE de la balanza	$F_{y1} = 367,5$	$M_1 = 26132,69531$
------------------------------	------------------	---------------------

2.13. Diseño mecánico

2.13.1. Diseño de los elementos

El análisis de esfuerzos permite asegurar que la máquina trabaje adecuadamente bajo condiciones razonablemente previsibles. Primero se precisa conocer el esfuerzo de diseño o esfuerzo admisible, para lo que la resistencia base de material es de la fluencia (S_y); por lo tanto, como el material a utilizar será de tipo dúctil, debido a las características de la aplicación y condiciones de uso del bipedestador se hace uso de los criterios establecidos por (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2001, pp. 165, 168)

Por tal motivo, se debe considerar un factor de diseño, $F.S$, como una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. Entonces para un diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño se tiene que $F.S = 2,0$ a $2,5$.

Luego, se puede hacer uso de un método de predicción de falla en su forma analítica para conocer el esfuerzo real, que para el caso se hace uso del Método a esfuerzo cortante máximo, debido a que contempla esfuerzos estáticos biaxiales en materiales dúctiles, así:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{max} * c}{I} = \frac{M_{max}}{Z}$$

$$\sigma_{Tensión} = \frac{P}{A}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Donde:

$\sigma_{Flexión}$ = Esfuerzo producido por las cargas de flexión [N/m^2]

M_{max} = Momento máximo producido por las cargas [Nm]

c = Distancia al eje neutro de la sección [mm]

I = Momento de inercia de la sección [m^4]

Z = Módulo de la sección [m^3]

$\sigma_{Tensión}$ = Esfuerzo producido por las cargas de tensión [N/m^2]

P = Fuerza aplicada [N]

A = Área de sección transversal [m^2]

τ_{max} = Teoría de fallo por esfuerzo cortante máximo [N/m^2]

σ = Magnitud del esfuerzo [N/m^2]

τ = Esfuerzo Cortante [N/m^2]

S_y = Esfuerzo de fluencia del material [N/m^2]

a. Brazos telescópicos

Se inicia por el diseño de los brazos telescópicos, los mismos que están compuestos por una extensión y por su respectivo riel.

- Extensión del brazo telescópico

Utilizando los criterios de diseño antes mencionados, se debe cumplir que:

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$\sigma_{real} < \sigma_{admisible}$$

Luego, el momento en la extensión que se obtuvo para el tramo A-B en su forma vectorial fue de $\vec{M}_B = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 78825,978 \vec{k}$ [Nmm] y, al analizar el tipo de momento, se realiza los cálculos para flexión y tensión, para lo que se asume que:

$$\sigma_{Flexión} = \sigma_{admisible}$$

Analizando a flexión:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{max}}{Z}$$

$$\frac{S_y}{F.S} = \frac{M_{max}}{Z}$$

Según (ASTM International, 2007) en la norma ASTM A-500 el grado más

común de elaboración es el B; por lo tanto, el límite de fluencia para tubos estructurales de forma Grado B es de 315 MPa. De acuerdo con los criterios para el factor de diseño se tiene un $F.S = 2,0$ y se procede a encontrar el módulo de sección necesario para este componente:

$$Z = \frac{M_{max} * F.S}{S_y}$$

$$Z = \frac{78825,978 [Nmm] * 2,0}{315 [MPa]} \quad ; 1 MPa = 1 N/mm^2$$

$$Z = 500,4824 [mm^3] * \frac{1 [cm^3]}{10^3 [mm^3]}$$

$$Z = 0,5005 [cm^3]$$

Luego, la sección necesaria para resistir la carga debe tener un módulo de sección igual o mayor a 0,5005 [cm³]. Por lo tanto, se inicia el proceso de iteración, tomando como referencia el catálogo de la empresa DIPAC MANTACIA LTDA, la misma que es la primera en ofrecer productos de acero en Ecuador.

Previo a la búsqueda del módulo de sección requerido, se precisa definir el tipo de perfil estructural, que para este caso se plantea usar un perfil de tipo rectangular, en vista de la dirección de la carga, con la finalidad de aprovechar el módulo de inercia del perfil. Entonces, una vez identificado el Z_x más próximo al calculado se elige un tubo estructural rectangular con las características mostradas en la Tabla 45.

Tabla 45

Tubo estructural rectangular

Norma	ASTM A-500
Dimensiones	20 x 40
Espesor	$e = 1,2 mm$
Área de la sección	$A = 1,32 cm^2$
Modulo resistencia de la sección en el eje x	$W_x = Z_x = 0,88 cm^3$
Modulo resistencia de la sección en el eje y	$W_y = Z_y = 1,30 cm^3$
Momento de inercia de la sección en el eje x	$I_x = 0,88 cm^4$
Momento de inercia de la sección en el eje y	$I_y = 2,61 cm^4$

Reemplazando los valores, se obtiene el esfuerzo a flexión:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{max}}{Z_y}$$

$$\sigma_{Flexión} = \frac{78,826 [Nm]}{1,30 [cm^3] * \frac{1 m^3}{(100 cm)^3}}$$

$$\sigma_{Flexión} = 60,6354 [MPa]$$

Es preciso aclarar que, un esfuerzo de esta magnitud que es provocado por la componente en y de la carga (F_{y1}), genera un esfuerzo de tensión en la cara superior del perfil en el apoyo y un esfuerzo de compresión en la cara inferior del mismo.

Luego se tiene que, la fuerza horizontal F_{x1} actúa en una dirección que coincide con el eje neutro de la viga. Por consiguiente, se produce un esfuerzo de tensión directa, así:

$$\sigma_{Tensión} = \frac{P}{A} = \frac{F_{horizontal}}{A} = \frac{F_{x1}}{A}$$

$$\sigma_{Tensión} = \frac{472,4489 [N]}{1,32 cm^2 * \frac{1 m^2}{(100 cm)^2}}$$

$$\sigma_{Tensión} = 3,5792 [MPa]$$

En vista de la disposición de los esfuerzos calculados, se concluye que el esfuerzo combinado máximo ocurre en la cara superior del perfil en el apoyo, porque tanto el esfuerzo de tensión directo como el esfuerzo flexionante son de tensión en dicho punto. Por consiguiente, estos esfuerzos se van a sumar.

$$\sigma_{cara superior} = \sigma_{Flexión} + \sigma_{Tensión}$$

$$\sigma_{cara superior} = 60,6354 [MPa] + 3,5792 [MPa]$$

$$\sigma_{cara superior} = 64,2146 [MPa]$$

$$\sigma_{diseño} = \sigma_{cara superior}$$

$$\sigma_{diseño} = 64,2146 [MPa]$$

Así mismo, se debe comprobar la condición de diseño y se tiene:

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{315 [MPa]}{2,0}$$

$$\sigma_{admisible} = 157,5 [MPa]$$

$$\sigma_{diseño} < \sigma_{admisible}$$

$$64,2146 [MPa] < 157,5 [MPa]$$

Por lo tanto, el diseño es seguro.

$$n = \frac{\sigma_{admisible}}{\sigma_{diseño}}$$

$$n = \frac{157,5 [MPa]}{64,2146 [MPa]}$$

$$n = 2,4527$$

- Riel del brazo telescópico

Continuando con el proceso de diseño, se sigue con el análisis del riel que corresponde al tramo B-C y, en el cual se obtuvo un momento resultante de $\vec{M}_C = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 270260,496 \vec{k} [Nmm]$. Bajo los criterios establecidos en el (Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2015) en la norma INEN 1 623 el límite de fluencia corresponde al valor de 250 MPa.

$$Z = \frac{270260,496 [Nmm] * 2,0}{250 [MPa]}$$

$$Z = 2162,0840 [mm^3] * \frac{1 [cm^3]}{10^3 [mm^3]}$$

$$Z = 2,1621 [cm^3]$$

Antes de continuar con la búsqueda de un módulo de sección necesaria para resistir la carga que sea igual o mayor que $2,1621 [cm^3]$ se asigna un perfil de tipo correa "G" a causa de que éste elemento debe contener al perfil rectangular que se seleccionó anteriormente. De igual forma que en el caso anterior se hace uso del catálogo de (DIPAC, 2016) con un proceso de iteración y se obtiene un perfil con las características de la Tabla 46 .

Tabla 46

Cálculos para un perfil tipo "G"

Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	INEN 1 623:2000
	Dimensiones	$30 \times 60 \times 10$
	Espesor	$e = 2 \text{ mm}$
	Área de la sección	$A = 2,54 \text{ cm}^2$
	Modulo resistencia de la sección en el eje x	$W_x = Z_x = 4,9 \text{ cm}^3$
	Modulo resistencia de la sección en el eje y	$W_y = Z_y = 2,74 \text{ cm}^3$
	Momento de inercia de la sección en el eje x	$I_x = 14,88 \text{ cm}^4$
	Momento de inercia de la sección en el eje y	$I_y = 5,28 \text{ cm}^4$
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{max}}{Z_x}$	$\sigma_{Flexión} = 55,1552 [MPa]$
Esfuerzo a tensión	$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{x1}}{A}$	$\sigma_{Tensión} = 1,86 [MPa]$
Esfuerzo combinado máximo		$\sigma_{diseño} = 57,0152 [MPa]$
Esfuerzo admisible		$\sigma_{admisible} = 125 [MPa]$
Factor de seguridad calculado		$57,0152 [MPa] < 125 [MPa]$ $n = 2,1924$

b. Soporte de los brazos telescópicos

A continuación, se prosigue con el diseño del soporte (tramo C-D) para el brazo telescópico, en donde el momento obtenido fue igual a: $\overrightarrow{M_{D-A}} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j} - 270260,496 \vec{k} [Nmm]$ lo que, a diferencia de los tramos anteriores, en éste elemento se presenta un momento torsor debido a

la ubicación del soporte respecto a la acción de la carga. Por ende, se tiene la configuración de la Tabla 47.

Tabla 47

Momentos en el soporte del brazo telescópico

PLANO yz	PLANO xz	PLANO xy
$M_1 = 84456,405 \vec{i}$	$M_2 = 70867,335 \vec{j}$	$T_1 = -270260,496 \vec{k}$
$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$		$T = T_1 $
$M = \sqrt{(84456,405)^2 + (70867,335)^2}$		$T = 270260,496 \text{ [Nmm]}$
$M = 110250,0046 \text{ [Nmm]} \approx 110,25 \text{ [Nm]}$		$T \approx 270,2605 \text{ [Nm]}$

El límite de fluencia para el AISI 1018 según (SAE INTERNATIONAL, 1992) corresponde al valor de 370 [MPa]

Para calcular el módulo de sección:

$$Z = \frac{M * F.S}{S_y}$$

$$Z = \frac{110,25 \text{ [Nm]} * 2}{370 \text{ [MPa]}}$$

$$Z = 5,9595 * 10^{-7} \text{ [m}^3] * \frac{(100 \text{ [cm]})^3}{1 \text{ [m}^3]}$$

$$Z = 0,5960 \text{ [cm}^3]$$

Ya que, el soporte además de estar sometido a tensión y flexión se encuentra bajo torsión, por tal motivo, se opta por usar un elemento de geometría circular en vista de que es la mejor opción para resistir este tipo de esfuerzos, así que:

$$Z = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * Z}{\pi}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * 0,5960 [cm^3]}{\pi}}$$

$$D = 1,8242 [cm] \approx 18,2424 [mm]$$

$$D = 0,7182 [in]$$

El diámetro necesario para resistir la carga debe tener un valor igual o mayor a 0,7182 [in]. Por lo tanto, y en base a ejes de transmisión bajo la norma AISI 1018 se selecciona un diámetro de 1 pulgada.

Calculando nuevamente el módulo de sección, se tiene:

$$D = 1 \text{ " } * \frac{2,54 [cm]}{1 \text{ "}}$$

$$D = 2,54 [cm] \approx 25,4 [mm]$$

$$Z = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$Z = \frac{\pi * (2,54 [cm])^3}{32}$$

$$Z = 1,6088 [cm^3]$$

Así mismo, se calcula el esfuerzo flexionante:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma_{Flexión} = \frac{110,25 [Nm]}{1,6088 [cm^3] * \frac{1 m^3}{(100 cm)^3}}$$

$$\sigma_{Flexión} = 68,5293 [MPa]$$

$$\sigma = \sigma_{Flexión}$$

$$\sigma = 68,5293 [MPa]$$

Por otro lado, el esfuerzo cortante torsional en una barra sólida es igual a:

$$\tau = \frac{T * c}{J}$$

$$\tau = \frac{T * \frac{D}{2}}{J}$$

Para calcular el momento polar de inercia de una barra circular sólida se tiene:

$$J = \frac{\pi * D^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * (25,4 [mm])^4}{32}$$

$$J = 40,8634 * 10^3 [mm^4] * \frac{1 [m^4]}{(1000 [mm])^4}$$

$$J = 40,8634 * 10^{-9} [m^4]$$

Reemplazando los valores se obtiene el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{270,2605 [Nm] * \frac{25,4 [mm]}{2} * \frac{1 [m]}{1000 [mm]}}{40,8634 * 10^{-9} [m^4]}$$

$$\tau = 83,9947 [MPa]$$

Finalmente, se tiene que el esfuerzo cortante máximo es igual a:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{68,5293 [MPa]}{2}\right)^2 + (83,9947 [MPa])^2}$$

$$\tau_{max} = 90,7130 [MPa]$$

$$\sigma_{diseño} = \tau_{max}$$

$$\sigma_{diseño} = 90,7130 \text{ [MPa]}$$

Al comprobando la integridad del diseño se tiene:

$$\sigma_{admissible} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$\sigma_{admissible} = \frac{370 \text{ [MPa]}}{2}$$

$$\sigma_{admissible} = 185 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{diseño} < \sigma_{admissible}$$

$$90,7130 \text{ [MPa]} < 185 \text{ [MPa]}$$

Por tal motivo, el diseño es seguro.

$$n = \frac{\sigma_{admissible}}{\sigma_{diseño}}$$

$$n = \frac{185 \text{ [MPa]}}{90,7130 \text{ [MPa]}}$$

$$n = 2,0394$$

Entonces como el factor de seguridad (n) es mayor a uno, el diseño es seguro.

c. Brazo Principal

Para el diseño del brazo principal, que es el que va a permitir hacer pivote a los brazos telescópicos conjuntamente con la carga y también va a enlazarse con la columna a través de un actuador como nexo entre estos dos. Entonces, se plantea usar plancha de aluminio obteniendo 3 piezas de las cuales las dos son forman parte del cuerpo mientras que la tercera ocupa la función de unirlos, debido a la importancia y complejidad de la pieza. Una vez dicho esto, se prosigue con el momento máximo calculado que fue de: $\vec{M}_F = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 794571,4845 \vec{k}$ (ver Tabla 48).

En las propiedades del Aluminio 6061 T6, se trabaja con una resistencia a la cadencia (S_y) de 276 [MPa].

Para calcular el esfuerzo a tensión, se considera las fuerzas resultantes de la carga y del actuador respecto al eje de las abscisas.

$$F_{Px} = \text{Peso} * \cos 50^\circ$$

$$F_{Py} = \text{Peso} * \sin 50^\circ$$

$$F_{Px} = 1470 [N] * \cos 50^\circ$$

$$F_{Py} = 1470 [N] * \sin 50^\circ$$

$$F_{Px} = 944,8978 [N]$$

$$F_{Py} = 1126,0853 [N]$$

Tabla 48

Cálculo necesario para el diseño del brazo principal

Módulo de sección requerido	$Z = 3,2039 [cm^3]$	
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	Aluminio 6061 T6
	Geometría	Barra rectangular
	Dimensiones	1,5 × 60
Módulo de sección	$Z = \frac{b * h^2}{6}$	$Z = 9 [cm^3]$
Área	$A = b * h$	$A = 9 [cm^2]$
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M}{Z}$	$\sigma_{Flexión} = 63,5657 [MPa]$
Esfuerzo a tensión	$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{Px} + R_{x7}}{A}$	$\sigma_{Tensión} = 1,29056 [MPa]$
Esfuerzo combinado máximo	$\sigma_{diseño} = 64,8563 [MPa]$	
Esfuerzo admisible	$\sigma_{admisible} = 155 [MPa]$	
Factor de seguridad calculado	$64,8563 [MPa] < 155 [MPa]$ $n = 2,3899$	

d. Mesa

- Soporte de la mesa

Para el diseño de los elementos de la mesa hay que considerar su orientación, es decir, su posición vertical, para lo que hay que tratarlos como columnas. Entonces el momento máximo obtenido fue de $M_{F1} = 782,7396 [Nm]$, para lo que se busca en el catálogo de DIPAC un perfil rectangular a fin de sacar provecho de su momento de inercia y se obtiene un

perfil estructural con las características de la Tabla 49.

Tabla 49

Tubo estructural rectangular

NORMA	ASTM A-500
Dimensiones	30 x 50
Espesor	$e = 3 \text{ mm}$
Área de la sección	$A = 4,21 \text{ cm}^2$
Modulo resistencia de la sección en el eje x	$W_x = Z_x = 3,77 \text{ cm}^3$
Modulo resistencia de la sección en el eje y	$W_y = Z_y = 5,11 \text{ cm}^3$
Momento de inercia de la sección en el eje x	$I_x = 5,66 \text{ cm}^4$
Momento de inercia de la sección en el eje y	$I_y = 12,78 \text{ cm}^4$

Además, según el método de análisis de columnas indicado en (Mott, Resistencia de materiales, 2009, pág. 614), se debe conocer cuatro parámetros:

1. La longitud real, L
2. La forma de conectar la columna a sus apoyos.
3. La forma de la selección transversal de la columna y sus dimensiones.
4. El material del cual está hecha la columna.

Entonces, primero se determina el factor de fijación de los extremos (K) comparando la forma de conectar la columna a sus apoyos en la Tabla 50.

Tabla 50

Valores de K para la longitud efectiva

Vinculo	Ambos extremos de pasador	Un extremo fijo y el otro de pasador	Ambos extremos	Un extremo fijo y otro libre
La forma de pandeo se indica en línea de puntos.				
			CONTINÚA	

Valores teóricos de K	1.0	0.7	0.5	2.0
Valores prácticos	1.0	0.8	0.65	2.10
Condiciones de vínculo		Rotación y traslación impedida. Rotación libre y traslación impedida. Rotación libre y traslación libre.		

Cómo se observa en la Tabla 50, para este caso la columna se encuentra fija en un extremo y libre en el otro, lo que incurre que $K = 2,1$. Luego se tiene que:

$$L_e = K \times L$$

Donde:

L_e = Longitud efectiva.

L = Longitud real de la columna

$$L_e = 2,1 \times 495 [mm]$$

$$L_e = 1039,5 [mm] * \frac{1 cm}{10 [mm]}$$

$$L_e = 103,95 [cm]$$

Así mismo se debe calcular el valor mínimo del radio de giro de la sección transversal o a su vez determinar este valor según las tablas de datos.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad SR_{máx} = \frac{L_e}{r_{mín}}$$

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times E}{S_y}}$$

Donde:

r = Radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna [mm]

$SR_{máx}$ = Razón de esbeltez.

Cc = Constante de la columna

Para conocer cuál es el radio menor de giro se calcula para los dos ejes, así:

Para el eje X-X

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$r_x = \sqrt{\frac{5,66 \text{ cm}^4}{4,21 \text{ cm}^2}}$$

$$r_x = 1,1595 \text{ [cm]}$$

Para el eje Y-Y

$$r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

$$r_y = \sqrt{\frac{12,78 \text{ cm}^4}{4,21 \text{ cm}^2}}$$

$$r_y = 1,7423 \text{ [cm]}$$

Como $r_x < r_y$, se observa que r_x es el radio de giro mínimo de la sección.

El límite de fluencia bajo la norma ASTM A-500 para tubos estructurales rectangulares corresponde a 315 [MPa]. Luego se obtiene lo siguiente:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 207 \times 10^9 \text{ [N/m}^2\text{]}}{315 \times 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}}}$$

$$Cc = 113,8924$$

$$Cc = 114$$

$$SR = \frac{L_e}{r_x}$$

$$SR = \frac{103,95 \text{ [cm]}}{1,1595 \text{ [cm]}}$$

$$SR = 89,6507$$

$$89,6507 < 114$$

Se obtiene un valor de F_a del Manual de Estructuras Metálicas

$$F_a = 1008 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

- Carga máxima que soporta la columna:

$$P = F_a * A$$

$$F_a = 1008 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = 98,8510 [MPa]$$

$$P = 98,8510 [MPa] * \left(4,21 [cm^2] * \frac{1 [m^2]}{(100 [cm])^2} \right)$$

$$P_{adm} = 41616,271 [N]$$

Esta es la carga que actuara sobre la columna la cual es mayor a la carga expuesta.

- Esfuerzo permisible a compresión

$$f_a = \frac{2 * F_{My1}}{A}$$

$$f_a = \frac{2 * 262,2719 [N]}{\left(4,21 [cm^2] * \frac{1 [m^2]}{(100 [cm])^2} \right)}$$

$$f_a = 1,2459 [MPa]$$

$$\frac{f_a}{F_a} \leq 0,15$$

$$\frac{1,2459 [MPa]}{98,8510 [MPa]} \leq 0,15$$

$$0,01260 \leq 0,15$$

- Esfuerzo a flexión en la columna

$$f_b = \frac{M_{max}}{Z_y}$$

$$fb = \frac{782,7396 [Nm]}{5,11 [cm^3] * \frac{1 [m^3]}{(100 [cm])^3}}$$

$$fb = 153,1780 MPa$$

$$Fb = 0.66(Fy) = 0,66 * (315 [MPa])$$

$$Fb = 207,9 [MPa]$$

- Esfuerzo a flexo compresión

Los miembros estructurales sometidos a los esfuerzos de flexión y axial se analizan con las ecuaciones de interacción que incorporan razones de esfuerzo real a esfuerzo permisible (Segui, 1999). Si $\frac{fa}{Fa} \leq 0,15$ no se requiere de un factor de amplificación.

$$\frac{fb}{Fb} + \frac{fa}{Fa} \leq 1,0$$

$$\frac{153,1780 [MPa]}{207,9 [MPa]} + 0,01260 \leq 1$$

$$0,7368 + 0,01260 \leq 1$$

$$0,7494 \leq 1$$

Se considera un valor aceptable a partir de valores superiores a 0.5 y menores o iguales a 1. Con esto se puede verificar que los esfuerzos tanto a flexión como a compresión cumplen con la condición establecida para columnas.

- Manecillas

A continuación, se detalla las características y los cálculos necesarios para obtener el perfil que cumpla con las condiciones requeridas (ver Tabla 51).

Tabla 51
Cálculo para las manecillas

Momento		$M_v = 102,9921 [Nm]$			
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-500			
	Geometría	Tubo estructural redondo			
	Dimensiones	$1" \approx 25,40 \text{ mm}$			
	Espesor	$e = 1,50 \text{ mm}$			
	Área de la sección	$A = 1,13 \text{ cm}^2$			
	Modulo resistencia de la sección	$W = Z = 0,64 \text{ cm}^3$			
	Momento de inercia de la sección	$I = 0,81 \text{ cm}^4$			
Longitud efectiva	K	2,1	L	150 [mm]	$L_e = 31,5 [cm]$
	$r = 0,8466 [cm]$				
Constante de la columna	E	$207 \times 10^9 [N/m^2]$	S_y	290 [MPa]	$Cc = 119$
Razón de esbeltez	37,2077			37,2077 < 119	
Esfuerzo permisible a compresión	$Fa = 1372 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = 134,5472 [MPa]$				
Carga máxima	$P_{adm} = 19778,4384 [N]$				
Esfuerzo a compresión	$fa = \frac{F_{My1}}{A}$			$fa = 2,3210 [MPa]$	
Esfuerzo a flexión en la columna	$fb = \frac{M_{max}}{Z}$			$fb = 160,9252 [MPa]$	
Esfuerzo permisible a flexión	$Fb = 191,4 [MPa]$				
Esfuerzo a flexo compresión	$0,8581 \leq 1$				

- Soporte de las manecillas

En la Tabla 52 se muestra los cálculos necesarios para diseñar el soporte de las manecillas.

Tabla 52
Soporte manecillas

Momentos	Plano yz	Plano xz	Plano xy
	$M_u = 45897,5825$	$M_u = 120157,3975$	$T_u = 102992,055$
	$M = \sqrt{M_u^2 + M_u^2}$		$T = T_u $
	$M = \sqrt{(45897,5825)^2 + (120157,3975)^2}$		$T = 102992,055 [Nmm]$
	$M = 128624,9908 [Nmm] \approx 128,6250 [Nm]$		$T \approx 102,9921 [Nm]$
Límite fluencia	El límite de fluencia para el ASTM A-500 según (SAE INTERNATIONAL, 1992) corresponde al valor de 290 [MPa]		
Módulo de sección requerido	$Z = 0,8871 [cm^3]$		

CONTINÚA



Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-500
	Geometría	Tubo estructural redondo
	Dimensiones (diámetro exterior)	$1\frac{1}{2}'' = \frac{3}{2} \approx 38,1 \text{ mm}$
	Espesor	$e = 1,50 \text{ mm}$
	Área de la sección	$A = 1,72 \text{ cm}^2$
	Modulo resistencia de la sección	$W = Z = 1,52 \text{ cm}^3$
	Momento de inercia de la sección	$I = 2,89 \text{ cm}^4$
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{\text{Flexión}} = \frac{M}{Z}$	$\sigma = \sigma_{\text{Flexión}} = 84,6217 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo cortante torsional	$J = \frac{\pi}{32} * (D_o^4 - D_i^4)$	$J = 57,8566 * 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]} \quad \tau = 33,9114 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo cortante máximo	$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$	$\sigma_{\text{diseño}} = \tau_{\text{max}} \quad \sigma_{\text{diseño}} = 54,2235 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo admisible		$\sigma_{\text{admisible}} = 145 \text{ [MPa]}$
Factor de seguridad calculado		$54,2235 \text{ [MPa]} < 145 \text{ [MPa]}$ $n = 2,6741$

Se obtiene un factor de seguridad superior a los límites establecidos debido a que si se trabaja con un diámetro menor no cumple con lo requerido.

e. Columna principal

Para el diseño de la columna principal se hará uso de un tubo estructural rectangular, para lo cual se procede con los cálculos considerándola una columna (ver Tabla 53).

Tabla 53

Tubo estructural rectangular

Momento	$\vec{M}_0 = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 1868957,634 \vec{k}$	
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-500
	Geometría	Tubo estructural rectangular
	Dimensiones	40 x 80
	Espesor	$e = 3 \text{ mm}$
	Área de la sección	$A = 6,61 \text{ cm}^2$
	Modulo resistencia de la sección en el eje x	$W_x = Z_x = 8,75 \text{ cm}^3$
	Modulo resistencia de la sección en el eje y	$W_y = Z_y = 13,04 \text{ cm}^3$
	Momento de inercia de la sección en el eje x	$I_x = 17,49 \text{ cm}^4$
	Momento de inercia de la sección en el eje y	$I_y = 52,16 \text{ cm}^4$

CONTINÚA 

Longitud efectiva	K	2,1	L	555 [mm]	$L_e = 116,55$ [cm]
Radio de giro		$r_x = 1,6267$ [cm]			$r_y = 2,8091$ [cm]
				$r = 1,6267$ [cm]	
Constante de la columna	E	207×10^9 [N/m ²]	S_y	315 [MPa]	$C_c = 114$
Razón de esbeltez		71,6481			$71,6481 < 114$
Esfuerzo permisible a compresión		$F_a = 1151 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = 112,8745$ [MPa]			
Carga máxima		$P_{adm} = 74610,0445$ [N]			
Esfuerzo a compresión		$f_a = \frac{F_{Py}}{A}$			$f_a = 1,7036$ [MPa]
Esfuerzo a flexión en la columna		$f_b = \frac{M_{max}}{Z_y}$			$f_b = 143,3250$ [MPa]
Esfuerzo permisible a flexión		$F_b = 207,9$ [MPa]			
Esfuerzo a flexo compresión		$0,7044 \leq 1$			

f. Sistema de rodilleras

En la Tabla 54 se muestra los cálculos necesarios para diseñar el tramo M-N.

Tabla 54

Tramo M-N

Momento	$\vec{M}_M = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 9465,084 \vec{k}$	
Módulo de sección requerido	$Z = 0,07663$ [cm ³]	
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-36
	Geometría	Barra rectangular
	Dimensiones	10 × 15
Límite de fluencia	Según ASTM A-36 el límite de fluencia corresponde a $S_y = 248$ [MPa]	
Módulo de sección	$Z = \frac{b * h^2}{6}$	$Z = 0,375$ [cm ³]
Área	$A = b * h$	$A = 1,5$ [cm ²]
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M}{Z}$	$\sigma_{Flexión} = 25,2403$ [MPa]
Esfuerzo a tensión	$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{Rx1}}{A}$	$\sigma_{Tensión} = 1,9912$ [MPa]
Esfuerzo combinado máximo	$\sigma_{diseño} = 27,2315$ [MPa]	
Esfuerzo admisible	$\sigma_{admisible} = 124$ [MPa]	
	$43,9571$ [MPa] < 124 [MPa]	
Factor de seguridad calculado	$n = 2,8209$	

En base a los cálculos realizados para el tramo L-N se requiere diseñar una barra rectangular que pueda ingresar dentro del tubo estructural

rectangular de 20×40 y de espesor $e = 1,2 \text{ mm}$, por ello se trabajó 10×15 que supera el factor de seguridad de 2 a 2,5.

A continuación, en la Tabla 55 se presentan los cálculos necesarios para diseñar el tramo L-N.

Tabla 55

Tubo estructural rectangular

Momento	$\vec{M}_L = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$	
Límite de fluencia	Según la norma ASTM A-500 para grado B el límite de fluencia para tubos estructurales de forma es de 315 MPa .	
Módulo de sección requerido	$Z = 0,2425 \text{ [cm}^3\text{]}$	
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-500
	Geometría	Tubo estructural rectangular
	Dimensiones	20×40
	Espesor	$e = 1,2 \text{ mm}$
	Área de la sección	$A = 1,32 \text{ cm}^2$
	Modulo resistencia de la sección en el eje x	$W_x = Z_x = 0,88 \text{ cm}^3$
	Modulo resistencia de la sección en el eje y	$W_y = Z_y = 1,30 \text{ cm}^3$
	Momento de inercia de la sección en el eje x	$I_x = 0,88 \text{ cm}^4$
Momento de inercia de la sección en el eje y	$I_y = 2,61 \text{ cm}^4$	
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{max}}{Z_y}$	$\sigma_{Flexión} = 18,2021 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo a tensión	$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{Rx1}}{A}$	$\sigma_{Tensión} = 2,2627 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo combinado máximo	$\sigma_{diseño} = 20,4648 \text{ [MPa]}$	
Esfuerzo admisible	$\sigma_{admisible} = 157,5 \text{ [MPa]}$	
	$20,4648 \text{ [MPa]} < 157,5 \text{ [MPa]}$	
Factor de seguridad calculado	$n = 7,6961$	

El factor de seguridad $n = 7,6961$ se debe a que en el catálogo (DIPAC, 2016) se calculó con el tubo estructural rectangular y la medida más pequeña es de 20×40 y de espesor $e = 1,2 \text{ mm}$, por lo tanto se conserva dichos cálculos porque es más fácil utilizar un perfil que existe en el mercado a construir el perfil que se necesita.

Para el diseño del tramo K-L se hará uso de un tubo circular, para lo cual se procede con los cálculos necesarios como se muestra en la Tabla 56.

Tabla 56

Momentos en la extensión del tramo K-L

Momentos	$\vec{M}_{K-N} = 7887,57 \vec{i} - 29867,62 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$		
	Plano yz	Plano xz	Plano xy
	$M_1 = 7887,57 \vec{i}$	$M_2 = -29867,62 \vec{j}$	$T_1 = -23662,71 \vec{k}$
	$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$		$T = T_1 $
	$M = \sqrt{(7887,57)^2 + (-29867,62)^2}$		$T = 23662,71 \text{ [Nmm]}$
	$M = 30891,5601 \text{ [Nmm]} \approx 30,8916 \text{ [Nm]}$		$T \approx 23,6627 \text{ [Nm]}$
Límite fluencia	El límite de fluencia para el AISIS 1018 según (SAE INTERNATIONAL, 1992) corresponde al valor de 370 [MPa].		
Módulo de sección requerido	$Z = 0,1670 \text{ [cm}^3\text{]}$		
Diámetro requerido	$D = \sqrt[3]{\frac{32 * Z}{\pi}}$	$D = 1,1937 \text{ [cm]} \approx 11,9373 \text{ [mm]}$	
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	AISIS 1018	
	Geometría	Circular	
	Diámetro	16 mm	
Módulo de sección	$Z = \frac{\pi * D^3}{32}$	$Z = 0,4021 \text{ [cm]}^3$	
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M}{Z}$	$\sigma = \sigma_{Flexión}$	$\sigma = 76,8257 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo cortante torsional	$J = \frac{\pi * D^4}{32}$	$J = 6,4340 * 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$	$\tau = 29,4221 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo cortante máximo	$\tau_{diseño} = \tau_{max}$	$\tau_{diseño} = 48,3860 \text{ [MPa]}$	
Esfuerzo admisible	$\tau_{admisible} = 185 \text{ [MPa]}$		
	$48,3860 \text{ [MPa]} < 185 \text{ [MPa]}$		
Factor de seguridad calculado	$n = 3,8234$		

En este tramo se tiene un factor de $n = 3,8234$ debido a que como se menciona en el siguiente tramo está unido mediante un rodamiento lineal por lo cual en base al diámetro calculado para el tramo K-G de 28 [mm] esta sección debe tener un diámetro 16 [mm] para poder encajar caso contrario el rodamiento ya no sería de utilidad.

