

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ**

**DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MECANISMO DE EXOESQUELETO
POSICIONADOR DE ESPALDA PARA ENTRENAMIENTO DEPORTIVO DE
TIRO CON ARCO**

**Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller**

KENDY ELVIS MAMANI ALIAGA

ASESOR: MEng. Roberto Sumiyoshi Furukawa Fukuda

Lima, Noviembre del 2017



DEDICATORIA

*A mi familia por todo el cariño
y apoyo incondicional,
sin ellos no habría alcanzado esta meta*

RESUMEN

La presente tesis consiste en el diseño del prototipo del mecanismo de un exoesqueleto posicionador de espalda enfocado en contribuir con el entrenamiento deportivo del tiro con arco. Un exoesqueleto es un implemento mecánico, accionado generalmente por actuadores electrónicos o neumáticos, el cual es portado por una persona a fin de guiar su movimiento y a su vez mejorar habilidades físicas como la fuerza o motrices como la precisión del usuario. Respecto a esto se vienen realizando estudios que indican que estos mecanismos también permiten a personas con problemas o lesiones motoras acelerar la recuperación de sus habilidades motrices, por ello estos mecanismos vienen demostrando su eficacia en terapias de rehabilitación. El principio de las terapias de rehabilitación consiste en la repetición continua de determinados movimientos en el miembro afectado y precisamente estos mecanismos pueden programarse a fin de repetir infinidad de veces estos movimientos con una gran precisión. Por otro lado en el caso de personas sin problemas motores se ha demostrado que estos mecanismos contribuyen con acelerar el aprendizaje de movimientos nuevos y a su vez contribuir con la mejora de habilidades motrices como la precisión del movimiento. Igual que en el caso anterior esto se logra mediante la repetición continua del movimiento nuevo que se quiere aprender o mejorar.

El tiro con arco es un deporte con gran potencial de masificación en el país, se puede practicar a cualquier edad y no requiere un biotipo en especial. Si bien esta disciplina requiere pocos movimientos durante su ejecución deben realizarse con gran precisión. Habilidad que puede desarrollarse con el uso de un exoesqueleto.

Para el diseño del mecanismo se tuvieron que realizar visitas a centros deportivos de tiro con arco a fin de reconocer los movimientos característicos para dirigir el movimiento de la flecha. Se pudo reconocer que al mantener los brazos tensados al apuntar era la espalda la que permitía controlar la dirección final de la flecha. Posteriormente se realizó un modelo matemático para obtener los parámetros inerciales de un individuo con las medidas del peruano promedio. Se planteó un diseño preliminar, se reconoció la distribución de cargas sobre el mecanismo y se realizó la ingeniería de detalles para finalmente obtener los planos de fabricación del mecanismo propuesto



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MECANISMO DE EXOESQUELETO POSICIONADOR DE ESPALDA PARA ENTRENAMIENTO DEPORTIVO DE TIRO CON ARCO**

ÁREA : **Diseño # 318**

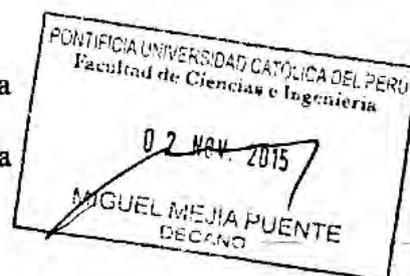
PROPUESTO POR : **M.Eng. Roberto Furukawa Fukuda**

ASESOR : **M.Eng. Roberto Furukawa Fukuda**

TESISTA : **Kendy Elvis Mamani Aliaga**

CÓDIGO : **20101105**

FECHA : **07/10/2015**



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El Perú será sede de los próximos Juegos Panamericanos en el 2019 ante esto el Estado debe promover la investigación y futura implementación de métodos que impliquen cada vez más el uso de tecnología para contribuir a la mejora en el desempeño de sus deportistas. Una de estas tecnologías consisten dispositivos mecánicos acoplados al cuerpo del usuario que puedan guiar el movimiento del mismo, estos son los denominados exoesqueletos. Actualmente a nivel nacional el tiro con arco es un deporte con un gran potencial de masificación debido a que no se requiere una preparación física especial previo a su entrenamiento. En este caso la posición de la espalda es importante para fijar la trayectoria final que tendrá la flecha.

El objetivo del presente trabajo es el de diseñar el mecanismo de un exoesqueleto que permita posicionar la espalda de un arquero mediante los movimientos de flexión lateral y rotación axial de la espalda para contribuir con su entrenamiento deportivo.

El alcance de este trabajo comprende hacer el análisis biomecánico del cuerpo, selección de actuadores, selección de los materiales y cálculos de resistencia de materiales para verificar las dimensiones del mismo para finalmente realizar los planos y estimar el costo del diseño.

Handwritten mark

Handwritten signature



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MECANISMO DE EXOESQUELETO
POSICIONADOR DE ESPALDA PARA ENTRENAMIENTO DEPORTIVO DE
TIRO CON ARCO**

Introducción

1. Antecedentes
2. Modelado del cuerpo y Definición de Concepto Solución
3. Diseño del mecanismo y componentes
4. Estimación de Costos
5. Planos de Fabricación

Observaciones y Recomendaciones

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

RF

M.Eng. Roberto Furukawa
Fukuda
Asesor

RF

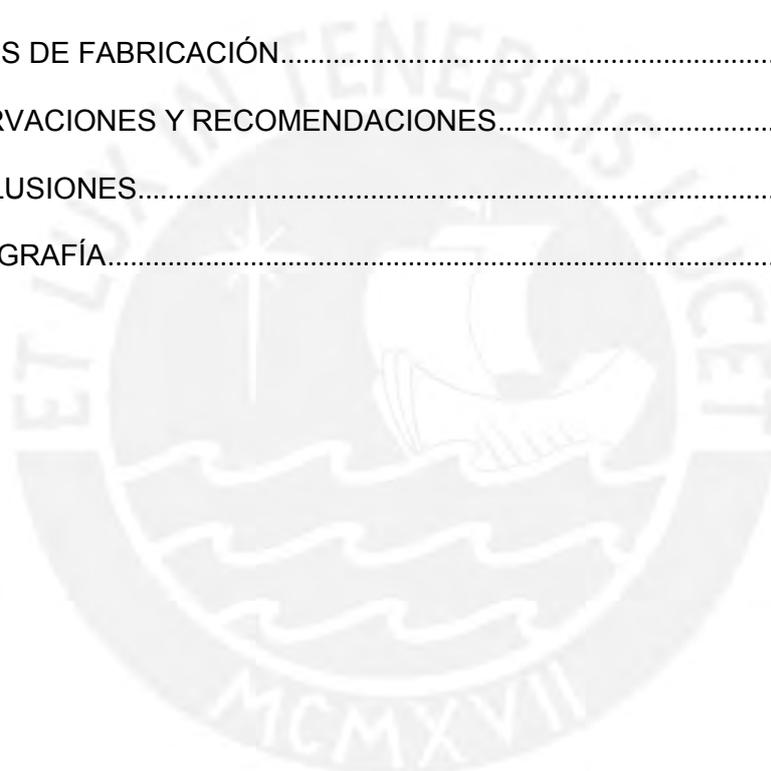
RF

ÍNDICE

ÍNDICE.....	iii
INDICE DE TABLAS.....	vi
INDICE DE FIGURAS.....	vii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	ix
INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVOS.....	3
Objetivo General:.....	3
Objetivos específicos:.....	3
ANTECEDENTES.....	4
1.1) Descripción general de un exoesqueleto:.....	4
1.1.1) Grados de libertad:.....	4
1.1.2) Biomecánica:.....	5
1.1.3) Modelación cinemática:.....	5
1.1.4) Actuadores:.....	6
1.1.5) Sensores:.....	6
1.1.6) Control:.....	6
1.1.7) Singularidad:.....	6
1.1.8) Desalineamiento de ejes:.....	7
1.2) Estado del arte:.....	7
1.2.1) Exoesqueleto MAXFAS:.....	7
1.2.2) Exoesqueleto para soporte en la inclinación de la espalda:.....	8
1.3) Actuadores usados en exoesqueletos:.....	9
1.3.1) Motor DC:.....	9
1.3.2) Servomotor:.....	10
1.3.3) Motor a pasos:.....	10
1.3.4) Actuador lineal electro-mecánico.....	10
1.4) Análisis anatómico del torso:.....	11
1.4.1) Sistema Óseo de la columna:.....	11

1.4.2) Musculatura de la espalda:	11
1.4.3) Ligamentos de la espalda:	12
MODELADO DEL CUERPO Y DEFINICIÓN DE PARÁMETROS DEL CONCEPTO SOLUCIÓN.....	13
2.1) Análisis biomecánico del cuerpo humano.....	13
2.1.1) Modelado de Yeadon:.....	13
2.1.2) Modelado como cadena cinemática:	15
2.2) Movimiento característico de la flecha:	16
2.3) Movimiento y posición de la espalda en el movimiento del arco:	20
2.4) Metodología de diseño:	21
2.4.1) Lista de exigencias:.....	21
2.4.2) Descripción de las funciones parciales:	23
2.4.3) Matriz morfológica:	24
2.4.4) Propuestas de solución:	25
DISEÑO DEL MECANISMO	30
3.1) Consideraciones previas al modelamiento matemático del cuerpo	31
3.2) Realización del modelo matemático del cuerpo humano	34
3.2.1) Posicionamiento ideal de brazos:	35
3.2.2) Definición de los Centro de Giro:	37
3.2.3) Parámetros Inerciales del conjunto:	41
3.3) Análisis cinemático y dinámico del mecanismo	43
3.3.1) Análisis Movimiento Flexión Lateral:	44
3.3.2) Análisis Movimiento Rotación Axial:	56
3.4) Diseño mecánico:	60
3.4.1) Condiciones de funcionamiento:	60
3.4.2) Descripción general del mecanismo:.....	61
3.4.3) Distribución de fuerzas en mecanismo	65
3.4.4) Análisis Guía Móvil:.....	67
3.4.5) Comprobación de engranes:	73
3.4.6) Distribución de fuerzas sobre apoyo del mecanismo:.....	77
3.4.7) Selección de Rodamientos:	81

3.4.8) Comprobación del eje por fatiga:	81
3.4.9) Verificación del apoyo fijo:	86
3.4.10) Cálculo de clavijas y soportes de actuador lineal:	87
ESTIMACIÓN DE COSTOS	90
4.1). Costos de elementos normalizados.....	90
4.2) Costos de adquisición de planchas y barras metálicas:	91
4.3) Costos de mecanizado:	91
4.4) Obtención de costos totales.....	93
PLANOS DE FABRICACIÓN.....	94
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	95
CONCLUSIONES.....	96
BIBLIOGRAFÍA.....	98



INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Posición de la flecha respecto a la vertical para distintos ángulos de inclinación cuerpo.....	18
Tabla 2: Lista de exigencias.	21
Tabla 3: Funciones parciales del cuerpo	23
Tabla 4: Matriz morfológica.....	24
Tabla 5: Evaluación Técnica del Proyecto.....	28
Tabla 6: Evaluación Económica del Proyecto	28
Tabla 7: Segmentos del cuerpo donde tomar mediciones	33
Tabla 8: Densidades del cuerpo.....	33
Tabla 9: Parámetros inerciales de los componentes del cuerpo	35
Tabla 10: Ubicación de centro de giro para flexión lateral según Lura.....	39
Tabla 11: Medidas básicas del cuerpo Basada en estudio Antropométrico	41
Tabla 12: Ubicación de centros de giro y gravedad	42
Tabla 13: Parámetros inerciales del conjunto torso-brazos en posición de disparo .	43
Tabla 14: Parámetros de entrada	54
Tabla 15: Comparación carreras, fuerzas y velocidades casos 4 y 5.....	54
Tabla 16: Ángulo de inclinación vs Fuerza del actuador.	55
Tabla 17: Costos elementos normalizados.....	90
Tabla 18: Costos elementos estructurales.....	91
Tabla 19. Horas estimadas de maquinado en torno.....	91
Tabla 20. Horas estimadas de maquinado en fresadora	92
Tabla 21. Horas de Trabajo de Banco.....	92
Tabla 22. Horas de Trabajo de Soldadura.....	93
Tabla 23. Horas de programación y maquinado en CNC	93
Tabla 24: Costo de mecanizado y ensamblaje	93
Tabla 25: Costos totales.....	93
Tabla 26: Lista de Planos.....	94

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de articulaciones	5
Figura 2. Tipos de Cadenas Cinemáticas	6
Figura 3. Efecto de desalineamiento de eje exoesqueleto y eje cuerpo	7
Figura 4: Exoesqueleto MAXFAS	8
Figura 5: Esquema funcionamiento exoesqueleto.....	8
Figura 6: Exoesqueleto con músculos neumáticos	9
Figura 7. Motor de pasos y servomotor.....	10
Figura 8: Actuador lineal	11
Figura 9: Rango de movimiento de vértebras para 3 tipos de movimientos	11
Figura 10: Forma real de sección del cuerpo	13
Figura 11: Forma del cuerpo propuesta por Yeadon	14
Figura 12: Modelo de sólido del cuerpo	14
Figura 13: Sólidos formando el modelo del cuerpo	15
Figura 14: Cadena cinemática de conjunto cadera escapular-brazos	15
Figura 15: Cadena cinemática del cuerpo del arquero	16
Figura 16: Trayectoria de la Flecha como movimiento parabólico	17
Figura 17: Desviación de una flecha debido al viento.....	19
Figura 18: Diferencias de ángulo de rotación torso respecto a postura	19
Figura 19: Flexión lateral al apuntar	20
Figura 20. Rotación axial al apuntar	20
Figura 21: Concepto solución 1.....	26
Figura 22: Concepto solución 2.....	26
Figura 23: Concepto solución 3.....	27
Figura 24: Evaluación Técnico – Económico	29
Figura 25: Forma de sección del cuerpo propuesto por Yeadon.....	32
Figura 26: Modelo 3D de Yeadon con medidas antropométricas promedio	34
Figura 27. Posicionamiento recomendado en arquería	35
Figura 28: Comportamiento Real de vértebras del cuerpo.....	37
Figura 29. Comportamiento Columna Vertebral	38
Figura 30. Diferencia de altura Cresta iliaca y vértebra L1	39
Figura 31. Posición de Vértebras según Kpandji.....	40
Figura 32. Dimensiones básicas de la modelo matemática vista frontal y lateral	41
Figura 33. Ubicación de centro de giro y centro de gravedad	42
Figura 34: Esquema de mecanismo de flexión lateral	44
Figura 35: Distribución real de fuerzas internas en sección transversal del torso	48
Figura 36: Diagrama de cuerpo libre del cuerpo del arquero.....	49
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo.....	50
Figura 38: Diagrama Fuerza vs Angulo de Inclinación	55
Figura 39: DCL para rotación axial	57
Figura 40: Experimento de Cacciatore	58
Figura 41. Detalle de mecanismo rotación axial	60

Figura 42. Modelo de Yeadon con el Exoesqueleto puesto	61
Figura 43. Mecanismo durante flexión lateral	61
Figura 44. Detalle unión faja ABS con Soporte de Exoesqueleto	62
Figura 45. Ensamble Faja ABS con Soporte de exoesqueleto	62
Figura 46. Detalle de unión articulada a soporte	62
Figura 47. Detalle de ensamble de soporte deslizante y guía circular fija.	63
Figura 48. Guía móvil montada sobre guía fija	63
Figura 49: Detalle Sección Guía circular móvil sobre fija	64
Figura 50: Detalle guía móvil montada sobre guía fija	64
Figura 51. Detalle fijación de soporte cintura escapular.	65
Figura 52: Vista de Sección Contacto entre exoesqueleto y usuario	66
Figura 53: Vista de flexión lateral mecanismo	66
Figura 54: Diagrama de cuerpo libre sobre guía circular móvil	67
Figura 55. Distribución de fuerzas sobre guía circular móvil.....	68
Figura 56: Análisis de fuerzas en sección guía móvil	68
Figura 57: Comportamiento de fuerzas en la guía circular	69
Figura 58: Vista de elevación fuerzas en guía móvil	70
Figura 59. Distribución de fuerzas sobre guía móvil. Vista 1	72
Figura 60. Distribución de fuerzas sobre guía móvil. Vista 2.	72
Figura 61. Resultado de Simulación. Vista 1.....	72
Figura 62. Resultado de Simulación Vista 2.....	73
Figura 63. Centros de giro engrane y columna	73
Figura 64. Medidas del diente	75
Figura 65: Verificación por elementos finitos de la rueda dentada.....	77
Figura 66: Distribución de fuerzas sobre el apoyo	77
Figura 67: Detalle del soporte del mecanismo articulado	79
Figura 68. Distancias entre ubicación de cargas	79
Figura 69. Diagrama de cuerpo libre del eje	80
Figura 70.DFC y DMF en plano XZ	82
Figura 71: Distribución de cargas sobre apoyo fijo.....	86
Figura 72. DCL apoyo actuador lineal	87
Figura 73. Diseño final del prototipo (Vista 1)	88
Figura 74. Diseño final del prototipo (Vista 2)	89

LISTA DE SÍMBOLOS

V_0	Velocidad inicial de la flecha al ser disparada (m/s)
V_x	Componente horizontal de la velocidad inicial de la flecha (m/s)
V_y	Componente vertical de la velocidad inicial de la flecha (m/s)
θ_0	Ángulo de salida de la flecha respecto a la horizontal (°)
h	Altura promedio del objetivo de la flecha (m)
H	Altura de la salida de la flecha (m)
t	Tiempo transcurrido desde que se suelta la flecha (s)
x	Distancia recorrida en el plano horizontal (m)
y	Distancia recorrida en el plano vertical
g	Gravedad (m/s^2)
α_1	Ángulo de inclinación del tronco en flexión lateral al apuntar flecha
α_2	Ángulo de giro del tronco en rotación axial al apuntar flecha
p	Perímetro de la sección del cuerpo paralela al plano horizontal
w	Ancho de la sección del cuerpo
r	Redondeo de esquinas de la sección del modelo matemático del cuerpo
t	Segmento recto de la sección del modelo matemático del cuerpo
A	Longitud promedio del brazo superior
B	Longitud promedio total del brazo
ϕ_1	Ángulo entre brazo superior y antebrazo (Vista superior, plano XY)
ϕ_2	Ángulo entre brazo superior y antebrazo (Vista frontal, plano XZ)
ϕ_3	Ángulo entre brazo que sostiene arco y plano vertical XZ (Vista frontal, plano XZ)

a	Distancia entre altura labio y articulación hombro (Vista plano XZ)
b	Distancia entre altura labio y articulación hombro (Vista planoXY)
X_{final}	Posición del centro de giro de flexión lateral respecto a unión vértebra lumbar y sacro en el eje X
Y_{final}	Posición del centro de giro de flexión lateral respecto a unión vértebra lumbar y sacro en el eje Y
L_i	Longitud de una vértebra lumbar
θ_j	Ángulo formado por una vértebra lumbar respecto a la vertical
$C1$	Ubicación centro de giro flexión lateral de la columna
$C2$	Ubicación centro de giro rotación axial de la columna
a_1	Distancia horizontal entre las articulaciones inferiores del actuador y soporte fijo articulado
a_2	Longitud total del actuador lineal
a_3	Distancia entre articulaciones superiores del actuador lineal y soporte articulado fijo
a_4	Magnitud de la longitud del soporte fijo articulado del exoesqueleto
a_5	Distancia vertical entre las articulaciones inferiores del actuador y soporte fijo articulado
θ_2	Angulo formado entre horizontal y actuador lineal
θ_3	Angulo formado entre horizontal y soporte BD
θ_4	Angulo formado entre horizontal y soporte fijo articulado DC
w_2	Velocidad angular de actuador lineal
w_3	Velocidad angular de tramo BD
w_4	Velocidad angular de soporte fijo articulado DC
\dot{a}_2	Velocidad del vástago del actuador lineal

\vec{r}_{bc}	Vector posición de C respecto de B
\vec{r}_{cg}	Vector posición del centro de gravedad del conjunto respecto de C
\vec{V}_{B1}	Velocidad de la articulación B respecto de la articulación en C
\vec{V}_{B2}	Velocidad de la articulación B respecto de la articulación inferior del actuador lineal (m/s)
\hat{e}_r	Componente radial del vector unitario de coordenadas polares
\hat{e}_θ	Componente angular del vector unitario de coordenadas polares
\bar{A}	Representa a la matriz que encierra a los valores de la constante
\bar{X}	Matriz que engloba a las variables
\bar{C}	Engloba la solución del sistema
O	Corresponde al centro de giro de flexión lateral del conjunto
$F1$	Corresponde a la fuerza que es ejercida por el actuador lineal
mg	Corresponde al peso del conjunto tórax, cabeza, brazos y arco
$R_{x,y,z}$	Corresponde a las fuerzas resultantes en las direcciones x,y,z.
$M_{x,y,z}$	Corresponde a los momentos resultantes en las direcciones x,y,z.
$I_{F. Lateral}$	Inercia del cuerpo respecto al centro de giro de flexión lateral
$\varphi_{F. Lateral}$	Aceleración angular del cuerpo respecto al centro de giro de flexión lateral
$I_{R. Axial}$	Inercia del cuerpo respecto al centro de giro de rotación axial
$\varphi_{R. Axial}$	Aceleración angular del cuerpo respecto al centro de giro de rotación axial
\vec{F}_{peso}	Vector correspondiente a la fuerza del peso
w	Ángulo correspondiente entre el peso y componente radial del peso
α	Ángulo correspondiente entre el soporte articulado fijo y la componente radial del peso.

r	Corresponde a la magnitud distancia entre el centro de gravedad y el eje de giro de flexión lateral.
$\vec{M}_{r.flex.}$	Momento resistivo del cuerpo al movimiento de flexión lateral
$\vec{M}_{act.f.}$	Momento requerido por el actuador para realizar el movimiento de flexión lateral
\vec{M}_{peso}	Momento producido por el peso del cuerpo
$\vec{M}_{i.flex.}$	Momento inercial del cuerpo durante el movimiento de flexión lateral
$\vec{M}_{r.rot.}$	Momento resistivo del cuerpo al movimiento de rotación axial
$\vec{M}_{act.r.}$	Momento resistivo del cuerpo al movimiento de rotación axial
$\vec{M}_{i.rot.}$	Momento inercial del cuerpo durante el movimiento de rotación axial
ρ	Densidad del aluminio 6061
E	Módulo de elasticidad del aluminio 6061
σ_f	Esfuerzo a la fluencia del aluminio 6061
σ_{falt}	Esfuerzo alternante flector del aluminio
τ_f	Esfuerzo alternante cortante del aluminio
p_{adm}	Esfuerzo de aplastamiento admisible del aluminio 6061
M_{tot}	Momento necesario para realizar el movimiento de flexión lateral
$Long$	Longitud de brazo de palanca entre origen de columna y línea de acción P1
$P1$	Fuerza que realiza el exoesqueleto sobre el torso del usuario.
$P2$	Fuerza tangencial debido al contacto entre rueda dentada y piñón.
$P3$	Fuerza radial debido al contacto entre rueda dentada y piñón
$N1$	Fuerza normal resultante debido al contacto entre guía circular fija y móvil
$N2$	Fuerza normal resultante debido al contacto entre guía circular fija y móvil

R_1	Fuerza radial resultante debido al contacto entre guía circular fija y móvil
R_2	Fuerza radial resultante debido al contacto entre guía circular fija y móvil
M_t	Momento torsor en la ranura de la guía circular móvil
$R_{guía}$	Distancia entre centro de giro rotación axial y zona de contacto de dientes del engrane
$r_{guía}$	Distancia entre centro de giro rotación axial y guía circular móvil
$a_{guía}$	Distancia entre centro de giro rotación axial y línea de acción de P1
$r_{piñon}$	Radio del piñón
T_{motor}	Torque a soportar por el motor de pasos durante el movimiento de flexión lateral
A	Distancia entre líneas de acción de las fuerzas P3 y N1
B	Distancia entre líneas de acción de N1 y N2
m	Módulo de rueda dentada
z_1	Número de dientes del piñón
z_2	Número de dientes de rueda dentada
M_{t2}	Momento máximo brindado por el motor de pasos a usar:
F_t	Fuerza tangencial en rueda dentada
F_n	Fuerza normal en rueda dentada
S_d	Ancho del diente del engrane
$\sigma_{flector}$	Esfuerzo flector
$M_{flector}$	Momento flector
I	Inercia del área transversal de la sección en la base del diente del engrane
σ_n	Esfuerzo normal

τ	Esfuerzo cortante promedio
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente según Von Misses
R_t	Fuerza radial a soportar por el rodamiento
P_o	Carga estática equivalente del rodamiento
S_o	Factor de seguridad en rodamientos
C_o	Capacidad de carga estática
FC	Fuerza cortante
MF	Momento flector
σ_{fm}	Esfuerzo equivalente estático
K_t	Factor de concentración de esfuerzos
η	Factor de sensibilidad a la entalla
β	Factor efectivo de concentración de esfuerzos
σ'_{fa}	Esfuerzo alternante aumentado
FS	Factor de seguridad
$p_{soporte}$	Esfuerzo de aplastamiento total sobre soporte de actuador lineal

INTRODUCCIÓN

El uso de nuevas tecnologías viene siendo aplicada en los deportes desde hace algún tiempo en varios países y estos han demostrado su eficacia en olimpiadas pasadas (1). Estas tecnologías son útiles al momento definir parámetros fisiológicos y biomecánicos que permitan obtener datos cuantitativos que permitan optimizar el entrenamiento de los deportistas. Como se sabe el Perú será sede de los próximos Juegos Panamericanos en el 2019 ante esto el Estado debe promover la investigación y futura implementación de métodos que impliquen cada vez más el uso de la tecnología para contribuir a la mejora en el desempeño de sus deportistas.