De acuerdo con lo expuesto por (Mott, Resistencia de materiales, 2009) los perfiles estructurales redondos huecos tienen una excelente resistencia

torsional; por lo tanto, se usará tubos estructurales redondos que además debe ser mayor al diámetro del tramo K-L; por lo tanto, se realizan los cálculos necesarios como muestra en la Tabla 57.

Tabla 57

Tramo K-G'

Momentos	$\overrightarrow{M_{G-N}} = 19718,925 \vec{i} - 74669,05 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$		
	Plano yz	Plano xz	Plano xy
	$M_1 = 19718,925 \vec{i}$	$M_2 = -74669,05 \vec{j}$	$T_1 = -23662,71 \vec{k}$
	$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$		$T = T_1 $
	$M = \sqrt{(19718,925)^2 + (-74669,05)^2}$		$T = 23662,71 \text{ [Nmm]}$
	$M = 77228,9002 \text{ [Nmm]} \approx 77,2289 \text{ [Nm]}$		$T \approx 23,6627 \text{ [Nm]}$
Límite fluencia	Bajo la norma ASTM 500, el límite de fluencia corresponde a $S_y = 290 \text{ [MPa]}$.		
Módulo de sección requerido	$Z = 0,5326 \text{ [cm}^3\text{]}$		
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-500	
	Geometría	Tubo estructural redondo	
	Diámetro	$1 \frac{1}{4}'' \approx 31,75 \text{ mm}$	
	Espesor	$e = 1,5 \text{ mm}$	
	Área de la sección	$A = 1,43 \text{ cm}^2$	
	Modulo resistencia de la sección	$W = Z = 1,03 \text{ cm}^3$	
	Momento de inercia de la sección	$I = 1,63 \text{ cm}^4$	
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M}{Z}$	$\sigma = \sigma_{Flexión}$	$\sigma = 74,9795 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo cortante torsional	$J = \frac{\pi}{32} * (D_o^4 - D_i^4)$	$J = 32,69067 * 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$	$\tau = 11,4909 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo cortante máximo	$\tau_{diseño} = \tau_{max}$	$\tau_{diseño} = 39,2113 \text{ [MPa]}$	
Esfuerzo admisible	$\tau_{admissible} = 145 \text{ [MPa]}$		
	$63,2949 \text{ [MPa]} < 145 \text{ [MPa]}$		
Factor de seguridad calculado	$n = 3,6979$		

Para este tramo es necesario tomar en cuenta que dentro del tubo estructural se va a colocar un rodamiento lineal el cual tiene un diámetro exterior e interior que debe cumplir las condiciones tanto para el tramo K-L como K-G lo que implica que en uno de los tramos o en ambos es necesario sobredimensionar para que el rodamiento pueda encajar. Luego de calculados

los dos tramos se selecciona el rodamiento lineal de serie LM16UU debido a que posee un diámetro interno de 16 mm y 28 mm de exterior cumpliendo así las dimensiones calculadas.

- Soporte rodilleras

El momento máximo obtenido fue de $M_G = 47325,42$ [Nmm], para lo que se busca en el catálogo de la empresa DIPAC una barra rectangular bajo la norma ASTM A-36 de dimensiones 10x15 [mm], como se muestra en la Tabla 58.

Tabla 58

Soporte rodilleras

Datos	b	10 [mm]	h	15 [mm]
Longitud efectiva	K	0,65	L = 400 [mm]	$L_e = 26$ [cm]
Área	$A = b * h$		$A = 1,5$ [cm ²]	
Módulo de sección	$Z = \frac{b * h^2}{6}$		$Z = 0,375$ [cm ³]	
Radio de giro	$r_x = 0,4330$ [cm]		$r_y = 0,2887$ [cm]	
	$r = 0,2887$ [cm]			
Constante de la columna	E	207×10^9 [N/m ²]	S_y	248 [MPa] $C_c = 128$
Razón de esbeltez	90,0589		90,0589 < 128	
Esfuerzo permisible a compresión	$F_a = 1008 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = 98,8510$ [MPa]			
Carga máxima	$P_{adm} = 14827,65$ [N]			
Esfuerzo a compresión	$f_a = \frac{2 * F_{Ry1}}{A}$		$f_a = 1,0517$ [MPa]	
Esfuerzo a flexión en la columna	$f_b = 126,2011$ [MPa]			
Esfuerzo permisible a flexión	$F_b = 163,68$ [MPa]			
Esfuerzo a flexo compresión	$0,7817 \leq 1$			

g. Sistema de soporte de la columna

- Largueros

Para los largueros se considera como una viga, por ello en la Tabla 59 se muestran los cálculos necesarios para obtener un diseño con un factor de seguridad aceptable.

Tabla 59

Cálculos para el diseño de largueros

Momento	$\vec{M}_0 = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 1868957,634 \vec{k}$	
Límite de fluencia	Según la norma ASTM A-500 el límite de fluencia para tubos estructurales de forma Grado B es de 315 [MPa].	
Módulo de sección requerido	$Z = 11,8664 [cm^3]$	
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-500
	Geometría	Correas en "U"
	Designación	c 80x40x4
	Dimensiones	80 x 40
	Espesor	$e = 4 mm$
	Área de la sección	$A = 5,87 cm^2$
	Módulo resistencia de la sección en el eje x	$W_x = Z_x = 13,9 cm^3$
	Módulo resistencia de la sección en el eje y	$W_y = Z_y = 3,17 cm^3$
	Momento de inercia de la sección en el eje x	$I_x = 55,4 cm^4$
	Momento de inercia de la sección en el eje y	$I_y = 8,92 cm^4$
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{max}}{Z_x}$	$\sigma_{diseño} = 67,2287 [MPa]$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{admisible} = 157,5 [MPa]$	
	$67,2287 [MPa] < 157,5 [MPa]$	
Factor de seguridad calculado	$n = 2,3427$	

- Soporte de la balanza

A continuación, se detalla las características y los cálculos necesarios para obtener el perfil que cumpla con las condiciones requeridas para diseñar el soporte para la balanza (ver Tabla 60).

Tabla 60

Soporte de la balanza

Momento	$M_1 = 26132,69531 [Nmm]$	
Límite de fluencia	Bajo los criterios establecidos en (Mott, Resistencia de materiales, 2009) el límite de fluencia para la norma ASTM A36 corresponde al valor de 248 [MPa].	
Módulo de sección requerido	$Z = 0,2107 [cm^3]$	
Datos (Catálogo DIPAC)	Normas	ASTM A-36
	Geometría	Plancha
	Dimensiones	0,7 x 6 [cm]

CONTINÚA



Módulo de sección	$Z = \frac{b * h^2}{6}$	$Z = 0,49 [cm^3]$
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{max}}{Z}$	$\sigma_{diseño} = 53,3320 [MPa]$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{admisible} = 124 [MPa]$	$53,3320 [MPa] < 124 [MPa]$
Factor de seguridad calculado		$n = 2,3251$

- Base de la columna

En base a las fórmulas del manual AISC (American Institute of Steel Construction, 2010, pág. 85), se realiza una analogía con una placa base de una estructura estática para el cálculo de la base de la columna. Luego se determina las dimensiones de la base de la columna la cual resistirá las cargas de trabajo que se ha impuesto en un inicio.

$$tp = 2m \sqrt{\frac{fp}{Fy}}$$

Donde:

tp = Espesor de la placa.

m = Distancia del extremo de la placa a la columna.

fp = Presión ejercida en la base.

Fy = Esfuerzo de fluencia.

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

$$A = 6,61 [cm^2]$$

$$fp = \frac{F_{py}}{A} = \frac{1126,0853 [N]}{6,61 [cm^2] * \frac{1 [m^2]}{100^2 [cm^2]}}$$

$$fp = 1703608,623 [N/m^2]$$

$$m = \frac{tp}{2 \sqrt{\frac{fp}{S_y}}} = \frac{5 [mm]}{\sqrt{\frac{1703608,623 \left[\frac{N}{m^2} \right]}{248 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]}}}$$

Asumiendo que: $tp = 5m$

$$m = \frac{5 [mm]}{0,0829}$$

$$m = 60,3269 [mm]$$

Tomando en cuenta que la columna es de 40x80, se tiene que del punto medio al extremo existe una longitud de 40, por lo tanto m debe ser mayor a dicho valor para que sobresalga de la columna; por ello el hecho de haber asumido $tp = 5m$ es correcto porque el resultado es mayor a 40.

En la Tabla 61 se muestra un resumen de la selección del material y de la geometría de cada uno de los tramos necesarios para poder iniciar con el proceso de construcción del bipedestador.

Tabla 61

Resumen de la selección del material y geometría a usarse

Tramo	MOMENTO [Nmm]/ FUERZAS [N]	GEOMETRÍA	DIMENSIONES [mm]		NORMA/ CALIDAD	LÍMITE DE FLUENCIA (S_y)
BRAZOS TELESCÓPICOS						
Extensión	$\vec{M}_B = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 78825,978 \vec{k}$ $F_{x1} = 472,4489$	Tubo estructural rectangular	25x50	$e = 1,5$	ASTM A-500	315 [MPa]
Riel	$\vec{M}_C = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 270260,496 \vec{k}$ $F_{x1} = 472,4489$	Correa "G"	30x60x10	$e = 2$	INEN 1 623	250 [MPa]
Soporte	$\vec{M}_{D-A} = 84456,405 \vec{i} + 70867,335 \vec{j}$ $- 270260,496 \vec{k}$	Eje de transmisión	1" = 25,4		AISI 1018	370 [MPa]
Brazo principal	$\vec{M}_F = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 794571,4845 \vec{k}$ $F_{Px} = 944,8978 \quad R_{x7} = 990,9331$	Barra rectangular	1,5X50		ASTM A-36	248 [MPa]
MESA						
Soporte mesa	$M_{F1} = 782,7396$ $F_{My1} = 262,2719$	Tubo estructural rectangular	30x50	$e = 3$	ASTM A-500	315 [MPa]
Manecillas	$M_v = 102,9921$ $F_{My1} = 262,2719$	Tubo estructural redondo	25,4	$e = 1,5$	ASTM A-500	290 [MPa]

CONTINÚA



Soporte manecillas	$M_u = 45897,5825$	Tubo estructural redondo	38,1	$e = 1,5$	ASTM A-500	290 [MPa]
	$M_u = 120157,3975$					
	$T_U = 102992,055$					
Columna principal	$\vec{M}_O = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 1868957,634 \vec{k}$	Tubo estructural rectangular	40x80	$e = 3$	ASTM A-500	315 [MPa]
	$F_{Py} = 1126,0853$					
SISTEMA DE RODILLERAS						
M-N	$\vec{M}_M = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 9465,084 \vec{k}$	Barra rectangular	10X15		ASTM A-36	248 [MPa]
	$F_{Rx1} = 298,6762$					
L-M	$\vec{M}_L = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$	Tubo estructural rectangular	20x40	$e = 1,2$	ASTM A-500	315 [MPa]
	$F_{Rx1} = 298,6762$					
K-L	$\vec{M}_{K-N} = 7887,57 \vec{i} - 29867,62 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$	Eje de transmisión	16		AISI 1018	370 [MPa]
K-G'	$\vec{M}_{G-N} = 19718,925 \vec{i} - 74669,05 \vec{j} - 23662,71 \vec{k}$	Tubo estructural redondo	31,75	$e = 1,5$	ASTM A-500	290 [MPa]
Soporte rodilleras	$\vec{M}_G = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 47325,42 \vec{k}$	Barra rectangular	10x15		ASTM A-36	248 [MPa]
	$F_{Ry1} = 78,8757$					
SISTEMA DE SOPORTE DE LA COLUMNA						
Largueros	$\vec{M}_O = 0 \vec{i} + 0 \vec{j} - 1868957,634 \vec{k}$	Correas en "U"	40x80	$e = 4$	ASTM A-500	315 [MPa]
Soporte de la balanza	$M_1 = 26132,69531$	Platina	7x60 [cm]		ASTM A-36	248 [MPa]
	$F_{y1} = 367,5$					
Base de la columna	$F_{Py} = 1126,0853$	Platina	160X200	$e = 5$	ASTM A-36	248 [MPa]

2.14. Mecanismos

2.14.1. Sistema de ajuste de las rodilleras

Luego de haber realizado el respectivo análisis estructural de los elementos que componen la estructura del bipedestador, se requiere establecer los mecanismos que brindarán movimiento a los diferentes elementos de ajuste de las rodilleras para que sean usados por el usuario; en donde se tiene un movimiento tri-axial (altura, ancho, profundidad).

a. Altura o elevación del sistema de las rodilleras

Para elevar el sistema de ajuste de las rodilleras se plantea el uso de un sistema lineal, el mismo que está integrado por un tornillo de potencia y su respectiva tuerca de avance. Se opta por este sistema, en vista de sus ventajas mecánicas, entre ellas el auto-aseguramiento de la carga, que para este caso es de vital importancia.

Como primer ítem en esta sección, se analiza al tornillo de potencia como una columna, para lo cual, ya se obtuvo anteriormente el momento máximo que se impone sobre esta pieza. Además, es necesario tomar en cuenta el factor de fijación (k) de los extremos del tornillo (ver Figura 103).

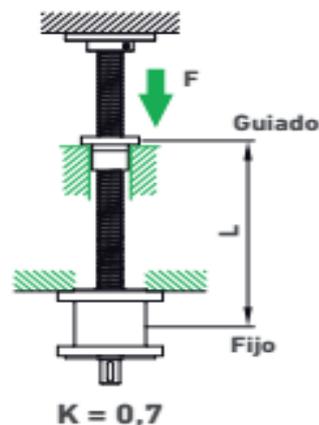


Figura 103 Factor k para tornillos de potencia (bolas)

Fuente: (NIASA, 2016)

Después haciendo uso del catálogo de la empresa (DIPAC, 2016) se obtiene los datos de la Tabla 62, donde se detalla los cálculos para obtener un diseño seguro.

Tabla 62

Tubo estructural redondo

Datos	Norma	AISI 1018	Diámetro	12 [mm] = 1,2 [cm]
Longitud efectiva	K	0,7 L	300 [mm]	$L_e = 21 [cm]$
Área		$A = \frac{\pi * D^2}{4}$		$A = 113,0973 [mm^2]$
Módulo de sección		$Z = \frac{\pi * D^3}{32}$		$Z = 169,6460 [mm^3]$
Momento de inercia		$I = \frac{\pi * D^4}{64}$		$I = 1017,8760 [mm^4]$
Radio de giro			$r = 3 [mm] = 0,3 [cm]$	
Constante de la columna	E	$207 \times 10^9 [N/m^2]$	S_y	$370 [MPa]$, $C_c = 105$
Razón de esbeltez		70		$70 < 105$
Esfuerzo permisible a compresión			$Fa = 1166 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = 114,3455 [MPa]$	
Carga máxima			$P_{adm} = 12932,1673 [N]$	
Esfuerzo a compresión		$fa = \frac{2 * F_{Ry1}}{A}$		$fa = 1,3948 [MPa]$
Esfuerzo a flexión en la columna			$fb = 92,9885 [MPa]$	
Esfuerzo permisible a flexión			$Fb = 244,2 [MPa]$	
Esfuerzo a flexo compresión			$0,393 \leq 1$	

Como se ha podido observar en la Tabla 62 el valor calculado a esfuerzo de flexo-compresión para el tornillo es de 0,3979 lo que significa que está sobredimensionado, pero esto se justifica debido a que la aplicación de las cargas no es la adecuada, de acuerdo a lo se muestra en Figura 104 según (SKF, SKF, 2017, pág. 9)

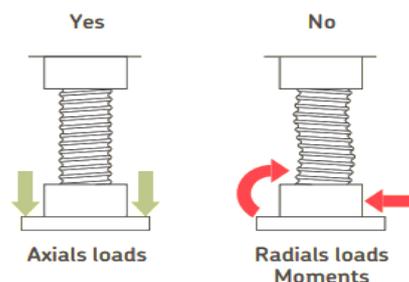


Figura 104 Distribución de cargas en el tornillo de bolas

Fuente: (Precision sball sCREW, 2016)

Según el catálogo de (THK, Rolled Ball Screw, 2017) para un tornillo de bolas de 12 [mm] de diámetro se tiene los datos de la Figura 105:

Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
		Capacidad de carga básica dinámica C_a	Capacidad de carga básica estática C_{0a}							Masa	Inercia	Grasa	
d_0	P_h	kN		-	mm		kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	-
6	2	1,9	2,2	1×2,5	0,05	0,02	7,7	0,1	0,025	0,18	0,7	0,7	SH 6×2 R
8	2,5	2,2	2,7	3	0,07	0,03	1,12	0,1	0,025	0,32	2,1	1,1	SD/BD 8×2,5 R
10	2	2,5	3,6	3	0,07	0,03	1,7	0,1	0,03	0,51	5,2	1,4	SD/BD 10×2 R
	3	2,6	3,3	1×2,5	0,07	0,03	2,9	0,3	0,05	0,5	5,1	1,3	SH 10×3 R
	4	4,5	5,5	3	0,07	0,03	2,7	0,3	0,04	0,43	3,8	1,3	SD/BD 10×4 R
12	2	2,9	4,7	3	0,07	0,03	1,5	0,1	0,023	0,67	10	1,7	SD/BD 12×2 R
	4	4,9	6,6	3	0,07	0,03	7	0,4	0,066	0,71	10,8	1,6	SD/BD 12×4 R
	5	4,2	5,4	3	0,07	0,03	5	0,6	0,058	0,71	10,1	1,4	SD/BD 12×5 R
12,7	12,7	6,6	8,9	2×1,5	0,07	0,03	20	1,1	0,15	0,71	16,2	1,6	SH 12,7×12,7 R
14	4	6	9,1	3	0,07	0,03	8	0,6	0,083	1,05	22	1,7	SD/BD 14×4 R
16	2	3,3	6,2	3	0,07	0,03	9,2	0,6	0,1	1,4	39,7	1,7	SD/BD 16×2 R
	5	7,6	10,7	3	0,07	0,03	22,7	0,9	0,135	1,3	33,9	2,1	SD/BD 16×5 R
	10	10,7	17,2	2×1,8	0,07	0,03	24,4	1	0,16	1,21	30,7	1,9	SD/BD 16×10 R

¹⁾ Disponible para 12×4 R – 12,7×12,7 R – 14×4 R – 16×5 R – 16×10 R

²⁾ No es posible suministrar anillos de seguridad ni rascadores en la misma tuerca

Figura 105 Tornillos de bolas SKF

Fuente: (SKF, Precision rolled ball screws, 2017)

Una vez que se ha comprobado que el tornillo puede superar con total seguridad las tensiones a las cuales va a estar sometido, el siguiente paso es analizar el tornillo bajo los valores de carga tanto en subida como en bajada, para lo cual, se tiene el diagrama de cuerpo libre en posición vertical como se observa en la Figura 106.

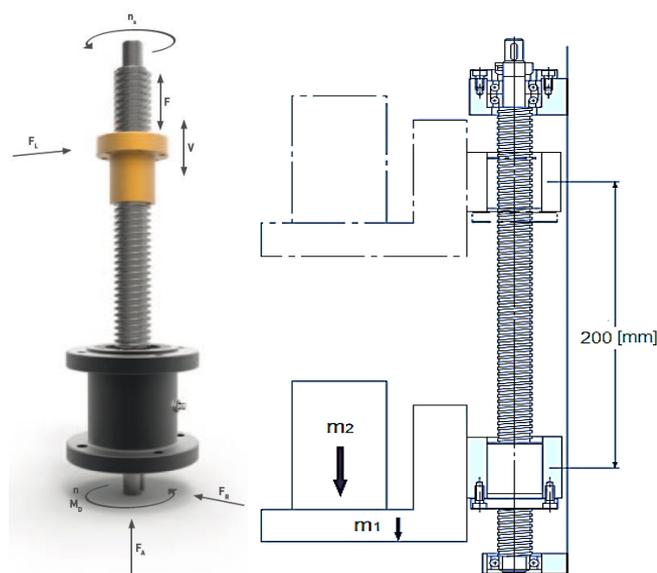


Figura 106 Tornillo de bolas en posición vertical

En el siguiente paso, se toma en consideración los valores de carga tanto en subida como en bajada de la misma. Luego, para tener una mejor perspectiva de las fuerzas actuantes a causa de la carga, se muestra el esquema de la Figura 107.

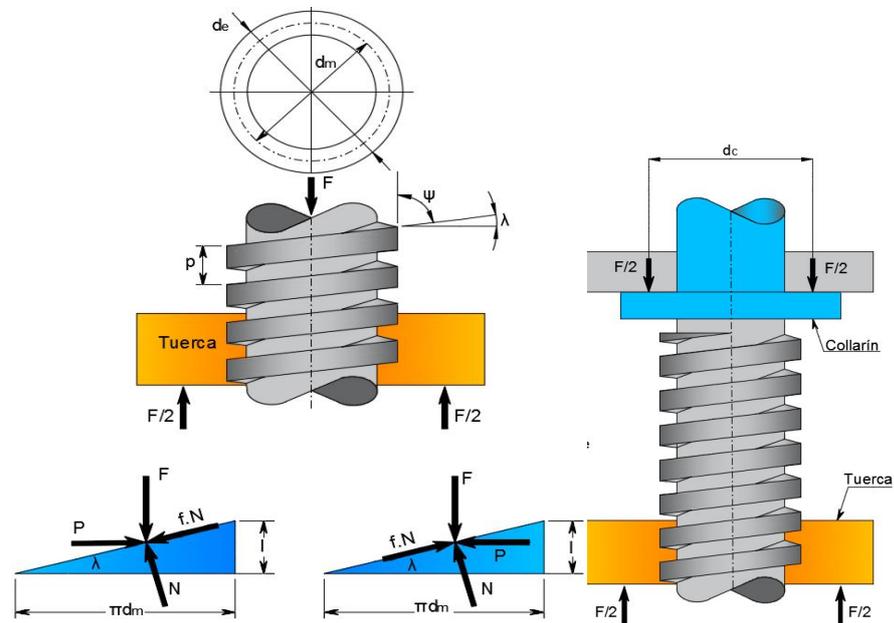


Figura 107 DCL del tornillo de bolas al subir y al bajar la carga

Según (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2001, p. 736) cita algunos parámetros que se deben tener en cuenta al seleccionar un tornillo de bolas, los mismos que se han estipulado y definido en la Tabla 60, en donde el primer ítem hace referencia a la masa de trabajo, la cual se la establece de la siguiente forma:

$$F_{SR} = 63,0440 [kg] * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 617,8312 [N]$$

Como se observó en la Figura 106 se destacan dos masas. Entonces para encontrar la masa de la pieza, se prosigue de la siguiente manera:

$$m_{pieza} = \frac{F_{SR} * \text{Sen } \theta}{9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} = \frac{617,8312 [N] * \text{Sen } 14,7932^\circ}{9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} = 16,0971 [kg]$$

Y para la masa de la tabla se considera aproximadamente 2 [kg]. Entonces la masa total es igual a:

$$m_{total} = m_{pieza} + m_{pieza} = 16,0971 + 2 \approx 18 [kg]$$

Seguidamente, se hace uso de los datos proporcionados por (SKF, Presicion rolled ball screws, 2017, p. 16) para complementar los datos restantes de la Tabla 63, así:

Tabla 63

Parámetros de selección del tornillo de bola

Nº	Ítem	Datos
1	Masa de trabajo (pieza y tabla)	18 [Kg]
2	Carrera	200 [mm]
3	Velocidad	10 [mm/s]
4	Tiempo de aceleración/desaceleración	0,15 [s]
5	Vida útil	5 [años]
6	Coefficiente de fricción	$\mu = 0,003$
7	Resistencia superficial de la guía sin carga	$f = 20$ [N]
8	Diámetro del tornillo	12 [mm]
9	Avance	4 [mm]
10	Ciclo de trabajo	25%

Primero se determina la aceleración a la cual va a ser expuesto el tornillo:

$$\alpha = \frac{V_{max}}{t_{aceleración}} = \frac{10}{0,15} = 66,6667 \left[\frac{mm}{s^2} \right] = \frac{1}{15} [m/s^2]$$

Para conocer la fuerza axial que actúa sobre el tornillo de bolas se considera el perfil de movimiento. Por consiguiente, los valores requeridos se obtienen como sigue:

- Durante la aceleración hacia delante:

$$F_{a_1} = (m_1 + m_2) * g + f + (m_1 + m_2) * \alpha$$

$$F_{a_1} = 18 * 9,8 + 20 + 18 * \frac{1}{15} = 197,6 [N]$$

- Durante el movimiento uniforme hacia delante:

$$F_{a_2} = (m_1 + m_2) * g + f = 196,4 [N]$$

- Durante la deceleración hacia delante:

$$F_{a_3} = (m_1 + m_2) * g + f - (m_1 + m_2) * \alpha = 195,2 [N]$$

- Durante la aceleración hacia atrás:

$$F_{a_4} = (m_1 + m_2) * g - f - (m_1 + m_2) * \alpha = 155,2 [N]$$

- Durante el movimiento hacia atrás uniforme:

$$F_{a_5} = (m_1 + m_2) * g - f = 156,4 \text{ [N]}$$

- Durante la deceleración hacia atrás:

$$F_{a_6} = (m_1 + m_2) * g - f + (m_1 + m_2) * \alpha = 157,6 \text{ [N]}$$

Entonces para conocer la fuerza axial que actúa sobre el tornillo de bolas se considera el caso más crítico. Siendo éste caso, cuando se produce la aceleración hacia arriba. Por consiguiente, la máxima carga axial aplicada sobre el tornillo de bolas es:

$$F_{a_{max}} = 197,6 \text{ [N]}$$

En esta parte, primero se debe comprobar que la carga permisible sea mayor que la carga máxima calculada y se presenta la siguiente fórmula:

$$F_{a_{perm}} = \frac{C_o a}{f_s}$$

Luego, en la Tabla 64 se señala el factor de seguridad estático (f_s), tomando en cuenta que la carga no va a estar sometida a vibraciones ni impactos.

Tabla 64

Factor de seguridad estático f_s

Máquina que utiliza el sistema LM	Condiciones de carga	Límite inferior de f_s
Maquinaria de industria general	Sin vibración o impacto	1 a 1,3
	Con vibración o impacto	2 a 3
Máquina - herramienta	Sin vibración o impacto	1 a 1,5
	Con vibración o impacto	2,5 a 7

Fuente: (THK, 2016)

Finalmente, se obtiene que:

$$F_{a_{perm}} = \frac{C_o a}{f_s} = \frac{5,8 \text{ [kN]}}{1,5} = 3866,6667 \text{ [N]}$$

La carga axial permisible obtenida es mayor que la carga axial máxima de 197,6 [N], por lo que no habrá ningún problema con el tornillo seleccionado.

Así mismo, se requiere calcular la carga de pandeo del eje del tornillo, para

lo que se tiene lo siguiente:

$$P_1 = \eta_2 * \frac{(d_1)^4}{(l_a)^2} \times 10^4 [N]$$

De acuerdo con lo estipulado por (THK, Selecting a ball screw, 2017, págs. B15-86) para el método de montaje "fijo-fijo" en la sección tuerca-cojinete, donde se debe considerar el pandeo, el factor de montaje es igual a:

$$\eta_2 = 20$$

Entonces:

$$P_1 = 20 * \frac{(10,6)^4}{(200)^2} \times 10^4 = 63123,848 [N]$$

Así mismo, se precisa calcular la carga admisible de compresión y de tracción del eje del tornillo.

$$P_2 = 116 * (d_1)^2 = 116 * 10,6^2 = 13033,76 [N]$$

De este modo, la carga de pandeo y la carga de compresión y de tracción permisible del eje del tornillo son menores que la carga axial máxima, por lo tanto, un tornillo de bola que cumple con estos requisitos se puede utilizar sin ningún problema.

Ahora bien, para conocer el servicio de vida del tornillo de bolas se necesita calcular la distancia de recorrido. Para lo cual, se tiene lo siguiente:

- Distancia de recorrido durante la aceleración

$$l_{1,4} = \frac{V_{max} * t_1}{2} = \frac{10 \left[\frac{mm}{s} \right] * 0,15 [s]}{2} = 0,75 [mm]$$

- Distancia de recorrido durante el movimiento uniforme

$$l_{2,5} = l_s - \frac{V_{max} * t_1 + V_{max} * t_3}{2} = 200 - \frac{10 * 0,15 + 10 * 0,15}{2} = 198,5 [mm]$$

- Distancia de recorrido durante la desaceleración

$$l_{3,6} = \frac{V_{max} * t_3}{2} = \frac{10 * 0,15}{2} = 0,75 [mm]$$

Por último, se resume los datos calculados de fuerza y distancia en la Tabla 65, los cuales representan el perfil de movimiento de la carga.

Tabla 65

Relación entre F_{a_N} y l_N

Nº	Movimiento	Carga axial aplicada F_{a_N} [N]	Distancia de recorrido l_N [mm]
1	Durante la aceleración hacia adelante	197,6	0,75
2	Durante el movimiento uniforme hacia delante	196,4	198,5
3	Durante la desaceleración hacia delante	195,2	0,75
4	Durante la aceleración hacia atrás	155,2	0,75
5	Durante el movimiento hacia atrás uniforme	156,4	198,5
6	Durante la deceleración hacia atrás	157,6	0,75

Por otra parte, (Kasberg, 2017) menciona que la esperanza de vida puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C_a}{F_m * f_w} \right)^3 \times 10^6$$

Donde:

L = Esperanza de vida [rev]

C_a = Capacidad de carga dinámica básica [kN]

F_m = Carga axial equivalente [N]

f_w = Factor de fatiga

Entonces con los datos de la Tabla 65 se puede estimar la carga axial equivalente, así:

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{1}{2 * l_s} (F_{a_1}^3 * l_1 + F_{a_2}^3 * l_2 + F_{a_3}^3 * l_3 + F_{a_4}^3 * l_4 + F_{a_5}^3 * l_5 + F_{a_6}^3 * l_6)}$$

$$F_m = 178,6391 \text{ [N]}$$

Luego, para determinar el valor del factor de fatiga, (Nookindustries, 2017) establece algunas condiciones de operación, por tal motivo se presenta la Tabla 66 para encontrar el valor del factor de carga f_w . en base a las condiciones de la carga y a la velocidad de la misma.

Tabla 66
Factor de carga f_w

Vibraciones/ Impacto	Velocidad [V]	f_w
Tenue	Muy bajo $V \leq 0,25$ [m/s]	1 a 1,2
Débil	Lento $0,25 \leq V \leq 1$ [m/s]	1,2 a 1,5
Medio	Medio $1 \leq V \leq 2$ [m/s]	1,5 a 2,0
Fuerte	Alto $V \leq 2$ [m/s]	2,0 a 3,5

Fuente: (THK, Rolled Ball Screw, 2017)

Por consiguiente, se tiene que:

$$L = \left(\frac{C_a}{F_m * f_w} \right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{2500}{178,6391 * 1,2} \right)^3 \times 10^6 = 1586,159 \times 10^6 \text{ [rev]}$$

Posteriormente, transformando la esperanza de vida a horas se tiene:

$$L_h = \frac{L}{60 * N_m}$$

En donde N_m es igual a:

$$N_m = \frac{2 * n * l_s}{P_h}$$

Donde:

n = Vueltas por minuto del tornillo de bolas [rpm] o [min^{-1}]

l_s = Carrera [mm]

P_h = Avance del tornillo de bolas [mm]

N_m = Promedio de revoluciones por minuto [rpm] o [min^{-1}]

Ahora solo falta conocer la velocidad rotacional n , para lo que se puede

utilizar la velocidad lineal. (Gewinde, 2017, pág. 71) proporciona la siguiente fórmula:

$$v = d_o * \pi * n \quad \rightarrow \quad n = \frac{v}{d_o * \pi} = \frac{10 \left[\frac{mm}{s} \right]}{12 [mm] * \pi [rad]} = 0,2653 [min^{-1}]$$

Luego:

$$N_m = \frac{2 * 0,2653 * 200}{4} = 26,5258 [min^{-1}]$$

Entonces, la esperanza de vida es igual a:

$$L_h = \frac{1586,159 \times 10^6 [rev]}{60 * 26,5258 [min^{-1}]} = 996613,9928 [h]$$

Con todas las condiciones indicadas anteriormente, el modelo BTK1202-3.7 satisface el tiempo de vida útil deseada.

b. Ancho o apertura del sistema de las rodilleras

Para la apertura o cierre del sistema de ajuste de las rodilleras, se ha optado por usar el mecanismo del “yugo escocés”, debido a su suavidad en el movimiento oscilatorio. Sin embargo, se lo ha modificado de tal forma que mediante la rotación de un actuador permita abrir el mecanismo tanto a la derecha como a la izquierda y de igual forma cerrarlo en ambos lados al mismo tiempo. Por consiguiente y en vista de que el mecanismo es simétrico, basta con analizar la mitad del mecanismo, como se muestra en la Figura 108 con sus respectivas partes.

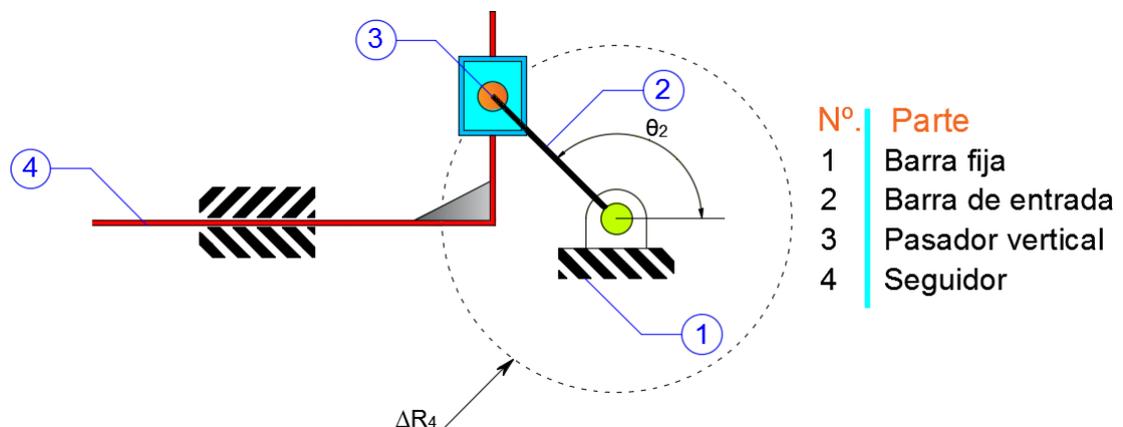


Figura 108 Yugo Escocés

Respecto a lo enunciado por (Myszka, 2012, p. 342) el eslabón 2, es el

ensamblado de cruceta en la ranura y el pistón/varilla. Mientras el eslabón 4 corresponde al seguidor, y es necesario tomar en cuenta que el eslabón 3 no es un eslabón tangible. Se utiliza como una simulación cinemática con el fin de lograr separar la unión de giro sobre el seguidor y la unión de corredera en la ranura de la cruceta. Luego de ello, el mecanismo se modela con todas sus uniones de menor orden. El diagrama cinemático tiene cuatro eslabones, dos uniones de perno y, por ende, un grado de libertad.

Además, se advierte que la fuerza de fricción se muestra en sentido opuesto al movimiento relativo, como se indica en la Figura 109.

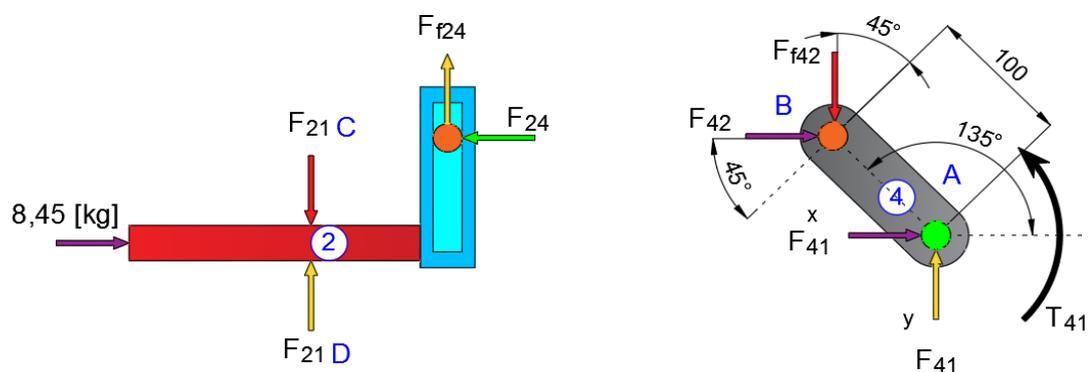


Figura 109 DCL del yugo escocés

Si se considera el eslabón 4, el perno se mueve hacia arriba en relación con la ranura de la cruceta. Por lo tanto, la fricción actúa hacia abajo para impedir este movimiento del perno. Asimismo, considerando el eslabón 2, la ranura se mueve hacia abajo en relación con el perno (movimiento relativo). Entonces, la fricción actuará hacia arriba para evitar este movimiento de la ranura.

Después el eslabón 2 se examina primero, porque contiene la fuerza aplicada, la cual tiene valor de $8,45 [kg]$ el mismo que correspondiente a la pierna superior, datos que son obtenidos de la Tabla 41, debido a que en ocasiones las personas con paraplejía pueden presentar espasticidad ejerciendo así una fuerza en las rodillas. Luego, solo se requiere la ecuación de equilibrio en el eje x, así:

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$F_{24} = 8,45 [kg] * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_{24} = 82,81 [N]$$

En el eslabón 4 se mostrará el torque en el eje de salida. Desde luego, la primera ley de Newton indica que $F_{42} = F_{24}$, además en el cálculo hay que tomar en cuenta la masa de los elementos restantes con respecto al mecanismo del piñón-cremallera que se ha estimado en aproximadamente 3 [kg], y consecuentemente se tiene lo siguiente:

$$F_{f42} = (\mu \times F_{42}) + F_e = (\mu \times F_{42}) + (m_{pieza} + m_{extra}) * gravedad$$

$$F_{f42} = (0,15 \times 82,81 [N]) + (16,0971 [kg] + 3 [kg]) * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_{f42} = 12,4215 [N] + 187,1516 [N]$$

$$F_{f42} = 199,5731 [N]$$

Luego, se determina el torque usando la ecuación de momento de equilibrio, así:

$$+\cup \sum M_A = 0$$

$$-(F_{42} \times \cos 45^\circ) \times 100 + F_{f42} \times \cos 45^\circ \times 100 + T_{21} = 0$$

$$-(82,81 [N] \times \cos 45^\circ) \times 0,1 [m] + 199,5731 [N] \times \cos 45^\circ \times 0,1 [m] + T_{21} = 0$$

$$T_{21} = -8,2564 [Nm]$$

Como solo se analizó solo la mitad del mecanismo, el torque total es el doble del valor calculado, y se obtiene lo siguiente:

$$T_T = 8,2564 * 2 = 16,5128 [Nm]$$

c. Profundidad o extensión del sistema de las rodilleras

Para el ajuste de la extensión del sistema de posicionamiento de las rodilleras, se ha inclinado por emplear un mecanismo piñón-cremallera como se observa en la Figura 110. (Vedruna, 2017)

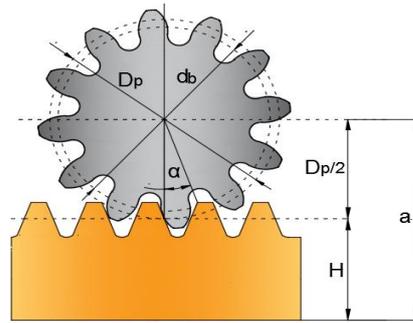


Figura 110 Piñón – Cremallera

Se requiere hacer la selección de los componentes del mecanismo piñón-cremallera para lo que se ha establecido los datos de la Tabla 67, así:

Tabla 67

Parámetros del piñón y la cremallera

Nº	ÍTEM	SÍMBOLO	FÓRMULA	PIÑÓN	CREMALLERA
1	Módulo	m			1.5
2	Ángulo de presión	α			20°
3	Número de dientes	Z		12	
4	Coefficiente de cambio de perfil	x		0,6	
5	Altura de la línea de paso	H			32,000
6	Ángulo de presión de trabajo	α_w			20°
7	Distancia al centro	a_x	$\frac{Zm}{2} + H + xm$		51,800
8	Diámetro de paso	D_p	Zm	36,000	
9	Diámetro de base	d_b	$d \cos \alpha$	33,829	
10	Diámetro de paso de trabajo	d_w	$\frac{d_b}{\cos \alpha_w}$	36,000	
11	Addendum	h_a	$m(1 + x)$	4,800	3,000
12	Profundidad total	h	$2,25m$		6,750
13	Diámetro exterior	d_e	$D_p + 2h_a$	45,600	
14	Diámetro raíz	d_r	$d_e - 2h$	32,100	

(Atlantadrives, 2017, págs. ZD-2) proporciona un procedimiento para calcular y hacer la respectiva selección del mecanismo piñón-cremallera, y se inicia calculando la fuerza tangencial como siguiente:

$$a = \frac{v}{t_b} [m/s^2]$$

$$F_u = \frac{m * g * \mu + m * a}{1000} [kN] \text{ (para eje de accionamiento)}$$

$$F_{u \text{ perm.}} = \frac{F_{u \text{ Tab}}}{K_A * S_B * f_n * L_{KH\beta}} [kN]$$

Debe cumplirse la condición $F_u < F_{u \text{ perm.}}$.

Para el factor de K_A se parte de un avance uniforme y el tipo de carga de las máquinas a accionar también es uniforme por lo tanto corresponde 1,00; mientras que el coeficiente de seguridad S_B según la experiencia es de 1,1 a 1,4. Considerando la velocidad periférica del piñón y la lubricación se asume un factor de tiempo de vida (f_n) de 3, para el factor de distribución de carga lineal considera la tensión de contacto mientras que describe la distribución de carga no integrada sobre el ancho del diente ($L_{KH\beta} = \sqrt{K_{H\beta}}$) se usa 1,2 para cojinetes precargados en el eje de salida (reductor de tornillo sin fin o engranaje cónico). En la Tabla 68 se muestra los datos para el mecanismo de cremallera-piñón.

Tabla 68

Datos para el mecanismo piñón-cremallera

Parámetro	Símbolo	Valor
Masa a ser movida	m	150 [kg]
Velocidad	v	24×10^{-3} [m/s]
Tiempo de aceleración	t_b	1 [s]
Aceleración debida a la gravedad	g	9,8 [m/s ²]
Coeficiente de fricción	μ	0,1
Factor de carga	K_A	1,00
Factor del tiempo de vida	f_n	3
Coeficiente de seguridad	S_B	1,2
Factor de distribución de carga lineal	$L_{KH\beta}$	1,2

Utilizando los datos de la Tabla 67, se procede a encontrar los valores de interés, así:

$$a = \frac{v}{t_b} = \frac{24 \times 10^{-3}}{1} = 24 \times 10^{-3} [m/s^2]$$

Como se trata de un sistema lineal para un eje movimiento horizontal, la fuerza tangencial es igual a:

$$F_u = \frac{m * g * \mu + m * a}{1000}$$

$$F_u = \frac{150 * 9,8 * 0,1 + 150 * 24 \times 10^{-3}}{1000} = 150,6 [N]$$

Entonces se utiliza el catálogo de (ATLANTA Drive Systems, 2016, pp. ZA-30) en donde presenta cuatro clases referente a las cremalleras, y tomando en cuenta que se requiere para desplazamiento lineal con poca presión se opta por la clase BR (Basic Rack) con una calidad entre 9 y 10. Luego asumiendo la fuerza de alimentación se hace un proceso iterativo con los datos de la Tabla 69.

Tabla 69

Sistema de diente helicoidal - Módulo 1.5

Cremallera		HPR	BR	
Calidad		6	9	10
Cremallera	Material	C45	C45	C45
	Tratamiento térmico	Inducción endurecida	Suave	Inducción endurecida
Piñón	Material	16MnCr5	C45	C45
	Tratamiento térmico	Caja endurecida	Suave	Inducción endurecida
Nº de dientes en el piñón	Diámetro del paso circular [mm]	Máxima fuerza de alimentación [kN]		
12	19,10	3,0	0,4	1,5
13	20,69	3,0	0,4	1,5
14	22,28	4,0	0,5	2,0
15	23,87	4,5	0,5	2,0
16	25,46	4,5	0,6	2,5
17	27,06	5,0	0,6	2,5
18	28,65	5,0	0,6	2,5
19	30,24	5,5	0,7	3,0
20	31,83	6,0	0,7	3,0

Fuente: (ATLANTA Drive Systems, 2016)

Como resultado se tiene una cremallera y piñón de material C45 con inducción endurecida, 12 dientes helicoidales, módulo 1,5, caja endurecida y con $F_{uTab} = 1,5 [kN]$

$$F_{u perm.} = \frac{F_{u Tab}}{K_A * S_B * f_n * L_{KH\beta}}$$

$$F_{u perm.} = \frac{1,5 [kN]}{1 * 1,2 * 3 * 1,2} = 208,3333 [N]$$

$$\therefore F_{u perm.} > F_u$$

Una vez que se ha hecho cumplir la condición requerido, se busca una cremallera y piñón con las características descritas en el cálculo.

2.14.2. Mecanismo para girar el bipedestador

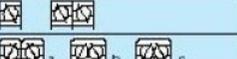
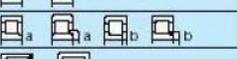
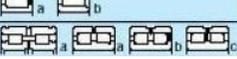
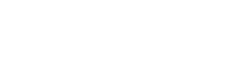
Para permitir que el mecanismo gire conjuntamente con el usuario a bordo, se requiere un sistema rotacional de 90° tanto para la derecha como para la izquierda de su posición original, es decir, tendrá un rango de rotación de 0° a 180° con el fin de que el bipedestador puede adecuarse a las necesidades del usuario.

Entonces se plantea un sistema compuestos por rodamientos, y que de acuerdo con lo enunciado en el catálogo general de (SKF, SKF, 2016, p. 24) se debe considerar una serie de factores importantes, para conseguir una elección apropiada de rodamientos; en este caso el factor importante es la carga.

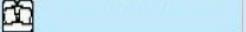
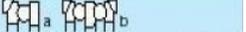
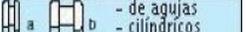
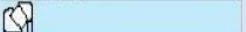
Entonces se plantea un sistema compuestos por rodamientos, y que de acuerdo con lo enunciado en el catálogo general de (SKF, SKF, 2016, p. 24) se debe considerar una serie de factores importantes, para conseguir una elección apropiada de rodamientos; en este caso el factor importante es la carga.

Al analizar los factores que infieren en la selección de rodamientos, se observa que el parámetro de mayor importancia recae en el tipo de carga, ya que tiene relación directa con el tipo de rodamiento, y este último a su vez afectará a los factores restantes. Entonces debido a la masa máxima del usuario de 150 [kg] y al ser una carga excéntrica con respecto al punto de ubicación del sistema de giro, el rodamiento deberá superar tanto fuerzas axiales como radiales, así como también deberá soportar el momento generado. En primer lugar, se parte de los datos comparativos mostrados en la Tabla 70.

Tabla 70
Rodamientos según condiciones de carga

Símbolo		Característica																		
+++ excelente	- pobre	1. Agujero cónico	6. Carga puramente radial	11. Alta precisión	16. Compensación por errores de alineación (inicial)															
++	-- inadecuado	2. Placas de protección	7. Carga puramente axial	12. Alta rigidez	17. Disposiciones de rodamiento fijo															
bueno	↔ doble efecto	3. Auto-alineable	8. Carga combinada	13. Funcionamiento silencioso	18. Disposiciones de rodamiento libre															
+ aceptable	← simple efecto	4. No desmontable	9. Momentos	14. Baja fricción	19. Desplazamiento axial posible en el rodamiento															
5. Desmontable		10. Alta velocidad		15. Compensación por desalineación																
Tipo	Designación	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
R. rígido de bolas		a					+	+	+	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	++	+	--
R. de bolas con contacto angular							+	+	++	-	++	+++	+	++	++	-	-	++	--	--
		b		a, b	c		++	+	++	+	+	++	++	+	+	--	--	++	+	--
								-	++	+	+	++	+	+	+	+	--	--	++	-
R. de bolas de rótula							+	-	-	--	+++	++	-	++	+++	+++	+++	+	+	--
R. de rodillos cilíndricos							++	--	--	--	++	++	++	++	++	-	-	--	+++	+++
							++	+	+	--	++	++	++	+	++	-	-	++	+	+
								a ←	a ←									a ←	a ←	a ←
								b	b										b	
					a	b	+++	-	+	--	-	+	+++	-	-	-	-	+	+	+
		a					+++	-	+	+	-	+	+++	-	-	--	--	+	+	+
									a									a	c	b ←
									↔									↔		c ↔
									b ←									b ←		

CONTINÚA 

R. de agujas		<i>a</i>	<i>c</i>	++	--	--	--	+	+	<i>a++</i>	+	-	--	--	--	+++	+++
										<i>a++</i>	<i>b++</i>				<i>c++</i>		
		<i>b, c</i>		++	--	--	--	+	+	++	+	-	--	--	--	+++	+++
		<i>b, c</i>		+	++	+	-	+	+	++	+	-	--	--	+	--	--
					<i>c++</i>	←									←		
					←												
R. de rodillos cónicos				++	++	+++	-	+	+	++	+	+	-	-	+++	--	--
					←	←									←		
				+++	++	+++	+	+	+	+++	+	+	-	--	+++	-	--
					↔	↔									↔		
R. de rodillos a rótula				+++	++	+++	--	+	+	++	+	+	+++	+++	++	+	--
					↔	↔									↔		
R. CARB llenos de rodillos				+++	--	--	--	+	+	++	+	+	+++	+++	--	+++	+++
				+++	--	--	--	-	+	+++	+	+	+++	+++	--	+++	+++
R. axiales de bolas				--	+	--	--	-	++	+	-	+	-	--	++	--	--
					<i>a</i> ←				<i>a</i>						<i>a</i> ←		
					<i>b</i>										<i>b</i>		
					↔										↔		
				--	+	--	--	-	+	+	-	+	-	++	++	--	--
					<i>a</i> ←										<i>a</i> ←		
					<i>b</i>										<i>b</i>		
					↔										↔		
R. axiales de rodillos		- de agujas - cilíndricos		--	++	--	--	-	<i>a++</i>	++	-	-	--	--	++	--	--
					←				<i>b++</i>						←		
R. axiales de rodillos a rótula				--	+++	+	--	-	+	++	-	+	+++	+++	+++	--	--
					←	←									←		

Fuente: Catálogo genera SKF

Con los datos de la Tabla 70, lo que se ha buscado a priori son los factores referentes a la carga, es decir, los puntos 6, 7, 8 y 9; por lo cual, los elementos con mejores prestaciones son los rodamientos de rodillos cónicos, aunque hay que considerar la mejor configuración acorde al caso de aplicación.

Además, aunque se tiene la opción hacer uso de un rodamiento cónico de dos hileras, es preferible utilizar dos rodamientos cónicos con una hilera ya que se puede extender la distancia entre los rodamientos. Con lo mencionado anteriormente, respecto a la disposición espalda con espalda o también conocido como montaje directo que se puede visualizar en la Figura 111; además se ha ubicado los dos rodamientos en una posición vertical que estarán enlazados por medio de un eje.

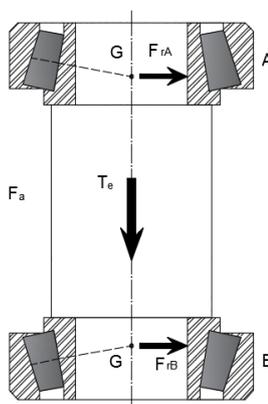


Figura 111 Montaje directo - Rodamientos de rodillos cónicos

Continuando con el análisis del mecanismo de giro, se tiene el esquema de la Figura 112, en donde se observan las fuerzas que debe soportar el par de rodamientos.

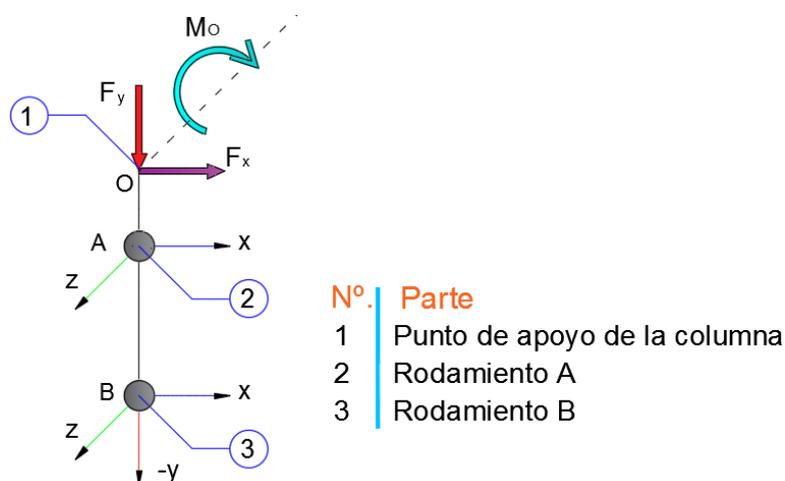


Figura 112 Esquema del sistema de los rodamientos

Al recordar las fuerzas calculadas en pasos anteriores, se tiene que el momento M_o es:

$$F_x = 150 * 9,8 * \cos(50^\circ) \qquad F_y = 150 * 9,8 * \sin(50^\circ)$$

$$F_x = 944,8978 \text{ [N]} \qquad F_y = 1126,0853 \text{ [N]}$$

$$M_o = 2059,4037 \text{ [Nm]}$$

Haciendo alusión a la Figura 113, se procede a calcular las reacciones en el plano xy para el rodamiento A y B.

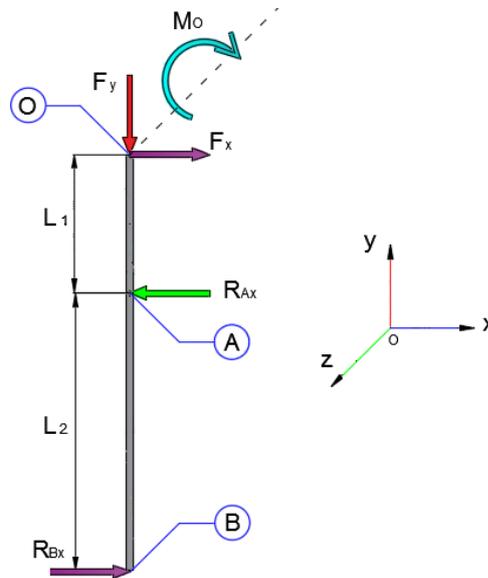


Figura 113 DCL de los rodamientos

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-M_o - L_1 * F_x - L_2 * R_{Bx} = 0$$

$$-M_o - (L_1 + L_2) * F_x - L_2 * R_{Bx} = 0$$

$$R_{Bx} = 27773,6819 \text{ [N]}$$

$$R_{Ax} = 28718,5797 \text{ [N]}$$

Luego las cargas radiales F_{rA} y F_{rB} son iguales a:

$$F_{rA} = 28718,5797 \text{ [N]}$$

$$F_{rB} = 27773,6819 \text{ [N]}$$

$$F_{ae} = 1126,0853 \text{ [N]}$$

Antes de continuar, se hace hincapié en la aplicación, debido a que los rodamientos no van a realizar una rotación completa, debido a que oscila de adelante hacia atrás en el funcionamiento. (ver Figura 114)

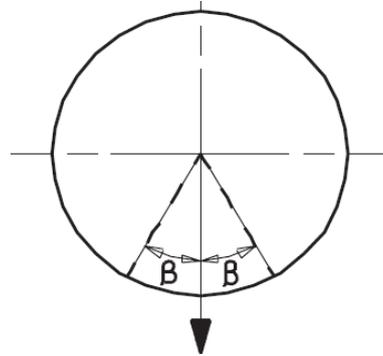


Figura 114 Oscilación de la carga

Por tal razón, (Company, 2016) provee una fórmula para obtener una carga radial equivalente inferior, así:

$$P_e = P_o * \left(\frac{\beta}{90}\right)^{1/e}$$

Donde:

P_e = Carga radial dinámica equivalente

P_o = Carga real radial oscilante

β = Ángulo de oscilación [°]

$e = 10/3$ para rodamientos de rodillos y cónicos y, 3 para rodamientos de bolas

Como ya se mencionó anteriormente, el bipedestador tendrá un rango de oscilación de 0 a 180°, con lo cual se deduce que $\beta = 90^\circ$. Reemplazando valores se tiene:

$$P_e = P_o * \left(\frac{90}{90}\right)^{\frac{3}{10}} = P_o$$

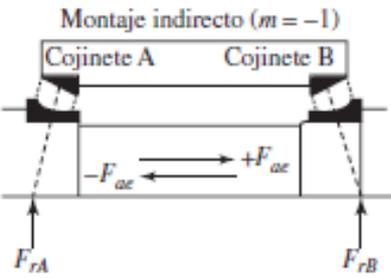
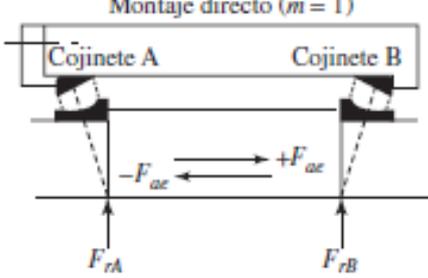
Al resolver, se observa que no afecta al valor de la carga radial las oscilaciones.

A continuación, se utilizará las ecuaciones de la Tabla 71, las cuales

permiten comprobar la condición de empuje relacionado a los rodamientos.

Tabla 71

Montaje de una fila para rodamientos cónicos

Diseño		
Montaje indirecto ($m = -1$)	Montaje directo ($m = 1$)	
		
Condición de empuje	Carga de empuje	Carga radial equivalente dinámica
$\frac{0,47F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0,47F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0,4F_{rA} + K_A F_{aA}$ $P_B = F_{rB}$
$\frac{0,47F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0,47F_{rA}}{K_A} + mF_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0,4F_{rB} + K_B F_{aB}$
Nota: Si $P_A < F_{rA}$, usar $P_A = F_{rA}$ o si $P_B < F_{rB}$, usar $P_B = F_{rB}$		

Antes de proseguir con los cálculos, se sugiere que $K_A = K_B = 1,5$ además, en la Tabla 71 se observa que $m = +1$ para un montaje directo y que F_{ae} a la derecha es positiva. Por consiguiente, se tiene:

$$\frac{0,47F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$$

$$\frac{0,47 * (28718,5797)}{1,5} \leq \left[\frac{0,47 * (27773,6819)}{1,5} - (+1) * (-1126,0853) \right]$$

$$8998,4883 < 9828,5056$$

Acto seguido, se prosigue a verificar las condiciones de empuje según corresponda y se tiene que:

$$F_{aA} = \frac{0,47F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$$

$$F_{aA} = \left[\frac{0,47 * (27773,6819)}{1,5} - (+1) * (-1126,0853) \right]$$

$$F_{aA} = 9828,5056 [N]$$

$$F_{aB} = \frac{0,47F_{rB}}{K_B}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 * (27773,6819)}{1,5}$$

$$F_{aB} = 8702,4203[N]$$

Luego las cargas dinámicas equivalentes P_A y P_B son:

$$P_A = 0,4F_{rA} + K_A F_{aA}$$

$$P_A = 0,4 * 28718,5797 + 1,5 * 9828,5056$$

$$P_A = 26230,1903 [N]$$

$$P_B = F_{rB}$$

$$P_B = 27773,6819 [N]$$

La clasificación básica de carga del catálogo correspondiente a las metas de carga-vida-confiabilidad se sustenta en la siguiente ecuación:

$$C_{10} = a_f P \left[\frac{L_D}{4,48 * f_T * f_v * (1 - R_D)^{\frac{2}{3}} * 90 * (10)^6} \right]^{3/10}$$

Donde:

a_f = Factor de aplicación para cargas no constantes.

P = Carga dinámica equivalente de la combinación de F_r y F_a

R_D = Confiabilidad de diseño

f_T = Factor de temperatura

f_v = Factor de viscosidad

L_D = Vida deseada (en revoluciones)

El factor a_f en sí, tiene como finalidad ser un factor de seguridad, para lo cual hace uso de los valores de la Tabla 72, en donde se hace referencia a los factores de aplicación, empleados para incrementar la carga equivalente

antes de seleccionar el rodamiento.

Tabla 72

Factores de aplicación de carga a_f

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1,0 – 1,1
Engranajes comerciales	1,1 – 1,3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1,2
Maquinarias sin impactos	1,0 – 1,2
Maquinaria con impactos ligeros	1,2 – 1,5
Maquinaria con impactos moderados	1,5 – 3,0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

En consecuencia, se tiene que $a_f = 1,0$ ya que el bipedestador es una maquinaria que no está sometida a impactos.

Luego la Figura 115 proporcionada por (Budynas & Nisbett, 2008, p. 576) se busca el factor f_T para una temperatura de funcionamiento de 50°C y con una velocidad de 10 [rpm].

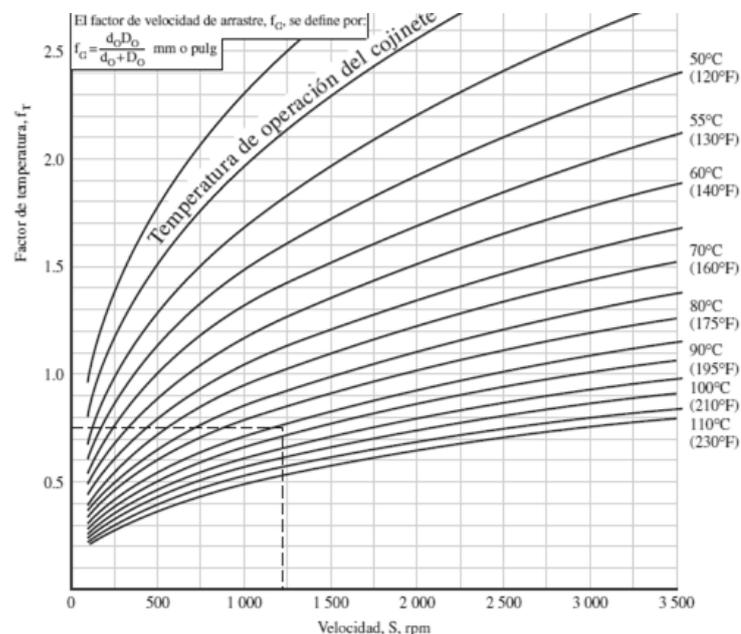


Figura 115 Factor de temperatura f_T

Así mismo, en la Figura 116 facilita el valor del factor f_v .

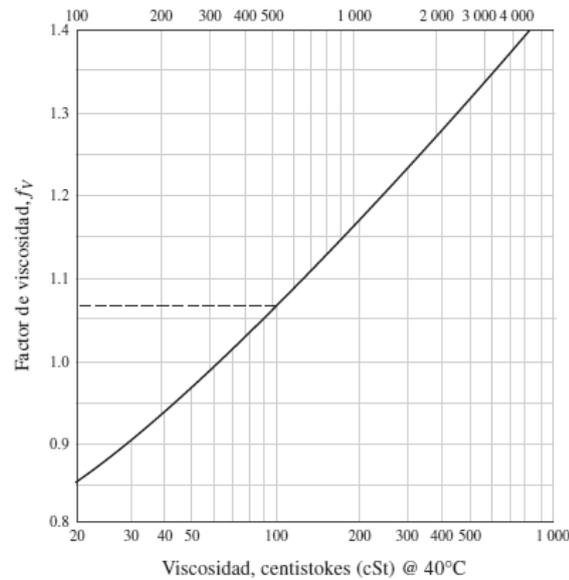


Figura 116 Factor de viscosidad f_v

Con lo cual se procede a obtener el factor a_{3l} que se refiere al lubricante:

$$a_{3l} = f_T f_v = 0,5 * 1,1 = 0,55$$

En lo referente a la confiabilidad se precisa que tenga un valor igual a 90%, pero como se quiere hacer uso de dos rodamientos, entonces la confiabilidad R se relaciona con las confiabilidades individuales de cada rodamiento R_A y R_B , es decir:

$$R = R_A R_B$$

Por lo tanto, si falla uno de los dos rodamientos el mecanismo de giro se detendrá, así que, la confiabilidad de ambos rodamientos debe ser la misma y se la obtiene de la siguiente manera:

$$\sqrt{R} = \sqrt{0,9} = 0,9487$$

Con respecto a la vida de funcionamiento L , se tiene que aplicar una vida de diseño, y se usa la siguiente fórmula:

$$L = 60 * L_D * n_D$$

De acuerdo al catálogo de (SKF, SKF, 2016), para equipos técnicos de uso médico se tiene 3000 horas de servicio. Por consiguiente, la relación carga-vida-confiabilidad para el rodamiento A es:

$$(C_{10})_A = a_f P_A \left[\frac{L}{4,48 * f_T * f_v * (1 - R_D)^{\frac{2}{3}} * 90 * (10)^6} \right]^{3/10}$$

$$(C_{10})_A = (1,0) * (26230,1903) \left[\frac{60 * 3000 * 10}{4,48 * 0,55 * (1 - 0,9487)^{\frac{2}{3}} * 90 * (10)^6} \right]^{3/10}$$

$$(C_{10})_A = 11209,7198 [N]$$

Para conocer la relación carga-vida-confiabilidad del rodamiento B se puede utilizar la misma ecuación que se ha usado para el rodamiento A, pero por facilidad se empleará la siguiente ecuación:

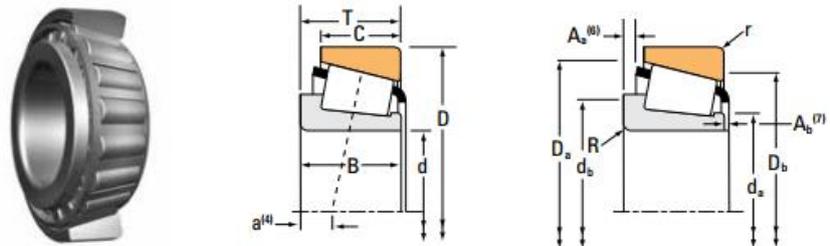
$$(C_{10})_B = \frac{(C_{10})_A}{P_A} P_B$$

$$(C_{10})_B = \frac{11209,7198}{26230,1903} * 27773,6819$$

$$(C_{10})_B = 11869,3455 [N]$$

Ahora se procede a buscar una selección tentativa en el catálogo de (Timken, 2017, p. 82) un rodamiento cónico que supere las fuerzas calculadas. Se tiene los datos de la Figura 117 de acuerdo a rodamiento de una fila.

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number		
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e Y	Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀	C ₉₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf		N lbf	N lbf		N lbf		

CONTINÚA

15.875 0.6250	49.225 1.9380	19.845 0.7813	42800 9630	0.27	2.26	11100 2500	5050 1140	2.20	40500 9100	09062	09195
15.875 0.6250	49.225 1.9380	23.020 0.9063	42800 9630	0.27	2.26	11100 2500	5050 1140	2.20	40500 9100	09062	09194
15.875 0.6250	53.975 2.1250	22.225 0.8750	55100 12400	0.59	1.02	14300 3210	14400 3250	0.99	42500 9560	21063	21212

⁽¹⁾Based on 1×10^6 revolutions L_{10} life, for the ISO life-calculation method.
⁽²⁾Consult your Timken engineer for instructions on use or review the Timken Engineering Manual on timken.com/catalogs.
⁽³⁾Based on 90×10^6 revolutions L_{10} life, for The Timken Company life-calculation method. C_{90} and C_{290} are radial and thrust values.