Actualmente se viene incentivando la práctica del deporte a nivel profesional mediante la implementación de Centros de Alto Rendimiento en diferentes regiones del país, sin embargo aún no se apuesta por la innovación de equipo deportivo que permita contribuir con mejorar las habilidades motrices del deportista.

En el Perú existe una gran variedad de deportes que aún son poco conocidos por la mayoría debido al poco apoyo que se le hace. Uno de estos es el tiro con arco que en los últimos años ha venido atrayendo cada vez más participantes. Según el Presidente de la Federación Peruana de Tiro con Arco desde el 2012 se viene trabajando en la masificación de este deporte a fin de contar con mayor disponibilidad de deportistas para los Juego Panamericanos, actualmente se tienen registrados unos 200 deportistas practicantes en academias reconocidas por la Federación. Sin embargo no logra tener mucho éxito en competencias internacionales debido principalmente a la aún poca experiencia o roce internacional que tienen los representantes nacionales. A pesar de todo es importante destacar que al no requerirse una condición física especial para su práctica este deporte puede ser practicado por cualquiera, por ello tiene una gran potencial para su masificación. Además al ser este un deporte aún en crecimiento a nivel nacional y sin una técnica o estrategia propia definida en el país se facilita la inserción de nuevas metodologías o innovaciones en la enseñanza de esta.

Recientemente se viene investigando la aplicación de sistemas mecánicos denominados exoesqueletos que permiten mejorar habilidades humanas como la fuerza y precisión e incluso contribuir con la rehabilitación de pacientes con problemas psicomotores. Básicamente estos realizan, mediante sus actuadores, los movimientos equivalentes del usuario portador. Se tienen estudios que muestran que

los exoesqueletos pueden a acelerar el aprendizaje y mejorar la precisión de movimientos nuevos a personas sanas (2) (3). En los últimos años se vienen realizando propuestas para que estos mecanismos sean usados para contribuir con la masificación de actividades deportivas a través de la repetición continua de movimientos característicos mediante el uso de exoesqueletos (4). Inclusive uno de estos mecanismos permitió mejoras cuantificables en la puntería en el uso de armas de fuego luego de algunas sesiones de entrenamiento con el mismo (5). En síntesis, el principio bajo el cual se diseñan exoesqueletos consiste en mejorar las habilidades motoras mediante la repetición continua de determinados movimientos del cuerpo.

Al ser el tiro con arco es un deporte enfocado principalmente a la precisión requiere como base para su correcto desempeño una buena coordinación motora de los músculos de la espalda y brazos, es decir para lograr un disparo preciso es fundamental posicionar adecuadamente tanto los brazos y espalda. Siguiendo el principio de los exoesqueletos se propone el uso de un mecanismo portable que permita guiar adecuadamente el movimiento de la espalda del deportista a fin de permitirle reconocer una posición que sea ideal para él y mejorar a precisión de su disparo. A su vez este tipo de mecanismo permitirá la masificación y estudio de la técnica de disparo de tiro con arco ideal.

Por lo tanto el presente trabajo tiene como fin realizar el diseño mecánico de un mecanismo que permita posicionar la espalda mediante un movimiento de flexión lateral y otro de rotación axial necesarios para dirigir la flecha hacia el blanco.

OBJETIVOS

Objetivo General:

Diseñar el mecanismo de un prototipo de exoesqueleto que permita guiar el movimiento de la espalda a fin de contribuir con el entrenamiento y mejora de puntería de un arquero.

Objetivos Específicos:

- Identificar la técnica usada en el tiro con arco, las partes del cuerpo involucradas en la efectividad de la puntería y posterior modelamiento matemático del cuerpo.
- Determinar los parámetros inerciales de las partes del cuerpo involucradas y posterior análisis cinemático y dinámico del cuerpo.
- Realizar el diseño conceptual del mecanismo y diseño de detalles posterior al análisis de cargas presentes en el mecanismo.

CAPITULO 1

ANTECEDENTES

1.1) Descripción general de un exoesqueleto:

Los exoesqueletos pueden definirse como implementaciones robóticas que tienen como finalidad mejorar o recuperar habilidades físicas propias del ser humano. Esto mediante el desarrollo de fuerza, resistencia, velocidad o precisión en los distintos movimientos del cuerpo. En el caso de fuerza, por ejemplo, si el usuario requiere cargar 50 kg el exoesqueleto a través de sus actuadores permitiría soportar unos 45 kg y el usuario solo unos 5 kg. Como potenciales usos para los exoesqueletos se tienen los equipos de rescate (donde los exoesqueletos brinden protección y mejora de fuerza a los rescatistas), equipos militares, personas con discapacidad donde el exoesqueleto recibe como entrada un impulso nervioso del usuario y como salida se tiene el movimiento del exoesqueleto junto con la extremidad a la que va conectada (6) y finalmente para aplicaciones deportivas que permitan la mejora en el desempeño de las habilidades motoras de los usuarios.

Debido a que los exoesqueletos están necesariamente en contacto con personas deben cumplir algunos requerimientos de seguridad, ser antropométricamente adaptables, ergonómicos, lo suficientemente robustos para que solo se muevan con el usuario, tener larga duración de energía y además de ser fácil de poner y quitar. Se señalarán algunos parámetros que se deben tomar en cuenta en el diseño de un exoesqueleto. Se describirán brevemente los más importantes:

1.1.1) Grados de libertad:

Mediante la especificación del número de grados de libertad se determina en gran parte la complejidad del diseño, el número de actuadores, el peso, la dificultad del análisis cinemático y control. Dependiendo del número de grados de libertad es que el mecanismo a diseñar tendrá diferentes tipos de uniones, tal y como se muestra en

la figura 1. En caso se requieran movimientos de 1 G.D.L. se tienen uniones tipo rotacional y prismática, en el caso de 2 G.D.L. se puede optar por juntas de tipo planar y cilíndrica, mientras que para casos de 3 G.D.L. se tienen juntas esféricas o rótulas. Como las mostradas en la Figura 1.



Figura 1. Tipos de articulaciones

1.1.2) Biomecánica:

Mediante este análisis se permiten conocer factores importantes como la ubicación de los centros de gravedad de los miembros del cuerpo, inercias, ubicación de los centros de rotación (articulaciones), esfuerzos tolerables en las extremidades y otros factores ergonómicos importantes. También es posible determinar la ubicación de los actuadores, los cuales deben de ser ubicados cerca a los ejes de rotación propios del cuerpo humano. Además permite estimar potencias, velocidades y límites de movimiento que debe tener el exoesqueleto a fin de no dañar al usuario.

1.1.3) Modelación cinemática:

Permite definir cómo se comportará el sistema. Es la parte más importante para realizar el estudio y modelado del dispositivo en general. Para realizar el análisis se debe modelar el cuerpo humano como un mecanismo. Se tienen las cadenas abiertas, donde un elemento del mecanismo (eslabón) está fijo o empotrado y los otros libres, este es el caso de los brazos y piernas. También están las cadenas cerradas en las que un eslabón está fijo y el segundo y el penúltimo están unidos a este; se usa principalmente para convertir movimientos lineales a rotacionales. Estas se muestran en la Figura 2. Existen también sistemas libres que no cuentan con un punto de referencia fijo como las vértebras de la columna.

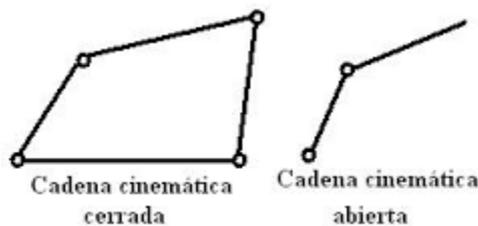


Figura 2. Tipos de Cadenas Cinemáticas

1.1.4) Actuadores:

Estos son los encargados de transmitir el movimiento y la fuerza hacia el portador, en los exoesqueletos los motores DC son los más usados. El uso de estos implica tener muy en cuenta el peso y duración de las baterías necesarias para el funcionamiento de los mismos. Además los actuadores deben de satisfacer los requerimientos de potencia, velocidad, estabilidad y seguridad para el usuario

1.1.5) Sensores:

Los sensores cumplen una función importante en los exoesqueletos pues permiten conocer la ubicación (potenciómetros, acelerómetros o encoders) de las articulaciones o extremidades del usuario, conocer la fuerza que estos realizan (sensores de fuerza o piezoeléctricos) e incluso detectar las señales generadas por el cuerpo humano (señales electromiográficas) a través de electrodos. Esto con la finalidad de realizar el respectivo control del mecanismo

1.1.6) Control:

Luego del diseño mecánico esta es la parte más importante en los exoesqueletos, con este se reciben las señales de entrada provenientes de sensores y a través de un controlador (como un PID) se envían señales para que los actuadores provean la potencia requerida para realizar la tarea deseada permitiendo así un movimiento armónico para el usuario. Se tienen exoesqueletos activos que responden a datos de entrada provenientes del cuerpo humano, detectando los impulsos nerviosos, y exoesqueletos pasivos que presenta una determinada secuencia de movimientos que fueron programadas con anterioridad.

1.1.7) Singularidad:

Es un problema que presentan los mecanismos y manipuladores tanto planos y espaciales. Estas se presentan cuando los ejes de rotación de 2 eslabones pertenecientes a una cadena en serie se superponen entre sí ocasionando la pérdida temporal de un grado de libertad, además en esta posición el controlador presentará

dificultades para realizar análisis relacionados con la posición, velocidad o aceleración del mecanismo. Dependiendo de la complejidad del mecanismo puede ser necesario realizar un análisis matemático para determinar las posiciones que producen singularidades y evitarlas

1.1.8) Desalineamiento de ejes:

Para el caso de un exoesqueleto este es producido cuando los ejes de rotación del miembro a mover y del mecanismo no llegan a coincidir, al ocurrir esto se generan fuerzas externas o de reacción sobre el miembro llegando a ocasionar muchas molestias al portador. Véase Figura 3.

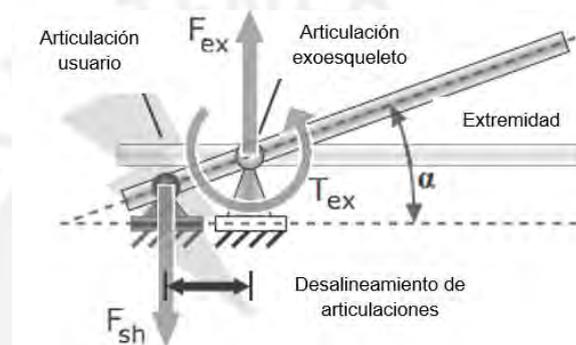


Figura 3. Efecto de desalineamiento del eje-exoesqueleto y eje-cuerpo

1.2) Estado del arte:

Se presentan a continuación algunos de los prototipos de exoesqueletos más resaltantes en la actualidad:

1.2.1) Exoesqueleto MAXFAS:

Este exoesqueleto es movido por poleas y está diseñado para ayudar al entrenamiento con armas de fuego. Su principal característica es que permite reducir las pérdidas de puntería ocasionadas por temblores involuntarios en las manos al momento de manipular un arma de fuego. Su principio consiste en censar la frecuencia de los temblores y controlar a su vez la frecuencia de sus motores DC para que contrarresten los efectos de los primeros. Está compuesto por 6 cables, 4 de ellos se encargan de darle 3 G.D.L. al hombro y 2 originan 1 G.D.L. al codo.

Para transmitir el movimiento a las extremidades directamente se usan abrazaderas hechas de carcasa laminadas de fibra de carbono estas deben asegurar el correcto agarre sobre el brazo del usuario. El mango del hombro presenta teflón en su composición y mediante un marco está en contacto con el hombro.

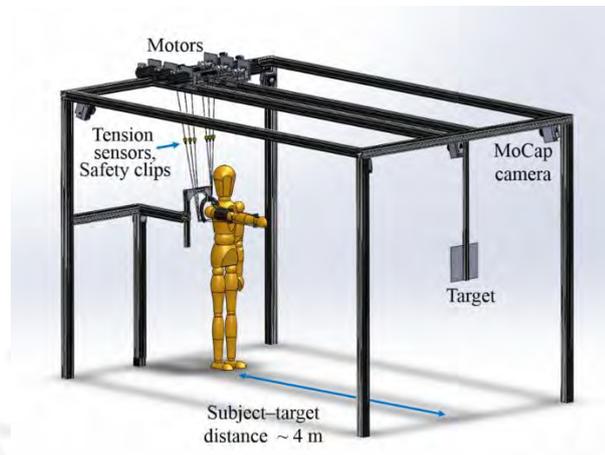


Figura 4: Exoesqueleto MAXFAS (5)

1.2.2) Exoesqueleto para soporte en la inclinación de la espalda:

Este sistema permite soportar el peso de la parte superior del cuerpo al momento de flexionarse hacia adelante, puede usarse como apoyo al momento de cargar objetos pesados y apoyo en la rehabilitación de personas que presenten problemas lumbares.

Se modela la parte superior del cuerpo como un eslabón con un centro de rotación en la cintura y las piernas como cuerpos inmóviles. Su funcionamiento consiste en usar un musculo neumático que tira de un cable que hace girar una polea que se encuentra en la cadera y unida también a las piernas. (7)

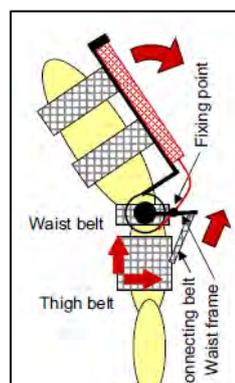


Figura 5: Esquema funcionamiento exoesqueleto (7)

1.2.3) Exoesqueleto neumático de espalda:

Este modelo tiene como finalidad la de asistir a su portador para levantar cargas a fin de evitar dolores de espalda, además de permitir incrementar la fuerza del mismo. Posee sensores para detectar la fuerza ejercida por el usuario (mediante un resorte que cumpla la ley de Hooke) y uno para detectar la posición actual del tronco. La fuerza medida es amplificada por los músculos neumáticos con los que trabaja.

La posición del cuerpo se determina sabiendo los grados de giro de los tobillos, rodillas y caderas. Los músculos neumáticos producen el torque requerido para reducir la fuerza que ejerce la espalda y el resto la transmite hacia las piernas. Con esto se logra mover la espalda hacia una posición vertical fácilmente. Como gran ventaja este modelo permite el intercambio de piezas como los soportes de la columna, hombros y piernas; esto con la finalidad de variar el tamaño del exoesqueleto de acuerdo al portador. (8)



Figura 6: Exoesqueleto con músculos neumáticos (8)

1.3) Actuadores usados en exoesqueletos:

1.3.1) Motor DC:

Tienen la ventaja de poder ser accionados fácilmente pues solo se requiere aplicar tensión entre sus bornes y comenzará a girar a la máxima velocidad y sentido que el voltaje inducido se lo permita. Si bien es posible controlar la velocidad o cambiar el sentido de giro mediante puentes "H" o variando la cantidad de tiempo de que el motor recibe tensión no es posible enclavarlos o posicionados en un ángulo

específico, para hacerlo requieren de otros complementos. Estos motores alcanzan altísimas velocidades que llegan hasta los 15 000 RPM, sin embargo pueden tener torques que no llegan ni a 1 mNm por lo que en casi todos los casos es necesario la inserción de una caja de cambios en estos.

Una forma de controlar el ángulo de giro de los motores DC es a través de encoders o codificadores rotativos que convierten la posición angular de un eje a un código binario, es decir asigna un número o combinación de tales a un rango de grados y mediante un controlador se hace que el motor se mueva hasta alcanzar el código deseado, es decir permite controlar los grados de giros del motor DC.

1.3.2) Servomotor:

Consiste básicamente en un motor DC acoplado internamente a una caja de cambios y un encoder a fin de poder controlar la velocidad y posición de giro del motor. Funciona con un sistema de control con retroalimentación, es decir lazo cerrado.

1.3.3) Motor a pasos:

Este equipo se caracteriza por permitir convertir pulsos eléctricos en desplazamientos angulares discretos. Tiene como ventaja su gran precisión y repetitividad en cuanto al posicionamiento. Su funcionamiento se hace en función de pulsos que permite tener un rango de movimientos desde 90° a 1.8° . Como desventaja es que una frecuencia alta de pulsos puede generar fallas como vibraciones, giros errados o que el equipo se quede estático. Para su control no requiere de una retroalimentación, es decir funciona a lazo abierto.



Figura 7. Motor de pasos y servomotor

1.3.4) Actuador lineal electro-mecánico

Actuadores que producen movimiento lineal a partir de movimiento rotacional. Esto se da mediante husillos o correas dentadas. Requieren de un motor convencional y caja reductora, en algunos casos pueden incluir freno o ser autobloqueantes. Para su control se puede usar un potenciómetro en su interior o un encoder.

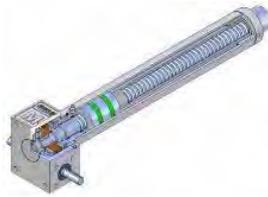


Figura 8: Actuador lineal

1.4) Análisis anatómico del torso:

1.4.1) Sistema Óseo de la columna:

La columna está compuesta por 5 regiones que engloban a un total de 33 vertebras. Véase Figura 9. Estas se dividen en las siguientes:

- 7 Vértebras Cervicales (C1 – C7)
- 12 Vertebras torácicas (T1 – T12)
- 5 Vértebras lumbares (L1 – L5)
- 5 Vértebras Sacras Lumbares (S1 – S5)
- 4 Vértebras Coxígeas fusionadas

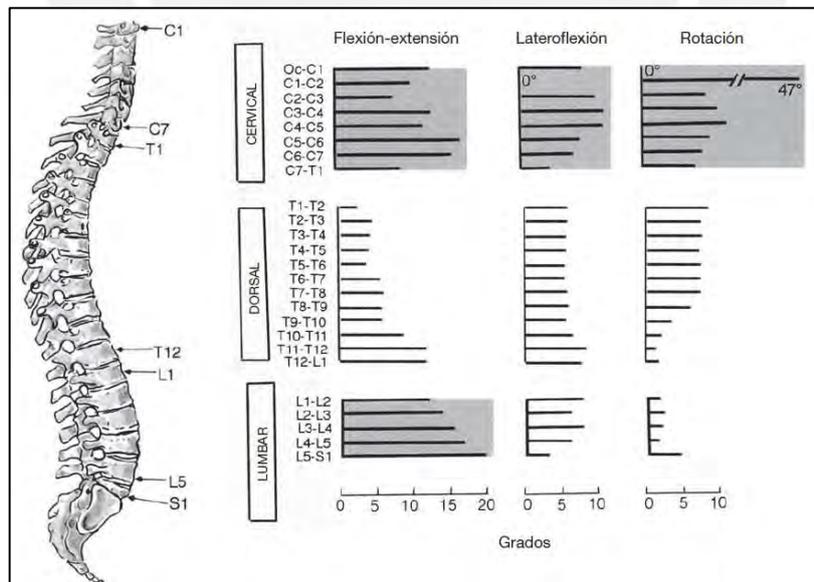


Figura 9: Rango de movimiento de vértebras para 3 tipos de movimientos de la espalda (9)

1.4.2) Musculatura de la espalda:

En cuanto a los músculos de la espalda, estos cumplen con la función de darle el movimiento a la columna mediante la contracción o relajación de los distintos grupos

musculares presentes en esta. Además se destaca su importancia para proveer estabilidad al tronco en cualquier postura y de contribuir con la rigidez y estabilidad de la columna. Se pueden asemejar al comportamiento de las cuerdas de un mástil que mediante fuerzas de tracción permiten mantener fijo al mismo. Sin embargo los músculos permiten hacer tantas fuerzas de tracción y compresión sobre la columna.

Para lograr todos los rangos de movimiento que caracterizan a la columna los músculos no actúan individualmente, sino por un complejo agrupamiento de los mismos. Se tienen músculos agonistas (motores) y antagonistas, los primeros mediante su contracción producen la fuerza requerida para un determinado movimiento del cuerpo, las segundas realizan la acción contraria a los agonistas pues se encargan de regular o contralar la fuerza de los primeros.

La compleja fisiología del torso requiere además la actividad de diversos grupos musculares que involucran a músculos locales y globales. Los músculos globales que producen los movimientos principales y transfieren las cargas del tórax a la columna y desde esta hacia la pelvis. Incluyen al erector de la columna, los oblicuos y los músculos abdominales. Luego se tienen a los músculos locales que controlan la rigidez y curvatura de los segmentos de la columna.

1.4.3) Ligamentos de la espalda:

Los ligamentos que rodean la columna vertebral desempeñan una función imprescindible en su funcionamiento. Básicamente en su conjunto tienen 2 funciones principales: Limitar el movimiento de la columna y proteger los discos intervertebrales. Además de contribuir a mantener en posición erecta a la columna.