Bearing Dimensions											Geometry Factors			Bearing Weight
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂	C ₉	
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	Backing Shoulder Dia. d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	Backing Shoulder Dia. D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
21.539 0.8480	14.288 0.5625	-9.1 -0.36	0.8 0.03	21.5 0.85	22.0 0.87	1.3 0.05	44.5 1.75	42.0 1.65	2.2 0.09	0.7 0.03	8.0	4.0	0.0452	0.19 0.44
21.539 0.8480	17.462 0.6875	-9.1 -0.36	0.8 0.03	21.5 0.85	22.0 0.87	3.5 0.14	44.5 1.75	39.0 1.54	2.2 0.09	0.7 0.03	8.0	4.0	0.0452	0.21 0.47
21.839 0.8598	15.875 0.6250	-5.8 -0.23	0.8 0.03	26.4 1.03	29.0 1.14	2.3 0.09	50.0 1.97	43.0 1.69	1.3 0.05	2.0 0.08	7.0	4.1	0.0558	0.25 0.57

⁽⁴⁾Negative value indicates effective center inside cone (inner-ring) backface. *Continued on next page.*
⁽⁵⁾These maximum fillet radii will be cleared by the bearing corners.
⁽⁶⁾Negative value indicates cage extends beyond cone (inner-ring) backface.
⁽⁷⁾Negative value indicates cage that does not extend beyond cone (inner-ring) front face.

Figura 117 Rodamientos cónicos de diámetro interior recto y una fila

Tanto para el rodamiento A como para el B, se propone de manera tentativa usar un rodamiento de cono tipo TS 21063 y con una copa de 21212, el cual tiene un $K = 0,99$ y con $C_{10} = 14300$ [N].

Luego en base a los rodamientos seleccionados, sea $K_A = K_A = 0,99$ y recalculando la inecuación se tiene:

$$\frac{0,47F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$$

$$\frac{0,47 * (28718,5797)}{1,5} \leq \left[\frac{0,47 * (27773,6819)}{1,76} - (+1) * (-1126,0853) \right]$$

$$13634,0732 < 147060,1585$$

Como se sigue manteniendo la desigualdad, por lo que se aplica las mismas ecuaciones y el resultado es:

$$F_{aA} = 14760,1585[N] \qquad F_{aB} = 13097,9425[N]$$

Luego las cargas dinámicas equivalentes P_A y P_B son:

$$P_A = 0,4F_{rA} + K_A F_{aA} \qquad P_A = 0,4 * 28718,5797 + 0,99 * 14760,1585$$

$$P_A = 26099,98888 \text{ [N]}$$

$$P_B = 27773,6819 \text{ [N]}$$

Resolviendo nuevamente para la relación carga-vida-confiabilidad para el rodamiento A, se tiene lo siguiente:

$$(C_{10})_A = (1,0) * (26230,1903) \left[\frac{60 * 3000 * 10}{4,48 * 0,55 * (1 - 0,9487)^{\frac{2}{3}} * 90 * (10)^6} \right]^{3/10}$$

$$(C_{10})_A = 11209,7198 \text{ [N]}$$

Para conocer la relación carga-vida-confiabilidad del rodamiento B se tiene:

$$(C_{10})_B = \frac{11154,0769}{26099,9888} * 27773,6819$$

$$(C_{10})_B = 11869,3455 \text{ [N]}$$

Con esto se comprueba que los rodamientos seleccionados de cono tipo TS 21063 y con una copa 21212, van a soportar las fuerzas a las que están sometidos. Pero se advierte que el centro efectivo de la carga se ubica en $a = -5,8 \text{ [mm]}$; es decir 5,8 [mm] hacia el interior de la copa a partir de la parte posterior. De esta manera, la distancia de hombro a hombro será $L_2 - 2 * (5,8) = 75 - 2 * (5,8) = 63,4 \text{ [mm]}$

2.14.3. Mecanismo de desplazamiento de los brazos telescópicos

En la parte de los brazos telescópicos, específicamente en la sección referente a la extensión, se requiere de un mecanismo de desplazamiento, para lo cual se plantea la utilización de rodamientos combinados como se observa en la Figura 118. Entonces considerando el tipo de cargas, que para el caso se tiene fuerzas axiales, se opta por utilizar rodamiento de bolas de acuerdo a lo expuesto en la Tabla 70.



Figura 118 Rodamiento combinado radial y axial

Por otro lado, también se requiere especificar otros datos para los rodamientos, para lo que se tiene la Tabla 73.

Tabla 73

Datos para los rodamientos combinados

Nº	Parámetros	Fórmula	Valor
1	Carga	F_r	$75 * 9.8 = 735 [N]$
2	Confiabilidad	R	0,90
3	Vida nominal	L_D	3000 [h]
4	Velocidad	n_D	100 [rpm]

Entonces, para calcular la vida nominal básica para una confiabilidad del 90% se tiene que:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

Para esto primero se necesita hacer una selección tentativa de un rodamiento rígido de una hilera de bolas. Aunque para este caso se tiene una condición adicional, que hace referencia a una restricción dimensional, debido a que el rodamiento va a introducirse en un perfil G de $60 \times 30 \times 10 \times 2 [mm]$. Entonces el rodamiento debe tener un diámetro menor a $56 [mm]$ y un ancho no mayor a $30 [mm]$ aunque habría que tomar en consideración un valor de tolerancia.

La Tabla 74 contiene las características del rodamiento seleccionado tentativamente del catálogo SKF.

Tabla 74

Características del rodamiento seleccionado

Dimen. principales			Capacidad de carga básica		Carga límite fatiga	V. refe.	V. Límite	Masa	Desig
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Dinámica <i>C</i>	Estática <i>C_o</i>	<i>P_u</i>				
<i>mm</i>			<i>kN</i>	<i>kN</i>	<i>kN</i>	<i>rpm</i>		<i>kg</i>	---
12	32	10	7,28	3,1	0,132	50000	32000	0,037	*6201

*Rodamiento SKF Explorer

Ahora bien, (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2001, p. 613) señala un procedimiento para la selección de rodamientos cuando se tiene sólo cargas radiales, y enuncia la siguiente fórmula:

$$P = VR$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente del rodamiento [*kN*]

R = Carga radial real del rodamiento [*kN*]

V = Factor de rotación

En virtud de lo mencionado, se tiene que el valor de *V* depende de que pista gire del rodamiento. Como para este caso se requiere que gire el anillo exterior el factor de rotación corresponde a un valor igual a 1,2 y luego se tiene que:

$$P = 1,2 * \left(\frac{150}{2} * 9,8 \right) = 882 \text{ [N]}$$

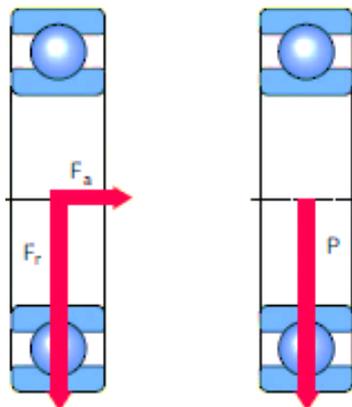


Figura 119 Carga en un rodamiento de bolas

Así mismo, para conocer la vida nominal básica para una confiabilidad del 90%, se tiene que $a = 3$ para este tipo de rodamientos.

$$L_{10} = \left(\frac{7,28 \times 10^3}{882} \right)^3$$

$$L_{10} = 555,4031 \text{ millones de revoluciones}$$

A continuación, para calcular el valor de la vida nominal en horas se tiene:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} L_{10}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 100} * 971,6998$$

$$L_{10h} = 92567,1759 \text{ [horas]}$$

Como resultado, se observa que el rodamiento seleccionado, supera ampliamente el requerimiento de 3000 horas en base al tipo de aplicación. Pero para la selección del rodamiento adecuado, se debe considerar varios factores que están ligados con el deterioro de rodamientos. Por tal motivo, la normativa ISO 281:1990/Amd 2:200 propone una fórmula de vida ajustada para complementar la vida nominal. Sin embargo, la propia norma permite que los fabricantes de rodamientos planteen su propio método para calcular el factor de ajuste de la vida.

Es así que se hace uso del catálogo general SKF, el cual precisa emplear el método recomendado por este fabricante. Entonces (SKF, SKF, 2016, p. 52) expresa la siguiente ecuación:

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

L_{nm} = Vida nomina SKF (con un 100-n % de fiabilidad), millones de revoluciones

a_1 = Factor de juste de la vida para una mayor fiabilidad

a_{SKF} = Factor de ajuste de la vida (relación de viscosidad k)

L_{10} = Vida nominal (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones

C = Capacidad de carga dinámica [kN]

P = Carga dinámica equivalente de rodamiento [kN]

p = Exponente de la ecuación de la vida

Sin embargo, cuando la velocidad es constante, se tiene lo siguiente:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60n} L_{nm}$$

Donde:

L_{nm} = Vida nominal SKF (con un 100-n % de fiabilidad), millones de revoluciones

n = Velocidad de giro [rpm]

Es así que, el primer factor a encontrar es a_1 , el cual depende del porcentaje de confiabilidad o fiabilidad que se requiere, para lo cual se tiene la Tabla 75.

Tabla 75

Valores para el factor de ajuste de la vida a_1

Fiabilidad %	Probabilidad de fallo $n\%$	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Fuente: (SKF, SKF, 2016)

Nota: El factor n representa la probabilidad de fallo (100-n) %

Entonces para una fiabilidad del 90%, se tiene que $a_1 = 1$.

A continuación, para conocer el factor a_{SKF} , primero es necesario identificar el factor η_c , el cual tiene como propósito, tomar en cuenta el nivel de contaminación del lubricante a la hora de calcular la vida del rodamiento. Para tener una orientación aproximada hacia el valor de η_c , se tiene las condiciones

de limpio y entorno de medicina por lo que su aceite es filtrado a través de un filtro extremadamente fino obteniendo un factor de 0.8.

Pues bien, como primera observación y de forma general se menciona que el bipedestador está dirigido al uso por personas con paraplejia, razón por la cual se puede predecir que su condición de uso será en un área *limpia*. Luego se requiere obtener el diámetro medio, para lo cual se toma los datos de la Tabla 74, así:

$$d_m = 0,5(d + D)$$

$$d_m = 0,5(12 + 32)$$

$$d_m = 22 [mm]$$

Como $d_m < 100 [mm]$ y la condición de uso es limpio, se deduce que $\eta_c = 0,8$.

Luego hace falta detallar los parámetros respecto al lubricante para conocer su relación de viscosidad k , para lo cual, como primera acotación, se tiene que la velocidad n es pequeña, razón por la cual se hace necesario hacer uso de grasa como lubricante y no aceite. Además, puesto que los rodamientos van a ser empleados en una máquina orientado a la salud de las personas se utiliza una grasa no tóxica, en vista de esto se presenta dos posibles opciones para el tipo de lubricante que son: LGFP 2 y LGGB 2, pero por tener mejores prestaciones con respecto al tipo de aplicación que se le requiere se elige la grasa LGFP 2 con una viscosidad de $130 \text{ mm}^2/s$ a 40°C .

En consecuencia y de acuerdo con la Figura 120, se puede conocer el nivel de viscosidad requerido para el lubricante, considerando la temperatura de funcionamiento para una velocidad de $100 [rpm]$ y un diámetro medio de $22 [mm]$.

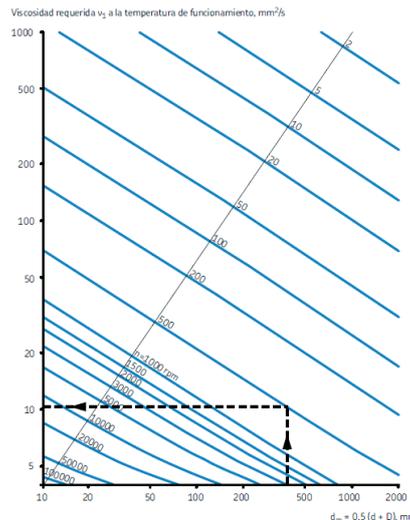


Figura 120 Viscosidad cinemática mínima v_1 y $^\circ T$ de funcionamiento

En consecuencia, se tiene que:

$$v_1 \approx 190 \text{ [mm}^2/\text{s]}$$

Luego, la relación de viscosidad es igual a:

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{130}{190} = 0,6842$$

Así pues, retomando la sección del η_c , se hace uso nuevamente de la Tabla 74 se tiene:

$$\frac{P_u}{P} = \frac{0,132 \times 10^3}{882} = 0,1395$$

Y como anteriormente ya se calculó el valor asignado a η_c que es igual a 0,8; entonces se obtiene el siguiente resultado:

$$\eta_c \frac{P_u}{P} = 0,8 * 0,1395 = 0,1116$$

Luego haciendo uso del valor de $k = 0,6842$ y del valor de $\eta_c \frac{P_u}{P} = 0,1116$, en la Figura 121 se obtiene el valor de $a_{SKF} = 1,1$, para un rodamiento SKF Explorer.

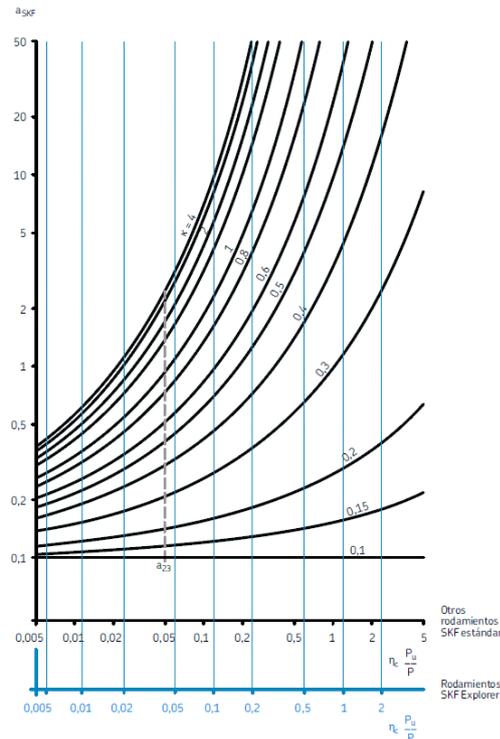


Figura 121 Factor a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas

Reemplazando valores en la fórmula inicial, resulta lo siguiente:

$$L_{10m} = 1 * 1,1 * 555,4031$$

$$L_{10m} = 610,9434 \text{ millones de revoluciones}$$

Transformando a horas de funcionamiento:

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10m}$$

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 * 100} * 1360,3797$$

$$L_{10mh} = 101823,9017 \text{ [horas]}$$

Finamente, como se observa el rodamiento de acuerdo a sus características de funcionamiento satisface a los requerimientos de vida para la tarea asignada.

2.14.4. Bolas de transferencia de los largueros laterales

Para permitir a los brazos telescópicos que se puedan desplazar en su respectivo carril se hace uso de bolas de transferencia para lo cual (Eurobearings, 2017) hace una clasificación de las mismas de acuerdo a su

capacidad de carga. Entonces, como la capacidad de carga es relativamente pequeña, se opta por las bolas de transferencia tipo Saturno y con Ajuste de empuje.

Así mismo, (Rexroth, 2017, pág. 11) proporciona una serie de fórmulas para determinar una adecuada selección de las bolas de transferencia. Entonces se tiene lo siguiente:

$$L = \left(\frac{C}{F} * f_t \right)^3 \times 10^6 \text{ [rev]}$$

Donde:

L = Vida nominal [rev]

C = Capacidad de carga dinámica [N]

F = Carga [N]

f_t = Factor de temperatura

Además, como las bolas de transferencia están constituidas por acero el valor para f_t a una temperatura máxima de 125°C es de 0,9. Entonces haciendo uso del catálogo de (SKF, Ball transfer units, 2017, pág. 4) para bolas de transferencia tipo Saturno de 1 pulgada se tiene que $C =$

Por otra parte, es importante usar un adecuado método de montaje, entre los cuales se tiene los que se observa en la Figura 122, y en vista de que no se dispone de mucho espacio para el montaje se elige el método 4 y 8 dependiendo de la ubicación de las bolas de transferencia.

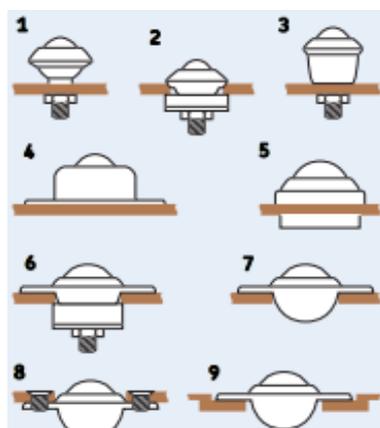


Figura 122 Métodos de montaje

2.14.5. Simulación del diseño

Luego de haber finiquitado los cálculos analíticos para el diseño del bipedestador es importante realizar una simulación del mecanismo y sus partes, para corroborar la veracidad del diseño. Bajo este lineamiento se precisa realizar el modelamiento y simulación de un análisis estático de las piezas, las cuales deben superar con total seguridad los esfuerzos a los que se encuentran sometidas, y en sí, por la estructura misma del bipedestador.

Entonces se plantea hacer uso del software SolidWorks en su versión estudiantil para realizar el modelado y ensamblado de las piezas, a fin de obtener al bipedestador como un conjunto para que soporte las cargas definidas.

Ahora, debido a la cantidad de piezas que constituyen la máquina no es factible hacer la simulación de cada elemento, por lo cual se ha optado por hacer solo las partes que presenten mayor interés. Y entre una de estas se destaca el brazo principal, ya que va a ser la pieza angular para que soporte la fuerza ejercida por el actuador lineal y el peso del usuario a levantar, es así que en la Figura 123 se presenta el modelado correspondiente al brazo principal.

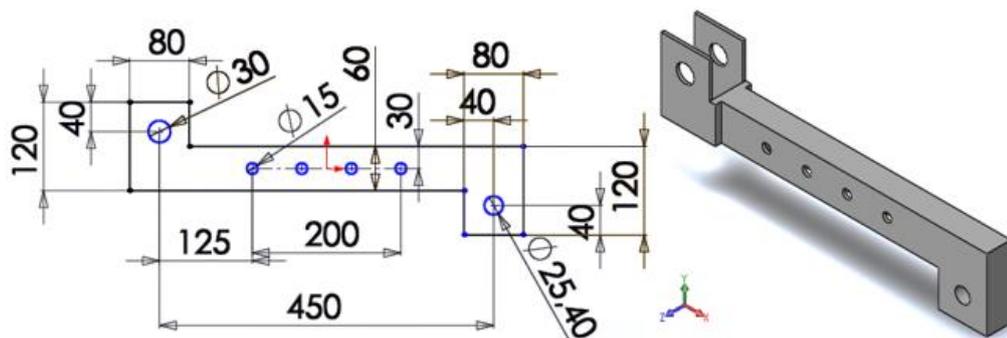


Figura 123 Modelado para el brazo principal

Al revisar la literatura de problemas ingenieriles, (Vázquez & López, 2001, p. 31) menciona el método de los elementos finitos (MEF) como una opción para resolver este tipo de dificultades, ya que es un método que presenta una amplia garantía de que los resultados que se obtengan en el análisis se ajustarán en gran medida a la realidad.

Sin embargo, para el caso especial del brazo principal se cree menester hacer una optimización de material con la finalidad de aligerar el peso del mismo, para lo cual se hace uso de SolidThinking Inspire en el cual se define los parámetros de carga y apoyo de la pieza y se obtiene los resultados mostrados en la Figura 124, y a su vez se tiene una idea de la cantidad excedente de material en la pieza.

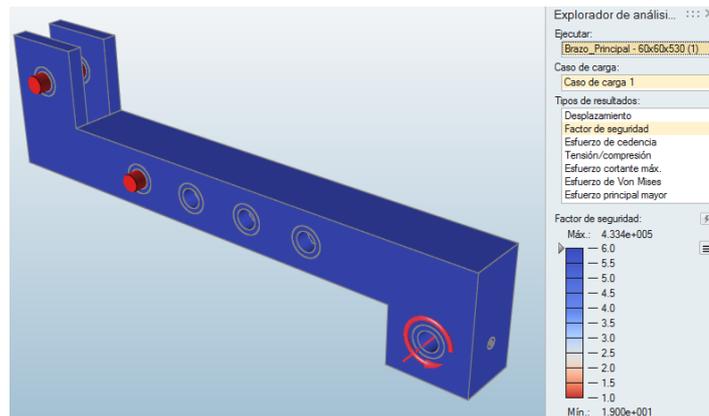


Figura 124 Análisis estático en SolidThinking Inspire

Por último, se arrastra el control deslizante de topología en el explorador de formas hasta encontrar el punto en que todo el diseño esté completamente conectado y en la Figura 125 se tiene el resultado final de la optimización.



Figura 125 Diseño mediante optimización topológica

Entonces, como se ha observado en la Figura 136 se tiene una mejor perspectiva del área que tiene excedente de material, para lo cual se puede redefinir el modelado en el propio SolidThinking Inspire, pero por comodidad

se hace uso del software SolidWorks, llegando a conseguir la Figura 126.

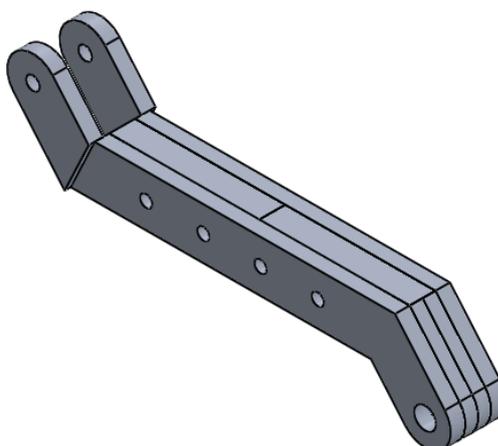
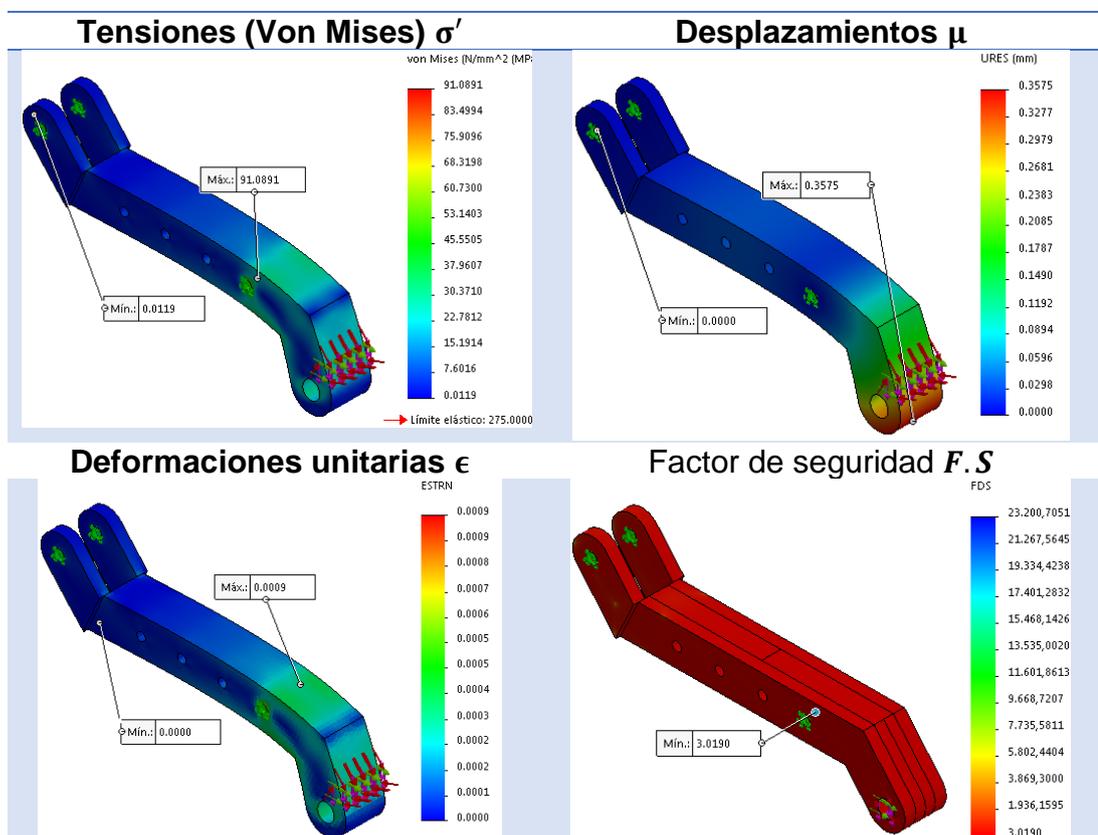


Figura 126 Brazo principal optimizado

Luego, para tener una mayor sustentación del diseño referente al brazo principal se realiza un análisis estático en el software Ansys en base a la nueva geometría generada para el brazo y se obtiene los resultados de la Tabla 75.

Tabla 75

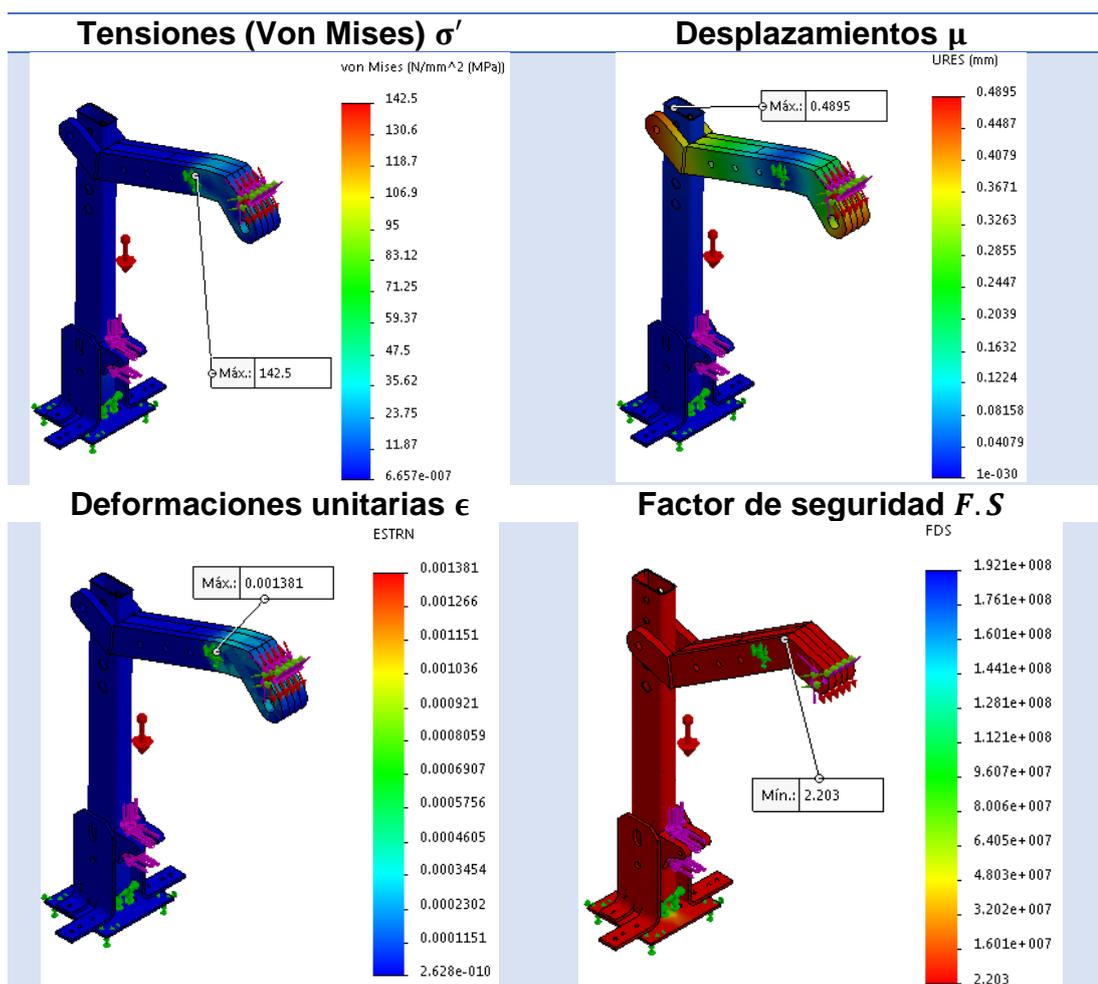
Resultados del análisis estático para el brazo principal



Luego se prosigue con el análisis ya de la parte que conforma la estructura para sostener a todo el bipedestador, en dónde se inmiscuyen el brazo principal, la columna principal, y por supuesto el actuador lineal, aunque para el análisis FEM solo se toma en cuenta la fuerza que éste último genera. (ver Tabla 76)

Tabla 76

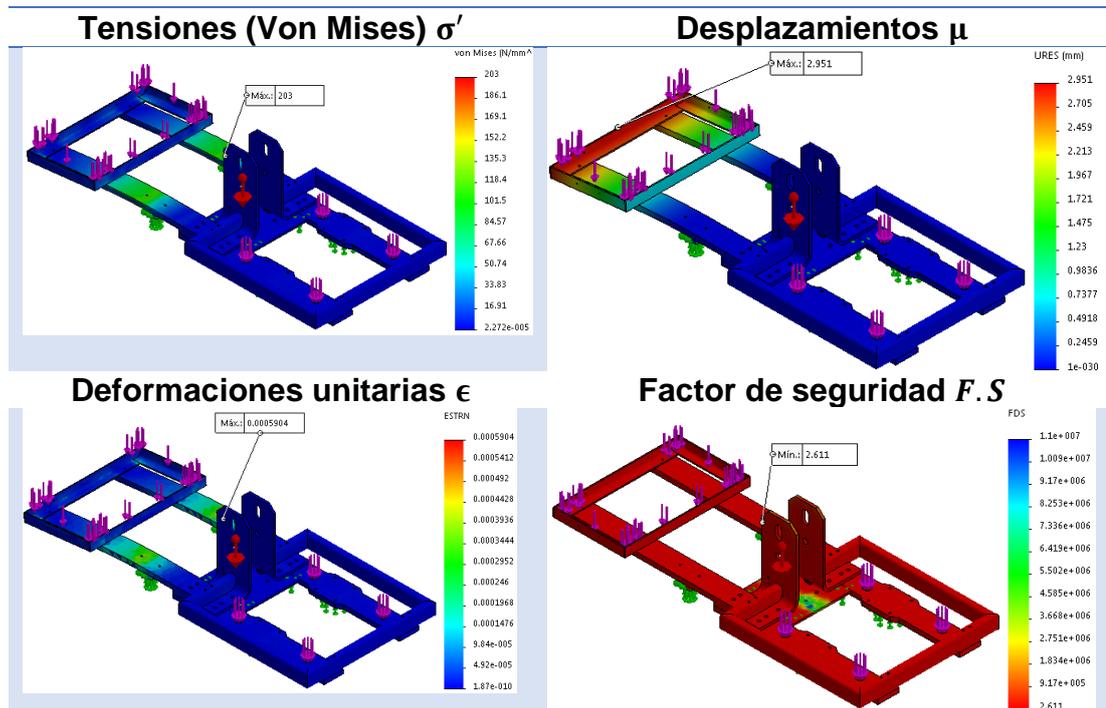
Resultados del análisis estático de la estructura de soporte



Continuando con el análisis FEM, se prosigue con la parte referente a la base y se analiza el caso cuando éste ejerce su peso totalmente sobre la base. Además, hay que considerar el contrapeso generado por la batería con lo que se consigue los resultados de la Tabla 77.

Tabla 77

Resultados del análisis estático para la base de apoyo



Con los resultados que se han obtenido en la simulación del análisis FEM de la máquina se puede ultimar que el factor de seguridad resguardará a cabalidad la parte mecánica, por consiguiente se procede a realizar los planos (ver Anexo E) de cada una de las piezas para continuar con la etapa de construcción.

2.15. Diseño eléctrico y de control

2.15.1. Selección de los elementos

a. Actuador lineal

Posteriormente para una adecuada selección de un actuador lineal (SKF, Actuador range, 2016, p. 12) menciona que el desempeño de un actuador está influenciado por una variedad de factores intrínsecos a una aplicación. Como, por ejemplo:

- Fuerza de empuje y tracción (par de salida)
- Capacidad de carga dinámica y estática
- Ciclo de trabajo
- Cálculo de vida útil

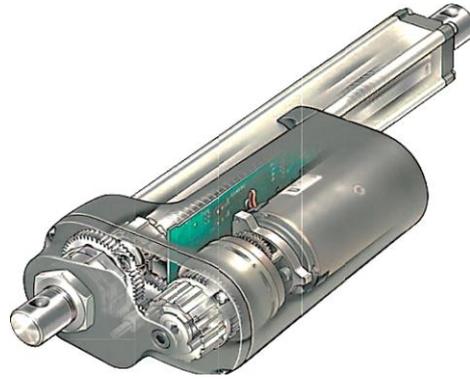


Figura 127 Actuador lineal

Fuente: (Techline, 2016)

Primero se requiere hacer la selección de los actuadores para los brazos telescópicos, entonces según (SEDITEC, 2016) el ciclo de trabajo se define como la tasa porcentual entre el tiempo de encendido y el tiempo de inactividad, en un intervalo de tiempo de 5 min. Por consiguiente, el factor de trabajo o servicio se obtiene así:

$$\% \text{ factor de servicio} = \frac{N}{N + R} * 100\%$$

Donde:

N = Período de funcionamiento bajo carga

R = Periodo de descanso o inactivo

$N + R$ = Tiempo total del ciclo

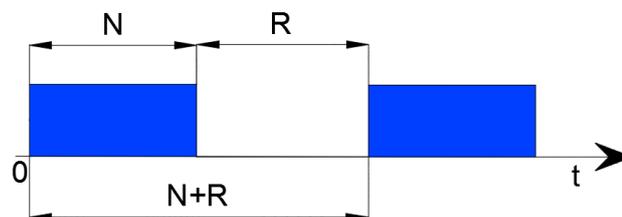


Figura 128 Factor de servicio

Ahora bien, como la aplicación está destinada al área de la salud de las personas con paraplejia, se presume que los brazos telescópicos en un lapso de 5 minutos van a ser utilizados 1 minuto y el resto de tiempo pasará inactivos. Entonces se tiene que:

$$\% \text{ factor de servicio} = \frac{1}{1+4} * 100\% = 20\%$$

Luego, si la carga dinámica máxima es igual a:

$$C_{dinámica} = 3000 [N]$$

Entonces, la carga permisible con un factor de servicio del 20% es:

$$C_{permisible} = 0,80 * 3000 [N] = 2400 [N]$$

Por otro lado, la vida útil de un actuador de tornillo de bolas normalmente se determina por la vida L_{10} del tornillo de bola. En la mayoría de los casos, hay menos desgaste en el engranaje de tornillo sin fin y en los cojinetes que en el tornillo de bola.

L_{10} se define como la vida que se puede esperar que alcance el 90% de un grupo suficientemente grande de tornillos de bola aparentemente idénticos.

$$L_{10ds} = \frac{500\,000\,p}{S} * \left(\frac{C}{F_M}\right)^3$$

Donde:

L_{10ds} = Vida de calificación básica en carreras dobles, es decir, una carrera desde una posición final a la otra y viceversa.

p = Avance del tornillo de bolas [mm]

S = Carrera real [mm]

C = Valor nominal de la carga dinámica del tornillo de bola [N]

F_M = Carga media cúbica [N] (cuando la magnitud de la carga fluctúa)

$$F_M = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 * S_1 + F_2^3 * S_2 + F_3^3 * S_3 + \dots}{S_1 + S_2 + S_3 + \dots}}$$

$$F_M = \sqrt[3]{\frac{3000^3 * 140 + 2800^3 * 140}{140 + 140}}$$

$$F_M = 2903,4442 [N]$$

Al realizar una búsqueda en el catálogo de SKF para actuadores lineales, se ha optado por usar el actuador lineal de la serie CAHB-10 con las siguientes características:

- Accionamiento de tornillo ACME
- Tubo de extensión de aluminio
- Tubo de protección de aluminio
- Carcasa de engranajes de aleación de zinc
- Engranajes de metal en polvo
- Autoblocante

Así mismo se dispone de las dimensiones del actuador lineal en la Figura 129.

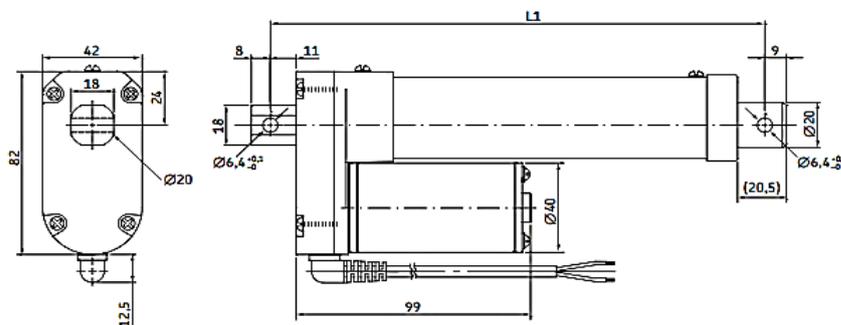


Figura 129 Dimensiones del actuador lineal de la serie CAHB-10

Luego al seleccionar el actuador específico de la serie descrita, se precisa conocer los datos técnicos del actuador, lo cuales se muestran en la Tabla 78.

Tabla 78

Datos técnicos del actuador lineal CAHB-10

Nº-	Parámetro	Valor	Unidades
1	Carga de empuje nominal	1000	N
2	Carga nominal de tracción	1000	N
3	Velocidad (carga completa a sin carga)	6 a 8	mm/s
4	Carrera	150	mm
5	Longitud retraída	260	mm
6	Voltaje	12 o 24	V DC

CONTINÚA



7	Consumo de corriente	12V-DC	2,6	<i>A</i>
		24V-DC	1,6	<i>A</i>
8	Ciclo de trabajo		25	%
9	Temperatura ambiente		-40 a +85	°C
10	Tipo de protección		66	<i>IP</i>
11	Peso (a 300 mm de carrera)		1,5	<i>kg</i>

Acto seguido, se procede con la selección del actuador que permitirá el ascenso y descenso del usuario, es así que por sus características se ha seleccionado un actuador de la serie PA-17, el cual se indica en la Figura 130.



Figura 130 Actuador lineal de la serie CAHB-21

Luego se tiene las dimensiones del actuador lineal en la Figura 131

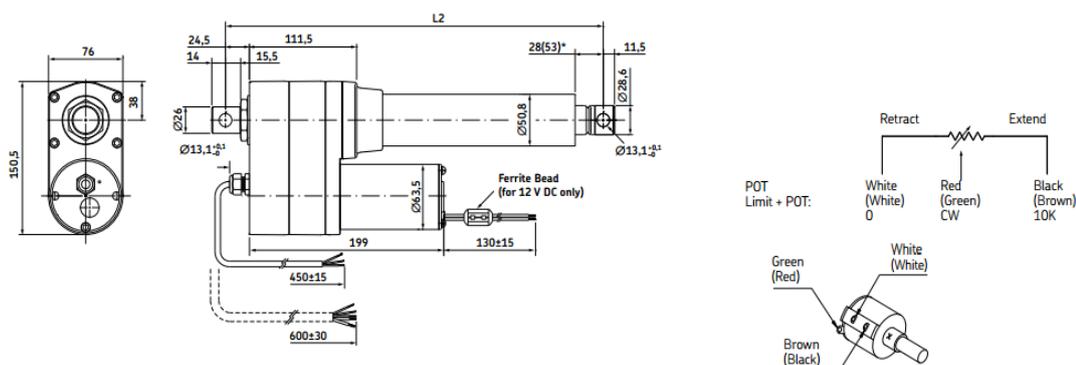


Figura 131 Dimensiones del actuador lineal CAHB-21 con potenciómetro

De igual forma al seleccionar el actuador lineal específico de la serie, en la Tabla 85 se da a conocer las características del mismo.

Tabla 79

Datos técnicos del actuador lineal PA-17

Nº-	Parámetro	Valor	Unidades
1	Voltaje	12	V DC
2	Longitud de la carrera	1-8	in
3	Fuerza	850	lb
4	Velocidad	0,66	"/s
5	Tipo de protección	65	IP
6	Temperatura de funcionamiento	-25-+65	°C
7	Ciclo de trabajo	25	%
8	Consumo de corriente	20	A
9	Longitud de la carrera	1-40	in

b. Motores a pasos

Primero se requiere hacer la selección del número de hilos con los que contará el motor a pasos, por ello en base al criterio expuesto por (National Instruments, 2014) se trabajará con un motor paso a paso de 4 hilos debido a que esta configuración de cableado es el más adecuado para aplicaciones que requieren un alto torque a velocidades relativamente bajas.

• Piñón-cremallera

La masa es de $m = 63,0440$ [kg] pero como se tiene dos brazos la carga se reparte equitativamente; por lo tanto, se tiene:

$$m_L = \frac{63,0440 \text{ [kg]}}{2} = 31,522 \text{ [kg]}$$

Además, se debe considerar la masa de las almohadillas para cada rodillera por lo que se obtiene una masa total de:

$$M_{T-carga} \approx 32 \text{ [kg]}$$

Luego se requiere determinar un tiempo para el desplazamiento, para lo cual se propone que $t = 5$ seg y $L = 120$ mm, obteniendo así:

$$v = \frac{L}{t} = \frac{120}{5}$$

$$v = 24 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

Así mismo se requiere un tiempo de aceleración para lo que se usa el criterio de (Orientalmotor, 2017, págs. G-7) en donde se usa el 25% del tiempo

total:

$$t_b = 1,25 \text{ seg}$$

Para el coeficiente de fricción del sistema piñón-cremallera (ATLANTA Drive Systems, 2016, págs. ZD - 3) proporciona el siguiente valor: $\mu = 0,1$.

Luego calculando, se tiene:

$$a = \frac{v}{t_b}$$

$$a = \frac{24 \left[\frac{mm}{s} \right]}{1,25 [s]}$$

$$a = 19,2 \left[\frac{mm}{s^2} \right] \approx 0,0192 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Horizontal:

$$F_u = \frac{m * g * u + m * a}{1000} = \frac{32 * 9.8 * 0,1 + (32 * 0,0192)}{1000}$$

$$F_u = 0,03197 [N]$$

Ahora según el catálogo de (ATLANTA Drive Systems, 2016, págs. ZA-30) para un piñón de 12 dientes $D_p \text{ círculos} = 19,1 [m]$, Material C-45, $F_{U-TAB} = 0,4KN$. A pesar de que se calculó con un piñón de 12 dientes en el mercado se pudo conseguir solo de 16 de dientes.

$$F_{U-Permisible} = \frac{F_{U-TAB}}{K_A * S_B * 4_N * L_{KHB}} = \frac{0,4 [KN]}{1 * 1,2 * 3 * 1,2}$$

$$F_{U-Permisible} = 92,5926 [N]$$

$$F_{U-Permisible} > F_{U-TAB}$$

- Paso Piñón-Cremallera

$$p = \frac{\pi D_p}{z}$$

$$p = \frac{\pi * 18 [mm]}{12} = 4,71238 [mm] \approx \frac{3}{2} \pi$$

- Número de pulsos

$$A = \frac{l}{p} * \frac{360}{\theta_s}$$

$$A = \frac{120}{\frac{3}{2}\pi} * \frac{360}{1,8} = 5092,95 \text{ [pulsos]}$$

- Tiempo de aceleración

25% de tiempo de ejecución

$$t_1 = 5 \text{ [seg]} * 0,25 = 1,25 \text{ seg}$$

- Velocidad de pulsos funcionamiento.

$$f_2 = \frac{A - f_1 * t_1}{t_o - t_1}$$

$$f_2 = \frac{5092,9582}{5 - 1,25} = 1358,1222 \text{ [Hz]}$$

- Velocidad de funcionamiento

$$Nm = f_2 * \frac{\theta_s}{360} * 60$$

$$Nm = 1358,1222 * \frac{1,8}{360} * 60 = 407,4367 \left[\frac{rev}{min} \right]$$

A continuación, se requiere conocer el torque necesario del motor para mover la carga, para lo cual se calcula la inercia de cada uno de sus elementos de éste sistema lineal deslizante como se muestra en la Tabla 80; sin embargo primero se precisa las masas de los mismos, las cuales han sido obtenidas mediante el modelo en SolidWorks, así:

Piñón $m_p = 47,272 \text{ [g]}$ en acero al carbono.

Cremallera $m_c = 246,114 \text{ [g]}$ en acero al carbono.

Tabla 80

Tabla de inercia del sistema deslizante piñón-cremallera

Inercia de la carga	Inercia del piñón	Inercia de la cremallera
$J_L = \frac{1}{4} * M_L * D^2$	$J_P = \frac{1}{8} * M_P * D^2$	$J_C = J_X = \frac{1}{12} * M_C * (B^2 + C^2)$
$J_L = \frac{1}{4} * 32000 * 25,46^2$	$J_P = \frac{1}{8} * 47,272 * 25,46^2$	$J_C = \frac{246,114}{12} * (15^2 + 15^2)$
$J_L = 5185692,8 [g \cdot mm^2]$	$J_P = 3830,2823 [g \cdot mm^2]$	$J_C = 9229,275 [g \cdot mm^2]$
$J_L = 5,1857 * 10^{-3} [kg \cdot m^2]$	$J_P = 3,8303 * 10^{-6} [kg \cdot m^2]$	$J_C = 9,2293 * 10^{-6} [kg \cdot m^2]$

En la parte de las almohadillas se tiene una masa aproximada de $m_c \approx 1500 [g]$ y está compuesta de varios tipos de materiales, por lo que la inercia se obtiene con el modelado en el software y esta es igual a $J_A \approx 8 * 10^{-3} [kg \cdot m^2]$. Luego con las inercias calculadas se puede obtener el torque de aceleración:

$$T_a = (J_o * i^2 + J_T) * \frac{\pi * \theta_s}{180} * \frac{f_2 - f_1}{t_1}$$

$$i = 1$$

$$T_a = (J_o + 5185692,8 + 3830,2823 + 9229,275 + 8 * 10^6) * \frac{\pi * 1,8}{180} * \frac{1358,1222}{1,25}$$

$$T_a = (J_o + 13198752,36) * 34,1333$$

$$T_a = 34,1333J_o + 450516973,8 \left[\frac{g * mm^2}{s^2} \right]$$

$$T_a \approx 34,1333 * 10^{-9} J_o + 450,5170 * 10^{-3} [Nm]$$

- Torque de la carga

$$T_L = \frac{F}{2\pi n} * \frac{\pi D}{i} = \frac{F * D}{2ni} [N \cdot m]$$

Eficiencia $n=0,97$; Relación $i=1$

$$F = F_A + m * g * (\sin \theta + \mu \cos \theta)$$

$$F_A = 0$$

$$F = 32 [Kg] * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] * (\sin 0^\circ + 0,1 * \cos 0^\circ)$$

$$F = 31,36 [N]$$

$$T_L = \frac{31,36 * \frac{25,46}{1000}}{2 * 0,97 * 1} = 0,4113 [N * m]$$

- Torque requerido

$$T_M = (T_L + T_A) * Sf \rightarrow Sf = 2$$

$$= (0,4113 + 34,1333 * 10^{-9} J_o + 450,5170 * 10^{-3}) * 2$$

$$T_M = 0,8618 + 6,8267 * 10^{-8} J_o$$

Se elige un motor a pasos que estará acompañado de una caja reductora como medida de seguridad para que funcione como freno en caso de que el sistema se quede sin energía, por lo tanto dicho motor debe cumplir con un torque 0,8618 [Nm], en base a (Stepper Online, 2017) se selecciona un Nema 17 bipolar 17HS15-1684S-PG5 con caja reductora 5:1 (relación de engranajes) con un torque de 2 [Nm] debido a que motores a pasos con un menor torque su costo es más elevado. (Ver **Figura 132**)

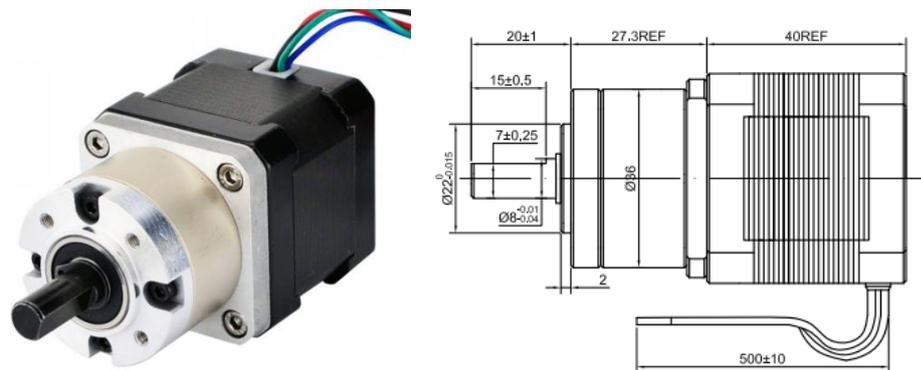


Figura 132 Motor a pasos Nema 17 , serie: 17HS15-1684S-PG5

Fuente: (Stepper Online, 2017)

Luego de seleccionar el motor adecuado para la cremallera y el piñón se procede a comprobar si el torque es el correcto reemplazando el valor de inercia $J_o = 54 [g.cm^2] \approx 5,6 * 10^{-6} [kg.m^2]$.

$$T_M = 0,8618 + 6,8267 * 10^{-8} J_o$$

$$T_M = 0,8618 + [(6,8267 * 10^{-8}) * (5,6 * 10^{-6})]$$

$$T_M = 0,8618 [Nm]$$

- **Yugo escocés**

En la sección 2.14.1 literal b) con el torque calculado anteriormente correspondiente a $T_{21} = 16,5128 [Nm]$ se procede a seleccionar un motor a pasos que cumpla con las características requeridas, obteniendo así un Nema 23 bipolar 23HS22-2804S-PG47 con caja reductora 47:1 (relación de engranajes) con un torque de 40 $[Nm]$, como se muestra en la Figura 133.

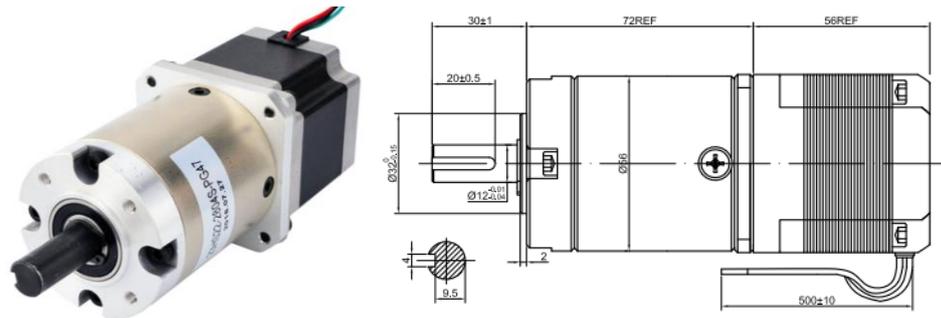


Figura 133 Motor a pasos Nema 23, serie: 23HS22-2804S-PG47

Fuente: (Stepper Online, 2017)

- **Tornillo de bolas**

Para el cálculo del tornillo, se debe considerar la masa total por ello se añade también la masa del sistema de ajuste de las rodilleras y en base al modelado en SolidWorks y se tiene la Tabla 81:

Tabla 81

Masa del sistema de ajuste de las rodilleras

Pieza	Dimensiones [mm]	Material	Masa [g]	Momento de Inercia
Profundidad Extensión	9x10x120	A-36	119,87	$P_z = 299047,91$
Profundidad Riel	20x40x180		206,76	$P_z = 737238,89$
Apertura Extensión	$\varnothing 12 L - 100$		173,11	$P_z = 556431,22$
Apertura Riel	$\varnothing 25,4 L - 150$		132,02	$P_z = 257109,60$
Brazo 1	$L - 100 X 12 X 5$		51,45	$P_z = 61042,27$
Brazo 2	$L - 200 X 12 X e - 4$		38,35	$P_z = 277149,99$
Total			721,56	

Luego de calculada la masa del sistema de rodilleras, se realiza la sumatoria para obtener la masa total del sistema:

$$m = m_{pieza} + m_{sistema\ de\ ajuste} + 2 * m_{motor\ piñón\ cremallera}$$

$$m = (16,8187 + 0,07216 + 2 * 0,5) [kg]$$

$$m = 18,6408 [kg]$$

Luego de ello es necesario establecer los parámetros necesarios para el movimiento del tornillo de bolas, como se muestra en la Tabla 82

Tabla 82

Datos para el movimiento del tornillo de bolas

Parámetro	Valor
Masa total del sistema y carga	$m = 18,6408 [kg]$
Coeficiente de fricción de la superficie deslizante	$\mu = 0,1$
Eficiencia del tornillo de bolas	$\eta = 0,90$
Coeficiente de fricción interna de la tuerca de precarga	$\mu_o = 0,3$
Diámetro del eje del husillo de bola	$D_B = 12 [mm]$
Longitud total del tornillo de bolas	$L_B = 250 [mm]$
Material del tornillo de bolas (Hierro densidad)	$\rho = 7,9 \times 10^3 [kg/m^3]$
Paso del tornillo de bolas	$P_B = 4 [mm]$
Longitud	$l = 200 [mm]$
Tiempo de posicionamiento	$t_o = 10 [seg]$
Ángulo de inclinación	$\theta = 90^\circ$
Resolución requerida	$\theta_s = 1,8^\circ$

- Número de pulsos de operación

$$A = \frac{l}{P_B} * \frac{360^\circ}{\theta_s}$$

$$A = 10\ 000 [pulsos]$$

- Tiempo de aceleración y desaceleración

El nivel de tiempo de aceleración (deceleración) es un punto importante en la selección. El tiempo de aceleración (deceleración) no se puede ajustar apresuradamente porque se correlaciona con el par de aceleración y la velocidad de aceleración / deceleración.

Inicialmente, ajuste el tiempo de aceleración (deceleración) en aproximadamente el 25% del tiempo de posicionamiento. (Orientalmotor,

2017, págs. G-7)

$$t_1 = 10 \text{ [seg]} * 0,25$$

$$t_1 = 2,5 \text{ [seg]}$$

- Velocidad del pulso de operación

$$f_2 = \frac{A - f_1 * t_1}{t_o - t_1}$$

$$f_2 = 1333,3333 \text{ [Hz]}$$

- Velocidad de funcionamiento

$$N_m = f_2 * \frac{\theta_s}{360^\circ} * 60$$

$$N_m = 400 \left[\frac{r}{min} \right]$$

- Fuerza de la dirección del movimiento

$$F = F_A + m * g * (\sin \theta + \mu * \cos \theta)$$

F_A Fuerza externa

$$F = 0 + \left(18,6408 \text{ [kg]} * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] * (\sin 90^\circ + 0,1 * \cos 90^\circ) \right)$$

$$F = 182,6749 \text{ [N]}$$

- Precarga

$$F_o = \frac{F}{3}$$

$$F_o = 60,8916 \text{ [N]}$$

- Par de carga

$$T_L = \frac{F * P_B}{2 * \pi * \eta} + \frac{\mu_o * F_o * P_B}{2 * \pi}$$

$$T_L = 140,8455 \text{ [Nmm]} \approx 0,1408 \text{ [Nm]}$$

- Inercia del tornillo de bolas

$$J_B = \frac{\pi}{32} * \rho * L_B * D_B^4$$

$$J_B = 4,0206 * 10^{-6} \text{ [kg - m}^2\text{]}$$

- Inercia de la carga

$$J_T = m * \left(\frac{P_B}{2 * \pi} \right)^2$$

$$J_T = 7,5548 * 10^{-6} [kg - m^2]$$

- Momento de inercia de la carga

$$J_L = J_B + J_T$$

$$J_L = 1,1575 * 10^{-5} [kg - m^2]$$

- Torque de aceleración

$$T_a = (J_o + J_L) * \frac{\pi * \theta_s}{180^\circ} * \frac{f_2 - f_1}{t_1}$$

$$T_a = (16,7552J_o + 1,9394 * 10^{-4}) [Nm]$$

- Torque requerido

$$T_M = (T_L + T_a) * F.S$$

Para el factor de seguridad (Orientalmotor, 2017, pág. 8) usa un valor de 2. Entonces:

$$T_M = (0,1408 + (16,7552J_o + 1,9394 * 10^{-4})) * 2$$

$$T_M = (0,2820 + 33,5104 J_o) [Nm]$$

Al igual que en los anteriores casos se elige un motor a pasos que estará acompañado de una caja reductora, por lo tanto dicho motor debe cumplir con un torque $0,2820 [Nm]$ y en base a (Stepper Online, 2017) se selecciona un motor con las mismas condiciones que para el piñón y cremallera, debido a que torques menores implica un costo más elevado. (Ver Figura 132)

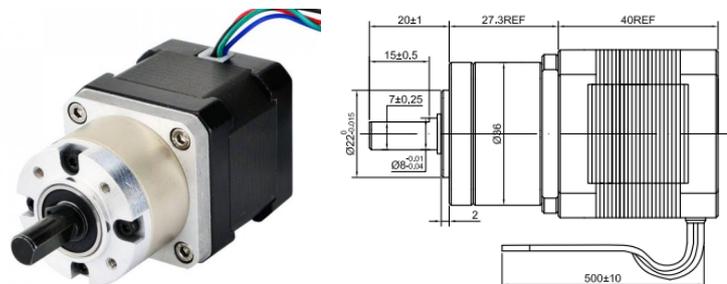


Figura 134 Motor a pasos Nema 17, serie: 17HS15-1684S-PG5

Fuente: (Stepper Online, 2017)

Se procede a comprobar si el torque es el correcto reemplazando el valor de inercia $J_o = 54 [g.cm^2] \approx 5,6 * 10^{-6} [kg.m^2]$.

$$T_M = (0,2820 + 33,5104 J_o) [Nm]$$

$$T_M = 0,2820 + [(33,5104) * (5,6 * 10^{-6})]$$

$$T_M = 0,2821 [Nm]$$

c. Drivers para los actuadores y motores

Una parte crucial en el control de los actuadores corresponde a los drivers o tarjetas controladores tanto para lo actuadores lineales como para los motores a paso. Entonces, tomando en cuenta los criterios expuestos por (UTEXAS, 2017) en donde se examina el rendimiento del actuador y la corriente que éste requiere de acuerdo a sus curvas de funcionamiento.

Por tal motivo, y considerando los datos de la Tabla 84 y Tabla 85 con respecto a los actuadores lineales se ha hecho una búsqueda iterativa llegando a concluir en las recomendaciones realizadas por (Pololu, 2017) empresa que cuenta con los dispositivos de la Figura 135, los mismos que suplen las necesidades de corriente y voltaje, así como también el requerimiento de que sirvan para un control con retro-alimentación.

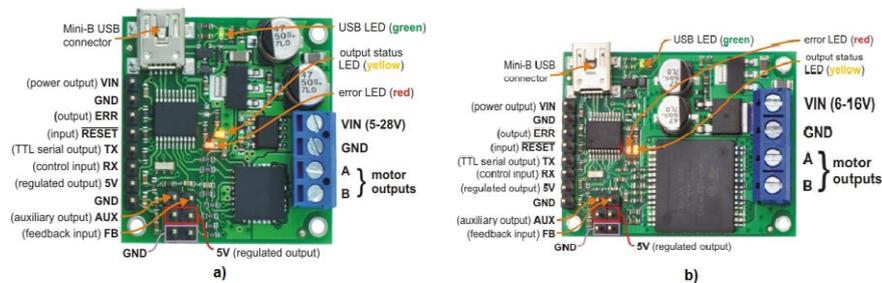


Figura 135 Controlador USB de motor Pololu a) jrk21v3 y b) jrk12v12

Fuente: (Pololu, 2016)

Por otro lado, luego de revisar la literatura de controladores para motores a pasos Nema 17 se ha optado por usar el driver A4988 que se observa en la Figura 136, esto debido a su facilidad de implementación y principalmente a que puede suplir los requerimientos de los motores a pasos seleccionados anteriormente.

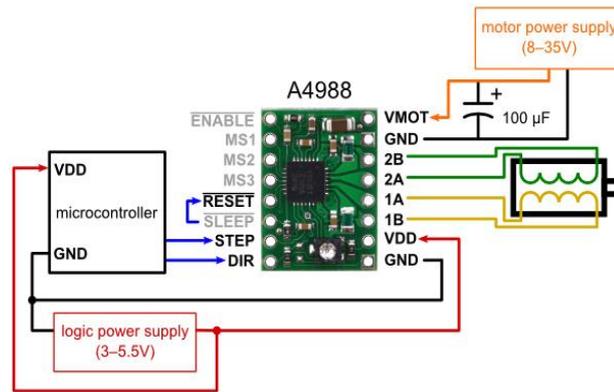


Figura 136 Esquema del driver A4988

Fuente: (Pololu, 2017)

Mientras que para el caso del Nema 23 se hace uso de un stepper driver ST-7128 como se muestra en la Figura 137, en el cual su corriente de salida es máximo 3 A con 8 opciones regulables de corriente y resolución de 1 a 128 de igual manera con 8 opciones de regulación



Figura 137 Stepper Driver ST-7128

Fuente: (Stepper Online, 2015)

2.15.2. Interfaz usuario-máquina

En el diseño de la interfaz, usuario – máquina se constriñe hacer una selección de los colores que conformarán el HMI, ya que según (Tigercolor, 2017) mediante los colores se puede establecer un estado de ánimo, atraer la atención, o hacer una declaración con el fin de influir en el estado mental, emocional y físico del usuario, factores clave en la rehabilitación de personas

con paraplejía.

En la Figura 138 se ha hecho uso del software ColorImpact para obtener una combinación de colores y ver la armonía que éstos presentan, para lo cual se ha elegido el azul como color base, puesto que tiene un efecto relajante, baja la presión arterial, ralentiza el pulso y la respiración siendo factores de vital interés en personas que sufren con la paraplejía.

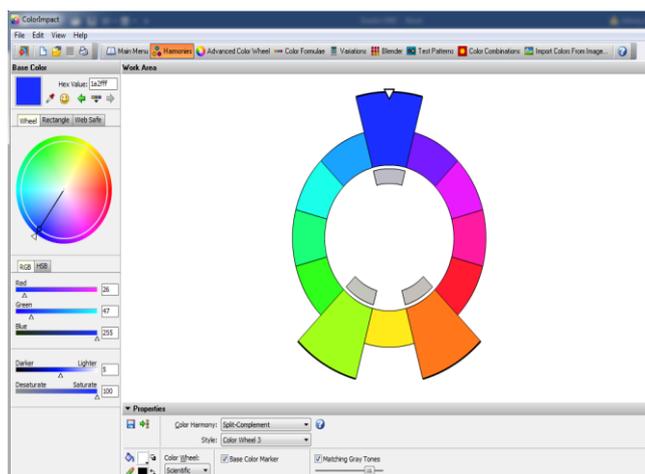


Figura 138 Combinación de colores

Luego en la rueda del color mediante la técnica de división complementaria se ha podido establecer los colores complementarios; en donde se tiene el color verde y el naranja, que según (Elmueble, 2017) el primero permite tranquilizar el sistema nervioso, infiriendo en una mayor concentración y el segundo estimula y tonifica el sistema nervioso, el circulatorio, da calidez y potencia el intelecto. En consecuencia, el resultado obtenido es una combinación de colores que presentan un panorama favorable para las personas con paraplejía.

El siguiente paso corresponde a la conformación del diseño de la interfaz de usuario (UI), en donde (Usability, 2017) hace varias recomendaciones de cómo conseguir una buena interfaz. De forma categórica, se hace uso de diagramas de flujo para indicar su funcionamiento.

Luego, en la Figura 139 se prosigue con el ajuste de acuerdo a las medidas antropométricas que presente el usuario, y el aseguramiento del mismo, que deberá hacerlo por su propia cuenta o con la ayuda de un tercero.

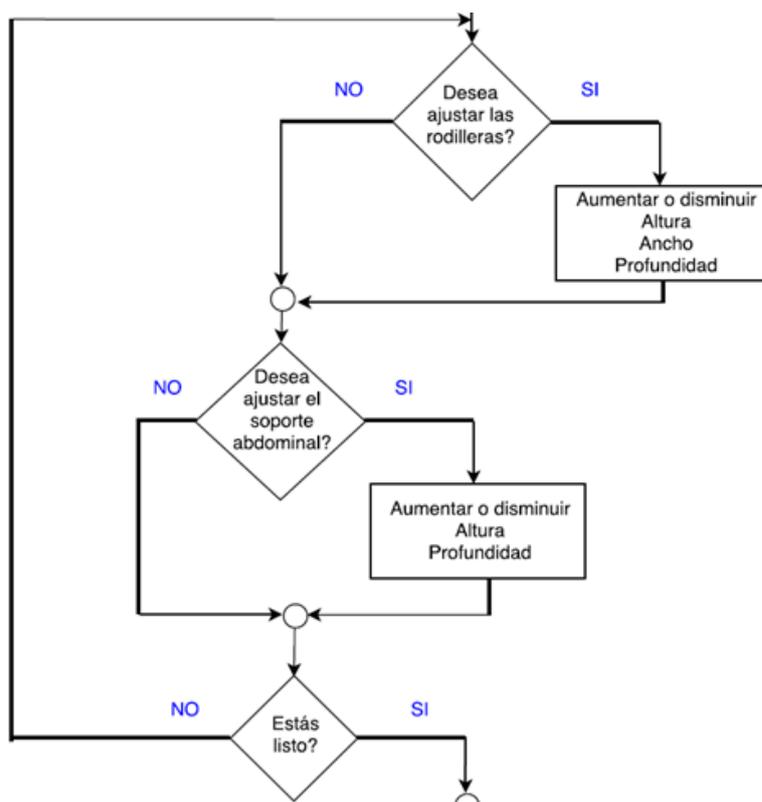


Figura 139 Diagrama de flujo de ajuste mecanismos

Luego de que se ha definido los parámetros iniciales del proceso, se puede poner en marcha al bipedestador previo a la configuración de las metas a alcanzar con la máquina.

- **Aplicación**

Para controlar al bipedestador y, a sus elementos que lo conforman como, por ejemplo: los actuadores lineales que sirven para la elevación del usuario, se requiere de una tarjeta controladora como la Raspberry Pi 3 B, la misma que va a recibir una determinada información por parte del usuario a través de la pantalla de visualización y también a obtener datos provenientes de los sensores (celdas de carga o tensiómetro), información con la cual se puede controlar los actuadores.

Entonces, la Raspberry Pi 3 B requiere de un sistema operativo, que para este caso se ha elegido el S.O Raspbian debido a que es de código abierto y tiene un amplio campo de aplicación, el mismo que debe ser cargado y configurado en la tarjeta controladora de acuerdo a la información proporcionada por (Raspbian, 2017).