CAPITULO 2

MODELADO DEL CUERPO Y DEFINICIÓN DE PARÁMETROS DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

En este capítulo se describirán los modelos matemáticos existentes para el modelado del cuerpo humano, esto será de utilidad para el dimensionado del exoesqueleto y selección de los actuadores que se usarán. Adicionalmente se planteará el modelado como cadena cinemática del cuerpo del arquero que permitirá conocer la dinámica del mismo. Finalmente se determinarán los parámetros de diseño y se describirá el concepto de solución óptimo.

2.1) Análisis biomecánico del cuerpo humano.

Para el diseño de un exoesqueleto es necesario conocer las magnitudes de las cargas que debe de mover, es decir las masas, inercias y posiciones del centro de gravedad. Conociendo estos es que se pueden seleccionar los actuadores, materiales y geometría del mecanismo, considerando también la ergonomía del mismo para el usuario.

2.1.1) Modelado de Yeadon:

Las secciones transversales del cuerpo, sobre todo en la región torácica tienen una forma irregular semejante a la mostrada en la Figura 10.

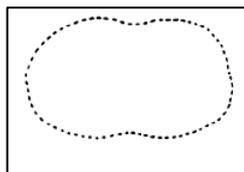


Figura 10: Forma real de sección del cuerpo (10)

A fin de conocer los parámetros inerciales Yeadon (10) propone modelar el cuerpo humano como una serie de secciones en forma de rectángulos con 2 semicírculos a los costados, como se puede observar en la Figura 11.

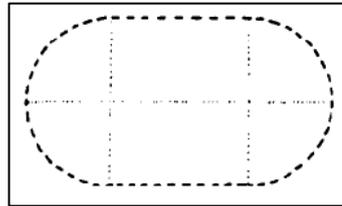


Figura 11: Forma del cuerpo propuesta por Yeadon

Las dimensiones de estas figuras geométricas además de depender de la contextura de la persona también dependerán de la altura del cuerpo que representen. Es decir, la sección que representa la cadera será menos ancha que la sección que representa al torso.

Finalmente uniendo estas secciones es que llega a formar un sólido que permite representar las diferentes partes del cuerpo como el torso y extremidades Véase Figura 12. Ahora para hacer el modelado de Yeadon para una determinada persona es necesario tomarle las siguientes medidas: El perímetro y ancho de diferentes secciones del cuerpo. La obtención del modelo de Yeadon se detallará en el siguiente capítulo.

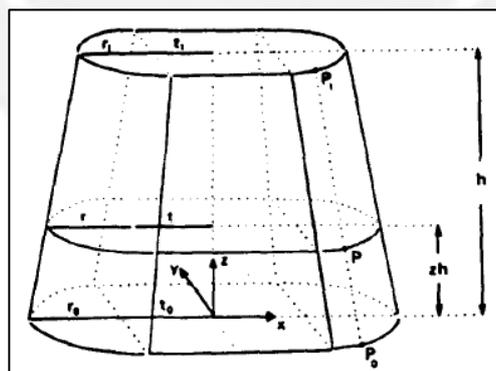


Figura 12: Modelo de sólido del cuerpo (10)

Es con la unión de estos sólidos que es posible modelar los brazos, piernas, tronco y cabeza del cuerpo humano. Al final se puede obtener un modelo como el mostrado en la Figura 13.

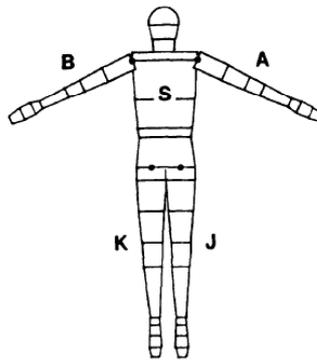


Figura 13: Sólidos formando el modelo del cuerpo

2.1.2) Modelado como cadena cinemática:

Para realizar el análisis del cuerpo humano es necesario aproximarlos como una serie de cadenas cinemáticas. Estas deben de cumplir ciertos grados de libertad y tener límites en sus movimientos que garanticen la correcta ejecución del disparo.

Como se mencionó anteriormente para el manejo del arco se tiene una parte fija y una parte móvil. La parte fija corresponde al conjunto cadera escapular-brazos los cuales, luego de ejercer la tensión necesaria sobre el arco y finalmente posicionarse dependiendo de la ubicación del objetivo, quedarán estáticos hasta momentos después de realizar la suelta de la flecha. La parte móvil será la columna que será la que deberá mover el conjunto brazos-cintura escapular.

Se muestra en la Figura 14 el modelado del conjunto cadera escapular-brazos como eslabones en cadena abierta. Sin embargo como se mencionó anteriormente ningún eslabón de este conjunto presentará movimientos relativos entre sí. Corresponde a la parte fija del cuerpo.

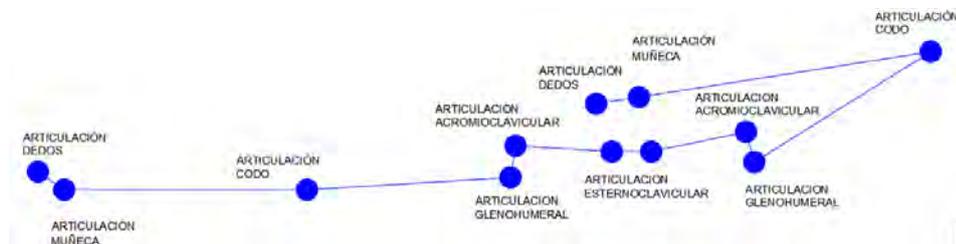


Figura 14: Cadena cinemática de conjunto cadera escapular-brazos (Elaboración Propia)

La parte móvil le corresponde a la columna lumbar y dorsal, en caso se requiera ajustar la puntería vertical (plano perpendicular al piso) o en forma lateral (plano

paralelo al piso) será la columna quien guiará la posición final del conjunto cadera escapular- brazos (11).

Dependiendo de la altura a la que se encuentre el blanco al que se desee disparar es que el conjunto conformado por la cadera escapular, brazos y parte de la columna se moverán con centro de giro en un punto fijo imaginario que se denominará “articulación lumbar/dorsal”, como se aprecia en la Figura 15. Es así como se produce el movimiento de flexión lateral. Se detallará más adelante acerca de la ubicación de es este centro de giro imaginario como para otros que pudiesen ser necesarios.

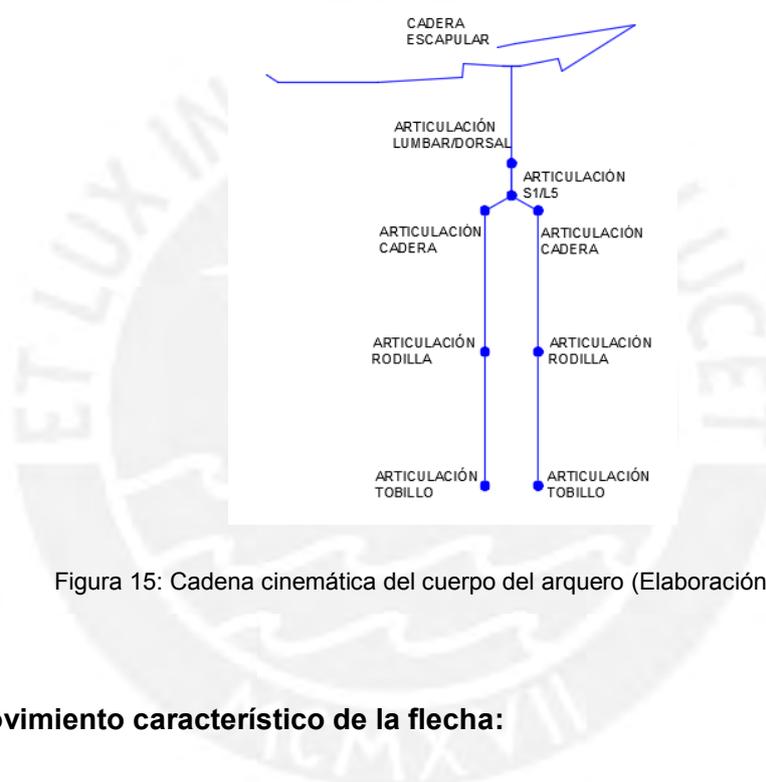


Figura 15: Cadena cinemática del cuerpo del arquero (Elaboración Propia)

2.2) Movimiento característico de la flecha:

Una flecha, como cualquier otro proyectil, al ser lanzado en el vacío describiría una trayectoria parabólica donde se considera que la fuerza de gravedad es el único factor externo que interviene en el movimiento de la flecha. En la realidad esta no describe exactamente este tipo de trayectoria pues durante su recorrido la flecha se ve expuesta a otros factores como el calibre de la flecha (grosor y espesor de tubo), ligeras deformaciones de la flecha en su recorrido, peso o formas de la flecha (punta y cola). Estos parámetros afectan finalmente a la fuerza de resistencia del viento sobre el proyectil afectando su trayectoria tanto en el plano vertical como horizontal paralelo al piso. Entonces el análisis de la trayectoria real de un proyectil resulta ser complicado, por ello en el estudio de la balística de tiro con arco es común el uso de

datos experimentales a fin de relacionar variables como ángulo de partida, velocidad, distancia recorrida, velocidad del viento y características físicas del arco y flecha del arquero.

A fin de tener una referencia aproximada sobre el ángulo de inclinación del cuerpo requerido para competencias se realizará un análisis simplificado (movimiento parabólico) de la trayectoria de la flecha.

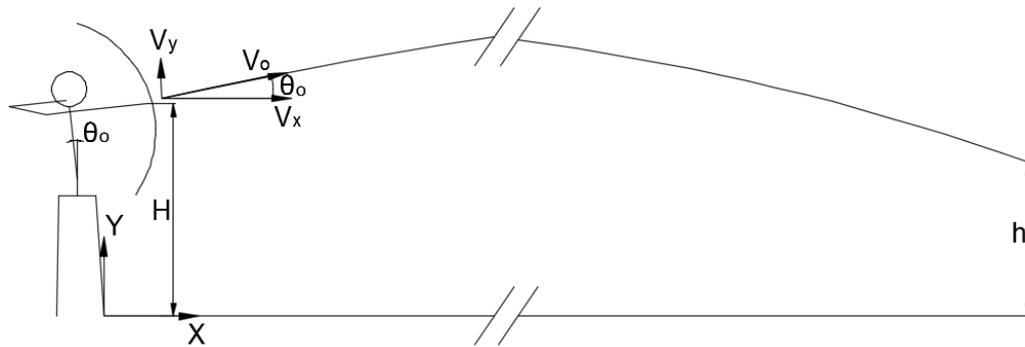


Figura 16: Trayectoria de la Flecha como movimiento parabólico (12)

En base a la Figura 16 se describen las siguientes ecuaciones de movimiento parabólico para el lanzamiento de una flecha desde la posición inicial del arquero hasta la diana u objetivo de la flecha:

$$V_x = V_0 * \cos(\theta)$$

$$V_y = V_0 * \text{sen}(\theta) - g * t_{flecha}$$

$$x = V_0 * \cos(\theta) * t_{flecha}$$

$$y = h + V_0 * \text{sen}(\theta) * t_{flecha} - g * t_{flecha}^2 / 2$$

En competencias oficiales de tiro con arco las flechas alcanzan velocidades desde 40 hasta 90 m/s, esto depende de la energía potencial que es capaz de almacenar el arco, dependiente a su vez del libraje o calibre de este, además de las características o materiales de la flecha que determinan el efecto final del viento sobre esta (12).

Según el reglamento de la FITA (13) la altura a la cual se encuentra el centro del blanco o diana es de 0.7 m, la distancia a la cual se encuentra varía entre 20 a 90 m.

Ahora para aproximar un ángulo de inclinación del arquero se asumirán como datos de entrada que la flecha es lanzada por una persona de 1.8 m de alto, la altura de la que parte la flecha de una altura $H = 1.5$ m. La flecha partirá con una velocidad $V_0 = 40$ m/s y deberá llegar hasta una diana que se encuentra a 90 m (distancia máxima en competencias) y cuyo centro se ubica a una altura $h = 0.7$ m.

Ahora teniendo como dato de entrada el ángulo θ se procede a determinar la altura "Y" a la que se encontrará la flecha al recorrer la distancia "X" de 90 m. Los resultados se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1: Posición de la flecha respecto a la vertical para distintos ángulos de inclinación cuerpo

Angulo θ (°)	Tiempo "t flecha" (s)	Y (m)
1	2.25	-20.50
2	2.25	-16.99
3	2.25	-13.49
4	2.26	-9.99
5	2.26	-6.51
6	2.26	-3.02
7	2.27	0.46
8	2.27	3.94
9	2.28	7.42
10	2.28	10.90
11	2.29	14.39
12	2.30	17.89
13	2.31	21.40
14	2.32	24.91
15	2.33	28.45

Como se observa, en el caso ideal, el ángulo de inclinación requerido para la flecha es de 7° aproximadamente. Se debe resaltar que estos parámetros son teóricos, en verdad la velocidad de la flecha irá disminuyendo con la distancia que avance, se estima que la flecha va pierde en su recorrido un 30% de su energía durante su trayecto (14)

Debido a esto no se puede asumir que el ángulo de requerido sea de 7° sino que le daremos más amplitud a fin de compensar esto. Entonces se opta por darle al mecanismo un rango de movimiento de $\pm 15^\circ$ dependiendo del brazo que sea el que sostenga el arco.

Es importante mencionar que la resistencia del viento no solo ocasiona cambios en la trayectoria de la flecha en el plano perpendicular al piso sino también en el plano

paralelo a este. Dependiendo de la dirección y velocidad del viento es que la flecha puede cambiar de trayectoria. Esto se puede apreciar en la Figura 17 donde se observa la desviación que produce el viento a distintas velocidades y a una dirección perpendicular a la del sentido inicial de la flecha, obtenidas experimentalmente. Es necesario considerar entonces que el cuerpo del arquero también debe de rotar sobre su eje a fin de poder compensar estas desviaciones producidas por el viento.

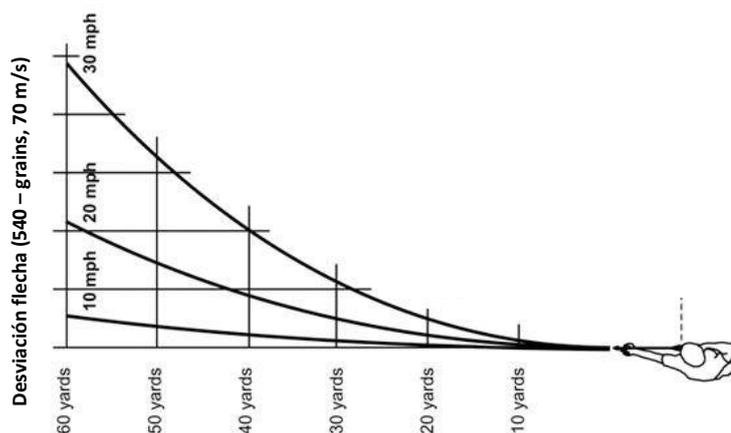


Figura 17: Desviación de una flecha debido al viento (15) – 1 gramo = 1 grain

Existen algunas variantes en las posiciones de los pies al momento de posicionarse para realizar el disparo de la flecha [Anexo 5], la *National Head Coach of the US Olympic Archery Training* indica que cada una de estas tiene sus ventajas y desventajas. La postura elegida será al final elección del mismo arquero, por lo que es importante que el mecanismo tenga la opción de rotar axialmente el cuerpo del usuario para posicionarse adecuadamente dependiendo de la posición del usuario.

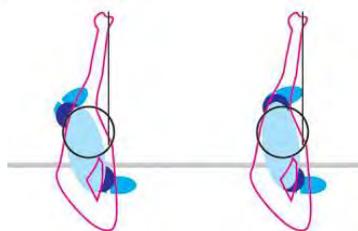


Figura 18: Diferencias de ángulo de rotación torso respecto a postura

A fin de cubrir este rango de movimiento y a su vez evitar causar molestias en el usuario se optará por brindar un rango de $\pm 15^\circ$ para el giro de rotación axial.

2.3) Movimiento y posición de la espalda en el movimiento del arco:

De lo visto anteriormente se tiene que al momento de apuntar con el arco el arquero debe ser capaz de regular el ángulo de salida de la flecha en el plano perpendicular al piso y además ser capaz de regular la dirección de salida de la flecha en el plano paralelo al piso. Para lograrlo se requieren los movimientos de flexión lateral y rotación axial de la columna respectivamente.

De la información recopilada en la visita al centro deportivo (Véase Anexo 3) se concluye que al momento de apuntar, el cuerpo del arquero se divide en 2 partes: La primera involucra al conjunto brazos – cadera escapular y un tramo de la parte superior de la columna. La segunda consiste en el conjunto cadera, piernas y el tramo restante de la columna. La primera parte se mueve relativa a la segunda.

En la Figura 19: Flexión lateral al apuntar se puede apreciar el movimiento de **flexión lateral** donde la primera parte (cadera escapular, brazos y columna) rota un ángulo α_1 respecto a un centro de giro ubicado en la segunda parte (columna, cadera y piernas), la ubicación de este centro de giro se desarrollará más adelante.

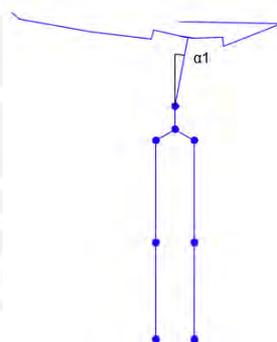


Figura 19: Flexión lateral al apuntar

En la Figura 20. Rotación axial al apuntarse aprecia el movimiento de **rotación axial**, visto en un plano paralelo al piso, donde el conjunto cintura escapular – brazos y columna giran respecto a un centro de giro ubicado en el conjunto cadera y piernas, formando así un ángulo α_2 .

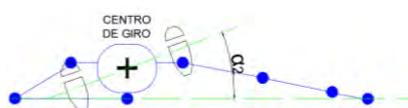


Figura 20. Rotación axial al apuntar

2.4) Metodología de diseño:

Se elaborará el concepto solución definitivo, basándose de la metodología de diseño VDI 2225. Para ello se elabora la Lista de exigencias que ha de cumplir el proyecto. Posteriormente se realizará un listado de todas las funciones parciales que debe de cumplir el mecanismo. A partir de este se podrá realizar la matriz morfológica con la cual se podrán plantear diferentes alternativas de concepto solución. Finalmente a partir de un análisis técnico-económico se podrá elegir el concepto solución óptimo.

2.4.1) Lista de exigencias:

En la Tabla 2 se presenta la lista de exigencias separadas por características:

Tabla 2: Lista de exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS		
PROYECTO		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MECANISMO DE EXOSQUELETO POSICIONADOR DE ESPALDA PARA ENTRENAMIENTO DEPORTIVO DE		Facultad de Ciencias e Ingeniería
		Ingeniería Mecánica
Característica	Deseo o exigencia	Descripción
FUNCION	E	El dispositivo debe contribuir a la mejora de la puntería de los practicantes del tiro con arco guiando los movimientos de estos y manteniendo rígidos y en posición correcta la espalda dorsal a fin de disminuir los temblores durante el anclaje.
FUNCION	E	El dispositivo debe asegurar que la parte dorsal de la espalda sea estática y la parte lumbar dinámica
CINEMATICA	E	El dispositivo debe permitir transmitir los siguientes movimientos al usuario: Movimiento de rotación axial para guiar la trayectoria en el plano paralelo al piso Movimiento de flexión lateral: Para guiar el movimiento de arriba – abajo del arco.
CINEMATICA	E	El rango de movimiento tanto para flexión lateral y rotación axial será de unos $\pm 15^\circ$
GEOMETRIA	E	Las dimensiones del equipo estarán basadas en medidas y proporciones antropométricas promedio de la región (países sudamericanos) cercanos al nacional.
GEOMETRIA	E	El exoesqueleto será portable para permitir la libertad de desplazamiento del usuario con el dispositivo
GEOMETRIA	E	El exoesqueleto tendrá juntas desplazables a fin de poder regularse al tamaño del portador.

PROYECTO		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MECANISMO DE EXOSQUELETO POSICIONADOR DE ESPALDA PARA ENTRENAMIENTO DEPORTIVO DE TIRO CON ARCO		Facultad de Ciencias e Ingeniería
		Ingeniería Mecánica
Característica	Deseo o exigencia	Descripción
MATERIALES	E	El material usado debe de ser de baja densidad a fin de no sobrecargar al usuario
SEGURIDAD	E	El dispositivo contará con topes mecánicos que impidan movimientos fuera de los rangos de movimiento de la espalda
ERGONOMÍA	E	Los centros de giro del exoesqueleto y cuerpo del usuario deberán estar lo más cercanos entre sí.
ERGONOMÍA	E	El centro de masa del conjunto espalda - exoesqueleto deberá estar ubicado en el cuerpo del usuario para evitar desbalances en el mismo.
ERGONOMIA	E	El contacto entre exoesqueleto y usuario estará hecha de materiales comunes en productos ortésicos a fin de evitar daños al usuario
GEOMETRIA	E	Se debe priorizar el bajo peso del equipo. No debe sobrepasar 15% del peso total del usuario a fin de evitar problemas en la espalda.
FABRICACIÓN	E	Las partes metálicas deberán poder fabricarse en talleres locales.
FABRICACIÓN	E	Los actuadores deberán ser ligeros sin añadir más de 3 kg en conjunto.
USO	D	En lo posible usar transmisiones mecánicas y actuadores poco ruidosas como fajas y motores DC. A fin de evitar perjudicar la concentración del portador
MANTENIMIENTO	E	El montaje/desmontaje de los actuadores y transmisiones no debe involucrar desensamblar todo el exoesqueleto a fin de facilitar posteriores trabajos de reemplazo, limpieza, lubricación o reparación de estos.

2.4.2) Descripción de las funciones parciales:

A fin de que el dispositivo pueda ayudar a mejorar la puntería con el tiro con arco, se debe garantizar que este cumpla con las siguientes funciones parciales en su totalidad:

Tabla 3: Funciones parciales del cuerpo

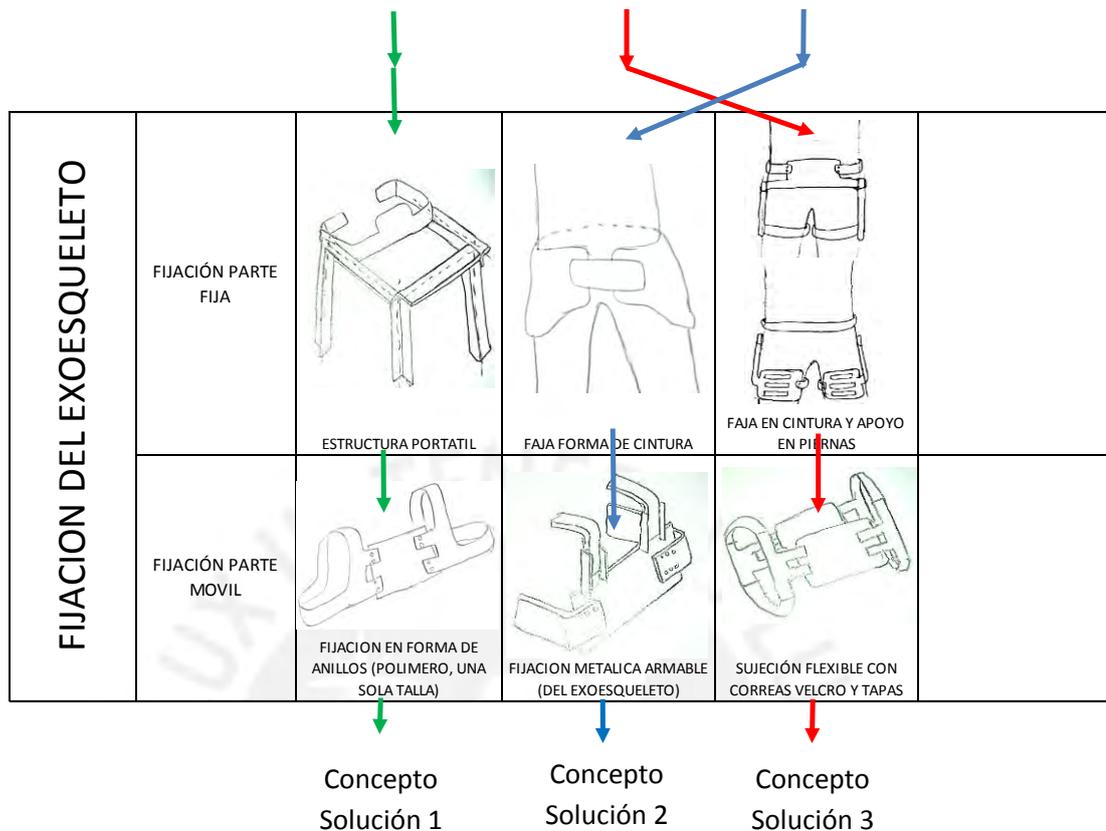
Función parcial	Parte del cuerpo involucrado	Descripción
Movimiento Flexión Lateral espalda	Espalda Lumbar y Dorsal	Tipo de mecanismo para permitir el movimiento lateral de la espalda del usuario
Fijación de exoesqueleto al cuerpo		Conexión entre el exoesqueleto y la espalda del usuario
Actuador		Actuador que permitirá realizar el movimiento inicial para lograr la flexión lateral de la espalda
Movimiento Rotación Espalda	Espalda Lumbar y Dorsal	Tipo de mecanismo para permitir el movimiento de rotación axial de la espalda del usuario
Fijación de exoesqueleto al cuerpo		Conexión entre el exoesqueleto y la espalda del usuario
Actuador		Actuador que permitirá que realizará el movimiento inicial para lograr la flexión lateral de la espalda
Mecanismo Fijación de Espalda Dorsal	Espalda Dorsal	Tipo de mecanismo para permitir la fijación de la espalda dorsal del usuario
Fijación de exoesqueleto al cuerpo		Conexión entre el exoesqueleto y la espalda del usuario
Actuador		Actuador que permitirá realizar el movimiento inicial para lograr la flexión lateral de la espalda
Movimiento flexión/extensión y abducción/aducción	Brazo Superior	Mecanismo que permita realizar los movimientos necesarios en los brazos para obtener la posición ideal en los brazos.
Actuador		Conexión entre el exoesqueleto y los brazos.

2.4.3) Matriz morfológica:

Tabla 4: Matriz morfológica

		MATRIZ MORFOLÓGICA				
	FUNCIONES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4	ALTERNATIVA 5
FLEXION LATERAL	MOVIMIENTO FLEXION LATERAL ESPALDA	 ACTUADORES LINEALES	 USO DE EXCÉNTRICAS	 CONEXIÓN DIRECTA MOTOR	 USO DE CUERDAS Y POLEAS	
	FUENTE DE MOVIMIENTO	 MUSCULO NEUMATICO	 MOTOR ELECTRICO LINEAL	 MOTOR CON CAJA DE CAMBIOS	 CABRESTANTE	
ROTACION AXIAL	MOVIMIENTO ROTACION AXIAL	 MOVIMIENTO ENGRANAJES	 TRANSMISIÓN POR MOTOR	 TRANSMISION POLEAS-A	 TRANSMISIÓN POLEAS-B	
	FUENTE DE MOVIMIENTO	 MOTOR DE PASOS CON CAJA DE CAMBIOS	 CABRESTANTE			
FIJACION DE OMOPLATOS	MECANISMO FIJACION DE OMOPLATOS	 JALAR HOMBROS CON CABRESTANTES	 USO DE SOPORTE ESTÁTICO	 USO DE RUEDA DENTADA Y TORNILLO SIN FIN		
	FUENTE DE MOVIMIENTO	 CABRESTANTE	 MOTOR DE PASOS CON CAJA DE CAMBIOS	SIN ACTUADOR		

Matriz morfológica (Cont.)



2.4.4) Propuestas de solución:

A continuación se presentan los conceptos solución propuestos:

2.4.4.1) Concepto solución 1:

Esta alternativa propone el uso de poleas y cabrestantes, accionados por actuadores eléctricos, para realizar los movimientos requeridos por el usuario. La gran parte de los actuadores y elementos serán soportados por una estructura cuyo nivel máximo estará a la altura de la cintura del usuario. El usuario podrá acoplarse a la estructura por medio de correas que los sujeten alrededor de la cintura. La parte de la cintura escapular del usuario estará sujeta por tapas colocadas entre el pecho y la espalda, incluyendo una par de anillos de material plástico que envuelve a los hombros.

Al usar poleas en el diseño esta alternativa será la más ligera para el usuario, puesto que una gran parte del peso será soportada por la estructura adicional. Por otro lado el uso de poleas ipermite realizar tensión en un solo sentido por lo que es necesario el uso de poleas para los 2 sentidos de giro que tendrá el mecanismo lo cual complica en cierta forma este diseño.

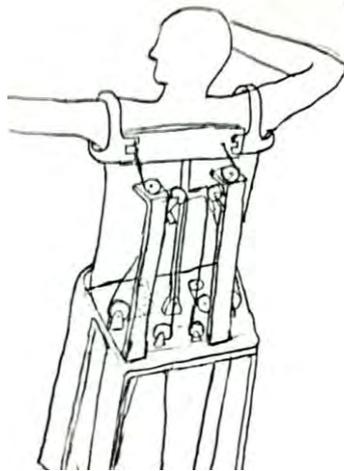


Figura 21: Concepto solución 1

2.4.4.2) Concepto solución 2:

Este concepto propone realizar el movimiento de flexión lateral mediante actuadores lineales y el de rotación axial mediante un motor que mediante una rueda dentada realice el movimiento de rotación axial al mecanismo. Se debe resaltar que el centro de giro de esta rueda dentada estará ubicada de tal forma que se aproxime al centro de giro del cuerpo en el caso de rotación axial lo cual resulta ser muy importante por el tema ergonómico del mecanismo. Para lograrlo se hace uso de guías circulares que en cierta medida incrementan el peso total del exoesqueleto. Además el mecanismo estará sujeto en su totalidad por el usuario, en la cintura por una faja de material plástico que se adopte a la forma del cuerpo a fin de garantizará la sujeción. En el lado de la cintura escapular el mecanismo estará sujeto por piezas metálicas las cuales tendrá un relleno de espuma en su interior.

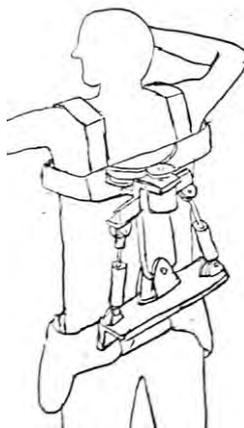


Figura 22: Concepto solución 2

2.4.4.3) Concepto solución 3:

Esta alternativa de solución consiste en realizar el movimiento de flexión lateral mediante el uso de excéntricas acopladas a discos que serán accionadas por motores eléctricos. El movimiento de rotación axial será logrado por un eje acoplado a un motor DC. A diferencia de los conceptos anteriores este mecanismo se sujeta al cuerpo en la cintura escapular, cintura y piernas a fin de lograr una mejor distribución del peso del mecanismo sobre el cuerpo.

El diseño planteado resulta ser más simple que los anteriores, por lo que permitirá lograr un menor peso y costo, sin embargo el centro de giro de rotación axial del cuerpo y el mecanismo están más alejados lo cual puede generar problemas ergonómicos.

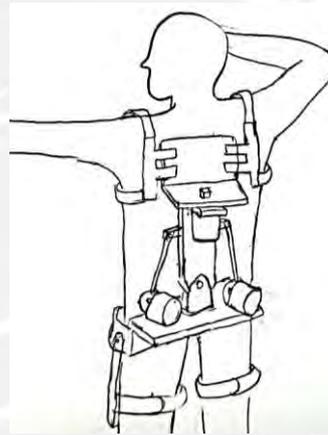


Figura 23: Concepto solución 3

2.4.4.4) Evaluación Técnico-Económica

Durante la elección de los diferentes portadores de funciones que tienen los conceptos solución presentados se tuvo en cuenta priorizar añadir la menor cantidad de peso e inercia adicional al cuerpo. Se priorizó el uso de actuadores electrónicos debido a la precisión de movimiento que pueden alcanzar, además de la posibilidad de controlar la velocidad de salida de estos.

A continuación se procederá a realizar un análisis técnico y económico en el que se procederá a cuantificar mediante una escala de 1 a 4 las características de los conceptos propuestos. Estos pueden observarse en la Tabla 5 y Tabla 6.

Tabla 5: Evaluación Técnica del Proyecto

Evaluación técnica del Proyecto (Xi)													
Variantes de concepto/Proyectos			Solución 1			Solución 2			Solución 3			Solución Ideal	
Nro	Criterio de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Ergonomia		3	3	9	4	12	2	6	4	12		
2	Peso		4	4	16	3	12	3	12	4	16		
3	Adaptabilidad de tamaño		3	2	6	3	9	3	9	4	12		
4	Mantenimiento		2	2	4	2	4	3	6	4	8		
5	Portabilidad		4	1	4	3	12	3	12	4	16		
6	Ruido		1	3	3	2	2	2	2	4	4		
7	Precisión de movimiento		3	3	9	3	9	3	9	4	12		
8	Seguridad		4	3	12	3	12	3	12	4	16		
9	Dificultad Montaje/Desmontaje		4	2	8	3	12	2	8	4	16		
10	Fabricación		2	2	4	3	6	3	6	4	8		
Puntaje máximo			30	25	75	29	90	27	82	40	120		
Valor técnico Xi			0.63			0.75			0.68			1.00	
Orden			1			2			3			4	

Tabla 6: Evaluación Económica del Proyecto

Evaluación económica del Proyecto (Yi)													
Variantes de concepto/Proyectos			Solución 1			Solución 2			Solución 3			Solución Ideal	
Nro	Criterio de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Costo fabricación		4	3	12	3	12	4	16	4	16		
2	Costo de Material		4	3	12	2	8	2	8	4	16		
3	Facilidad de adquisición materiales		4	3	12	3	12	3	12	4	16		
4	Costo Mantenimiento		2	2	4	3	6	3	6	4	8		
5	Costo de Energía		2	2	4	3	6	3	6	4	8		
6	Costo de montaje		3	2	6	4	12	3	9	4	12		
Puntaje máximo			19	15	50	18	56	18	57	24	76		
Valor técnico Yi			0.66			0.74			0.75			1.00	
Orden			1			2			3			4	

De las tablas anteriores se obtuvieron valores técnicos (Xi) y valores económicos (Yi). Estos se representan en una gráfica de Valor técnico vs Valor Económico, véase Figura 24. Dentro de esta tabla se grafica una línea recta que muestra un equilibrio entre ambos valores, parte del origen y termina en la puntuación del concepto solución óptimo. El concepto solución a escoger será aquel que se encuentre lo más cercano al puntaje de la solución óptima.

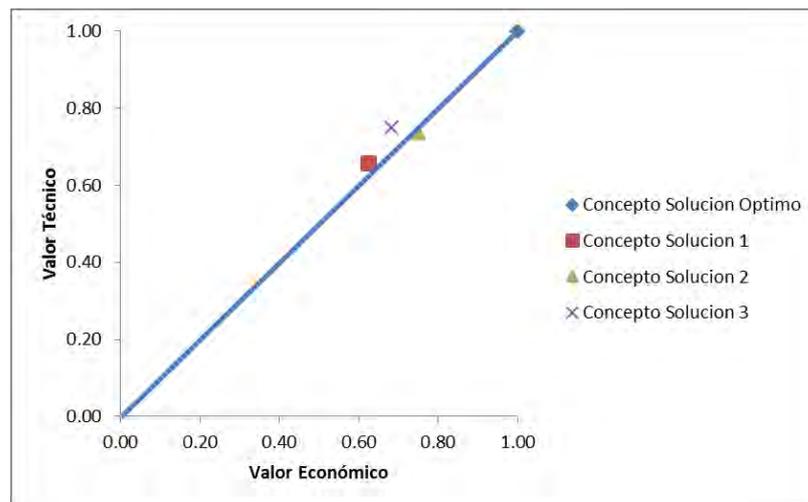


Figura 24: Evaluación Técnico – Económico

Posterior al análisis técnico-económico realizado se concluye que el concepto solución planteada que cumple la mayor cantidad de parámetros requeridos es el **Concepto Solución 2**. El desarrollo, presentación de ingeniería básica y de detalles del mismo será presentado en los capítulos posteriores.

CAPITULO 3

DISEÑO DEL MECANISMO

Para realizar el diseño del mecanismo se requieren conocer las fuerzas y velocidades necesarias que deberán realizar los actuadores para poder posicionar la cintura escapular del usuario en la posición deseada. A partir de estos es que se procede a diseñar los mecanismos de transmisión y la estructura del exoesqueleto que irá acoplada al cuerpo. Es importante señalar que durante todo el diseño se prioriza que el mecanismo tenga el menor peso posible y cuente con topes que impidan al mecanismo ubicar al usuario en posiciones incómodas.

Para conocer la fuerza requerida por los actuadores es importante realizar un análisis cinemático y dinámico del cuerpo del usuario. Por ello se requiere conocer parámetros importantes como las medidas del cuerpo, masas, centros de gravedad y ubicación de los ejes de rotación de los mismos a fin de que los ejes de los mecanismos y el cuerpo coincidan y evitar la aparición de fuerzas externas que dañen al usuario.

Para el dimensionamiento del exoesqueleto se parte de las medidas antropométricas de los usuarios finales, por ello se debería trabajar con las medidas promedio de la población nacional. Sin embargo en la actualidad no se cuenta con una base de datos completa de las medidas antropométricas de la población nacional. Solo se conoce que la altura promedio a nivel nacional es de 1.65 m (16). Por otro lado sí se cuenta con información más completa de otros países latinoamericanos como el de la población colombiana (17). En este estudio se encuentran medidas de diferentes partes del cuerpo de acuerdo a la altura del individuo. En el estudio se encuentran medidas antropométricas para alturas desde 1.60 hasta 1.80 m.

Considerando la estatura promedio nacional se optará por diseñar el prototipo mecanismo y seleccionar actuadores a fin de poder movilizar a un individuo de medidas entre 1.60 hasta 1.70 m.

Una vez definido el tamaño del usuario del prototipo se realizará un modelado matemático del cuerpo a fin de conocer las cargas inerciales que deberá mover el mecanismo. Como se mencionó en el capítulo anterior utilizaremos el modelado matemático del cuerpo que fue propuesto por M.R. Yeadon (10)

3.1) Consideraciones previas al modelamiento matemático del cuerpo

- El análisis de toda la columna vertebral resulta en sí muy complicado debido a que en la realidad cada vértebra presenta un centro de giro diferente, geometría distinta, rango de movimiento diferente, además la configuración de los músculos y tendones condiciona también el movimiento de todo el conjunto y presenta una gran cantidad de grados de libertad que dificultan su análisis.
- El comportamiento de la columna señalado anteriormente es más evidente cuando la columna realiza movimientos de alto rango de movimiento. En este caso la espalda requerirá rangos de movimiento menores de $\pm 15^\circ$ por lo que se asumirá que el tronco se moverá como un sólido rígido con solo 2 grados de libertad.
- Como se detallará más adelante para los cálculos que se realizarán para la selección de actuadores se modelará la espalda como un movimiento de péndulo invertido y para el de rotación axial con un sólido girando alrededor de su eje. Sus centros de rotación estarán ubicados en la columna vertebral.
- El modelo matemático se realizará en base a las medidas antropométricas para personas entre 1.60 a 1.70 m de altura.
- De información recopilada en la bibliografía se tiene que el torque máximo que puede realizar una persona para el movimiento de flexión lateral es de 120 N.m. (18) mientras que para el de rotación axial es en promedio unos 90 N.m. (19)

Dimensionar los actuadores para alcanzar estos torques no sería conveniente por 2 motivos: Primero, por seguridad el torque que puede ejercer el mecanismo debe ser menor que el que realiza el usuario con el fin de que, en

caso de falla, el mecanismo sea el que resulte dañado y por ningún motivo el usuario. Segundo, el usuario no debe de oponer resistencia a la fuerza del exoesqueleto al momento de que este guíe su movimiento, por lo que usar actuadores con esta capacidad sería innecesario, además de aumentar el costo y peso del mecanismo.

Como se mencionó en el capítulo anterior este modelo matemático consiste en modelar el cuerpo humano como una serie de superficies rectangulares con bordes redondeados. Para formar estas secciones se requiere conocer tanto el perímetro (p) de la sección del cuerpo a medir y el ancho del mismo (w), como los mostrados en la Figura 25.

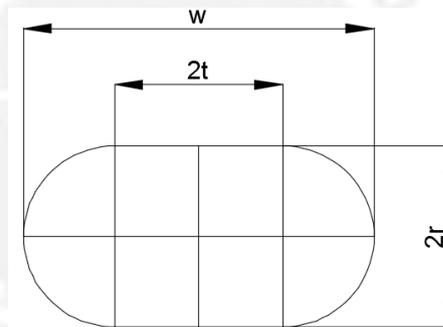


Figura 25: Forma de sección del cuerpo propuesto por Yeadon (10)

Según Yeadon (10) el radio (r) es igual a la siguiente expresión:

$$r = (p - 2w)/(2\pi - 4)$$

La magnitud t corresponde a la siguiente expresión (10).

$$t = (\pi w - p)/(2\pi - 4)$$

Como se observa ambas variables están en función del perímetro (p) y el ancho del cuerpo (w). A partir de estas 2 variables es que se puede determinar la geometría de estas secciones para posteriormente formar sólidos de una altura determinada “ h ” como se mostró anteriormente en la Figura 12. Estas alturas corresponden a la distancia entre diversas secciones del cuerpo en específico que se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7: Segmentos del cuerpo donde tomar mediciones

Niveles en los que los segmentos del cuerpo son seccionados	
Torso (S)	
Ls0	Articulación cadera
Ls1	Ombbligo
Ls3	Costilla frontal más baja
Ls4	Pecho
Ls5	Acromion
Ls6	Altura de nariz
Ls7	Encima de oreja
Ls8	Tope de la cabeza
Brazo (A)	
La0	Centro de giro hombro
La1	Mitad del brazo
La2	Centro de giro codo
La3	Perímetro máximo antebrazo
La4	Articulación muñeca
La5	Base del pulgar
La6	Nudillos
La7	Uñas de los dedos

Entonces es necesario tener las medidas del perímetro y ancho de estas secciones para poder modelar matemáticamente cualquier cuerpo. Posteriormente con la Tabla 8 que muestra las densidades de los sólidos formados es que se obtienen tanto la masa e inercia de cada uno de los cuerpos formados.

Tabla 8: Densidades del cuerpo

Densidad de los sólidos evaluados		
Segmento	Solidos	Densidad (kg/l)
Cabeza - cuello	s6, s7, s8	1.11
Hombros	s5	1.04
Torax	s3, s4	0.92
Abdomen - Pelvis	s1, s2	1.01
Brazo superior	a1, a2	1.07
Antebrazo	a3, a4	1.13
Mano	a5, a6, a7	1.16

3.2) Realización del modelo matemático del cuerpo humano

Como se mencionó anteriormente es necesario conocer los perímetros y anchos de determinadas secciones del cuerpo. Como se mencionó anteriormente se cuenta con información de medidas antropométricas de la población latinoamericana. El modelado matemático se realizará con las medidas de una persona de 1.70 m, a fin de que el mecanismo pueda ser funcional para tamaños menores (1.60 m). Estas medidas se encuentran en el Anexo 1.

Conocidas las medidas es que se procede a modelar el cuerpo en 3D mediante un software de diseño. El modelo se realizó para persona de 1.70 m, se realizaron tanto las piernas, brazos, tronco y cabeza. Ver Figura 26.



Figura 26: Modelo 3D de Yeadon con medidas antropométricas promedio de 1.7 m

Una vez ensamblados todos los sólidos se obtiene el modelo matemático del cuerpo propuesto por Yeadon, con este es posible determinar las masas, inercias y centros de gravedad de las partes involucradas en el movimiento de tiro con arco a fin de seleccionar los actuadores necesarios. Como se describió en el capítulo anterior las partes del cuerpo involucradas en la arquería son ambos brazos, el tronco y la cabeza. Sus parámetros inerciales se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9: Parámetros inerciales de los componentes del cuerpo

Parte del cuerpo	Inercia respecto a su C.G (kg-mm ²) (xx)	Inercia respecto a su C.G (kg-mm ²) (yy)	Inercia respecto a su C.G (kg-mm ²) (zz)
Brazo que sostiene arco	3'955.65	145'654.34	145'654.34
Brazo que tensa el arco (Brazo Superior)	19'647.75	19'647.75	3'263.87
Brazo que tensa el arco (Antebrazo)	690.60	20'423.10	20'296.42
Tronco y cabeza	1'464'953.84	1'619'698.93	337'067.42

El detalle de la orientación de los ejes X, Y y Z de cada uno de estos elementos se encuentran en el Anexo 2. Ahora lo que se requiere es contar con las ubicaciones de los centros de gravedad e inercias de todo el conjunto, para ello es necesario determinar la posición que tendrán los brazos del arquero.

3.2.1) Posicionamiento ideal de brazos:

De la información revisada en el capítulo 1, las visitas realizadas a los centros de entrenamiento deportivo y recomendaciones de expertos (ver Anexo 5) se puede estimar una posición de brazos recomendada en la arquería, esta se muestra en la Figura 27.

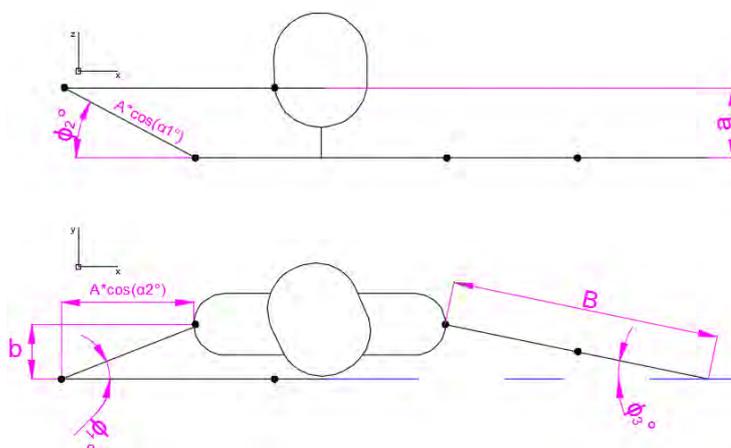


Figura 27. Posicionamiento recomendado en arquería

En esta figura se describen valores como “a” y “b” que son distancias medidas desde el hombro hasta la altura de los labios que es donde se recomienda tener la mano que tensa la cuerda. Además se tienen las medidas A y B que corresponden a las medidas del brazo superior (medida desde el hombro hasta el codo) y medida total del brazo respectivamente (medida desde el hombro hasta los nudillos de la mano), además de los ángulos que forman los brazos dependiendo del plano donde se proyecten (ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3). Para poder realizar el modelado requerido es necesario entonces determinar el valor de estos ángulos.