- **Modo de ejecución**

La interacción entre el usuario y el bipedestador se hace a través de la pantalla, en donde la interfaz de usuario ha sido diseñada de tal forma que proporcione información relevante al usuario sobre su etapa de bipedestación y el estado en que se encuentra el bipedestador.

Seguidamente, y de acuerdo a lo estipulado por (Dan Purdy, 2014), se configura la Raspberry Pi 3 B, y los permisos pertinentes, con lo cual se consigue un sistema autónomo, como se muestra en la Figura 162 donde para controlar el proceso de la transición sit to stand se tiene una interfaz de usuario (pantalla), la cual permite interactuar a la persona con la máquina. Esta interfaz se la ha diseñado de manera simple y directa, en donde se observa un slider, el cual setea la posición de elevación del usuario (0-100%), así como también un indicador con el peso del mismo y por último un botón de encendido ya apagado.



Figura 140 Ejecución de la aplicación

CAPÍTULO III

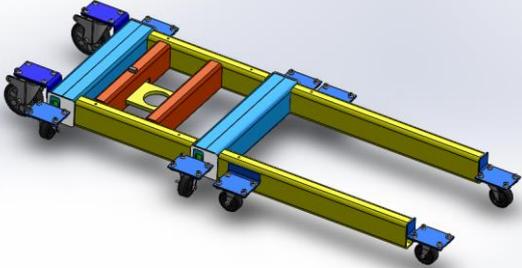
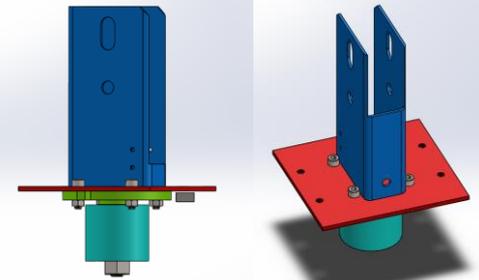
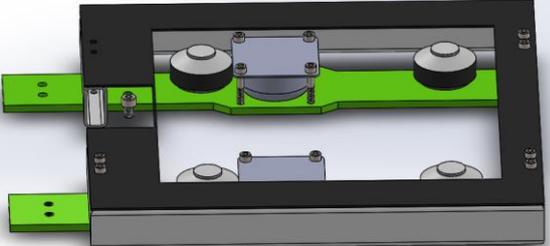
CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN

3.1. Construcción de la estructura

Para que la construcción de la máquina mecatrónica sea más factible, primero se la ha dividido por sistemas (ver Tabla 83) lo cual reduce la complejidad de la misma. Entonces se tiene:

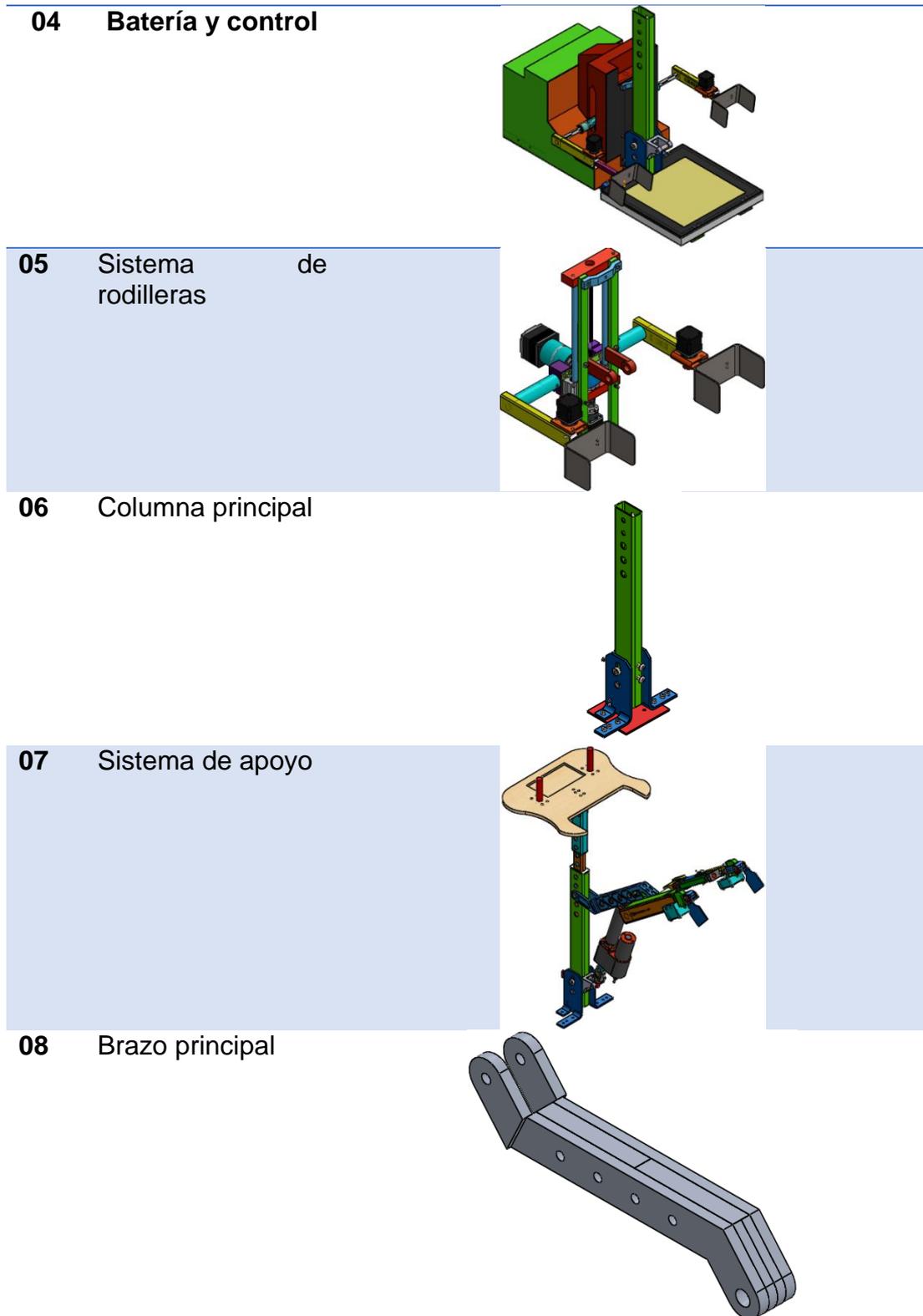
Tabla 83

División en sistemas al bipedestador

N	Sistema	Ilustración
01	Base	
02	Sistema de giro	
03	Sistema de pesaje	

CONTINÚA





Para la detallar la construcción de la máquina mecatrónica se partirá del mismo principio de la Tabla 83 es decir describiendo el proceso por sistemas, así como se muestra en la Tabla 84.

Tabla 84

Construcción en base a los sistemas establecidos

Sistema	Ilustración	Descripción
Base		<p>La base en su mayoría está conformada por perfiles estructurales, a los cuales primero hay que hacer una serie de cortes para luego proceder a encuadrarlos. Otro elemento que constituye la base se refiere a los soportes para las garruchas, que se encargará de dar movilidad al bipedestador. Una vez que se ha concluido con la construcción, se prosigue con su ensamblaje la cual tiene como característica principal su rigidez debido a que la unión entre los distintos perfiles estructurales se lo realiza mediante soldadura por arco eléctrico (SMAW).</p>
Sistema de giro		<p>En lo que se refiere al sistema de giro, se inicia con la construcción de la base la cual se utiliza para que contenga a los rodamientos cónicos. En el maquinado del soporte de la columna principal, se tiene que realizar sus respectivos cortes, para luego doblarla hasta conseguir la forma deseada, así como también hay que realizar una operación de fresado para hacer una corredera.</p>
Sistema de pesaje		<p>Para la parte del sistema de pesaje, en donde están inmiscuidas las bolas de transferencia, se requiere hacer varias perforaciones para la fijación de las mismas por lo cual se recurre a utilizar la fresadora para realizar las operaciones, luego de ello se corta los perfiles que formaran el marco para la balanza. Una vez terminadas dichas piezas se proceden a ensamblar, es necesario tomar en cuenta que para colocar las bolas de transferencia tienen que estar niveladas y así el peso este distribuido y no cargado a un solo lado.</p>

CONTINÚA 

Batería y control



Para la parte del sistema de pesaje, en donde están inmiscuidas las bolas de transferencia, se requiere hacer varias perforaciones para la fijación de las mismas por lo cual se recurre a utilizar la fresadora para realizar las operaciones. Además, se realiza el marco para la batería usando perfiles en L que luego serán soldadas, para por último ser fijados con pernos a las barras.

Sistema de rodilleras



Se llega a la construcción de los acoples y soportes para la sujeción del usuario, así también se tiene a la cremallera la cual se ha optado por comprarla para luego solo maquinar las partes necesarias y adaptarlas al sistema.

Luego, en el tramo final se procede a insertar tanto la cremallera como el rodamiento combinado dentro del perfil estructural y adicionalmente se centra los elementos mencionados con un par de juego de rodamientos de bolas. Una vez que se ha concluido con la construcción de todas las piezas que constituyen el sistema de ajuste de las rodillas, se procede a su ensamble final.

Columna principal



Para la construcción de la columna principal, primero se la corta de acuerdo con las dimensiones establecidas, y luego mediante una máquina fresadora se procede a hacer las diferentes perforaciones que se necesita en la misma.

CONTINÚA 

Sistema de apoyo



De igual manera que para la columna principal, se corta los perfiles y se los fresa de acuerdo con las dimensiones establecidas en los planos, seguido de la realización del soporte para la mesa que conlleva doblar un tubo y soldar el soporte para las manecillas.

Por último, se construye la mesa en tabla triplex, y se adapta el armazón de un ventilador de computador para colocarlo como apoyo para la pantalla.

Brazo principal



El brazo principal, el cual está conformado por aleación de aluminio 6061T6 debido a sus funciones, en la construcción del brazo, primero se precisa trazar sus dimensiones en la plancha del material, continuando con la construcción del brazo, se prosigue al corte de la plancha de aluminio hasta conseguir la forma requerida.

Para mejorar el proceso de soldadura entre las partes del brazo principal, se realiza un calentamiento previo en la sección que se requiere soldar, con lo cual se incrementa la unión por soldadura entre las piezas de aluminio,

Etapas finales



Finalmente, luego de tener todos los sistemas ya implementados se procede a ensamblar la máquina, permitiendo así detectar algún fallo en el bipedestador y poder corregirlo. Una etapa final de la construcción constituye dos acciones: el fondeado y el pintado de las diferentes partes de la máquina. Luego del secado se ensambla las carcasas de los distintos sistemas (batería, rodilleras y balanza) las cuales aparte de cumplir un objetivo estético, tienen como meta proteger a los elementos electrónicos los cuales presentan una sensibilidad alta a factores externos como el agua, calor, etc.

3.2. Implementación del sistema eléctrico

En la Figura 141 se muestra un esquema de cómo estará configurado el bipedestador, haciendo uso de arduinos, tarjetas controladoras, motores, pantalla y celdas de carga.

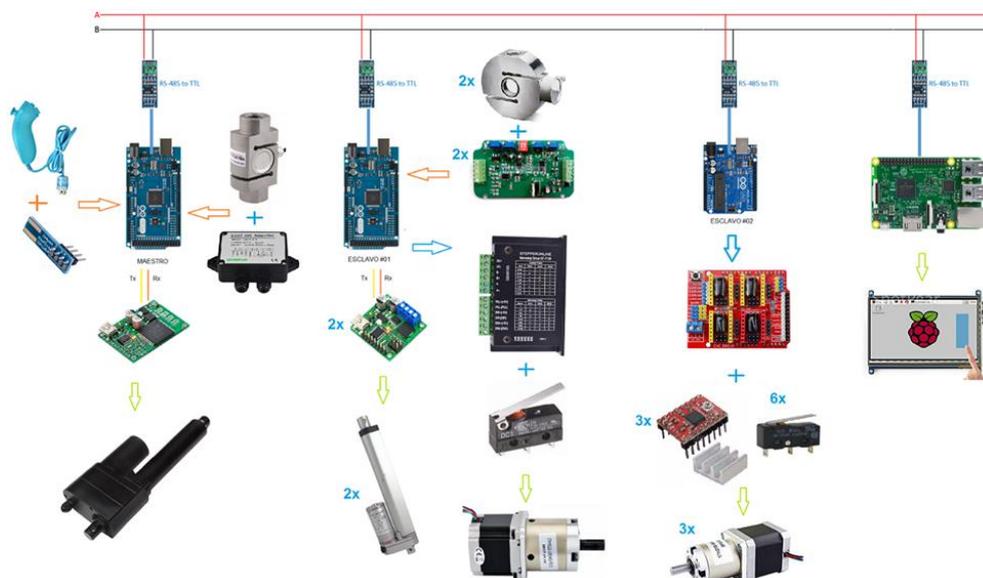


Figura 141 Esquema del sistema eléctrico

3.2.1. Motores a paso

Para la parte eléctrica se programan los motores a paso con sus respectivas tarjetas, para los Nema 17 se usa la A4988, mientras para el Nema 23 se usa un microstep driver ST-7128 acompañado de un elevador de voltaje de 12 V a 24 V. Este sistema constará de dos etapas como se muestra en la Figura 142 con el objetivo de ir probando cada una de las tarjetas y su funcionamiento.

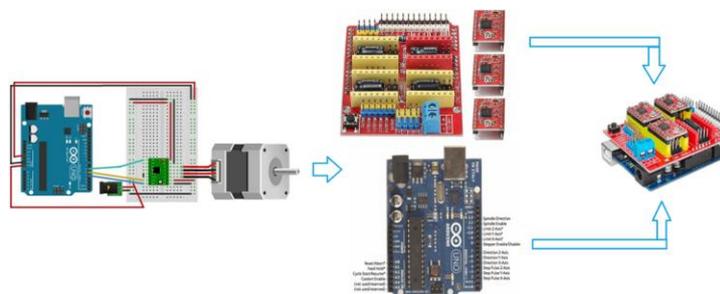


Figura 142 Sistema eléctrico

La primera etapa de este proceso consistió en probarlos en protoboard comprobando su correcto funcionamiento (ver Figura 142), seguido de

implementarlo en el sistema de rodilleras para corroborar que los piñones engranen con la cremallera al momento de girar, así también como de que el “yugo escocés” pueda abrirse y el tornillo pueda desplazarse sin ningún problema. Una vez comprobado cada motor en su respectivo eje se procede a usar la shield CNC para los tres motores Nema 17 que permite reducir la cantidad de espacio y de cableado, simplificando así la tarea de diseñar una placa, en la Figura 143 se muestra el funcionamiento de la CNC con un motor.

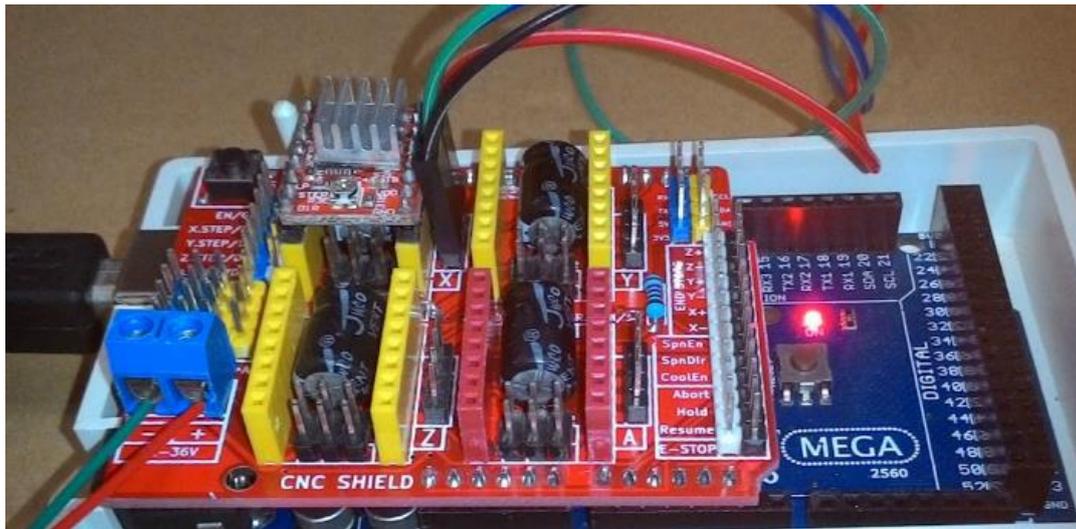


Figura 143 CNC shield +Arduino y Nema 17

3.2.1. Adquisición y acondicionamiento de datos para la medición de peso

Para poder controlar al actuador lineal que permite elevar y descender al usuario se necesita de sensores de fuerza; por tal motivo, se hace uso de una balanza electrónica comercial, debido a que, ésta ya tiene incorporado cuatro celdas de carga (S1, S2, S3 y S4), con las cuales se puede conocer el valor exacto de la masa del usuario. (ver Figura 144)



Figura 144 a) Balanza digital b) Sensor

Es así, que se se tiene el esquema de la Figura 145, el cual muestra cómo se adquiere el valor de la masa del usuario hacia la raspberry.

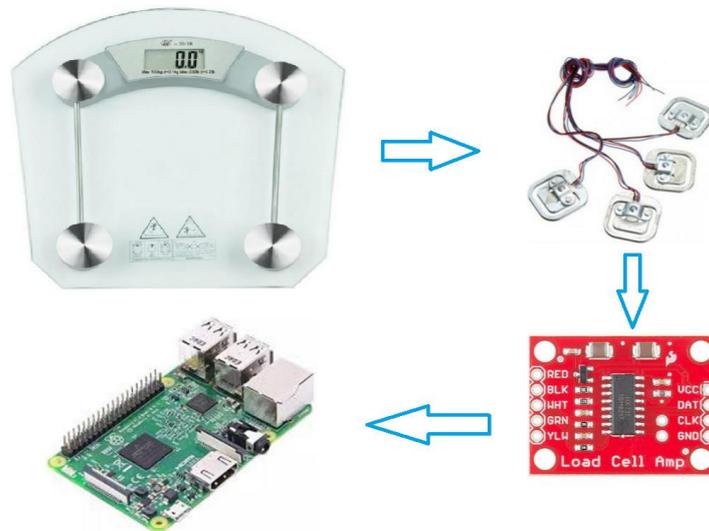


Figura 145 Esquema del sistema de pesaje

En la Figura 146, se muestra la configuración de las celdas de carga de tres hilos recomendada por (Sparkfun, 2016) debido a que disminuyen las resistencias parásitas y además, se usa el amplificador HX711 para formar un puente de Wheatstone, y posteriormente recibir la señal en la Raspberry.

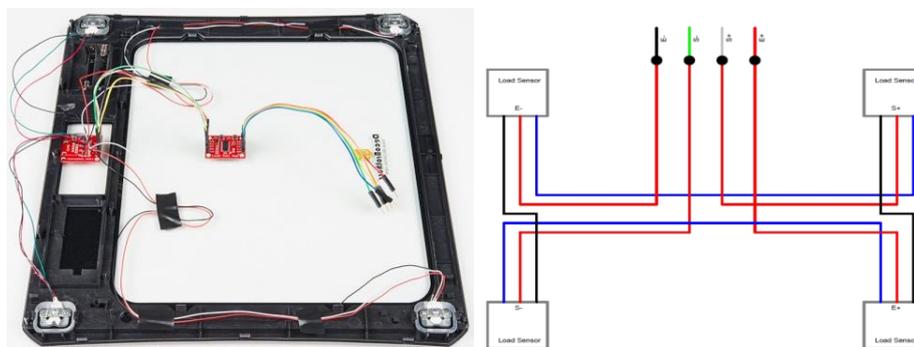


Figura 146 Configuración puente Wheatstone con el amplificador HX711

Fuente: (Sparkfun, 2016)

Luego, de haber establecido el diagrama del puente de Wheatstone con las celdas de carga, se procede a realizar la calibración de las mismas, para lo cual se ha usado disco de pesas como patrones de medida, con valores entre 1, 2, 5, 10, 20, 40, 80 y 100 kg, llegando a obtener el resultado obtenido se encuentra en la Figura 147, en donde se observa la relación directamente proporcional entre la fuerza aplicada y el voltaje generado por la misma.

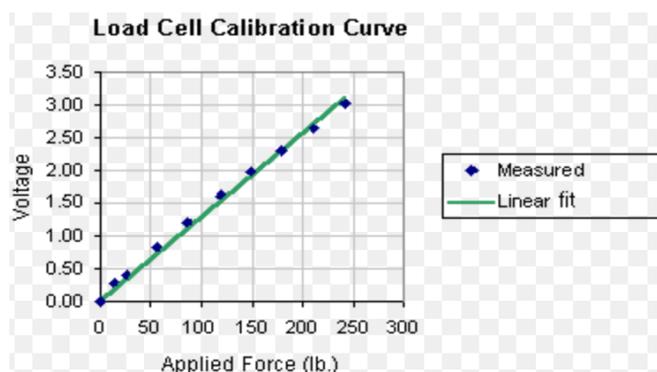


Figura 147 Curva de calibración de las celdas de carga

Consecuentemente, los valores obtenidos, restando el offset que produce el cristal de la plataforma, son los mostrados en la Tabla 85 estableciendo la relación masa-voltaje.

Tabla 85

V_d de las celdas de carga en función del peso

Masa [Kg]	V_d [mV] Sensor 1	V_d [mV] Sensor 2	V_d [mV] Sensor 3	V_d [mV] Sensor 4
0	0,063	0,088	0,081	0,045
1	0,156	0,17	0,178	0,122
2	0,249	0,255	0,273	0,213
3	0,063	0,088	0,081	0,045

A continuación, en la Figura 148 se muestra la recta de regresión de cada celda de carga, la ecuación de la recta y el índice de correlación, que como se observa es muy cercano a 1 en todos los casos.

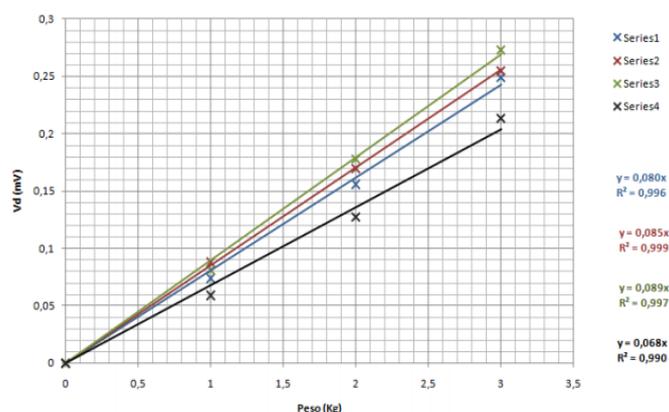


Figura 148 Recta de regresión de las celdas de carga

El último paso es conceptualizar en el pseudocódigo la relación encontrada entre la masa y el voltaje y, ajustar la ganancia para tener la medición lo más cerca posible al dato real, y esto se lo ha hecho a través de objetos ya definidas sus masas.

3.3. Implementación del sistema de control

En lo referente al sistema de ajuste abdominal, que está constituido por los brazos telescópicos y los mismos que para tener movilidad necesitan de actuadores lineales, se utiliza un Arduino para controlarlos a través de las tarjetas Pololu (Jrk21v3 y Jrk12v12) como se observa en la Figura 149.

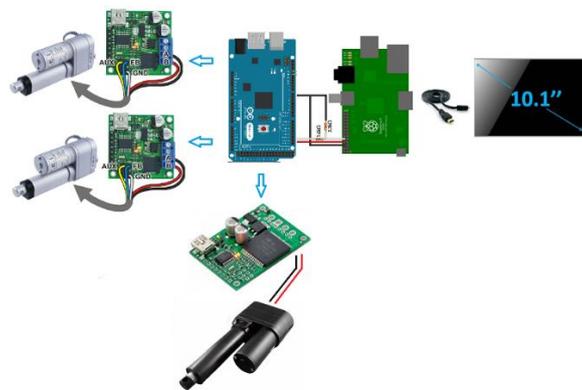


Figura 149 Esquema de conexión

Estas tarjetas se encargan de controlar al actuador lineal a través de un control en lazo cerrado como se muestra en la Figura 150 (el actuador lineal tiene características de retroalimentación), el mismo que ya se lo configuró anteriormente de acuerdo a los parámetros estipulados por (Pololu, 2017). Luego en lo concerniente a la parte visual, la misma que interactúa entre el usuario y la máquina se utiliza una Raspberry pi para poder conectar un dispositivo visual, es decir, una pantalla y así poner a disposición del usuario la manipulación del sistema para realizar la transición sit to stand.

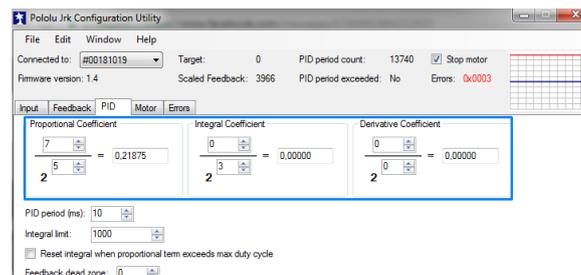


Figura 150 Control con las tarjetas Pololu

3.4. Ensamblaje del sistema mecatrónico

Una vez terminada la estructura es menester ensamblar la máquina de forma completa añadiendo tanto actuadores, motores y la batería para corroborar así el equilibrio y que no se vea afectado por el peso que se incrementa, lo que permite también tener una idea de cómo colocar el cableado alrededor de la estructura de manera que no incomoden en su funcionamiento y que se los coloque de manera ordenada y con seguridad evitando cortes o estropear cables.



Figura 151 Ensamblaje general

Una vez que se tiene la visión del terminado de la máquina es necesario desarmar nuevamente las piezas como se muestra en la Figura 152 y retirar los dispositivos para realizar los agujeros necesarios para el cableado.



Figura 152 Cableado y desarmado del bipedestador

Una vez finiquitado todos los detalles, se arma nuevamente todos los sistemas del bipedestador tanto la parte mecánica, eléctrica y de control como se muestra en la Figura 153, para continuar con las respectivas pruebas de funcionamiento.



Figura 153 Bipedestador ensamblaje final

CAPÍTULO IV

PRUEBAS Y RESULTADOS

En el presente capítulo, se describen las diferentes pruebas realizadas al bipedestador a fin de determinar la funcionalidad y operatividad del mismo, así como también para validar la hipótesis planteada. Además, se presentarán estadísticos sobre el desempeño de la máquina, que han sido recolectados tomando el punto de vista del usuario. Se realizará las respectivas pruebas de funcionamiento con personas con paraplejía en el Hogar de Vida “Luis Maldonado Tamayo”, y CONADIS Cotopaxi, con el fin de conocer su opinión acerca del bipedestador y su funcionamiento.

4.1. Pruebas de funcionamiento

Cómo primera prueba, se requiere probar los distintos sistemas del bipedestador y en un inicio hay que hacerlo sin carga.

4.1.1. Pruebas sin carga

- En lo concerniente al sistema de ajuste para las rodilleras, se verifica sus rangos de desplazamiento con la ayuda de un flexómetro se mide la profundidad, es decir cuánto se desplaza la cremallera y el ancho (desplazamiento del yugo escocés) como se muestra en la Figura 154.



Figura 154 Pruebas de medición del sistema de rodilleras

Como se muestra en la Tabla 86 se medirá el desplazamiento del sistema de rodilleras, comparando así el valor estimado contra el valor real o medido, calculando el error generado.

Tabla 86

Desplazamiento del sistema de rodilleras

Sistema de rodilleras	% de avance	Valor estimado [mm]	Valor real [mm]	% de Error
Profundidad	0	0	0	0.00
	20	24	20	9.09
	40	48	44	9.09
	60	72	67	7.46
	80	80	76	5.26
	100	120	115	4.35

Una vez realizados los respectivos cálculos para obtener el error que se genera, se obtiene que en el caso de la profundidad para el sistema de rodilleras el máximo error es de 9,09% (ver Figura 155), este se produce debido a la limitación que provoca el rodamiento interior, el cual para evitar que se desvíe y roce con el piñón se colocó un final de carrera por lo que se le resta algo de longitud.

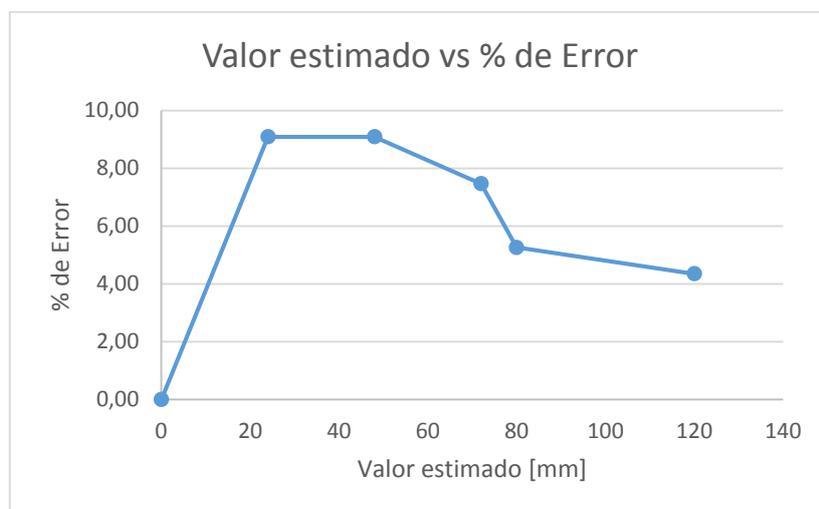


Figura 155 Valor de estimado vs % de error para la profundidad

Al realizar las pruebas de funcionamiento del yugo escocés se pudo evidenciar que su longitud máxima no cumplía a cabalidad con su función, puesto que era excesiva; por lo que se procedió a disminuir sus dimensiones para que el mecanismo esté dentro del alcance de las rodillas del usuario. La extensión del yugo sufrió un corte de 35 [mm] a cada lado (izquierdo y derecho), con lo cual se obtuvo una extensión máxima de 65 [mm] a partir del centro de rotación. Luego en la Tabla 87 se presenta el valor del error.

Tabla 87

Desplazamiento del sistema de rodilleras - ancho

Sistema de rodilleras	% de avance	Valor estimado [mm]	Valor real [mm]	% de Error
Ancho	0	0	0	0.00
	20	13	12.5	4.00
	40	26	25.5	1.96
	60	39	38.5	1.30
	80	52	51	1.96
	100	65	64	1.56

Entonces en la apertura del mecanismo se genera un error del 4 % como se muestra en la Figura 156; dicho error corresponde a una variación de un 1 [mm]. Por lo tanto, el sistema no se ve afectado puesto que no se requiere exactitud.

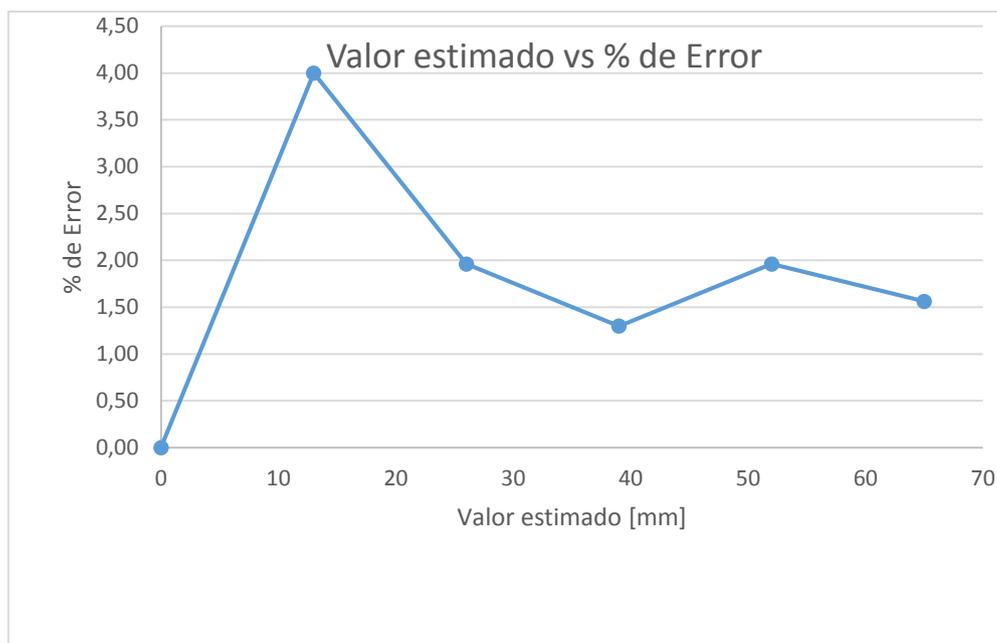


Figura 156 Valor de estimado vs % de error para el apertura

- En el sistema de elevación se comprueba que su traslado sea el adecuado, es decir, que su eje central trace una línea lo más paralela a la columna principal a fin de realizar la transición “sit to stand” y viceversa como se muestra en la Figura 157, una prueba de elevación sin carga muestra que el actuador se eleva, estableciendo entre el brazo y la columna un ángulo de 15 °.



Figura 157 Sistema de elevación

Continuando con este sistema, es necesario medir el ángulo que se genera a medida que el actuador se va elevando (véase Figura 35) así también como la carrera de éste (véase Tabla 33 para referencia de las medidas). Se calcula el error que se genera tanto en la posición final como inicial (ver Tabla 88).