Se tienen los valores:

$a = \text{Distancia entre altura labio y articulación hombro (Vista plano XZ)}$

$b = \text{Distancia entre altura labio y articulación hombro (Vista plano XY)}$

De la geometría de los brazos se cumplen las relaciones trigonométricas 1 y 2:

$$A \times \cos(\phi_2) \times \text{sen}(\phi_1) = b \quad (1)$$

$$A \times \cos(\phi_1) \times \text{sen}(\phi_2) = a \quad (2)$$

Se sabe las identidades trigonométricas 3 y 4:

$$\text{sen}(\phi_1) \times \cos(\phi_2) + \cos(\phi_2) \times \text{sen}(\phi_1) = \text{sen}(\phi_1 + \phi_2) \quad (3)$$

$$\text{sen}(\phi_1) \times \cos(\phi_2) - \cos(\phi_2) \times \text{sen}(\phi_1) = \text{sen}(\phi_1 - \phi_2) \quad (4)$$

Se tendrá las relaciones 5, 6 y 7:

$$\phi_1 + \phi_2 = \arcsen\left(\frac{b}{A} + \frac{a}{A}\right) \quad (5)$$

$$\phi_1 - \phi_2 = \arcsen\left(\frac{b}{A} - \frac{a}{A}\right) \quad (6)$$

$$B \times \text{sen}(\phi_3) = b \quad (7)$$

Las medidas de A, a, y b se obtienen de las medidas antropométricas del cuerpo, para el caso del modelo presentado las medidas son:

$$a = 15.8 \text{ cm}$$

$$b = 10 \text{ cm}$$

$$A = 30 \text{ cm}$$

$$B = 70 \text{ cm}$$

Con estos valores se obtienen los ángulos que deben tener los brazos respecto al tronco:

$$\phi_1 = 24,07^\circ$$

$$\phi_2 = 35,4^\circ$$

$$\phi_3 = 8.2^\circ$$

Conocidos estos valores es que se pueden determinar los valores inerciales de todo el conjunto que comprende al tronco, brazos y cabeza del arquero.

3.2.2) Definición de los Centro de Giro:

En esta sección se detallarán las ubicaciones de los centros de giro de la espalda tanto para la flexión lateral y rotación axial.

3.2.2.1) Centro de giro teórico para flexión lateral:

A diferencia de las articulaciones de las extremidades la espalda no presenta una eje de rotación conocido sobre el cual se den en su totalidad los movimientos. Kapandji (20) estudió el comportamiento que mostraban las vértebras ante los distintos movimientos a los que podría ser sometida la columna. En el caso de la flexión lateral las vértebras van rotando una respecto de otra, respetando el rango de movimiento mostrado en el capítulo anterior. Además de girar lateralmente las vértebras también van rotando axialmente debido a la compresión natural que sufren los discos y la tensión que ejercen los ligamentos sobre la columna.



Figura 28: Comportamiento Real de vértebras del cuerpo. Tomado de Kapandji. (20)

Para determinar un centro de giro aproximado partiremos del estudio realizado por Lura (21) para aproximar la ubicación de los centros de giro para los movimientos de la espalda. Este se basó en el estudio realizado por Panjabi y White sobre el rango de movimiento máximo de las vértebras. Para el caso en que se cuente con la columna desde la posición L1 hasta la posición T12 y se quiera saber la posición final de T12 se tendrán las relaciones mostradas:

$$X_{final} = \sum_{i=1}^{17} L_i * \text{sen}(x \sum_{j=1}^i \theta_j)$$

$$Y_{final} = \sum_{i=1}^{17} L_i * \text{cos}(x \sum_{j=1}^i \theta_j)$$

Para plantear estas ecuaciones Lura idealizó la columna como una cadena de eslabones en serie como se observa en la Figura 29. Luego usando las expresiones anteriores es posible determinar la posición de la última vértebra de la columna dorsal (D12) tanto en el eje X como en el eje Y respecto al origen en la vértebra L1.

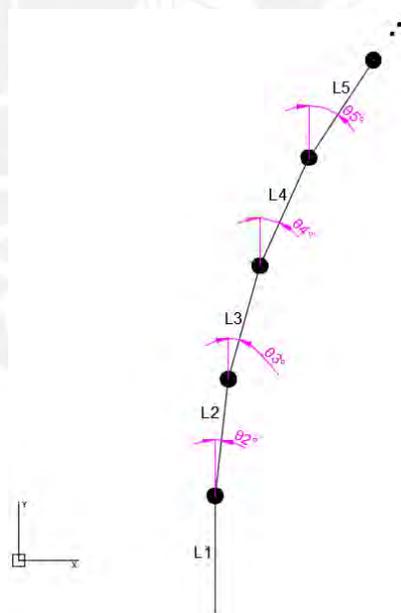


Figura 29. Comportamiento Columna Vertebral según Lura

Donde L_i es la distancia entre las juntas de las vértebras desde L1 hasta T12, θ_j es el rango de movimiento del disco intervertebral, según Panjabi, x es una constante que depende de la curvatura de la columna que va desde $-0.5 \leq x \leq 0.5$. Ahora Lura

hizo una comparación entre su método teórico y uno experimental que realizó. Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 10: Ubicación de centro de giro para flexión lateral según Lura

	Flexión Lateral	
	X_{final}	Y_{final}
Experimental	-0.0246	0.2279
Teórico	0	0.1585

Para este proyecto se optará por considerar el resultado experimental que realizó, es decir se considerará que el centro de flexión lateral se encuentra a 0.2279 veces la altura total de la columna del modelo.

De la información antropométrica revisada y puesta en el Anexo 1, extraemos que la longitud entre la cresta iliaca (medida 10) y la altura acromial (medida 9) corresponde a 37 cm. Esta longitud es la comprendida entre D12 y L3, ahora cada vértebra lumbar mide aproximadamente unos 3 cm (22). Es decir la distancia desde el origen de la columna hasta la altura de la cresta iliaca se puede aproximar a unos 6 cm. Entonces la longitud de la columna para una persona de 1.70 m de altura será de unos 43 cm. Véase Figura 30.

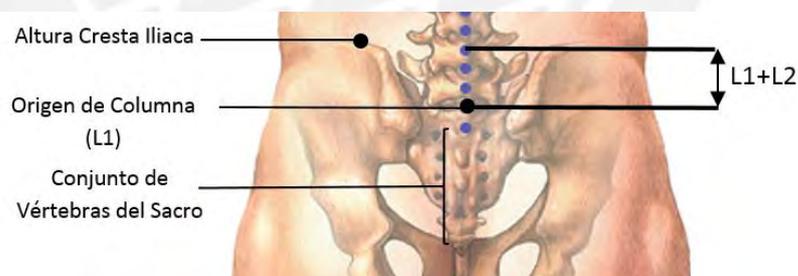


Figura 30. Diferencia de altura Cresta iliaca y vértebra L1

Entonces basándonos en el caso experimental tendremos que la ubicación del centro de giro para la flexión lateral será de unos 9.9 cm partiendo del origen de la columna.

3.2.2.2) Centro de giro para Rotación Axial:

El movimiento de rotación axial del conjunto mecanismo-cuerpo será realizado mediante transmisión por rueda-piñón, para el tema de ergonomía es muy importante

que los centro de giro del engrane como el cuerpo estén lo más cercano posibles, en caso no se diese el caso podrían producirse fuerzas que podrían dañar al usuario.

Como se vio en el capítulo anterior el movimiento de rotación axial en la columna se da casi en su totalidad en la columna dorsal por lo que el actuador debe de ubicarse por encima de la columna lumbar y abarcar la cantidad de vertebrae necesarias para lograr el movimiento deseado sin causar daños al usuario. Para el diseño del mecanismo se opta por posicionar el actuador a la altura de las axilas del usuario.

Según Kpandji el centro de giro de la columna dorsal se ubica en promedio a $\frac{1}{4}$ del ancho total de la parte del cuerpo. Por lo que usaremos esta medida para dimensionar la rueda y corona que se encargará de transmitir el movimiento de rotación axial para la cintura escapular.

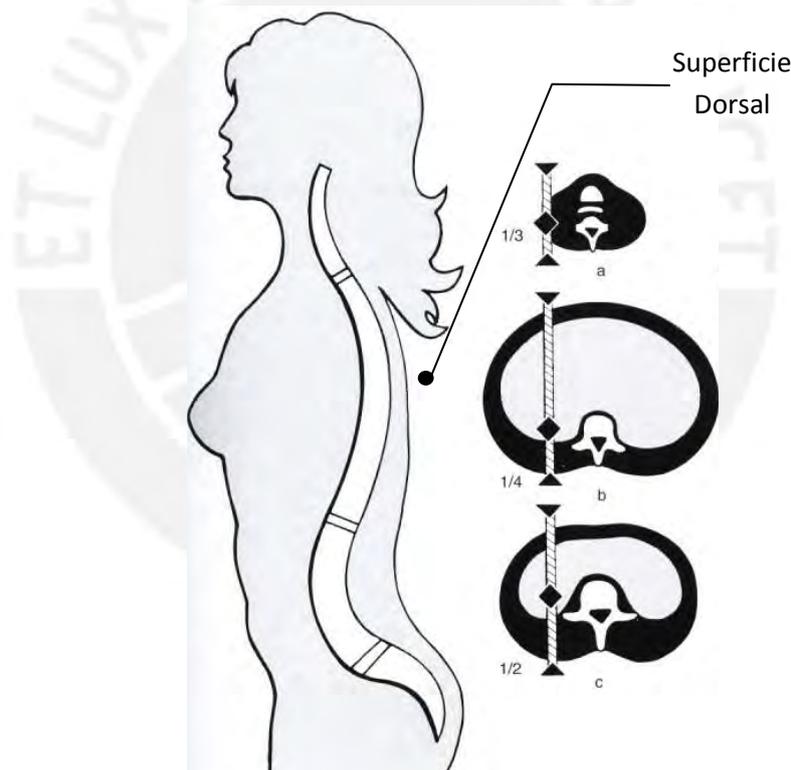


Figura 31. Posición de Vértebras según Kpandji (20)

Entonces para determinar el centro de giro para el caso de rotación axial se requiere conocer el ancho del tórax. Se cuenta con esta información en el Anexo 1, la cual corresponde a unos 22 cm. Entonces el centro de giro de rotación axial del cuerpo se encontrará a unos 6.5 cm medidos a partir de la superficie dorsal de la espalda, como se observa en la Figura 31.

3.2.3) Parámetros Inerciales del conjunto:

Conocidas las posiciones finales de los brazos, las propiedades inerciales de cada elemento y la ubicación de los centros de giro del cuerpo se procede a determinar los parámetros inerciales de todo el conjunto a mover.

En la Tabla 11 se muestran las medidas generales del modelo matemático del cuerpo tanto de 1.60 y 1.70 m de altura extraídos de la información brindada en el A. Las medidas presentadas en esta tabla corresponden a las mostradas en la Figura 32.

Tabla 11: Medidas básicas del cuerpo Basada en estudio Antropométrico (17). Medidas en cm.

Parámetro	Descripción	Promedio Máximo	Promedio Mínimo
A	Estatura	170	1.59
B	Altura Cresta Iliaca	101.6	94.1
C	Altura Acromial	138.6	128.8
D	Longitud Columna Vertebral	43	39.7
E	Ancho Tórax	19.5	16.8
F	Ubicación Centro de Giro Flexión Lateral	8.7	8.2
G	Ubicación Centro de Giro Rotación Axial	4.9	4.2

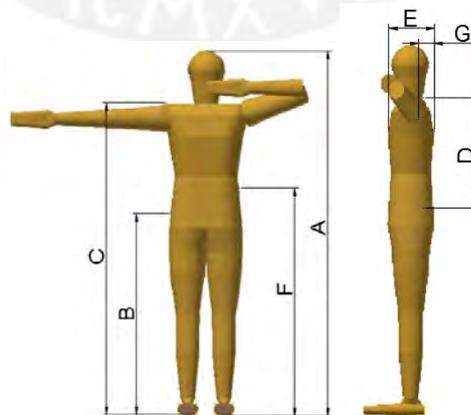


Figura 32. Dimensiones básicas de la modelo matemática vista frontal y lateral

Para el análisis dinámico que servirá para dimensionar los actuadores se partirá del modelo presentado en la Figura 33, nótese que el origen se sitúa entre el hueso sacro

y el inicio de la columna lumbar. A partir de este origen es que se ubican los centros de giro para el movimiento de flexión lateral (C1), rotación axial (C2) y el centro de gravedad del cuerpo. El mecanismo se encargará de mover todo el conjunto (tronco, brazos, cabeza y arco) desde el origen de la columna, sin embargo el centro de gravedad de este conjunto se moverá respecto al centro de giro definido en C1.

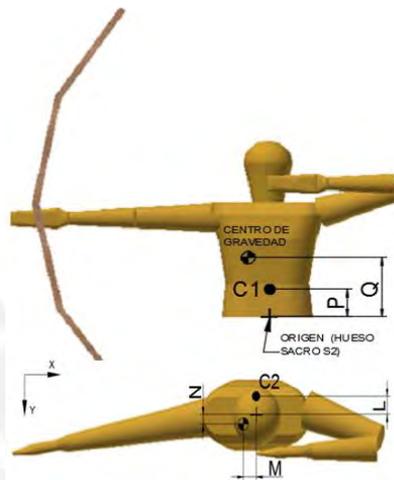


Figura 33. Ubicación de centro de giro y centro de gravedad

En la

Tabla 12 se muestran las medidas para el modelado como sólido rígido tanto para una altura de 1.70 m y 1.60m, estas últimas se obtuvieron siguiendo una proporción geométrica respecto a la altura. La ubicación del centro de gravedad se determinó con ayuda del software Autodesk Inventor.

Tabla 12: Ubicación de centros de giro y gravedad

Parámetro	Descripción	Promedio max. (mm)	Promedio min. (mm)
L	Distancia Origen - Centro de Giro Rotación Axial	41	38.6
M	Distancia Origen - Centro de Gravedad	77.1	72.5
N	Distancia Origen - Centro de Gravedad	13.5	12.7
P	Distancia Origen - Centro de Giro Flexión Lateral	86.9	81.8
Q	Distancia Origen - Centro de Gravedad	357.6	336.6

En la Tabla 13 se presentan las propiedades inerciales de las distintas partes del cuerpo respecto a su centro de gravedad, además de la inercia total del conjunto respecto al centro de giro del modelo matemático.

Tabla 13: Parámetros inerciales del conjunto torso y brazos en posición de disparo

Parte del cuerpo	Masa (kg)	Inercia y-y flexión lateral (kg.mm ²)	Inercia z-z rotación axial (kg.mm ²)
Arco	2.5	2'633'942.76	1'773'247.53
Brazo que sostiene arco	3.79	1'856'342.80	936'083.94
Brazo que tensa el arco (Brazo Superior)	2.48	1'017'403.99	235'407.80
Brazo que tensa el arco (Antebrazo)	1.31	429'138.83	142'777.84
Tronco y Cabeza	29.19	5'558'129.97	337'067.42
Total	36.77	11'494'958.36	3'424'584.52

El detalle de la orientación de cada parte del cuerpo y del conjunto en total se presenta en el ANEXO 2.

Se observa que la inercia respecto al centro de giro de flexión lateral que corresponde al eje Y es de 11.4 kg.m^2 . Mientras que para el centro de giro de rotación axial que corresponde al eje Z es de unos 3.42 kg.m^2 .

Se asumirán que estos datos son los mismos para los usuarios de medidas desde 1.60 a 1.70. Esto no afectará al diseño y cálculos del mecanismo pues al diseñarse para una persona de 1.70 también será utilizable para usuarios de tallas menores.

3.3) Análisis cinemático y dinámico del mecanismo

Una vez obtenidas las medidas y propiedades inerciales del conjunto a mover se pueden realizar los análisis cinemáticos y dinámicos del mismo a fin de determinar las fuerzas y velocidades que deberán de entregar los actuadores a usar tanto para el movimiento de flexión lateral y rotación axial.

3.3.1) Análisis Movimiento Flexión Lateral:

3.3.1.1) Análisis Cinemático:

Este análisis permitirá relacionar la velocidad de giro deseada para el exoesqueleto con la velocidad que tendrá el actuador lineal.

A fin de establecer un límite en la velocidad de giro el proyecto se basará en estudios realizados por Hidalgo (23). En este estudio se requería que una cantidad de pacientes con problemas de espalda realicen movimientos con el tronco a una velocidad que no les represente molestias. Estos alcanzaron velocidades de hasta $15^\circ/s$ en flexión lateral sin presentar molestia alguna. Esta será la velocidad máxima que debería tener el mecanismo, sin embargo para el caso de este proyecto se establecerá no superar una velocidad de $5^\circ/s$.

Se considera el movimiento de flexión lateral de la columna como la de un péndulo invertido con centro de giro ubicado en la región propuesta por Lura (21). Según el concepto solución escogido el movimiento será realizado gracias a un par de actuadores lineales. Sin embargo como se comprobará más adelante el uso de un actuador lineal es suficiente para realizar dicho movimiento, con lo que se logrará disminuir el costo y peso final del mecanismo.

Se esquematiza el mecanismo de la forma presentada en la Figura 34 a fin de realizar el respectivo análisis cinemático.

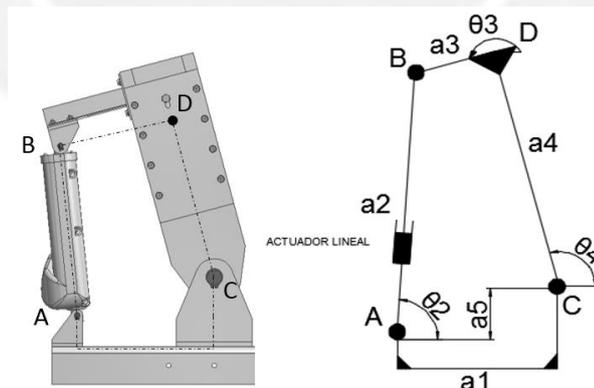


Figura 34: Esquema de mecanismo de flexión lateral

Para este caso el sólido CDB representa el conjunto a mover, tiene centro de giro en la posición C. El movimiento del actuador lineal articulado en los puntos A y B permitirá el movimiento de péndulo invertido del sólido alrededor de C.

Para el diseño del mecanismo se considerará que el conjunto CDE es una estructura articulada en C, dicha estructura será la que finalmente transmitirá el movimiento al

cuerpo del usuario. Toda esta estructura, incluido el actuador lineal estará soportado por el usuario a partir de la cintura.

Entonces una vez planteado el esquema Como primer paso para realizar el análisis se requiere tener los datos de entrada del mecanismo:

Parámetros de entrada: $a_1, a_3, a_4, a_5, \theta_3, \theta_4$.

Variables: $\theta_2, \theta_3, \theta_4, w_2, w_3, w_4, a_2, \dot{a}_2$

Donde:

w : Corresponde a la velocidad angular de un determinado elemento

\dot{a}_2 : Corresponde a la velocidad del actuador lineal.

Se cumplirá que el ángulo que realiza la barra a_3 es:

$$\theta_3 = \theta_4 - 90^\circ$$

Lo que se desea es obtener la cinemática del actuador lineal. Para ello requeriremos como dato de entrada la velocidad angular de a_4 que será la misma que tendrá la espalda. A fin de poder obtener w_2, \dot{a}_2 que definirán las características del actuador lineal, se propondrá que la espalda gira a una velocidad máxima de $5^\circ/s$.

$$w_4 = 5^\circ/s$$

Así mismo se asumirá que el tiempo que el sistema llega a la velocidad máxima es de 0.5 segundos, por lo que tendría una aceleración máxima de $10^\circ/s^2$.