Tabla 88

Sistema de elevación

Sistema de elevación	% de avance	Valor calculado [°]	Valor real [°]	% de Error
Ángulo	0	15	18	16.67
	20	24.78	27	8.22
	40	34.56	39	11.38
	60	44.34	47	5.66
	80	54.12	58	6.69
	100	63.88	68	6.06
Carrera	% de avance	Valor calculado [mm]	Valor real [mm]	% de Error
	0	500	440	13.64
	20	554	486	13.99
	40	608	532	14.29
	60	662	578	14.53
	80	716	624	14.74
	100	770	670	14.93

A continuación, como se observa en la Figura 158 y en la Figura 159 los errores máximos son 16.67% y 14.93% respectivamente, esto en lo concerniente al ángulo de elevación y a la carrera del actuador. Estos errores surgen a causa

de que las dimensiones del actuador lineal ya están establecidas por el fabricante y en el dimensionamiento del eslabón E-H (véase Figura 59) que corresponde al actuador se requiere una longitud mínima de 500 [mm] y una longitud máxima de 770 [mm] con lo cual se tiene entre los valores mínimos y máximos del eslabón y del actuador. Por ende, se ve afectado el ángulo del sistema de elevación debido a las limitaciones del tamaño del actuador lineal.

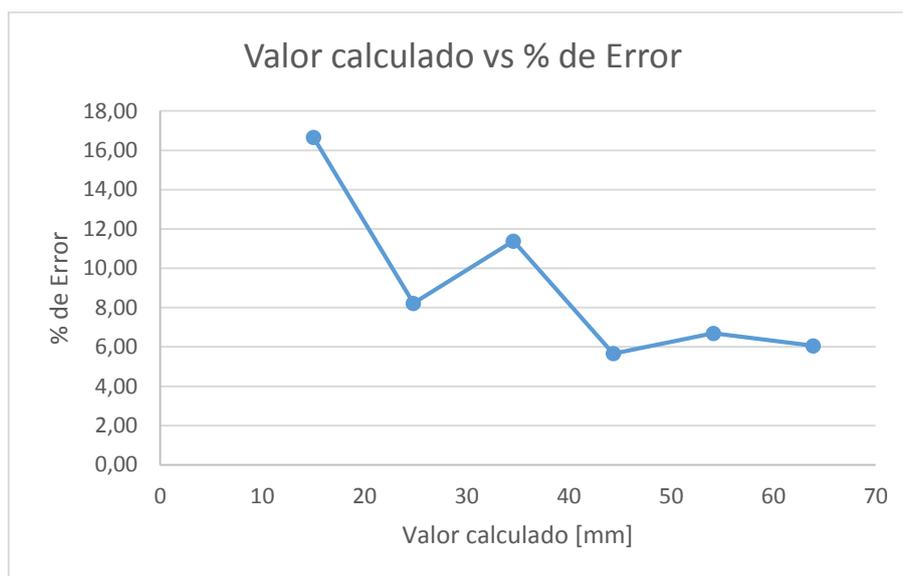


Figura 158 Sistema de Elevación- Ángulo

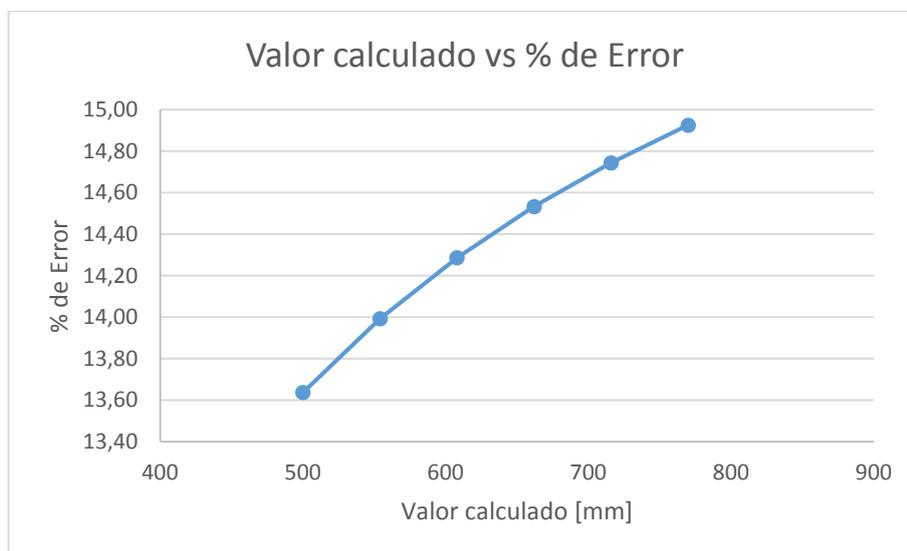


Figura 159 Sistema de elevación - carrera del actuador

- En los brazos telescópicos se comprueba de igual manera su desplazamiento, calculando el error que genera, como se visualiza en la Tabla 89.

Desplazamiento de los brazos telescópicos

Sistema de elevación	% de avance	Valor estimado [mm]	Valor real [mm]	% de Error
Izquierdo	0	0	2	0
	20	15	16	6.25
	40	30	31	3.23
	60	45	46	2.17
	80	60	61	1.64
	100	75	76	1.32
Derecho	0	0	3	0
	20	15	16	6.25
	40	30	32	6.25
	60	45	47	4.26
	80	60	62	3.23
	100	75	77	2.60

El porcentaje de error generado en los brazos telescópicos tanto izquierdo como derecho es de 6.25 %, y a diferencia del actuador para el sistema de elevación, estos actuadores lineales tienen integrado un circuito de retroalimentación propio, lo cual ayuda a que el error sea bajo. Entonces, como el 6.25 % corresponde a una variación de 2 [mm], ésta es aceptable.

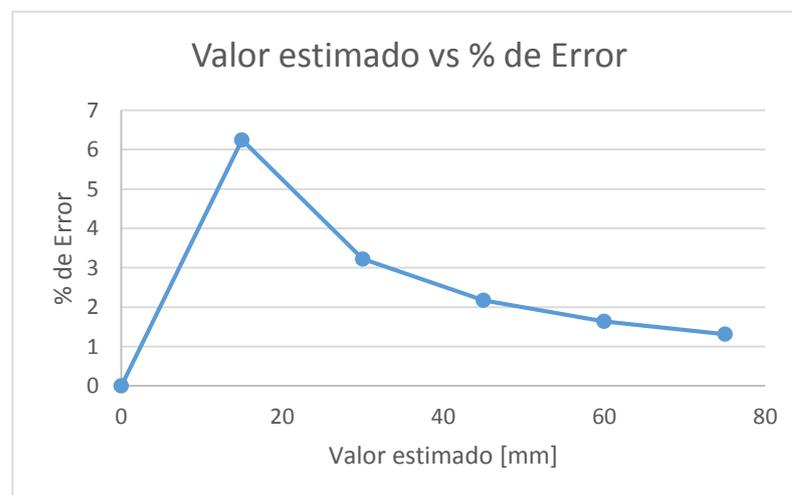


Figura 160 Valor estimado vs % de error del brazo telescópico izquierdo

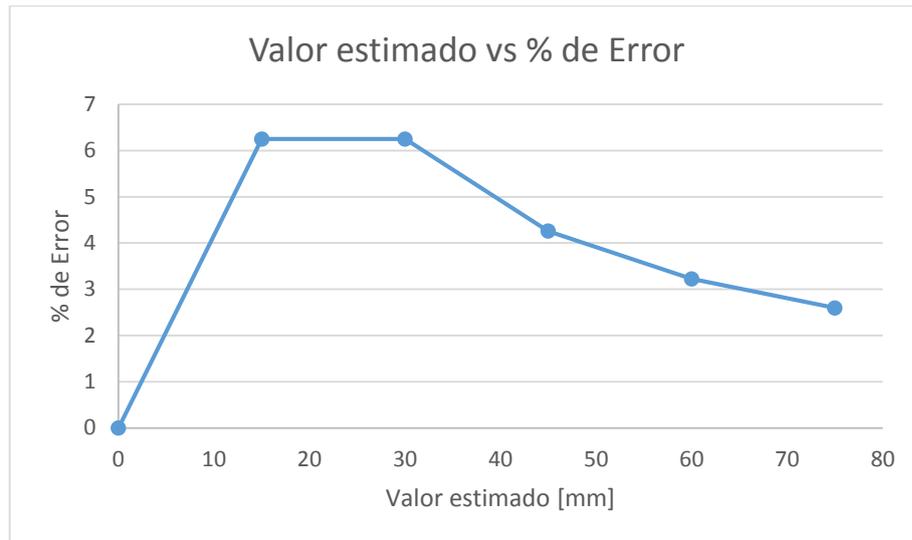


Figura 161 Valor estimado vs % de error del brazo telescópico derecho

4.1.2. Prueba con carga

Con la ayuda de instrumentos de medición para corriente, voltaje, temperatura se procede a realizar la comprobación de los valores obtenidos una vez que a los sistemas se le va incrementando carga. Los sistemas por analizar son los de elevación y de los brazos telescópicos como se muestra en la Figura 162, mientras que lo referente a los sistemas de rodilleras no es necesario someterlos a carga, debido a que los motores son usados solo para posicionar el punto de apoyo para las rodillas.



Figura 162 Sistema de elevación y brazos telescópicos sometido a carga

Las tarjetas utilizadas para controlar los actuadores lineales tienen la posibilidad de usar el software Pololu Jrk Configuration Utility (Pololu, 2017), el mismo que permite visualizar parámetros de interés, entre los cuales se tiene el consumo de corriente como se observa en la Figura 163.

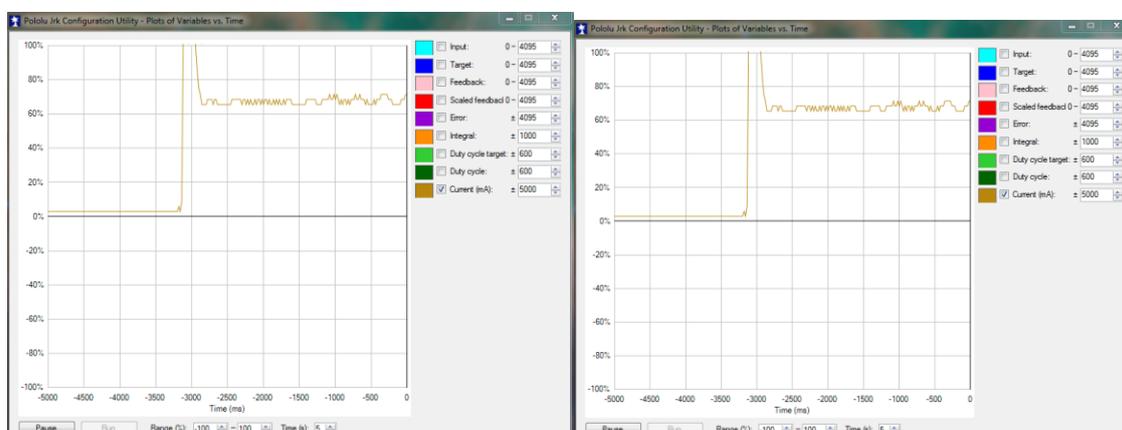


Figura 163 Pololu Jrk Configuration Utility

Luego, mediante un proceso iterativo en la Tabla 90 se presenta los resultados obtenidos al poner carga en el bipedestador. Y a su vez, es menester medir la temperatura a la que se encuentran las tarjetas que controlan a los actuadores lineales. Además, en lo referente a los brazos telescópicos es suficiente con analizar uno de los dos, puesto que los datos son similares.

Tabla 90

Pruebas con carga

Sistema	Masa		Corriente (A)	Voltaje (V)	Potencia (W)	Temperatura (°C)
	(lb)	(kg)				
Elevación	10	4.5	4,02	13,46	54,10	20
	20	9	4,92	13,01	64,01	25
	40	18	6,85	12,96	88,78	33
	65	30	8,44	12,95	109,30	38
	220	100	11,96	12,11	144,84	59
	330	150	14,54	12,05	175,21	63
Brazos telescópicos	10	4.5	0,77	13,46	10,36	21
	20	9	0,84	13,01	10,93	23
	40	18	0,93	12,96	12,053	26
	65	30	1,32	12,95	17,09	32
	220	100	1,79	12,11	21,68	43
	330	150	2,15	12,05	25,91	51

Luego como se observa el consumo de corriente conjuntamente con el valor de la temperatura van en aumento a medida que se incrementa el valor de la masa utilizada. Por otra parte, se tiene los diagramas de consumo “corriente vs carga” para los actuadores de los brazos telescópicos y también para el actuador lineal que se encarga de la elevación provistos por el fabricante en la Figura 164, en donde se ha enmarcado el rango de operación, puesto que para el caso de los actuadores de los brazos telescópicos se tiene un consumo de 2,15 [A] valor similar al descrito en el diagrama “corriente vs carga” de éste actuador.

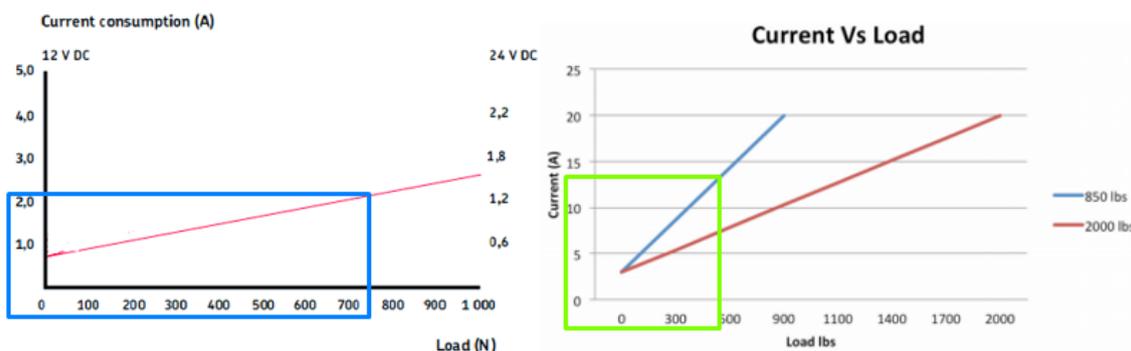


Figura 164 a) Brazos telescópicos b) Brazo de elevación

Así también, para el actuador que se usa para la elevación se ha enmarcado sus límites de trabajo en la Figura 164, en donde se aclara que la carga utilizada en los brazos telescópicos se incrementa, debido al “efecto palanca”. Entonces al aplicar la carga máxima de 150 [kg] la carga resultante en el punto de apoyo que se obtuvo anteriormente en la sección 2.12.5 fue de 2251.32 [N] lo cual equivale a 505 [lb] con lo cual se obtuvo un consumo aproximado de 14.54 [A] cuyo valor se asemeja al estipulado en el diagrama “corriente vs carga” provisto por el fabricante.

4.1.3. Prueba con personas con discapacidad

Una vez que se ha concluido la parte de las pruebas con carga, es necesario probar la máquina mecatrónica como un conjunto con el usuario. En este caso se realizaron pruebas con 5 personas que padecen diferentes discapacidades de diferentes alturas y pesos, además de contar con la opinión de fisioterapeutas sobre el uso del bipedestador. Previo a su ejecución, se esclarece las instrucciones de uso (ver Anexo F), especificando el funcionamiento de la máquina y desde luego la forma de utilizarlo como se observa en la Figura 165.

Cabe recalcar, que el usuario que vaya a utilizar la máquina debe presentar un cierto grado de extensibilidad



Figura 165 Instrucciones de uso del bipedestador

En la Figura 166, se muestra una persona con artrosis de cadera a causa de su edad avanzada (77 años), quien con la ayuda de una fisioterapeuta se colocó las medidas de seguridad (abdomen, cadera y rodillas) luego de ello se procedió a realizar las pruebas, pero el usuario se vio limitado por su enfermedad degenerativa que se produce por el desgastaste del cartílago, por ello al cambiar de posición es decir de sedente a bípedo, provocó dolor debido a que sus articulaciones estuvieron en la misma postura durante un periodo grande de tiempo. Pero a pesar de no haber logrado una prueba satisfactoria nos recomendó reforzar el vidrio de la balanza o de ser el caso de cubrirlo con algún tipo de papel ya que brinda la sensación de no soportar el peso.



Figura 166 Paciente del Hogar de Vida “Luis Maldonado Tamayo”

Nuestra siguiente persona con discapacidad física corresponde a una mujer de 65 años con escoliosis avanzada, cuya enfermedad le está ocasionando una lesión medular grave, por lo que se le dificulta caminar y realizar diversas actividades cotidianas; en este caso las pruebas fueron satisfactorias logrando una bipedestación del 100% de manera progresiva (ver Figura 167), una vez adquirida dicha posición sus recomendaciones fueron las de colocar un soporte para los pies, evitando de esta manera que a medida que se va elevando la máquina los pies se vayan levantando, además sugiere colocar agarraderas en los brazos superiores para que de esta manera tenga un mayor soporte y sentirse más cómoda a la hora de ascender.



Figura 167 Persona con escoliosis alcanzando la bipedestación

En la Figura 168, se visualiza a una persona de 45 años con hernia discal y reuma en la rodilla, la elevación en el bipedestador se logró a un 70 % seguido de un inconveniente como fue el dolor de la pierna siendo una molestia típica en esta enfermedad, seguido de hormigueo y debilidad tanto en piernas como rodillas, sumándole la sensación de que sus rodillas no serían capaces de soportar el peso de su cuerpo; por lo que se procedió a retirarla del sistema mecatrónico recomendándonos así que el soporte para los glúteos sea más pequeño y se acople al cuerpo, o de preferencia modificarlo para convertirlo en un tipo arnés para así no tener la sensación que todo el peso del cuerpo recaerá sobre sus rodillas y pies.



Figura 168 Paciente con Hernia discal y reuma en la rodilla

El siguiente usuario que se muestra en la Figura 169 de 35 años padece de una lesión medular por accidente de tránsito, con quien las pruebas de funcionamiento se las realizó de manera progresiva logrando llegar aproximadamente a un 70 % de avance, deteniéndose debido a las consecuencias de cambiar de posición de sedente a bípeda después de no hacerlo en varios meses lo que provocó baja de presión seguido de mareos. Debido a las molestias que presentó, pidió incrementar mayor seguridad al bipedestador como un soporte para la cabeza en caso de desmayo, además de mayor comodidad para los brazos es decir dónde colocarlos a medida que el sistema se va elevando.



Figura 169 Usuario con lesión medular por accidente de tránsito

El paciente que se muestra en la Figura 170 con escoliosis y artrosis de 83 años, por su avanzada edad presenta dificultad para moverse, causando así dolor a la hora de colocar toda la seguridad en abdomen y glúteos, además de fatigarse durante este proceso. Por lo tanto, se le pidió su opinión en lo referente a lo estético y transportabilidad de la máquina, sugiriendo la colocación de más garruchas o de reemplazarlas por unas más grande y cubrir más el bipedestador con carcasas en la parte de las rodilleras como en la parte superior.



Figura 170 Paciente con escoliosis y artrosis

En Figura 171 se socializa con las fisioterapeutas sobre el funcionamiento del bipedestador, donde mencionan que al principio de la rehabilitación la mayoría de usuarios presentarán temor al uso de la máquina, al igual que presentarán ciertos problemas de salud debido al cambio de postura (sedente-bípedo), por lo que los pacientes deben ir familiarizándose poco a poco, al igual que realizar una elevación progresiva dependiendo de cómo se vayan sintiendo. Se estableció los tiempos de uso dependiendo la lesión, para quienes tienen un nivel de lesión en el rango T2 – T12, pueden usar la máquina una vez a la semana por 5 minutos en intervalos de 15 minutos durante una hora, por otro lado, las personas que presenten un nivel de lesión entre L2 – L5 pueden hacer uso del bipedestador un 50% más en comparación a las anteriores.



Figura 171 Socialización y opinión de las fisioterapeutas

Es menester evaluar el funcionamiento de bipedestador, en base a una tabla de ponderación como se muestra en la Tabla 91.

Tabla 91

Resumen de las pruebas

P	Edad	Altura	Tiempo	Ajuste	Funcionalidad	Operatividad	Total
1	77	1.70	1	5	2	3	10
2	65	1.60	5	4	5	4	13
3	45	1.65	4	4	4	4	12
4	35	1.72	5	4	4	5	13
5	83	1.67	2	5	3	3	11

5 excelente, 4 muy bueno, 3 bueno, 2 malo, 1 muy malo, o no funciona

En base a la Figura 172, se concluye que un factor muy importante es la edad ya que limita aún más la facilidad de movimiento, lo que implica también disminución en el tiempo de permanencia en el bipedestador, la persona 2 logró cumplir con éxito el ejercicio de elevación de manera progresiva sin sentirse mareado, cansado o agitado.

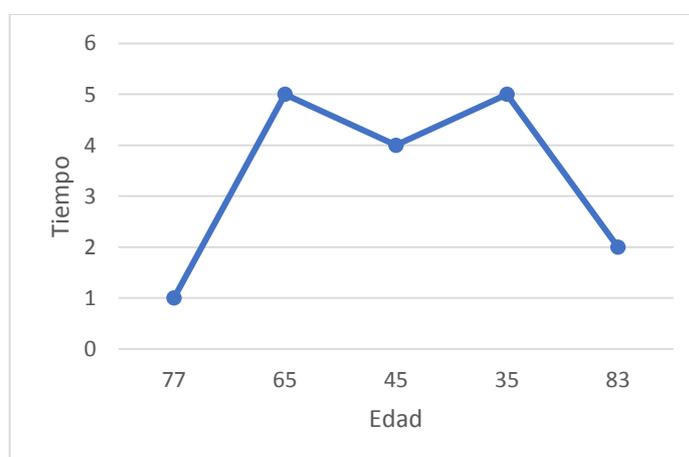


Figura 172 Tiempo vs Edad

Para un fisioterapeuta el proceso de trasladar a un paciente de un sitio a otro conlleva un esfuerzo grande como mínimo el peso del paciente, llegando a ocasionar lesiones en los propios tratantes, por ello transportar al paciente en el bipedestador resulta un esfuerzo mínimo por parte del asistente, debido a que solo necesita colocar al usuario en el sistema, elevarlo y desplazar al bipedestador al lugar que se necesite liberando así de la presión al fisioterapeuta. Así mismo, se prueba la factibilidad de utilizar el bipedestador para llevar al paciente al baño, para lo cual primero se ingresa la máquina al servicio higiénico como se observa en la Figura 173. Según (CONAPDIS, 2016) el ancho de la puerta de un baño para discapacitados debe ser mayor o igual a 90 [cm], con una altura de 2.05 [m], por lo tanto, el bipedestador diseñado puede ingresar sin ningún problema ya que sus medidas son de 40 [cm] de ancho y de 1.18 [m]



Figura 173 Ingreso del bipedestador al servicio higiénico

En la Figura 174 se puede observar que el bipedestador, conjuntamente con el usuario puede ingresar y girar la máquina ya sea a la derecha o a la izquierda con el fin de ayudar a hacer sus necesidades a la persona con paraplejia. De igual forma, se prueba si es factible usar el bipedestador para llevar al paciente a la ducha, en donde se realizará la actividad de aseo.

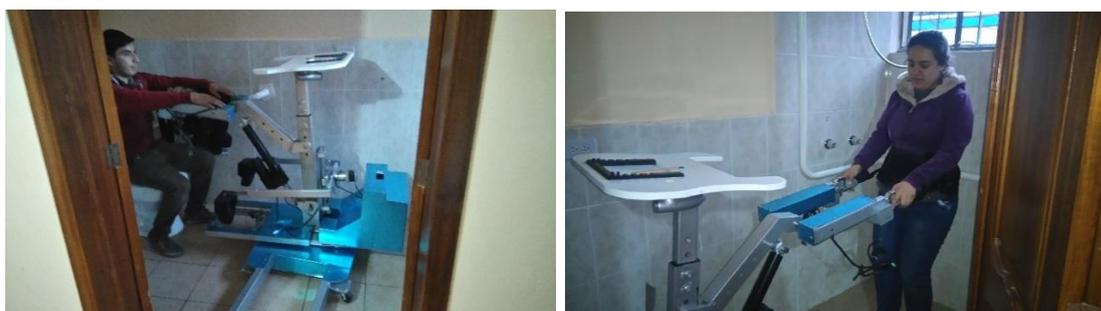


Figura 174 Ingreso y giro del bipedestador en el baño y la ducha

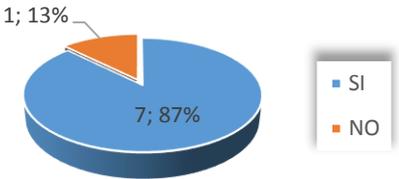
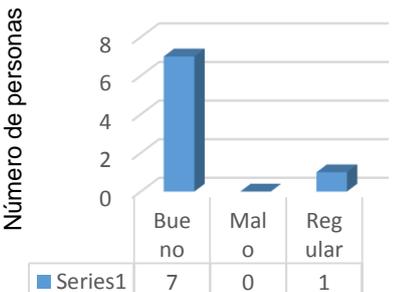
Conjuntamente en el enfoque cuantitativo se recolecta datos a través de un instrumento de medición como lo es la encuesta, la misma que tiene interrogantes sobre la funcionalidad y operatividad de la máquina que el usuario sabrá responder acorde a su punto de vista sobre el uso de la misma.

En el Anexo D, se establece el formato de la encuesta, así como también los datos recolectados con su respectivo análisis. Se usa la “encuesta” como un instrumento de medición, en lo que concierne a la funcionabilidad y operatividad del bipedestador. Para formular la encuesta se ha considerado hacer preguntas simples y directas (ver Anexo D).

La encuesta que se realizó en el “Hogar de vida Luis Maldonado Tamayo” ubicado en Pujilí, se pudo encuestar a un total de ocho personas de las 47 personas, las cuales eran las más aptas y se obtuvieron los resultados de la Tabla 92.

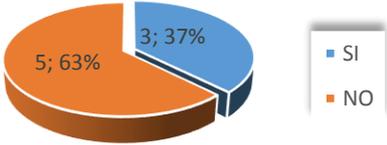
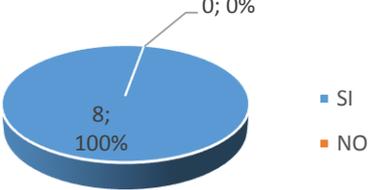
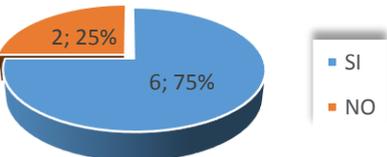
Tabla 92

Resultados de la encuesta realizada en el "Hogar de vida"

N°	Tabulación	Análisis
1	<p data-bbox="379 1160 703 1301">¿Considera usted, qué el tamaño del bipedestador es adecuado?</p> 	<p data-bbox="805 1137 1356 1429">Un 87% que representa a 7 de las 8 las personas encuestadas consideran que las dimensiones del bipedestador son adecuadas. Debido a que no existe un sobre dimensionamiento en los elementos que constituyen la máquina y por ende el tamaño de la misma es aceptable.</p>
2	<p data-bbox="379 1541 703 1653">¿Cuál es el grado de transportabilidad que ofrece el bipedestador?</p> 	<p data-bbox="790 1525 1356 1854">Cuando se trata de mover el bipedestador de un lugar a otro, a 7 personas le parece que es adecuado bueno, lo cual representa un 87.5%. Esto debido a que la máquina está dotada de un gran número de garruchas. Entonces es aceptable el grado de transportabilidad de la máquina.</p>

CONTINÚA



3	<p>¿Es difícil usar la máquina y ponerla en marcha?</p>  <table border="1"> <thead> <tr> <th>Respuesta</th> <th>Cantidad</th> <th>Porcentaje</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SI</td> <td>3</td> <td>37%</td> </tr> <tr> <td>NO</td> <td>5</td> <td>63%</td> </tr> </tbody> </table>	Respuesta	Cantidad	Porcentaje	SI	3	37%	NO	5	63%	<p>En esta interrogante hubo un resultado un poco más parejo; sin embargo, un 63% considera que no hay dificultad en usar la máquina, ya que la forma de controlarla es simple e intuitiva. Por ende, es aceptable la forma de operación, aunque se puede mejorar.</p>
Respuesta	Cantidad	Porcentaje									
SI	3	37%									
NO	5	63%									
4	<p>¿En cuanto a seguridad, cuál cree que es el nivel de aseguramiento?</p>  <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nivel de aseguramiento</th> <th>Número de personas</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Bajo</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Medio</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>Alto</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	Nivel de aseguramiento	Número de personas	Bajo	1	Medio	7	Alto	0	<p>La mayoría de usuarios, un 87.5% cree que el nivel de seguridad es medio y el resto cree que es bajo, lo cual significa que se debe aumentar el nivel de aseguramiento del individuo. Se produjo este resultado debido a que los usuarios tienen la sensación de que se van a caer del bipedestador.</p>	
Nivel de aseguramiento	Número de personas										
Bajo	1										
Medio	7										
Alto	0										
5	<p>¿El aspecto estético de la máquina es idóneo?</p>  <table border="1"> <thead> <tr> <th>Respuesta</th> <th>Cantidad</th> <th>Porcentaje</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SI</td> <td>8</td> <td>100%</td> </tr> <tr> <td>NO</td> <td>0</td> <td>0%</td> </tr> </tbody> </table>	Respuesta	Cantidad	Porcentaje	SI	8	100%	NO	0	0%	<p>Un 100% de los encuestados cree que está bien la parte estética. Esto debido a que se ha conseguido una buena relación de aspecto entre el color y forma.</p>
Respuesta	Cantidad	Porcentaje									
SI	8	100%									
NO	0	0%									
6	<p>¿Cree usted, que el bipedestador es cómodo?</p>  <table border="1"> <thead> <tr> <th>Respuesta</th> <th>Cantidad</th> <th>Porcentaje</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SI</td> <td>6</td> <td>75%</td> </tr> <tr> <td>NO</td> <td>2</td> <td>25%</td> </tr> </tbody> </table>	Respuesta	Cantidad	Porcentaje	SI	6	75%	NO	2	25%	<p>En el uso del bipedestador, solo un 25% cree el bipedestador es incómodo. Esto se debe a la dificultad de ponerse las correas de seguridad.</p>
Respuesta	Cantidad	Porcentaje									
SI	6	75%									
NO	2	25%									
7	<p>¿Cuáles serían sus recomendaciones para mejorar el equipo?</p>	<p>Las personas encuestadas sugirieron incrementar el tamaño de las llantas, así como también reforzar la parte de la balanza. También sugirieron incrementar el nivel de seguridad y comodidad.</p>									

4.2. Validación de la hipótesis

- **Hipótesis**

El bipedestador semiautomático proporcionará a las personas con discapacidad física una postura vertical (bipedestación), con un mecanismo controlado y ajustable.

- **Variable dependiente**

Bipedestador semiautomático reajutable.

- **Variable independiente**

Bipedestación de personas con discapacidad.

En base a las pruebas y las encuestas se ha obtenido como resultado lo siguiente:

- De acuerdo con los datos estadísticos, el bipedestador logra poner a la persona con paraplejia en posición vertical de forma controlada con la ayuda de los actuadores, además permitiendo que el mecanismo de las rodillas se ajuste y se adapte a diversos usuarios; cabe recalcar que el nivel de elevación dependerá netamente de la capacidad del usuario y de las indicaciones previas de un especialista en el tema como es el caso de los fisioterapeutas.
- Dependiendo de grado de lesión que padezca la persona con discapacidad, con ayuda del bipedestador puede llegar a la posición bípeda gracias a los mecanismos reajustables, parte de control y seguridades; así de las 5 personas con las que se realizaron las pruebas de bipedestación una de ellas logro llegar a la posición bípeda en un 100% gracias a su peso, y grado de lesión; mientras 3 de ellos lograron elevarse de manera progresiva hasta donde su discapacidad lo permitiera y la última persona por su avanzada edad no logro avanzar más que un 15%.
- En el Hogar de Vida “Luis Maldonado Tamayo” 7 de las personas encuestadas consideraron que las dimensiones del bipedestador son adecuadas, permitiendo así el ingreso de la máquina a varios lugares como es el caso del baño, además de permitir girar el sistema 180° facilitando así las tareas de traslado para ducharse y usar los sanitarios, se la considera de fácil traslado debido a que está dotada de un gran número de garruchas.
- Apenas un 25% cree el bipedestador es incómodo y esto se debe mayormente a la dificultad de ponerse las correas de seguridad, que es un

factor fundamental para brindar así el traslado y elevación del usuario de una manera confiable, evitando generar daños mayores debido a su condición.

- A continuación, como se observa en la Figura 158 y en la Figura 159 los errores máximos son 16.67% y 14.93% respectivamente, esto en lo concerniente al ángulo de elevación y a la carrera del actuador. Estos errores surgen a causa de que las dimensiones del actuador lineal ya están establecidas por el fabricante y en el dimensionamiento del eslabón E-H (véase Figura 59) que corresponde al actuador se requiere una longitud mínima de 500 [mm] y una longitud máxima de 770 [mm] con lo cual se tiene entre los valores mínimos y máximos del eslabón y del actuador. Por ende, se ve afectado el ángulo del sistema de elevación debido a las limitaciones del tamaño del actuador lineal.
- El error en los brazos telescópicos tanto izquierdo como derecho es de 6.25 %, y a diferencia del actuador para el sistema de elevación, estos actuadores lineales tienen integrado un circuito de retro-alimentación propio, lo cual ayuda a que el error sea bajo. Entonces, como el 6.25 % corresponde a una variación de 2 [mm], ésta es aceptable.
- Por otra parte, se tiene los diagramas de consumo “corriente vs carga” para los actuadores de los brazos telescópicos y también para el actuador lineal que se encarga de la elevación en la Figura 164, en donde se ha enmarcado el rango de operación, puesto que para los actuadores de los brazos telescópicos se tiene una carga máxima de 75 [kg] lo cual equivale a 735 [N] y como se observó en la Tabla 90 a carga máxima se obtuvo un consumo de 2,15 [A] valor similar al descrito en el diagrama “corriente vs carga” de éste actuador.
- Así también, para el actuador que se usa para la elevación se ha enmarcado sus límites de trabajo en la Figura 164 en donde se aclara que la carga utiliza en los brazos telescópicos se incrementa, debido al “efecto palanca”. Entonces al aplicar la carga máxima de 150 [kg] la carga resultante en el punto de apoyo que se obtuvo anteriormente en la sección 2.12.5 fue de 2251.32 [N] lo cual equivale a 505 [lb] con lo cual se obtuvo un consumo aproximado de 14.54 [A] cuyo valor se asemeja al estipulado en el diagrama “corriente vs carga” provisto por el fabricante.