Velocidad en el Nodo B:

Como es evidente la velocidad sobre el nodo B es circular con eje en el nodo C. Entonces se puede representar la velocidad mediante un producto vectorial con la expresión 8:

$$\vec{V}_{B1} = \vec{w}_4 \times \vec{r}_{bc} \tag{8}$$

Donde:

$$\vec{w}_4 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w_4 \end{pmatrix}$$

$$\vec{r}_{bc} = \begin{pmatrix} a_4 \cdot \cos(\theta_4) + a_3 \cdot \cos(\theta_3) \\ a_4 \cdot \sin(\theta_4) + a_3 \cdot \sin(\theta_3) \\ 0 \end{pmatrix}$$

Obteniéndose la expresión 9:

$$\vec{V}_{B1} = \begin{pmatrix} -w_4 \cdot a_4 \cdot \sin(\theta_4) - w_4 \cdot a_3 \cdot \sin(\theta_3) \\ w_4 \cdot a_4 \cdot \cos(\theta_4) + w_4 \cdot a_3 \cdot \cos(\theta_3) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

Adicionalmente podemos hallar esta velocidad respecto al nodo A, gira alrededor de este, sin embargo este ya no es un movimiento circunferencial. En este caso optamos por hallar la cinemática de este punto mediante coordenadas polares con la expresión 10:

$$\vec{V}_{B2} = \dot{a}_2 \cdot \hat{e}_r + a_2 \cdot w_2 \cdot \hat{e}_\theta \quad (10)$$

Donde:

$$\hat{e}_r = (\cos(\theta_2), \sin(\theta_2))$$

$$\hat{e}_\theta = (-\sin(\theta_2), \cos(\theta_2))$$

$w_2 =$ Velocidad angular del actuador

$\dot{a}_2 =$ Velocidad lineal del actuador

Resultando la expresión 11:

$$\vec{V}_{B1} = \begin{pmatrix} -\dot{a}_2 \times \cos(\theta_2) - w_2 \times a_2 \times \sin(\theta_2) \\ \dot{a}_2 \times \sin(\theta_2) + w_2 \times a_2 \times \cos(\theta_2) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (11)$$

Entonces debe de cumplirse la relación 12:

$$\vec{V}_{B2} = \vec{V}_{B1} \quad (12)$$

Para obtener las velocidades debemos obtener además las magnitudes de θ_2 y a_2 . Obtendremos estos mediante relaciones trigonométricas del mecanismo, es de esto que obtenemos las siguientes expresiones, de la geometría de la Figura 34, entonces se obtiene las relaciones 13 y 14:

$$a_2 \cdot \sin(\theta_4) = a_4 \cdot \sin(\theta_4) + a_3 \cdot \sin(\theta_3) - a_5 \quad (13)$$

$$a_2 \cdot \cos(\theta_2) = a_4 \cdot \cos(\theta_4) + a_3 \cdot \cos(\theta_3) + a_1 \quad (14)$$

De las relaciones 13 y 14 se desprenden la 15 y 16:

$$\theta_2 = \operatorname{atg} \left(\frac{a_4 \times \operatorname{sen}(\theta_4) - a_3 \times \operatorname{sen}(\theta_3) - a_5}{a_4 \times \operatorname{cos}(\theta_4) - a_3 \times \operatorname{cos}(\theta_3) - a_1} \right) \quad (15)$$

$$a_2 = \sqrt{(a_4 \times \operatorname{sen}(\theta_4) - a_3 \times \operatorname{sen}(\theta_3) - a_5)^2 + (a_4 \times \operatorname{cos}(\theta_4) + a_3 \times \operatorname{cos}(\theta_3) - a_1)^2} \quad (16)$$

De la ecuación 12 tenemos las expresiones 17 y 18:

$$-w_4 \times a_4 \times \operatorname{sen}(\theta_4) - w_4 \times a_3 \times \operatorname{sen}(\theta_3) = \dot{a}_2 \times \operatorname{cos}(\theta_2) - \dot{a}_2 w_2 \times \operatorname{sen}(\theta_2) \quad (17)$$

$$w_4 \times a_4 \times \operatorname{cos}(\theta_4) + w_4 \times a_3 \times \operatorname{cos}(\theta_3) = \dot{a}_2 \times \operatorname{sen}(\theta_2) + \dot{a}_2 \times w_2 \times \operatorname{sen}(\theta_2) \quad (18)$$

A fin de resolver el sistema de 2 ecuaciones se propone replantear el sistema como una operación con matrices de la forma 19:

$$\bar{A} \times \bar{X} = \bar{C} \quad (19)$$

Donde:

\bar{A} : Representa a la matriz que encierra a los valores de la constante

$$\bar{A} = \begin{pmatrix} \operatorname{cos}(\theta_2) & -a_2 \times \operatorname{sen}(\theta_2) \\ \operatorname{sen}(\theta_2) & -a_2 \times \operatorname{cos}(\theta_2) \end{pmatrix}$$

\bar{X} : Matriz que engloba a las variables o incógnitas

$$\bar{X} = \begin{pmatrix} \dot{a}_2 \\ w_2 \end{pmatrix}$$

\bar{C} : Engloba la solución del sistema,

$$\bar{C} = \begin{pmatrix} -w_4 \cdot a_4 \cdot \operatorname{sen}(\theta_4) - w_4 \cdot a_3 \cdot \operatorname{sen}(\theta_3) \\ w_4 \cdot a_4 \cdot \operatorname{cos}(\theta_4) + w_4 \cdot a_3 \cdot \operatorname{cos}(\theta_3) \end{pmatrix}$$

El valor de las variables se obtendrá multiplicando a la ecuación por la inversa de A, se tendrá la siguiente expresión a partir de la cual se obtendrán las variables deseadas:

$$\bar{X} = \bar{A}^{-1} \times \bar{C}$$

Donde:

$$\bar{A}^{-1} = \frac{\begin{pmatrix} a_2 \cdot \operatorname{cos}(\theta_2) & a_2 \cdot \operatorname{sen}(\theta_2) \\ -\operatorname{sen}(\theta_2) & \operatorname{cos}(\theta_2) \end{pmatrix}}{a_2(-\operatorname{cos}(\theta_2))^2 + \operatorname{sen}(\theta_2)^2}$$

Entonces:

$$\bar{X} = \begin{pmatrix} \dot{a}_2 \\ w_2 \end{pmatrix} = \frac{w_4}{(\text{sen}(\theta_2)^2 - \text{cos}(\theta_2)^2)} \cdot \begin{pmatrix} -(a_4 \cdot \text{sen}(\theta_4) + a_3 \cdot \text{sen}(\theta_3))(a_2 \text{cos}(\theta_2) + a_2 \text{sen}(\theta_2)) \\ (a_4 \cdot \text{cos}(\theta_4) + a_4 \cdot \text{cos}(\theta_3))(-\text{sen}(\theta_2) + \text{cos}(\theta_2)) \end{pmatrix}$$

El resultado de esta expresión se indicará más adelante en la Tabla 15.

3.3.1.2) Determinación fuerza del actuador de flexión lateral:

El siguiente paso para seleccionar los actuadores que moverán al conjunto mecanismo-cuerpo es determinar la fuerza requerida. Para esto se requieren los parámetros inerciales obtenidos mediante el modelado del cuerpo explicado anteriormente. Es importante resaltar que la inercia calculada es baja al igual que la aceleración estimada anteriormente.

Para plantear el DCL del sistema se debe tomar en cuenta que en la espalda, aparte del peso de la misma, interfieren diferentes fuerzas internas, según McGill (19) estas fuerzas son producidas por tejidos como los músculos, tendones, piel y discos intervertebrales.

En la Figura 35: Distribución real de fuerzas internas en sección transversal del torso se puede observar una aproximación de la distribución de fuerzas internas en la sección transversal de la espalda debido a una fuerza "F", tales fuerzas internas se distribuyen sobre los músculos, huesos y ligamentos presentes en esa sección transversal.

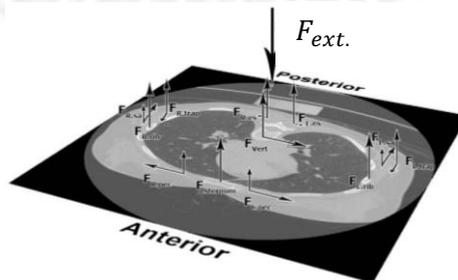


Figura 35: Distribución real de fuerzas internas en sección transversal del torso (24)

Ahora es posible trasladar todas las fuerzas internas hacia la intersección entre los ejes correspondientes a la flexión lateral y rotación axial, este se mostró en la Figura 33. Al trasladar todas las fuerzas hacia esta ubicación se generarán momentos

resultantes. Entonces la distribución final de fuerzas será como la mostrada en la Figura 36.

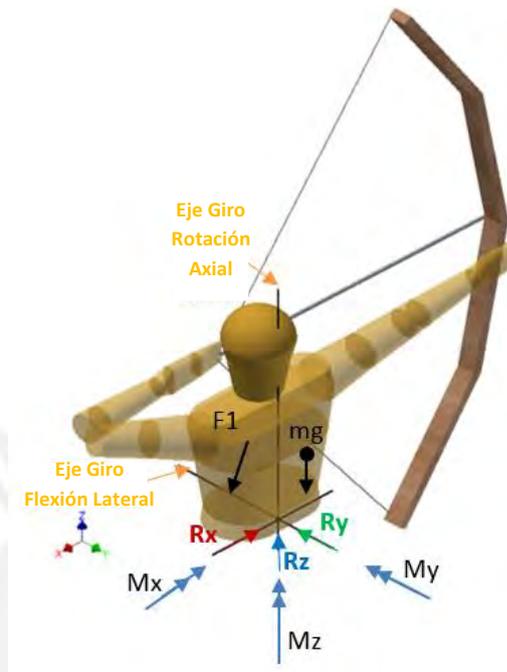


Figura 36: Diagrama de cuerpo libre del cuerpo del arquero

Donde:

F_1 : Corresponde a la fuerza que es ejercida por el actuador lineal

mg : Corresponde al peso de la sección del cuerpo analizada.

R_x, y, z : Corresponde a las fuerzas de reacción en las direcciones x, y, z.

M_x, y, z : Corresponde a los momentos de reacción en las direcciones x, y, z.

El sistema presentará fuerzas en las 3 dimensiones sin embargo para determinar la fuerza del actuador lineal se hace un análisis en el plano XZ. El efecto de las fuerzas en el plano YZ se verá más adelante cuando se analice el mecanismo. En la Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo se observa el diagrama de cuerpo libre del mecanismo en un plano paralelo al XZ. Para este caso se realizará el análisis de fuerzas en el plano donde se encuentre el exoesqueleto, en la espalda del usuario.

Se considerarán entonces las fuerzas producidas sobre el mecanismo las cuales engloban a la fuerza del actuador lineal (F_1), las componente del peso en la dirección radial ($mg \times \cos(w)$) y tangencial ($mg \times \sin(w)$) respecto al punto C (centro de giro de flexión lateral) y un momento resistivo a la flexión lateral ($M_r. flex$). Para este caso

se estarían determinando las reacciones sobre el apoyos del mecanismo mas no de la columna ($R_{cx} - R_{cy}$).

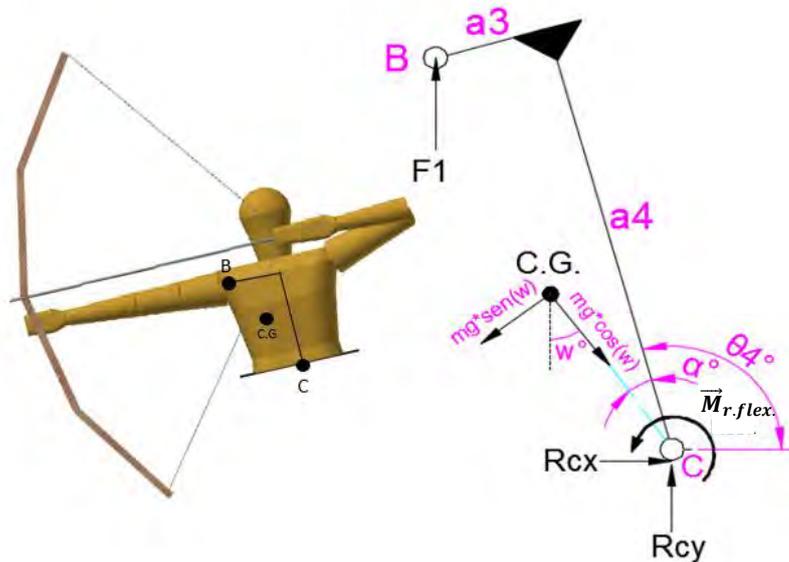


Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo

$\vec{M}_{r.flex}$: Corresponde al momento M_y visto en la Figura 36.

El modelo presentado en la imagen anterior corresponde al caso hipotético en que el arquero se esté inclinando hacia adelante al momento de apuntar. Se toma el DCL de este caso por ser el que más fuerza demandará al actuador. La inclinación y dirección deseada se logrará dependiendo de la longitud que se expanda o contraiga el vástago del actuador.

Se debe resaltar que el exoesqueleto moverá en su totalidad el tronco desde su origen en la vértebra lumbar L1, sin embargo se considerará el centro de gravedad de todo el conjunto se moverá con centro de giro fijo en el punto C determinado anteriormente.

Ahora es importante notar que el peso de la espalda del usuario se distribuye tanto sobre el mecanismo como sobre su cuerpo (sobre los discos intervertebrales y músculos). Entonces no sería correcto asumir que el exoesqueleto soportará toda la carga de la espalda. Como la función del exoesqueleto para el caso de flexión lateral será el de realizar el movimiento de péndulo invertido se considerará que la carga que moverá el mecanismo será la componente tangencial del peso, la componente radial estará soportada por el cuerpo del usuario (discos intervertebrales y músculos).

Con la última consideración mencionada el Diagrama de Cuerpo Libre mostrado en la Figura 37 no deberá considerar la componente radial de peso ($mg \times \cos(w)$) para el análisis.

Entonces se plantea la relación 20:

$$\sum M_y = I_{f. Lateral} \times \varphi_{f. Lateral} \quad (20)$$

Considerando $I_{f. Lateral}$ como la inercia del conjunto respecto al centro de giro de flexión lateral y $\varphi_{f. Lateral}$ como la aceleración angular también respecto al anterior.

Se tendrá:

$$\vec{r}_{bc} \times \vec{F1} + \vec{r}_{cg} \times \vec{F}_{peso} + \vec{M}_{r.flex.} = I_{f. Lateral} \times \varphi_{f. Lateral}$$

Donde: $\vec{F}_{peso} = mg \times \text{sen}(w)$

Se determinaron anteriormente los valores inerciales:

$$I_{f. Lateral} = 11.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\varphi_{f. Lateral} = 10^\circ / \text{s}^2 = 0.175 \text{ rad} / \text{s}^2$$

$$I_y * \varphi_{f. Lateral} = 1.99 \text{ Nm}$$

Se tendrá que la fuerza del peso estará dada por la expresión 21:

$$\vec{F}_{peso} = mg \times \text{sen}(w) \times \begin{pmatrix} \text{sen}(\alpha + \theta_4) \\ -\text{cos}(\alpha + \theta_4) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (21)$$

Donde:

$$w = 90^\circ - (\alpha + \theta_4)$$

Además de la ubicación del centro de gravedad respecto al centro de giro de flexión lateral es que se obtiene el ángulo α descrito en el DCL. Para ello se hace uso de los valores mostrados en la

Tabla 12.

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{M}{Q - P}\right)$$

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{77.1}{357.6 - 86.9}\right)$$

$$\alpha = 15.9^\circ$$

Del análisis biomecánico realizado se pudo obtener la ubicación del centro de gravedad respecto al centro de giro, esta se muestra en la ecuación 22:

$$\vec{r}_{cg} = r \times \begin{pmatrix} \cos(\alpha + \theta_4) \\ \text{sen}(\alpha + \theta_4) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (22)$$

Donde:

r: Corresponde a la magnitud distancia entre el centro de gravedad y el eje de giro de flexión lateral.

Con los datos de la

Tabla 12 se halla el valor de r:

$$r = \sqrt{M^2 + (Q - P)^2}$$

$$r = \sqrt{0.077^2 + (0.277)^2}$$

La fuerza ejercida por el actuador lineal es brindada por la relación 23:

$$\vec{F1} = F1 \begin{pmatrix} \cos(\theta_2) \\ \text{sen}(\theta_2) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (23)$$

El brazo de palanca correspondiente entre el centro de giro de flexión lateral y la fuerza del actuador está dado por la expresión 24:

$$\vec{r}_{bc} = \begin{pmatrix} a_4 \times \cos(\theta_4) + a_3 \times \cos(\theta_3) \\ a_4 \times \text{sen}(\theta_4) + a_3 \times \text{sen}(\theta_3) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (24)$$

Adicionalmente se requiere conocer el momento resistivo producido por la flexión lateral. Como se detalló este corresponde a las fuerzas resistivas realizadas por los tejidos.

Para este caso tomaremos como momento resistivo aquel medido experimentalmente por Gombatto (25), según sus experimentos determinó una resistencia promedio de 30 N.m

Posteriormente determinamos los valores del torque resistivo por flexión lateral, torque a realizar por el actuador y el peso:

$$\vec{M}_{r.flex.} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 30 \end{pmatrix} N.m$$

$$\vec{M}_{act.f.} = \vec{r}_{bc} \times \vec{F1} N.m$$

$$\vec{M}_{peso} = \vec{r}_{cg} * \vec{F}_{peso} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 28.4 \end{pmatrix} N.m$$

De lo evaluado anteriormente:

$$\vec{M}_{i.flex.} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.99 \end{pmatrix} N.m$$

$$\vec{M}_{act.f.} = -\vec{M}_{resist.} + \vec{M}_{inerc.} - \vec{M}_{peso} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -60.4 \end{pmatrix} N.m$$

Este momento obtenido es el que tiene que ejercer el actuador a fin de mover el conjunto. Ahora la fuerza requerida por el actuador lineal se dará con la expresión 24:

$$|F1| = \frac{|M_{actuador}|}{|R_{bc}|} \quad (24)$$

Donde R_{bc} corresponde al brazo de palanca de la fuerza F1. Este se da por la expresión 25:

$$\vec{R}_{bc} = (a_4 \times \cos(\theta_4) + a_3 \times \cos(\theta_3)) \times \text{sen}(\theta_5) + \cos(\theta_5) \times (a_4 \times \text{sen}(\theta_4) + a_3 \times \text{sen}(\theta_3)) \quad (25)$$

Entonces conocido el momento total y el brazo de palanca \vec{R}_{bc} se procede a iterar con diversas medidas del mecanismo a fin de determinar que configuración permite operar al mecanismo con la menor fuerza posible. Además de acuerdo a la configuración obtenida se podrá determinar la velocidad lineal del actuador a fin de obtener la velocidad angular deseada, la cual debe ser la mínima posible. Los valores obtenidos se pueden visualizar en la Tabla 14.

Tabla 14: Parámetros de entrada

Caso	A1 (m)	A3 (m)	A4 (m)	A5 (m)	θ_4 (°)	V2 (mm/s)	A2 (m)	F1 (N)
1	0.09	0.045	0.2	0	75	7	0.227	407
2	0.15	0.15	0.22	0.05	75	12	0.308	313
3	0.18	0.1	0.2	0	75	13	0.257	272.6
4	0.18	0.15	0.2	0	75	15	0.248	283
5	0.18	0.15	0.22	0.05	75	14	0.315	288
6	0.18	0.02	0.2	0.09	75	8	0.358	384

Observamos que para las medidas 4 y 5 requieren de velocidades mayores para el actuador lineal y fuerzas mínimas requeridas. Ahora estos valores se determinaron para valores de 75° , para escoger una de estas 2 configuraciones es necesario conocer las fuerzas requeridas cuando se está en el caso crítico, el cual se da cuando el ángulo corresponde a unos 105° . Esto se puede observar en la Tabla 15.

Tabla 15: Comparación carreras, fuerzas y velocidades casos 4 y 5

Caso	θ_4 (°)	V2 (mm/s)	A2 (m)	F1 (N)	Carrera requerida
4	75°	15	0.248	283	0.093
4	105°	16	0.155	468	
5	75°	14	0.315	288	0.09
5	105°	16	0.225	467	

Se observa que las fuerzas obtenidas para ambos casos son muy cercanas, sin embargo se opta por el caso 5 debido a que permitirá trabajar el sistema a velocidades menores que la otra opción, lo cual es muy importante para la funcionalidad del equipo.

Entonces una vez obtenidas las dimensiones del exoesqueleto se procede a comprobar el comportamiento que tendrá el actuador lineal durante todo su recorrido, este se puede observar en la Tabla 16 y Figura 38.

Tabla 16: Ángulo de inclinación vs Fuerza del actuador.

θ_4°	V2 (mm/s)	A2 (m)	F2 (N)
75	14	0.315	288
80	14	0.301	302
85	15	0.287	322
90	15	0.272	344
95	15	0.256	374
100	16	0.241	413
105	16	0.225	467

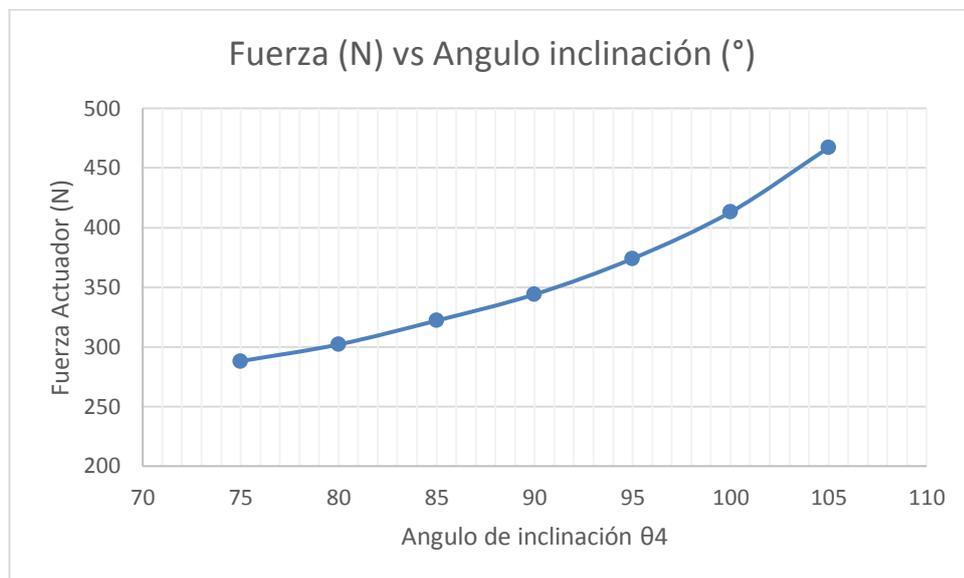


Figura 38: Diagrama Fuerza vs Angulo de Inclinación

3.3.1.3) Dimensionado del actuador:

Como decidimos usar un actuador lineal debemos de verificar que la fuerza que realice durante el movimiento sea la necesaria para realizar el movimiento hasta su posicionamiento. Una vez que alcance la posición final el actuador deberá de ser capaz de soportar la carga máxima del cuerpo.

Para nuestro caso se opta por usar un actuador lineal marca THOMSON 050 modelo DE24Q17W4. Este consiste en un motor eléctrico acoplado a una caja de cambios por tornillo sin fin, este es un sistema autoblocante, lo cual quiere decir que el motor puede ejercer el movimiento en a fin de que apenas alcance la posición deseada este pueda mantener la posición sin incurrir en un gasto de energía.

Este actuador presenta una velocidad baja de movimiento, carrera corta, poco peso y sistema de autobloqueo, esto quiere decir que el motor puede realizar el movimiento

a la transmisión y al efector final, mientras que el efector final no puede mover a la transmisión y el motor. Con esto se garantiza que al ubicarse en cierta posición cualquier movimiento involuntario del usuario no moverá el actuador. Además este actuador permite controlar su carrera mediante un potenciómetro incluido, esto permitirá controlar el ángulo de inclinación de flexión lateral.

En el Anexo 4 se presenta información técnica del actuador seleccionado. Este presenta una velocidad máxima 0.36 in/seg (9.4 mm/s) con una carga de 112 lb (498.9 N). Para una carga estática permite soportar una fuerza máxima de 224 lb (998.8 N). Este actuador presenta una velocidad de movimiento casi constante con la variación de la carga, entonces una variación del peso del usuario no producirá un cambio significativo en la cinemática del mecanismo.

De la misma manera en el Anexo 4 se brinda información detalles de las carreras disponibles del actuador, en la Tabla 5 se pudo ver que la carrera requerida es de unos 9 cm , por lo cual se escoge un modelo con una carrera de $4''$.

3.3.2) Análisis Movimiento Rotación Axial:

3.3.2.1) Análisis Cinemático:

Al usar una rueda dentada como medio de transmisión el análisis de la cinemática de este movimiento no es complicado. Ahora para establecer velocidades y aceleraciones límite que tendrá nuestro sistema nos basaremos en el movimiento de rotación natural que experimenta el cuerpo al caminar, ya que estas no son incómodas en la persona (26).

De este estudio que se realizó a un grupo sano de personal al hacerlas caminar a una velocidad normal de 2.5 mph , del estudio la máxima velocidad de rotación resultó de $9.96 \text{ }^\circ/\text{s}$. Además en este estudio se midió la aceleración de rotación de la espina, que fue en promedio unos $16.54 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ (26).

3.3.2.2) Análisis Dinámico:

A fin de hallar el torque requerido para el movimiento de rotación del tronco se presenta el siguiente DCL en la Figura 39.