- Para los actuadores de los brazos telescópicos se tiene una carga máxima de 75 [kg] lo cual equivale a 735 [N] y a carga máxima se obtuvo un consumo de 2,15 [A], para el actuador grande que se usa para la elevación se ha enmarcado sus límites de trabajo en donde se aclara que la carga utilizada en los brazos telescópicos se incrementa, debido al “efecto palanca”, por lo tanto al aplicar la carga máxima de 150 [kg] la carga resultante en el punto de apoyo fue de 2251.32 [N] lo cual equivale a 505 [lb] con lo cual se obtuvo un consumo aproximado de 14.54 [A].
- En base a las pruebas de funcionamiento realizadas con las personas con discapacidad obtuvimos ciertas recomendaciones que se modificaron ya que eran necesarias para mejorar el uso del bipedestador como son: reforzar el vidrio de la balanza o de ser el caso de cubrirlo con algún tipo de papel ya que brinda la sensación de no soportar el peso; colocar un soporte para los pies, evitando de esta manera que a medida que se va elevando la máquina los pies se vayan levantando, además sugieren colocar agarraderas en los brazos superiores para que de esta manera tenga un mayor soporte y sentirse más cómodos a la hora de ascender; el soporte para los glúteos sea más pequeño y se acople al cuerpo, o de preferencia modificarlo para convertirlo en un tipo arnés para así no tener la sensación que todo el peso del cuerpo recaerá sobre las rodillas y pies.
- Al igual que el trabajo realizado por (Ronald Saavedra, 2013) para una carga máxima de 150 [kg], el bipedestador del presente trabajo satisface la necesidad de bipedestación, pero con la diferencia de que requiere un mínimo esfuerzo para alcanzar la postura bípeda debido a su nivel de automatización, tomando en cuenta el estado físico de la persona, y adicionalmente la incorporación del usuario a la máquina es más sencilla.

4.3. Análisis económico del proyecto

En la Tabla 93 se detalla un listado de materiales y actividades con su respectivo precio, con el fin de establecer un análisis de cuánto presupuesto fue necesario para la construcción y ensamblaje del bipedestador.

Tabla 93

Análisis de económico del proyecto

<i>Cant.</i>	<i>Item</i>	<i>Valor Unitario</i>	<i>Valor total</i>
1	Raspberry Pi3	45,00	45,00
1	Pantalla touch 10.1"	115,00	115,00
1	Batería	179,00	179,00
1	Cargador	85,49	85,49
1	Balanza	18,70	18,70
2	Arduino Mega	17,00	34,00
1	CNC shield+ Arduino+ 4 a 4899	16,00	16,00
1	Microstep driver ST-7128	14,13	14,13
1	Elevador de voltaje de 12V a 24V	16,92	16,92
3	Nema 17 con caja reductora	84,93	84,93
1	Nema 23 con caja reductora	55,65	55,65
1	Cremallera Mod 1.5 490 mm	36,20	36,20
2	Piñón Mod 1.5 8 mm	14,40	28,80
1	Acople flexible de 8X8 mm	2,00	2,00
1	Tornillo de bolas y tuerca SFU1204	42,35	42,35
2	Rodamiento lineal LM16UU	3,75	3,75
1	Actuador lineal 850 lbs	700,00	700,00
2	Actuador lineal 225 lbs	100,00	200,00
2	Tarjeta jrk12v12	49,98	99,95
1	Tarjeta jrk21v13	103,90	103,90
-	Otras tarjetas electrónicas	-	150,00
-	Cableado	-	40,00
2	Celdas de carga 20 Kg+ HX711	4,65	9,30
2	Celdas de carga tipo S circular 100 Kg	65,00	130,00
1	Celda de carga tipo S 500 Kg	50,00	50,00
4	Bolas de transferencia	10,20	40,80
4	Bolas de transferencia 5/8"	4,26	8,52
2	Bolas de transferencia tipo Saturno 1"	7,00	14,00
2	Garrucha 4" 130 kg	9,50	19,00
8	Garrucha 2.5" 80 kg	4,75	38,00
1	Bornera	10,00	10,00
2	Rodamientos combinados	68,00	136,00
-	Rodamientos	-	180,00
2	Rodamiento de bolas lineales SC12UU	3,15	6,30
2	Rodamientos cónicos	37,50	75,00
-	Pernos ALEN de acero inoxidable	-	60,00
-	Tuercas	-	10,00
-	Perfiles estructurales	-	250,00
1	Plancha de aluminio 6011 T6	233,00	233,00
1	Plancha de aluminio 2mm	60,00	60,00
-	Almohadillas y soportes	-	40,00
21	Piezas impresas en 3D	2,15	45,15
-	Costos de envío y nacionalización	906,17	906,17
-	Costos de construcción y montaje	-	1000,00
-	Otros	-	500,00
	Total		5893.01

El costo total fue de 5893,01 y en base a la Tabla 94 donde se muestran 3 tipos de bipedestadores con sus respectivas características, se tiene que, el TRMD cuesta alrededor de 19 660 dólares y es totalmente automático, mientras que un semi- asistido (Easy Stand) oscila en un valor de 5 920 al contrario del Parapion que es netamente mecánico que tiene un valor de 2 980; por lo tanto, el bipedestador diseñado para este caso consiste en uno semiautomático por lo que costo sería un valor promedio entre los 19 960 y 5 920 siendo un aproximado de 13 000.

Por ello comparando precios se establece que la máquina mecatrónica diseñada está en un precio menor a los encontrados en el mercado, logrando reducir el valor en un 45%; en lo referente a que es más que solo mecánica permitiendo ajustarse a las necesidades de diversos usuarios, y realizando la posición de “sit to stand” mediante un joystick y de forma progresiva.

Tabla 94

Análisis económico de bipedestadores

Marca	Ilustración	Descripción	Costo
Tek Robotic Mobilization Device (TRMD) (Matia Robotics Inc., 2016)		<ul style="list-style-type: none"> - Consiste en una plataforma controlada por un control remoto sobre la que se ha montado una especie de bipedestador motorizado. - Se conduce con un mando similar a los de las sillas de ruedas eléctricas. - Dimensiones: 42 cm de ancho y 75 cm de largo. - Peso de la máquina: 80 Kg. - Capacidad de carga: 40 a 120 Kg. 	Máquina
			14 250
			12 %
			1 710
			Fletes
			4 000
Total			
19 960			

CONTINÚA



<p>Evolv (Easy Stand, 2016)</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Permite al usuario estar de pie en tres sencillos pasos (transferir, ajustar y bombear). - Es funcional para muchos usuarios, sin embargo, cuando se necesita más soporte, se puede agregar una gran variedad de componentes. - Dimensiones: 48 cm de ancho y 76 cm de largo - Peso de la máquina: 42 kg. - Capacidad de carga: hasta 127 Kg. 	Máquina
			3
			500
			12 %
			420
			Fletes
			2 000
Total			
5 920			
<p>Parapion (Akces-Med, 2015)</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Se utiliza para poder actuar de forma pasiva en la posición vertical del paciente. - Está equipado con ruedas que permiten el transporte de una habitación a otra en posición vertical. - Dimensiones: 73 cm de ancho y 90 cm de largo - Peso de la máquina: 25.5 Kg - Capacidad de carga: hasta 95 Kg. 	Máquina
			1
			500
			12 %
			180
			Fletes
			1 300
Total			
2 980			

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- Se diseñó e implementó un bipedestador semiautomático reajutable para personas con paraplejia, la cual tiene una capacidad de carga de 150 [kg] y con usuarios de altura mínima de 1.53 [m] y máxima 1.73 [m].
- El bipedestador cumple con las condiciones requeridas para realizar la transición "sit to stand" de una persona que padezca paraplejia, refiriéndose a las medidas de seguridad en las partes críticas (pies, rodillas y cadera), garantía en la estabilidad con el usuario a bordo y con una forma sencilla de operar la máquina mecatrónica, acorde a las capacidades de las personas inmiscuidas.
- Los mecanismos reajustables del bipedestador, tanto para la parte del abdomen como para las rodillas del usuario, se ajustan al rango de medidas antropométricas estipuladas. Sin embargo, el bipedestador se adapta mejor a las personas que se encuentran con una altura más cercana al valor máximo [1.73 m], lo cual significa una mayor comodidad al momento de usar la máquina.
- La unión sinérgica de los mecanismos reajustables, el conjunto de componentes eléctricos y electrónicos, y los dispositivos de control, hacen viable buscar la posición bípeda del usuario acorde al grado de lesión que padezca. Por ende, en las pruebas realizadas a un grupo de cinco personas en un lapso de dos sesiones, se consiguió la bipedestación total del 20%, así también un 40% de los usuarios lograron alcanzar un avance del 70% en la bipedestación y el resto de personas solo pudieron llegar a un 15%. Los resultados de mayor avance están relacionados con un alto grado de extensibilidad y un bajo nivel de lesión, y en su contraparte las personas que apenas se pudieron levantar se debe a la espasticidad de sus músculos, así como también al grado de lesión.

- El uso prolongado del bipedestador ayuda al descanso del usuario, debido a que la mayor parte de su tiempo está en sedestación, pero cabe recalcar que se lo debe usar en intervalos apropiados. Entonces para personas que tengan un nivel de lesión en el rango T2 – T12, pueden usar la máquina una vez a la semana por 5 minutos en intervalos de 15 minutos durante una hora, puesto que la flexibilidad en los músculos es baja, por otro lado, las personas que presenten un nivel de lesión entre L2 – L5 pueden hacer uso del bipedestador un 50% más en comparación a las anteriores, debido a que pueden soportar de mejor manera la presión ejercida al realizar la transición sit to stand. Sin embargo, estos parámetros pueden variar de acuerdo con la edad que presente el usuario.
- Los usuarios de edad avanzada presentaron una mayor dificultad para usar la máquina, y a su vez el tiempo de adaptación fue diferente del resto; por lo tanto, el porcentaje de avance en la bipedestación depende de la capacidad por parte del usuario para soportar el esfuerzo físico, puesto que el transcurso desde la sedestación a la bipedestación provoca cambios en la presión arterial y en la flexibilidad de los músculos.

5.2. Recomendaciones

- Para el aseguramiento del usuario se podría hacer uso de correas que permitan un ajuste eléctrico y así incrementar la comodidad al momento de utilizar el bipedestador, con lo cual se eleva el nivel de adaptación entre el conjunto usuario-máquina. Además de incrementar un apoyo para la cabeza en caso de desmayo, o de ser el caso un soporte para toda la parte superior del cuerpo,
- En base a otros bipedestadores en el caso del soporte y aseguramiento para los pies, se sugiere colocar una base que sea regulable tanto en ancho como en el largo de los pies,
- A pesar de que la máquina cuenta con un alto nivel de transportabilidad, se recomienda reducir el peso total del bipedestador, a través de la selección de materiales más livianos, pero sin dejar de lado el factor costo-beneficio, o de ser el caso se sugiere la colocación de más garruchas o de reemplazarlas por unas más grande.

- Para lograr mayor movilidad y evitar el cableado se recomienda implementar un control inalámbrico.
- En lo referente a la parte electrónica, se podría implementar un par de motores, los mismos que estarían acoplados a las garruchas o llantas delanteras, y así permitan el desplazamiento horizontal tanto del bipedestador como de la persona mediante el dispositivo de control, con la finalidad de disminuir la dependencia de terceros por parte del usuario.
- Con respecto a la interfaz de usuario, sería factible potenciar las gráficas para aprovechar al máximo el dispositivo de visualización. Por lo cual, se implementaría una interfaz que otorgue más información y a su vez permita hacer rutinas de uso de la máquina de acuerdo con el usuario.
- En la parte estética de la máquina se recomienda cubrir más el bipedestador con carcasas en la parte de las rodilleras como en la parte superior.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akces-Med. (2015). *Akces-Med*. Recuperado el 3 de Agosto de 2016, de <http://en.akces-med.com/product/parapion/>
- Alma, E. (Diciembre de 2013). *Universidad de Monterrey*. Recuperado el 24 de Marzo de 2017
- American Institute of Steel Construction. (2010). *Acero Platea*. Recuperado el 13 de Junio de 2017, de https://aceroplatea.es/docs/comites/documento5_86.pdf
- Arabaolaza, M. (Junio de 2015). *Departamento de "Cirugía" y "Radiología y Medicina Física"*. Recuperado el 3 de Abril de 2017, de <http://www.oc.lm.ehu.es/Departamento/TFG/MuruaTFG.pdf>
- ASTM International. (1 de September de 2007). *Scribd*. Recuperado el 4 de Mayo de 2017, de https://es.scribd.com/upload-document?archive_doc=133826962&escape=false&metadata=%7B%22context%22%3A%22archive_view_restricted%22%2C%22page%22%3A%22read%22%2C%22action%22%3A%22toolbar_download%22%2C%22logged_in%22%3Atrue%2C%22platform%22%3A%22web%22%7D
- ATLANTA Drive Systems, I. (21 de Noviembre de 2016). *ATLANTA Drive Systems*. Recuperado el 1 de Julio de 2017, de Rack & Pinion Drive Systems: http://www.atlantadrives.com/pdf/ads_rackratings-h.pdf
- Atlantadrives. (3 de Marzo de 2017). *Rack and pinion drive*. Recuperado el 1 de Julio de 2017, de Calculation and selection: http://www.atlantadrives.com/pdf/ads_racksel.pdf
- Bañón, L. (2009). *Repositorio Institucional de la Universidad de Alicante*. Recuperado el 8 de Mayo de 2017, de <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/25612/1/Estructuras%20Met%C3%A1licas%20-%20Material%20apoyo.pdf>
- Bernal, L. (2010). *Red de Salud de Cuba*. Recuperado el 10 de Abril de 2017, de <http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/mecanoterapia.pdf>

- Bernal, L. (2012). *Red de salud de Cuba*. Recuperado el 7 de Marzo de 2017, de http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion-bio/13_-_fisioterapia_en_neurologia_del_sistema_nervioso_central.pdf
- Budynas, R., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, D.F: Mc Graw Hill. Recuperado el 23 de Diciembre de 2016
- Castillo, G., & Arévalo, C. (15 de Febrero de 2017). *Análisis de estabilidad para el rediseño de un bipedestador para la marcha asistida*. Recuperado el 12 de Diciembre de 2016, de <http://pistaseducativas.itc.mx/wp-content/uploads/2012/10/9-CASTILLO-PE-99-117-128.pdf>
- Castillo, G., Arévalo, C., Vidal, A., Lesso, R., & Camarillo, K. (Octubre de 2012). *Pistas Educativas*. Recuperado el 23 de Marzo de 2017, de <http://pistaseducativas.itc.mx/wp-content/uploads/2012/10/9-CASTILLO-PE-99-117-128.pdf>
- Ceransky, W. (2004). *Quadriplegia and Paraplegia*. New York.
- Chinesport. (2016). *Gracare*. Recuperado el 19 de Abril de 2017, de http://www.gracare.com/fileadmin/user_upload/fabricantes/chinesport/Bipidestadores_Chinesport.pdf
- Company, A. R. (24 de Noviembre de 2016). *Bearing selection, load & life*. Recuperado el 3 de Abril de 2017, de Bearing Selection: <http://www.amroll.com/bearing-selection-load-life.html>
- CONADIS. (02 de Febrero de 2016). *Consejo Discapacidades*. Recuperado el 8 de Julio de 2017, de Ministeriosde salud pública.: http://www.consejodiscapacidades.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2016/02/estadisticas_discapacidad.pdf
- CONAPDIS. (2016). *Consejo Nacional de Personas con Discapacidad*. Recuperado el 7 de Junio de 2017, de <http://www.cnree.go.cr/documentacion/publicaciones/ACCESIBILIDAD%20AL%20MEDIO%20FISICO%20Y%20AL%20TRANSPORTE.pdf>
- Creasey, G., Wilberger, J., & Young, W. (Junio de 1997). American Injury Association. *ASIS/IMSOP International Standards for Neurological and*

Functional Classification of Spinal Cord Injury. Chicago. Recuperado el 25 de Septiembre de 2016, de https://www.researchgate.net/publication/14059061_ASIAIMSOPInternational_Standards_for_Neurological_and_Functional_Classification_of_Spinal_Cord_Injury_-_Revised_1992_American_Spinal_Injury_Association_Chicago?enrichId=rgreq-2d90e30c6aa7dff2ed7b42199bd7ec

Dan Purdy. (2014). Recuperado el 26 de Agosto de 2016, de <https://www.danpurdy.co.uk/web-development/raspberry-pi-kiosk-screen-tutorial/>

DIPAC. (2016). *DIPAC Productos de Acero*. Recuperado el 12 de Mayo de 2017, de <http://www.dipacmanta.com/>

Discapnet. (13 de Marzo de 2009). *Discapnet*. Recuperado el 7 de Mayo de 2017, de Lesión de la Médula Espinal: http://salud.discapnet.es/Castellano/Salud/Enfermedades/Enfermedades_Discapitantes/L/Lesion%20de%20la%20Medula%20Espinal/Paginas/cover%20lesion.aspx

Downie, P. (1989). *CASH Neurología para fisioterapeutas*. Buenos Aires: Editorial médica Panamericana.

DSalud. (15 de Febrero de 2017). *Dispositivos médicos*. Recuperado el 8 de Enero de 2017, de Máquinas de recuperación de la movilidad: <http://www.dsalud.com/reportaje/maquinas-de-recuperacion-de-la-movilidad/>

Easy Stand. (2016). *Easy Stand*. Recuperado el 2 de Septiembre de 2017, de <https://easystand.com/es/>

Elmueble. (20 de Febrero de 2017). *Decoterapia*. Recuperado el 28 de Mayo de 2016, de La salud también está en los colores: http://www.elmueble.com/ideas/decoterapia/colores-sanos-perfectos-para-tu-casa-y-tu-bienestar_17360

Euro-bearings. (3 de Marzo de 2017). *Balls transfer units*. Recuperado el 16 de Febrero de 2017, de <http://www.euro-bearings.com/btuNEW.htm>

- Fernández, F., Engelberger, C., & Sasseti, F. (2015). Diseño de un bipedestador ergonómico para un niño con parálisis cerebral distónica. Argentina. Recuperado el 17 de Julio de 2016, de <http://www.bioingenieria.edu.ar/grupos/geic/biblioteca/archivos/Trabypres/T10TCAr47.pdf>
- Fonseca, X. (2007). *Las medidas de una casa. Antropometría de la vivienda*. México, D.F: Editorial PAX México.
- Fundación Wikimedia, I. (15 de Febrero de 2017). *Wikipedia*. Recuperado el 12 de Octubre de 2016, de *Terapia Física*: https://es.wikipedia.org/wiki/Terapia_F%C3%ADsica
- Gewinde. (3 de Marzo de 2017). *Carry ball screws*. Recuperado el 12 de Noviembre de 2016, de *Design fundamentals*: <http://www.gewinde.ch/files/Design-fundamentals.pdf>
- Hospital Aita. (2005). *Asociación Salmantina de Daño Cerebral Adquirido*. Recuperado el 12 de Marzo de 2017, de <http://www.asdace.org/descargas/ManualAyudasExternas.pdf>
- Jecrespom. (2016). *Aprendiendo Arduino*. Recuperado el 12 de Mayo de 2017, de <https://aprendiendoarduino.wordpress.com/2016/03/28/arduino-vs-raspberry-pi/>
- Jim, M. (08 de Julio de 2010). *Control Design*. Recuperado el 18 de Mayo de 2017, de <http://www.controldesign.com/articles/2010/steppermotors1007/>
- Kasberg, J. (02 de Marzo de 2017). *The Fundamentals of Ball Screws*. Recuperado el 12 de Marzo de 2017, de *Proper ball-screw selection involves a number of design and application considerations*: <http://machinedesign.com/linear-motion/fundamentals-ball-screws>
- Luis, B. (2016). *Mecanoterapia*. Recuperado el 8 de Abril de 2016, de <http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/mecanoterapia.pdf>
- Marcombo. (2017). *Marcombo*. Recuperado el 16 de Mayo de 2017, de <http://www.marcombo.com/Descargas/9788426714206->

Neum%C3%A1tica_e_hidr%C3%A1ulica/primer_capitulo_neumatica_e_hidraulica.pdf

Matia Robotics Inc. (2016). *Matia Robotics*. Recuperado el 14 de Octubre de 2016, de <http://www.matiarobotics.com/features/>

Merck, S., & Dohme. (1899). *Manual de Merck*. Estados Unidos: Oceano.

Michael, E. (01 de Febrero de 2012). *Top Coding*. Recuperado el 26 de Mayo de 2017, de <http://topcoding.blogspot.com/2012/02/baterias-comparativa-litio-nimh-nicd.html>

Mott, R. (2001). *Diseño de elementos de máquinas*. México, D.F: Prentice Hall Hispanoamericana S.A.

Mott, R. (2001). *Diseño de elementos de máquinas*. México, D.F: Prentice Hall Hispanoamericana S.A.

Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales*. México, D.F: Pearson Educación.

Myszka, D. (2012). *Máquinas y mecanismos*. México, D.F: Editorial.

National Instruments. (24 de Octubre de 2014). *National Instruments*. Recuperado el 17 de Marzo de 2017, de <http://digital.ni.com/public.nsf/allkb/A580112E498BF7EC86257D770074D0C1>

NIASA. (2016). Recuperado el 20 de Junio de 2017, de <https://drive.google.com/file/d/0B9i-rJiFeHU1eW1TRIJwalkxLXM/view>

Nookindustries. (2 de Marzo de 2017). *Linear Library*. Recuperado el 12 de Agosto de 2016, de Ball screw life expectancy: http://www.nookindustries.com/LinearLibraryItem/Ballscrew_Life_Exp

Oblare, L. (2010). *Fotogeriatría*. Recuperado el 12 de Marzo de 2017, de <http://www.fotogeriatría.net/ictus.htm>

Olivares, J. (03 de Julio de 2015). *Internet Ya: soluciones Web*. Recuperado el 12 de Junio de 2016, de <http://www.internetya.co/el-papel-de-un-buen-diseno-de-la-interfaz-de-usuario-en-el-exito-de-aplicaciones-de-software/>

- OMS. (27 de Junio de 2011). *Who.int*. Recuperado el 12 de Abril de 2016, de Informe mundial sobre la discapacidad: http://www.who.int/disabilities/world_report/2011/summary_es.pdf?ua=1
- Organización Internacional de Normalización. (2002). *Observación de la accesibilidad*. Recuperado el 28 de Julio de 2016, de <https://www.observatoriodelaaccessibilidad.es/fotos/files/clasificacion-productos-apoyo.pdf>
- Orientalmotor. (1 de Marzo de 2017). *Selection calculations for motors*. Recuperado el 28 de Julio de 2016, de Technical reference: http://www.orientalmotor.com/products/pdfs/2012-2013/G/usa_tech_calculation.pdf
- Ortocomercio. (2015). *Ortocomercio*. Recuperado el 3 de Junio de 2017, de <http://www.ortocomercio.com/sillas-de-ruedas-/sillas-de-acero/silla-plegable-de-acero-cromada-transit.html>
- Ortopediaminas. (2015). *Ortopediaminas*. Recuperado el 29 de Marzo de 2017, de <https://www.ortopediamimas.com/gruas-de-traslado/gruas-bipedestacion/5312-grua-de-bipedestacion-way-up-blue.html>
- Pdmontesinos. (17 de Febrero de 2017). *Arrancador de baterías*. Recuperado el 12 de Diciembre de 2016, de Las 6 mejores baterías de moto: Tabla Comparativa: <http://www.arrancadordebaterias.net/baterias-moto/>
- Pololu. (2016). *User guide Pololu*. Recuperado el 20 de Abril de 2017, de https://www.pololu.com/docs/pdf/0J38/jrk_motor_controller.pdf
- Pololu. (2017). Recuperado el 17 de Agosto de 2017, de <https://www.pololu.com/docs/0J38>
- Precision sball sCREW*. (2016). Recuperado el 26 de Junio de 2017, de http://www.skf.com/binary/96-149715/Precision-rolled-ball-screws---6971_1-ES.pdf
- Pytel, A., & Singer, F. (1994). *Resistencia de materiales*. México, D.F: Alfaomega.

- R. P., J. S., J. P., Lois, J. B., R. B., F. P., & C. S. (27 de Febrero de 2017). *Cómo elegir tu silla de ruedas*. Recuperado el 18 de Mayo de 2017, de Manual: <http://www.ceapat.es/InterPresent1/groups/imserso/documents/binario/cmoelegirtusilladeruedasmanual.pdf>
- Raspbian. (2017). Recuperado el 28 de Mayo de 2017, de <https://www.raspbian.org/FrontPage>
- Rexroth. (3 de Marzo de 2017). *Linear motion and assembly technologies*. Recuperado el 27 de Junio de 2017, de Ball transfer units: http://www.ulp.rs/Pdf/8-r310en_2910_2006_11.pdf
- Riba, C. (2002). *Diseño concurrente*. Barcelona-España.
- Roble. (28 de Febrero de 2017). *Estabilidad de una estructura*. Recuperado el 27 de Marzo de 2017, de http://roble.pntic.mec.es/jprp0006/tecnologia/1eso_recursos/unidad08_estructuras/actividades/actividades_hot_potatoes/pagina3_estructuras_es_tables.htm
- Rodriguez, B. (2003). *Luz Verde*. Recuperado el 12 de Noviembre de 2016, de <http://www.luzverde.com.uy/la-paraplejia-y-sus-causas/>
- Romero, A., & Sara, R. (22 de Noviembre de 2011). *Blogs*. Recuperado el 19 de Febrero de 2017, de <http://accidentesdetraficoyconsecuencias.blogspot.com/2011/11/paraplejia.html>
- Ronald Saavedra, E. G. (2013). *Red de Revistas Científicas de América Latina y el Caribe, España y Portugal*. Recuperado el 17 de Agosto de 2017, de <http://www.redalyc.org/pdf/707/70732640004.pdf>
- Ronald, H. (2009). *Principles of Biomechanics*. Ohio: CRC Press Taylor & Francis Group.
- Saavedra, R., García, E., & San Antonio, T. (2013). *Redalyc*. Recuperado el 24 de Marzo de 2017, de <http://www.redalyc.org/pdf/707/70732640004.pdf>
- SAE INTERNATIONAL. (1992). *Scribd*. Recuperado el 23 de Noviembre de 2016, de

https://es.scribd.com/archive/plans?doc=313531077&metadata=%7B%22context%22%3A%22archive_view_restricted%22%2C%22page%22%3A%22read%22%2C%22action%22%3A%22missing_page_signup%22%2C%22platform%22%3A%22web%22%2C%22logged_in%22%3Atrue%7D

SEDATEC. (03 de Diciembre de 2016). *Guide electric jack*. Recuperado el 3 de Febrero de 2017, de Linear actuators and gear boxes selection criteria: <http://seditec.fr/img/cms/pdfs/Guide-electric-jack.pdf>

Segui, W. (1999). *Diseño de estructuras de acero con LRFD*. México, D.F: International Thomson Editores.

SEGWAY LLC. (18 de Mayo de 2014). *Segway simply moving*. Recuperado el 24 de Septiembre de 2016, de Segway Patroller: <http://www.segway.es/>

Servicio Ecuatoriano de Normalización. (Julio de 2015). *Normalización*. Recuperado el 3 de Marzo de 2017, de <http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2015/2015/ACO/JULIO/n-te-inen-1623-4.pdf>

SINC. (15 de Febrero de 2017). *SINC La ciencia es noticia*. Recuperado el 24 de Julio de 2016, de BIOMEDICINA Y SALUD: Ciencias clínicas: <http://www.agenciasinc.es/Noticias/Pacientes-con-paraplejia-recuperan-el-movimiento-voluntario-con-electrodos>

SKF. (3 de Diciembre de 2016). *Actuator range*. Recuperado el 16 de Junio de 2017, de Principios de selección y aplicación de los actuadores y los pilares: <http://www.skf.com/binary/92-27487/Actuator-Range-Catalogue.pdf>

SKF. (22 de Noviembre de 2016). *SKF*. Recuperado el 3 de Marzo de 2017, de Rodamientos: <http://www.skf.com/es/products/index.html?switch=y>

SKF. (3 de Marzo de 2017). *Ball transfer units*. Recuperado el 14 de Abril de 2017, de Design and construction: <http://www.skf.com/binary/30-285023/Ball-Transfer-units.pdf>

- SKF. (12 de Febrero de 2017). *Precision rolled ball screws*. Recuperado el 23 de Abril de 2017, de http://www.skf.com/binary/21-149715/Precision-rolled-ball-screws---6971_1-EN.pdf
- SKF. (12 de Febrero de 2017). *SKF*. Recuperado el 14 de Mayo de 2017, de *Precision rolled ball screws*: http://www.skf.com/binary/21-149715/Precision-rolled-ball-screws---6971_1-EN.pdf
- Sparkfun. (22 de Julio de 2016). *Learn Sparkfun*. Recuperado el 11 de Diciembre de 2016, de https://learn.sparkfun.com/tutorials/load-cell-amplifier-hx711-breakout-hookup-guide?_ga=1.242577666.1090976524.1489031524
- Stepper Online. (2015). *OMC-Stepper Online*. Recuperado el 28 de Abril de 2017, de <https://www.omc-stepperonline.com/stepper-motor-driver/bipolar-stepper-motor-driver-max-3a-current-128-high-subdivision-st-7128.html>
- Stepper Online. (2017). *Stepper Online*. Recuperado el 15 de Abril de 2017
- Stepper Online. (2017). *Stepper Online*. Recuperado el 1 de Abril de 2017, de *Motor & Electronics*: <http://www.omc-stepperonline.com/>
- Stokes, M. (2006). *Fisioterapia en la Rehabilitación Neurológica*. España: Elsevier Mosby.
- Taitworld. (17 de Febrero de 2017). *Tait radio communications*. Recuperado el 12 de Enero de 2017, de Guía de selección de baterías y su utilización en radios portátiles Tait: https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=15&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwir-Zbk9ZfSAhVB8WMKHZJfD5sQFghXMA4&url=http%3A%2F%2Fwww.movitel.co.cu%2Fdescarga.php%3Ffile%3Dtait-battery-guide_spanish___42389.pdf&usg=AFQjCNGPZBHAXoHxrA92a4sJF
- Techline. (10 de Abril de 2016). *Techline*. Recuperado el 26 de Enero de 2017, de http://www.linak-us.com/corporate/pdf/us/linak_whitepaper_motionselection_0912.pdf

- THK. (2016). *Ball Screw THK* . Recuperado el 21 de Junio de 2016, de https://www.thk.com/sites/default/files/documents/uk_pdf/product/general/a/ee_A15.pdf
- THK. (2 de Marzo de 2017). *Rolled Ball Screw*. Recuperado el 2 de Marzo de 2017, de Models JPF, BTK-V, MTF, WHF, BLK/WTF, CNF and BNT: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_282.pdf
- THK. (3 de Marzo de 2017). *Selecting a ball screw*. Recuperado el 1 de Marzo de 2017, de Vertical conveyance system: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_b15_069.pdf
- Tigercolor. (19 de Febrero de 2017). *Basic color schemes*. Recuperado el 3 de Marzo de 2017, de Introduction to Color Theory: <http://www.tigercolor.com/color-lab/color-theory/color-theory-intro.htm>
- Timken. (3 de Enero de 2017). *Engineered Bearings*. Recuperado el 15 de Febrero de 2017, de Tapered Roller Bearing Catalog: <http://www.timken.com/wp-content/uploads/2016/10/Timken-Tapered-Roller-Bearing-Catalog.pdf>
- Tsukahara , A., Kawanishi, R., Hasegawa, Y., & Sankai, Y. (19 de Noviembre de 2009). Sit-to-Stand and Stand-to-Sit Transfer Support for Complete Paraplegic Patients with Robot Suit HAL. Ibaraki: Advanced Robotics.
- Usability. (20 de Febrero de 2017). *What & Why of Usability*. Recuperado el 8 de Marzo de 2017, de User Interface Design Basics: <https://www.usability.gov/what-and-why/user-interface-design.html>
- UTEXAS. (2017). Recuperado el 18 de Febrero de 2017, de <http://users.ece.utexas.edu/~valvano/Datasheets/StepperSelection.pdf>
- Vedruna. (28 de Febrero de 2017). *Piñón - Cremallera*. Recuperado el 13 de Abril de 2017, de <http://www.vedruna-angels.org/vangels/antiga/clicseso/AULAVATEC/Mecanismos/Topic41.H>

ANEXOS



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

CERTIFICACIÓN

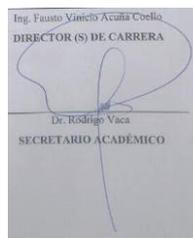
Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor **JOHNNY MAURICIO BARRENO OÑATE** y la señorita **MARÍA DE LOS ÁNGELES CAMPAÑA OLMOS**.

En la ciudad de Latacunga, a **los 15 días del mes de septiembre del 2017**.

Ing. Fausto Vinicio Acuña Coello
DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Fausto Vinicio Acuña Coello
DIRECTOR (S) DE CARRERA



Dr. Rodrigo Vaca
SECRETARIO ACADÉMICO