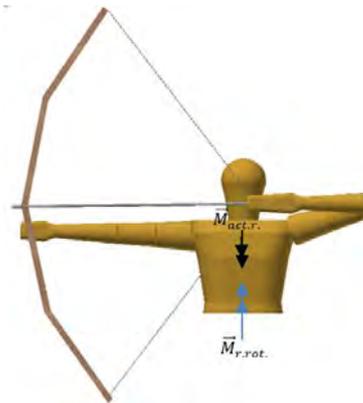


Figura 39: DCL para rotación axial

Considerando un equilibrio dinámico se deberá cumplir la expresión 26

$$\sum M = I_{R. Axial} * \varphi_{R. Axial} \quad (26)$$

$$\vec{M}_{act.r.} + \vec{M}_{r.rot.} = \vec{M}_{i.rot.} = I_{R. Axial} * \varphi_{R. Axial}$$

Se considera a $\vec{M}_{act.r.}$ como el momento necesario a realizar por el actuador a fin de transmitir el movimiento rotación axial al usuario, $\vec{M}_{r.rot.}$ es la resistencia pasiva del cuerpo al movimiento de rotación y $\vec{M}_{i.rot.}$ es el momento inercial resultante. Evidentemente se están obviando las fuerzas correspondientes al peso, la fuerza de los actuadores lineales y la fuerza de contacto entre el engrane, estos serán analizados más adelante, pero no afectan la carga que tendrá el mecanismo. Por ahora se requiere determinar el torque necesario para lograr mover el cuerpo.

El Momento resistivo es el necesario para vencer las fuerzas correspondientes a la resistencia por el movimiento de los discos intervertebrales, las fibras musculares, tendones y otros tejidos del cuerpo. Para determinar este valor se recurren a datos hallados experimentalmente.

El experimento fue realizado por T.W. Cacciatore (27), el cual consistió en realizar pruebas con sujetos sanos y ponerlos sobre una plataforma que giraba a una velocidad constante (10 grados en 15 segundos de forma cíclica), sobre estos se colocó un sensor de torque de la manera indicada en la siguiente manera:

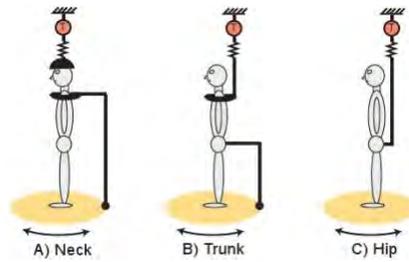


Figura 40: Experimento de Cacciatore (27)

De su experimento se obtuvo que el torque fue de aproximadamente unos 6 N.m. Para el caso de estudio se optará por considerar como torque resistivo un valor de 10 N.m

Se tendrá:

$$I_{R. Axial} = 1.65 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$\varphi_{R. Axial} = 16.54^\circ * \frac{\pi}{180^\circ} = 0.28 \text{ rad/s}^2$$

$$\vec{M}_{r.rot.} = 10 \text{ N.m}$$

Al igual que el caso anterior se desean velocidades bajas y la aceleración es relativamente pequeña. Realizando un equilibrio dinámico en el sistema se tendrá:

$$\vec{M}_{act.r.} = 1.65 * 0.42 + \vec{M}_{r.rot.}$$

$$\vec{M}_{act.r.} = 10.46 \text{ N.m}$$

Entonces se tiene que se requerirá de como mínimo un torque de 10.46 N.m para realizar el movimiento de rotación axial. Para el dimensionamiento del motor se considerará que se requiere como mínimo un torque 12 N.m. para lograr el movimiento de rotación axial.

A fin de obtener este torque se deberá diseñar el sistema de transmisión adecuado. Como se vio en el estado en el capítulo 1. Para obtener los torques requeridos es necesario acoplar una caja de cambios al motor seleccionado.

Además de la transmisión por la caja de cambios se propone usar una sección de rueda dentada que transmita el movimiento de rotación final al cuerpo del usuario. Esta rueda dentada tendrá como base unas guías que permitirán que la columna pueda girar alrededor del centro de giro natural de la espalda.

3.3.2.3) Características del actuador seleccionado:

Como se mencionó en el segundo capítulo se optó por usar un motor de pasos debido a que se tiene la ventaja de ofrecer una buena precisión en el posicionamiento además de tener una gran sensibilidad en este, estos normalmente presentan un paso de 1.8° , es decir con un pulso eléctrico estos logran moverse ese ángulo.

Para nuestro caso al estar el motor de pasos acoplado a una caja de cambios esta sensibilidad se verá reducida dependiendo de la relación de transmisión a usar.

Como actuador se opta por escoger un motor de pasos de la marca STOEGR, los detalles de este se encuentran en el Anexo 4.

Como se ve en la Figura 41 posterior a la caja de cambios se tiene un juego de engranes que tendrán una relación de transmisión de 1:3. Por lo que el torque resultante del conjunto motor-caja de cambios será aumentado 3 veces antes de transmitir el mismo al cuerpo del usuario. El modelo de motor seleccionado será el SM.1.18J3.9.

La información técnica de la caja de cambios seleccionada se encuentra en el Anexo 4. Ahora como se indicó la rueda dentada que brindará el movimiento final tiene una relación de 1:3 por lo que el torque requerido por el conjunto motor-caja de cambios será:

$$T_{motor-reductor} = \frac{12}{3} = 4 \text{ N.m}$$

El torque del motor seleccionado es de $T_{motor} = 0.3 \text{ N.m}$. Entonces para lograr el torque necesario se debe escoger una caja de cambios que cumpla con la relación de transmisión deseada. Del mismo catálogo del proveedor se opta por escoger un reductor con relación de transmisión de 1:16 con lo cual se logrará un torque máximo de 4.8 N.m . a la salida del motor-reductor y un torque final de 14.4 N.m sobre la espalda del usuario.

Es importante destacar que además de brindar mayor torque a la salida el reductor también se le están brindando una mayor precisión al posicionamiento que puede dar el motor de pasos. Sin el reductor el motor de pasos tiene una sensibilidad de 1.8° , ahora con el reductor y la rueda dentada final la sensibilidad se reduce a 0.03° .

Se optará por incorporar un freno al motor a fin de evitar un consumo continuo de energía y contribuir con el movimiento de flexión lateral.

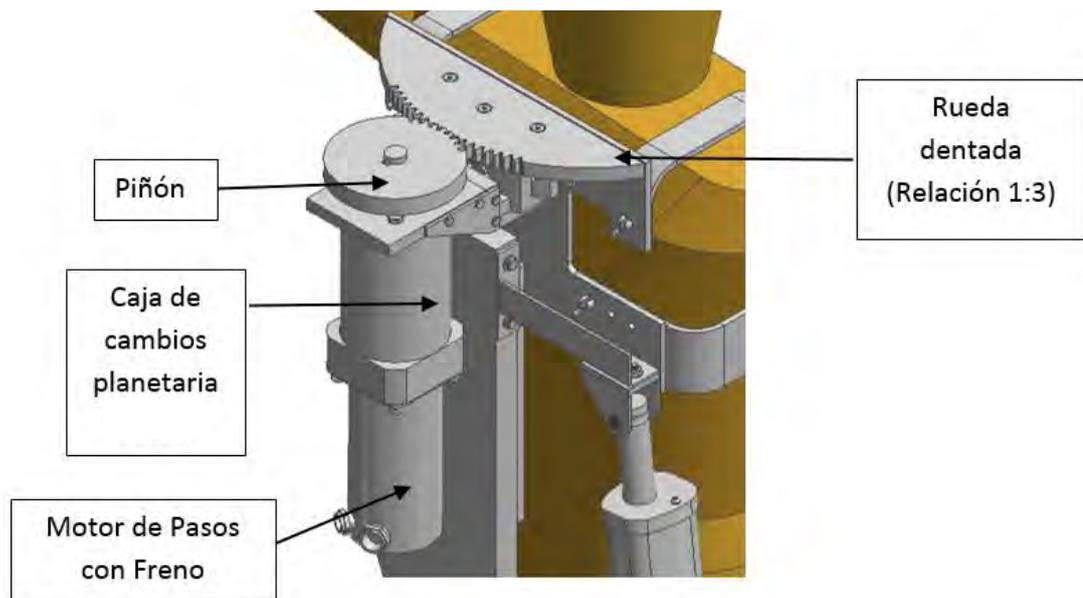


Figura 41. Detalle de mecanismo rotación axial

3.4) Diseño mecánico:

3.4.1) Condiciones de funcionamiento:

A continuación se procederá a detallar el funcionamiento del mecanismo, a su vez se realizará la verificación de resistencia de materiales de los elementos más críticos.

Según los requerimientos de diseño del mecanismo el sistema debe ser capaz de posicionar el tronco de una persona de una altura de hasta 1.70 m. De los cálculos usados para dimensionar los actuadores se tiene que el actuador ejercerá una fuerza máxima de unos 374 N (Ver tabla 16).

Se debe resaltar que la fuerza que ejerce el mecanismo es menor a la máxima que puede realizar una persona promedio en el tronco (Ver punto 3.1), por lo que no existe peligro de lesionar al usuario. Sería recomendable que al usar el dispositivo el usuario intervenga también, es decir que al sentir la presión del mecanismo aparte de no oponer resistencia alguna también proceda a posicionarse con la fuerza de sus músculos.

Además de ello la carrera del mecanismo no permite al usuario girar lateralmente más de 15°, el cual se encuentra dentro del rango de movimiento promedio de las persona, según el estudio realizado por Kpandji por lo que el riesgo de lesiones queda descartado.

3.4.2) Descripción general del mecanismo:

Se presenta en la Figura 42 la sujeción del mecanismo sobre el usuario.

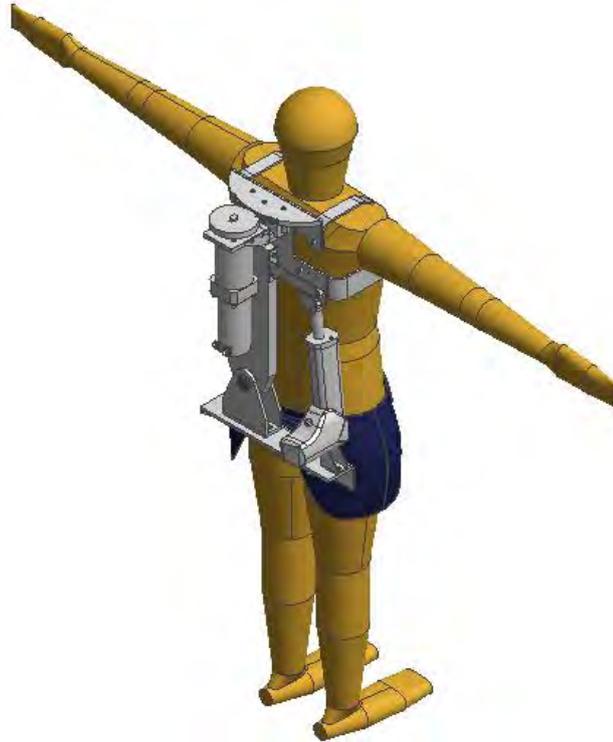


Figura 42. Modelo de Yeadon con el Exoesqueleto puesto

El mecanismo contará con un actuador lineal articulado. Este le transmitirá el movimiento de flexión lateral al usuario mediante una estructura o soporte igualmente articulado a la altura del centro de giro de flexión lateral del usuario para finalmente permitir el movimiento de péndulo invertido. El ángulo que realizará el mecanismo dependerá solo de la carrera del actuador lineal. Esto se puede observar en la Figura 43.

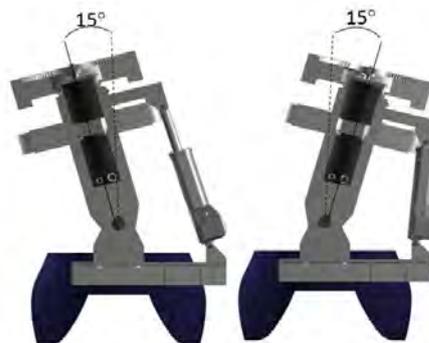


Figura 43. Mecanismo Durante flexión lateral

El soporte estará sujeto a la cintura mediante una faja pélvica hecha de plástico ABS. Este incluirá insertos metálicos en su interior a fin de permitir la unión entre plástico y metal (Figura 44). Estos tendrán un moleteado exterior para contribuir con el agarre en el plástico



Figura 44. Detalle unión faja ABS con Soporte de Exoesqueleto

En la Figura 45 se puede observar la unión entre la faja de ABS con el soporte metálico del mecanismo.

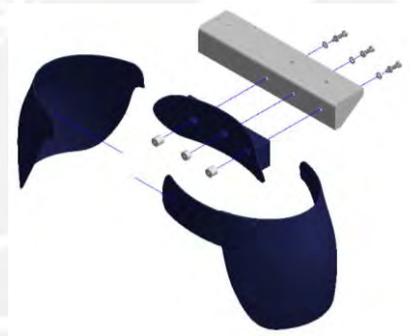


Figura 45. Ensamble Faja ABS con Soporte de exoesqueleto.

Ahora sobre el soporte metálico se deberá montar la base donde será el centro de giro del mecanismo para la flexión lateral. Se tiene primero un soporte deslizante el cual permitirá regular la altura del mecanismo, Este soporte estará articulado, tendrá un eje el cual estará soportado por un par de rodamientos. Véase Figura 46.

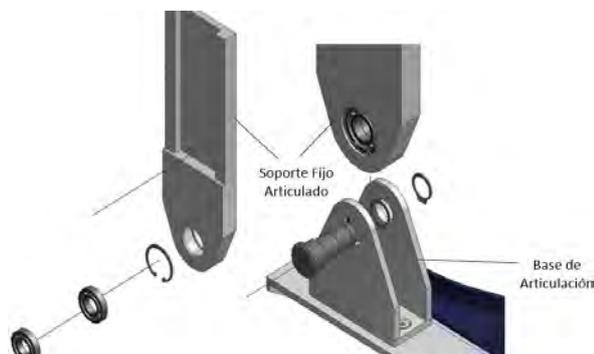


Figura 46. Detalle de unión articulada a soporte

Sobre el soporte fijo articulado se tendrá un soporte deslizante el cual, además de permitir regular la altura del usuario (1.60 a 1.70 m) sostendrá al motor de pasos y a las guías circulares que serán las que finalmente transmitirán los movimientos de rotación axial al usuario. Esto se muestra en la Figura 47. Además se puede ver la guía circular fija, la cual permitirá transmitir el movimiento de rotación axial al usuario.

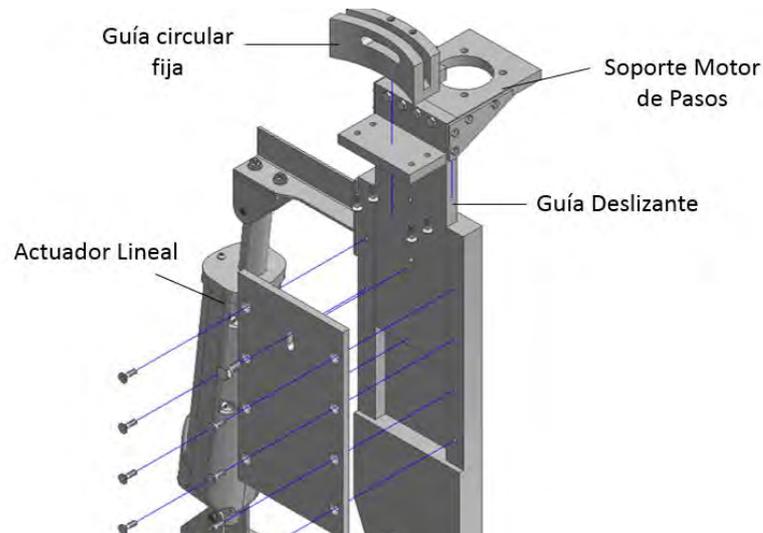


Figura 47. Detalle de ensamble de soporte deslizante y guía circular fija.

Sobre la guía circular fija irá otra guía a la que se denominará guía circular móvil el detalle del movimiento relativo entre la guía circular fija y móvil se presenta en Figura 48. Nótese que se colocó un tope para evitar el desplazamiento axial relativo entre las guías circulares.

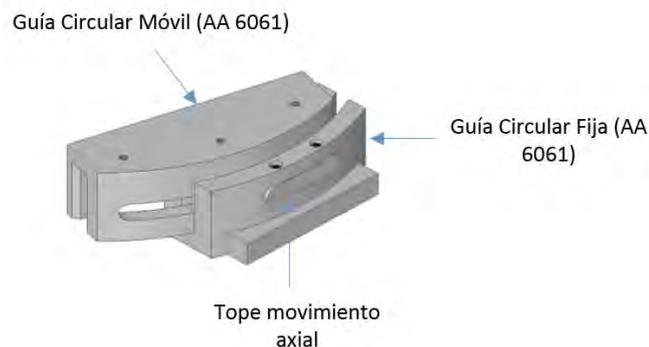


Figura 48. Guía móvil montada sobre guía fija

Debe existir un juego entre las guías para que deslicen entre sí y se pueda transmitir así el movimiento de rotación axial al usuario. Ahora en caso se quiera transmitir el movimiento de flexión lateral estas guías deben de ser impedidas de deslizar entre sí con la finalidad de que la guía fija transmita por forma el movimiento de flexión

hacia el usuario. En la Figura 49 se muestra las secciones de las guías, nótese que es posible la transmisión de movimiento por forma entre ambos elementos.

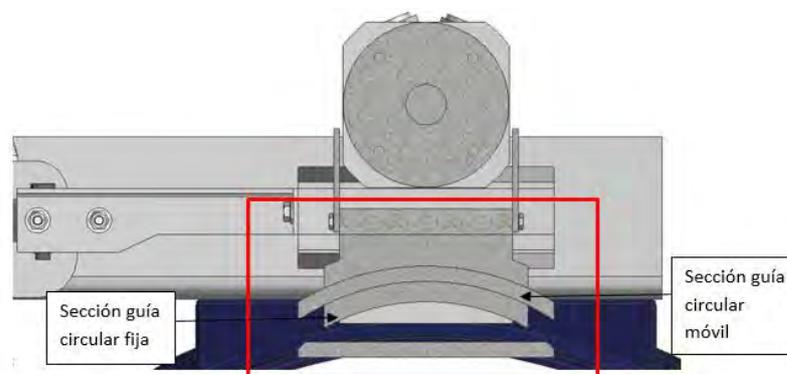


Figura 49: Detalle Sección Guía circular móvil sobre fija

Ahora sobre la guía circular móvil se debe montar una rueda dentada que será accionada por un piñón, este será movido por el motor de pasos. En caso se requiera conducir el movimiento de flexión lateral el freno electromagnético del motor estará accionado a fin de impedir cualquier posible deslizamiento de la guía circular móvil y permitir así el movimiento de flexión lateral. Esta configuración se puede observar en la Figura 50.

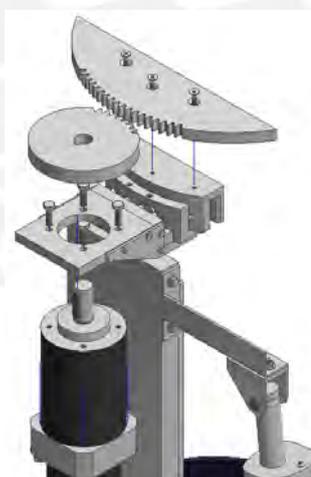


Figura 50: Detalle guía móvil montada sobre guía fija

Cabe mencionar que la guía circular permite además que el centro de giro de la rueda dentada este lo más cerca posible al centro de giro de rotación axial del usuario Finalmente se acopla el soporte metálico sobre la cinta escapular que permitirá transmitir el movimiento final hacia esta. Véase Figura 51. Nótese además que el soporte metálico permite variar medidas tanto en la altura de los hombros como a los

laterales. Esto da como ventaja que el exoesqueleto pueda adaptarse mejor al cuerpo del usuario.

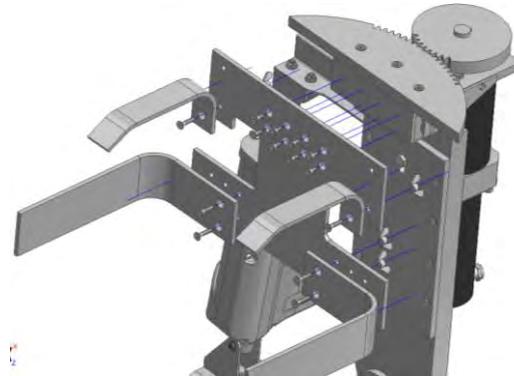


Figura 51. Detalle fijación de soporte cintura escapular.

3.4.3) Distribución de fuerzas en mecanismo

Como se mencionó al inicio del proyecto es necesario que el mecanismo presente el menor peso posible y además presente una buena rigidez. Por ello se optó por usar un aluminio de aleación 6061 – T6. Esta aleación permite alcanzar una buena resistencia mecánica, además de tener buena soldabilidad y maquinado. El único inconveniente es el precio que es muy superior al del acero, sin embargo se opta por este material a fin de que el diseño tenga el menor peso posible y se permita su funcionalidad. Este metal presenta las siguientes propiedades mecánicas según el ASTM B308:

$$\rho = 2,7 \text{ g/cm}^3$$

$$E = 69,6 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 270 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{falt} = 125 \text{ MPa. Extraído de Rodríguez (28)}$$

$$\tau_f = 140 \text{ MPa}$$

$$p_{adm} = 400 \text{ MPa}$$

Ahora a continuación se presentará el análisis de fuerzas del mecanismo en 3D a fin de evaluar la resistencia de los elementos más solicitados en la estructura del exoesqueleto.

El caso crítico del mecanismo se dará cuando se dé el movimiento de flexión lateral que es donde el cuerpo requiere un mayor torque a comparación del movimiento de rotación axial.

En la siguiente imagen se muestra una vista de sección del cuerpo donde se puede apreciar el contacto entre el mismo y el mecanismo. Al realizar el movimiento de flexión lateral el exoesqueleto transmitirá este movimiento al usuario a través de los sujetadores laterales mediante una fuerza $P1$:

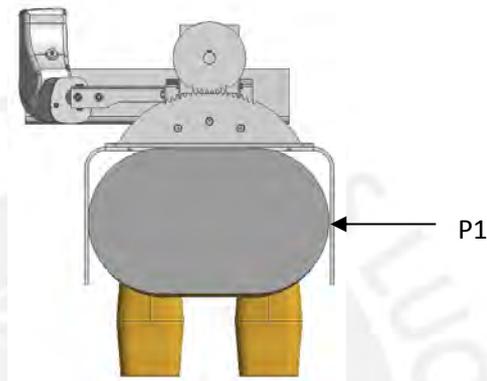


Figura 52: Vista de Sección Contacto entre exoesqueleto y usuario

Como es conocido el valor del torque que debe realizar el actuador para mover el cuerpo, será posible determinar la magnitud de la fuerza $P1$:

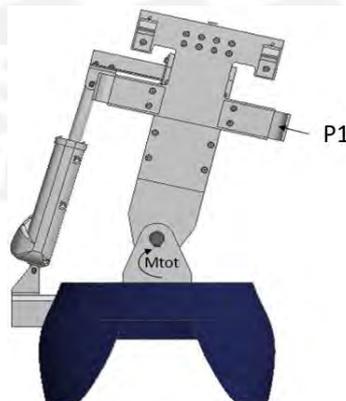


Figura 53: Vista de flexión lateral mecanismo

Se definen las variables M_{tot} como el momento total requerido para realizar el movimiento de flexión lateral y $Long$ es el brazo de palanca entre el origen de la columna y la línea de acción de la fuerza $P1$

Anteriormente se verificó el momento total producido por el usuario:

$$M_{tot} = 60.4 \text{ N.m}$$

Independientemente del peso del usuario para el caso en que se tenga el menor brazo de palanca, es decir para el caso en que el usuario se una persona de 1.60 m, se tiene que esta medida será de unos 35 cm

$$Long = 35 \text{ cm}$$

$$P1 = \frac{M_{tot}}{Long} = 172.5 \text{ N}$$

3.4.4) Análisis Guía Móvil:

Una de las partes más críticas del mecanismo será la guía móvil que será la encargada de transmitir el movimiento final al torso del usuario. Se presenta en la Figura 54 el DCL general de la guía circular. Las fuerzas originadas sobre estas se deben a la fuerza P1 estimada anteriormente.

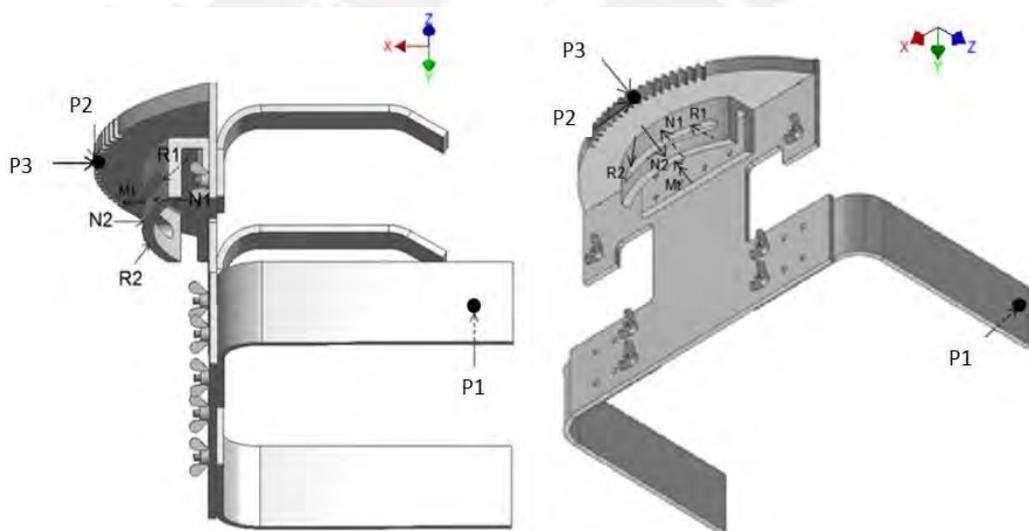


Figura 54: Diagrama de cuerpo libre sobre guía circular móvil

Donde:

Las fuerzas P2 y P3 corresponden a las componentes de la fuerza producida por el contacto entre la rueda dentada y el piñón, mientras que R1, R2, N1 y N2 corresponden a las reacciones por el contacto de la guía móvil con la guía fija. Se produce además un momento torsor al interior de la ranura.

En la Figura 55 se puede apreciar con mayor detalle la distribución de fuerzas resultantes sobre la guía circular, nótese que el momento torsor se produce al interior de la ranura de la misma.

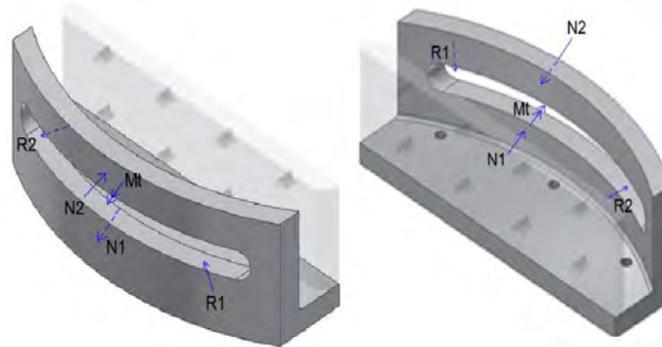


Figura 55. Distribución de fuerzas sobre guía circular móvil

Debe resaltarse que la distribución de fuerzas sobre las guías circulares es en verdad una fuerza distribuida sobre las superficies circulares. Esto se da tanto para las fuerzas R1, R2, N1 y N2. En la Figura 56 se puede apreciar el comportamiento de la fuerza distribuida para R1 y R2.

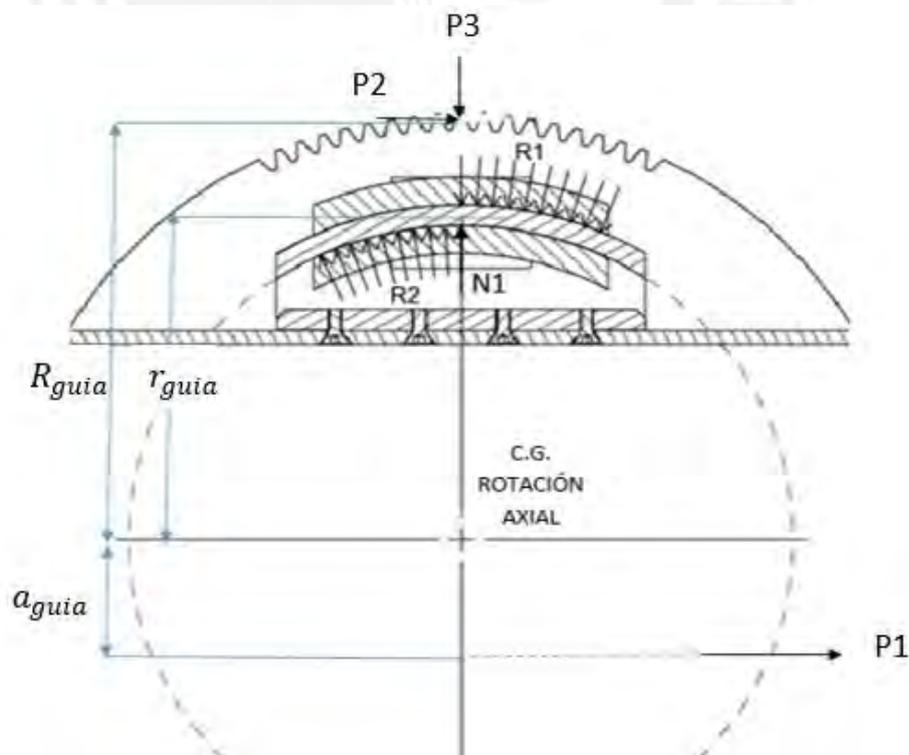


Figura 56: Análisis de fuerzas en sección guía móvil

El ángulo total formado por la sección circular es de aproximadamente unos 32°, entonces las resultantes de las fuerzas distribuidas para R1 y R2 están dirigidas en la bisectriz de estos ángulos tal y como se muestra en la Figura 57.

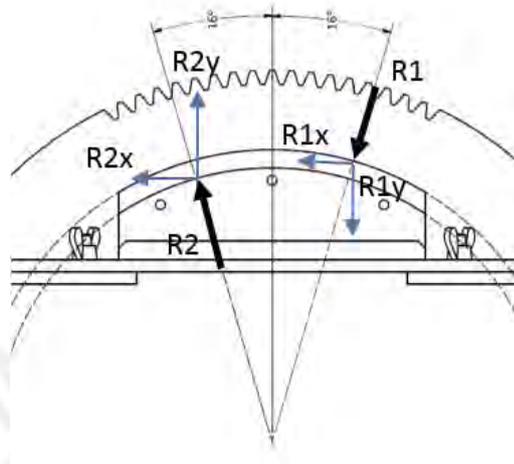


Figura 57: Comportamiento de fuerzas en la guía circular

Como se mencionó anteriormente a fin de evitar que el mecanismo comience a girar debido a la fuerza P1 por el contacto entre el usuario y el mecanismo se acopló un freno al motor de pasos. Una vez se alcance la posición deseada para flexión lateral el freno se desactivará para dar paso al funcionamiento del motor de pasos para regular el movimiento de rotación axial.

Conocida la distribución de fuerzas sobre la guía circular se procede a determinar el valor de todas estas fuerzas. Entonces considerando la Figura 56 se tiene:

$$P1 = 170 \text{ N}$$

$$a_{guía} = 5 \text{ cm}$$

$$r_{guía} = 8 \text{ cm}$$

$$R_{guía} = 12 \text{ cm}$$

De las condiciones de equilibrio del sistema se tiene la expresión 27:

$$\sum M_o = 0 \tag{27}$$

Las fuerzas de contacto con la guía son radiales por lo que no generarán momentos respecto al centro de giro de la guía. De la relación de equilibrio (28) se determina R3:

$$P2 = P1 \times \frac{a_{guía}}{R_{guía}} = 79.17 N$$

$$\sum F_x = 0 \tag{28}$$

$$R3 = P1 + P2 = 249.17 N$$

R3: Es la resultante de las fuerzas R2 y R1, nótese que esta tendrá sentido horizontal.

Como el ángulo de presión del engrane es de unos 20° se tendrá que la fuerza radial P3 será la siguiente:

$$P3 = P2 \times tg(20^\circ) = 25.8 N$$

Como se describió anteriormente F2 es la fuerza que debe de resistir el motor por lo que posteriormente se debe asegurar que el motor de pasos sea capaz de suministrar esta fuerza, por lo tanto el motor requerirá soportar un torque de:

$$r_{piñon} = 4 cm$$

$$T_{motor} = P2 \times R2 = 2.83 N.m.$$

Considerando el motor y freno escogido se tiene que estos sí podrán resistir este torque sin problemas.

Ahora se analizará la distribución de fuerzas sobre el conjunto guía circular y rueda dentada en el plano vertical a fin de observar los momentos que se generan debido a los cambios de altura en las fuerzas.

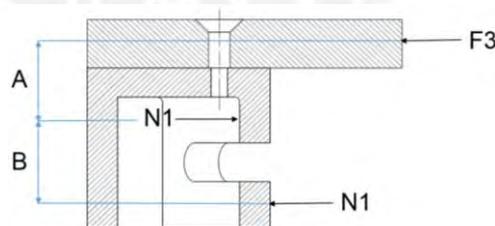


Figura 58: Vista de elevación fuerzas en guía móvil

De las condiciones de equilibrio:

$$A = 1.65 cm$$

$$B = 1.2 cm$$

$$N1 = F3 + F3 \left(\frac{A}{B} \right) = 61.2 \text{ N}$$

$$N2 = F3 \left(\frac{A}{B} \right) = 35.4 \text{ N}$$

Anteriormente se determinó que la resultante de las fuerzas R1 y R2 tenía una magnitud de 240.8 N y sentido horizontal, entonces considerando la Figura 57 se tendrá por simetría:

$$R2x = R1x = R3 \times 0.5 = 120.4 \text{ N}$$

$$R2y = R1y = \frac{R2x}{\text{tg}(16^\circ)} = 419.9 \text{ N}$$

Una vez obtenidas las fuerzas sobre la guía se procederá a realizar la verificación de la misma mediante simulación por elementos finitos en el programa Autodesk Inventor de la guía fija con su forma circular. En la Figura 59 y Figura 60 se puede observar la distribución de fuerzas sobre el elemento. Nótese que las áreas pintadas de colores y sus flechas correlativas corresponden a la distribución real de toda la fuerza sobre la superficie del elemento

Las fuerzas de color rojo representan a las fuerzas R1 y R2 y tienen una distribución radial sobre el elemento. Las áreas de color azul corresponden a la zona afectada directamente por el momento torsor, que es donde se ubica la placa de sujeción axial. Finalmente las flechas amarillas representan a las fuerzas normales N1 y N2 que se distribuyen por toda la superficie radial del elemento. Para todos los casos se tiene que las fuerzas distribuidas pueden reemplazarse por una fuerza puntual ubicada en el centroide del área donde tienen efecto.

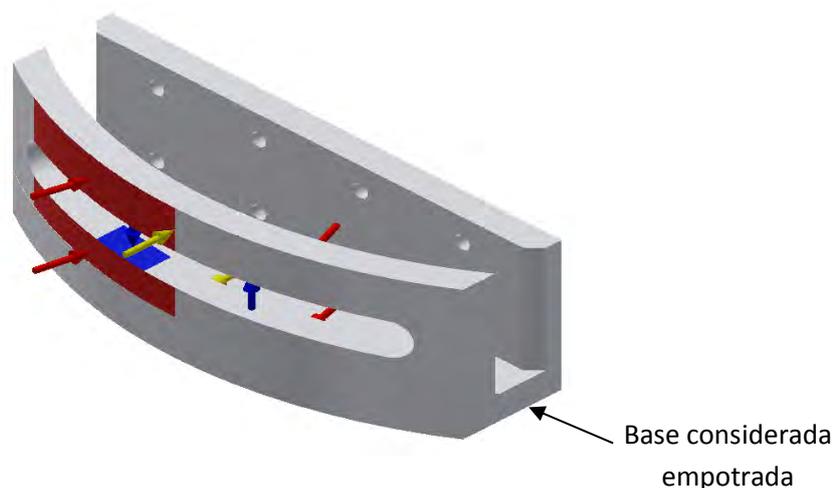


Figura 59. Distribución de fuerzas sobre guía móvil, vista 1

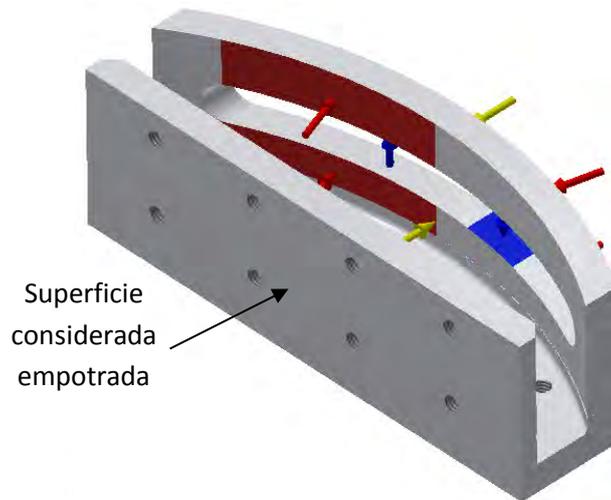


Figura 60. Distribución de fuerzas sobre guía móvil, vista 2.

Una vez hecha la distribución de fuerzas se procede a realizar la simulación, considerando que las restricciones mencionadas en las figuras anteriores.

Las fuerzas de color azul tienen un valor de 675,7 N a fin de obtener el Momento torsor requerido. Respecto a las fuerzas de color rojo cada una representa una fuerza de 218,9 N. Finalmente las fuerzas amarillas que corresponden a las fuerzas normales presentan valores de 35,23 N en la parte superior y 61,23 N en la parte inferior.

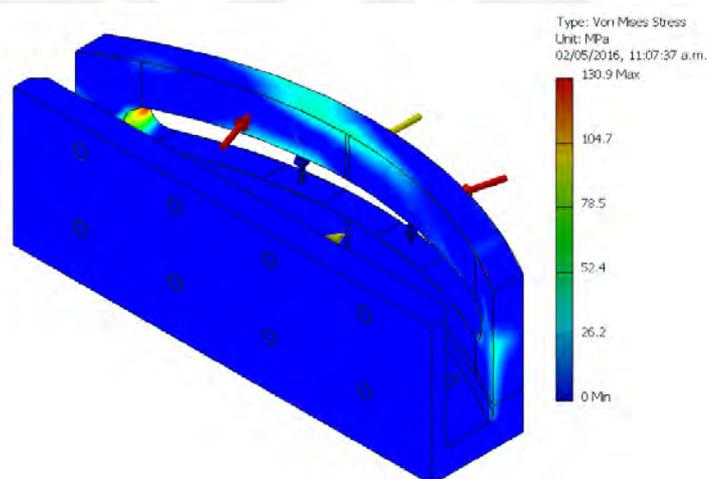


Figura 61. Resultado de simulación. Vista 1

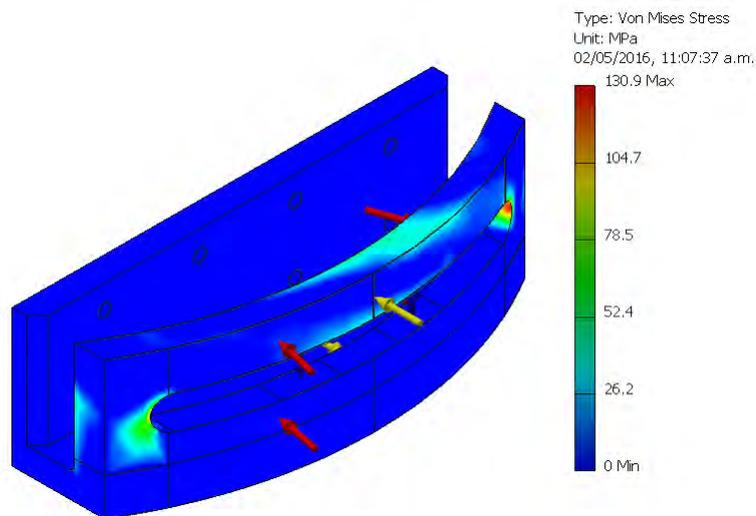


Figura 62. Resultado de Simulación Vista 2.

De la simulación realizada se tiene que el esfuerzo máximo obtenido se da en uno de los extremos de la ranura, es indudable que el redondeo brindado en esa zona es importante para reducir las concentraciones de esfuerzo. El esfuerzo máximo resultó ser de 130.9 MPa. Considerando el esfuerzo a la fluencia del material de 270 MPa se concluye que el elemento no fallará y tendrá un FS de 2.

3.4.5) Comprobación de engranes:

La función de los engranes es de transmitir el movimiento de rotación axial a la espalda, como se indicó la rueda dentada debe permitir coincidir el centro de giro de la espalda con la rueda dentada. Debido a que la rotación axial del sistema se produce casi en su totalidad en la columna dorsal se ubicará aquí el eje de giro. Este variará de 18 a 21cm, para el caso máximo se tiene unos 5.2 cm.

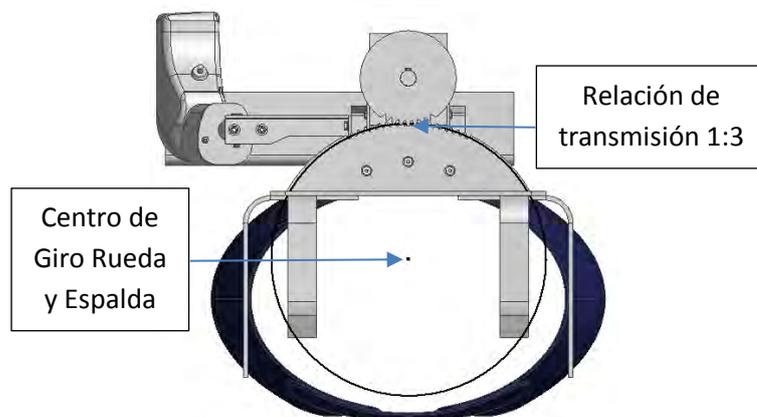


Figura 63. Centros de giro engrane y columna

Resistencia del diente del engranaje:

Se definen los radios de los engranajes de transmisión:

$$R_1 = 0.04 \text{ m}$$

$$R_2 = 0.12 \text{ m}$$

Se propone usar un módulo de:

$$m = 2 \text{ m}$$

Relación de transmisión:

$$r_{trans.} = \frac{D_2}{D_1} = 3$$

Número de dientes de los engranajes:

$$z_1 = \frac{D_1}{m} = 40$$

$$z_2 = \frac{D_2}{m} = 120$$

Momento máximo brindado por el motor de pasos a usar:

$$M_{t2} = 12 \text{ N.m}$$

$$F_{t2} = \frac{M_{t2}}{R_2} = 100 \text{ N}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 100 \text{ N}$$

$$F_{n1} = F_{t1} \times \operatorname{tg}(20^\circ) = 36,4 \text{ N}$$

$$F_{n2} = F_{t2} \times \operatorname{tg}(20^\circ) = 36,4 \text{ N}$$

Medidas del diente:

$$\text{addendum} = ad = 1 \times m = 2 \text{ mm}$$

$$\text{dedendum} = de = 1.25 \times m = 2.5 \text{ mm}$$

El diseño del exoesqueleto solicita una potencia baja, además el engranaje no llega a girar en su totalidad por lo que no se considera necesario basarse en las normas

AGMA o ISO que recomiendan realizar cálculos a la fatiga por flexión en el cálculo de espesor del engranaje.

Por ello se opta por realizar el cálculo del espesor del diente por resistencia de materiales, para este caso se tomará el diente como una pieza en general que se verificará por flexión y compresión. Se tiene que para el caso de perfiles envolventes la longitud del espesor del diente estará dada por:

$$S_d = m \times \frac{\pi}{2} = 0.003 \text{ m}$$

La fuerza tangencial y radial sobre el engranaje son aplicados a la altura del diámetro primitivo y estos se trasladarán a la base del diente donde se darán los esfuerzos mayores, como se muestra en la Figura 64. Analizando el esfuerzo debido a la fuerza tangencial por el contacto entre dientes se producirá un esfuerzo flector sobre la base del diente según la expresión 29:

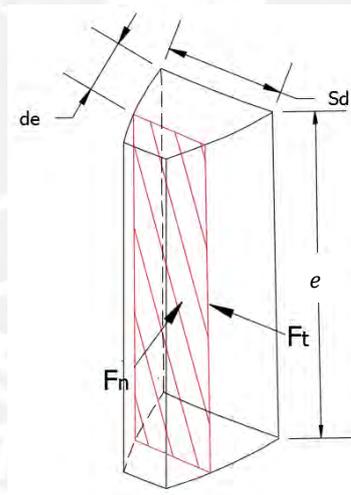


Figura 64. Medidas del diente

$$\sigma_{flector} = \frac{M_{flector} * c}{I} \quad (29)$$

Donde:

$$M_{flector} = F_{t1} * de = 100N * (2.5 \text{ mm}) = 250 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$c = \frac{S_d}{2} \text{ mm} = 1.5 \text{ mm}$$

$$I = \frac{(e * 3^3)}{12} = 2.25 \text{ mm}^3 * b$$

$$\sigma_{flector} = \frac{166.67}{e} \frac{N}{mm}$$

Donde: b : Es el espesor del diente

Se tiene el esfuerzo compresión:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A} = \frac{36.4 N}{3 * e \text{ mm}^2} = 12.13 \frac{N}{e \text{ mm}}$$

Se tiene el esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F_t}{A} = \frac{100 N}{(e * 1.5) \text{ mm}^2} = \frac{63.3}{e \text{ mm}} N$$

Se tienen los esfuerzos normales de compresión:

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_f = 178.8 \frac{N}{b \text{ mm}}$$

Hallamos el esfuerzo equivalente según Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{\frac{178.8^2}{e} + 3 * \frac{63.3^2}{e}} = \frac{209.74}{e} \frac{N}{mm}$$

Según (29) citado en (28) para materiales promedio que trabajan a condiciones de medio ambiente sometidos a esfuerzos que pueden calcularse se suele utilizar un factor de seguridad entre 2 a 2.5.

$$\frac{209.74}{e} \frac{N}{mm} = \sigma_{eq} \leq \sigma_F = \frac{220}{2.5} N/mm^2 = 88 N/mm^2$$

$$4.72 \text{ mm} \leq e$$

Sin embargo es recomendable tener un módulo que tenga una relación de al menos 1/5 con el ancho del diente por lo que en este caso se opta por usar un espesor de:

$$e = 10 \text{ mm}$$

Igualmente se procedió a simular el comportamiento mecánico del engrane obteniéndose como resultado un esfuerzo máximo de 14 MPa, por lo que se confirma que este elemento no fallará. Véase Figura 65.

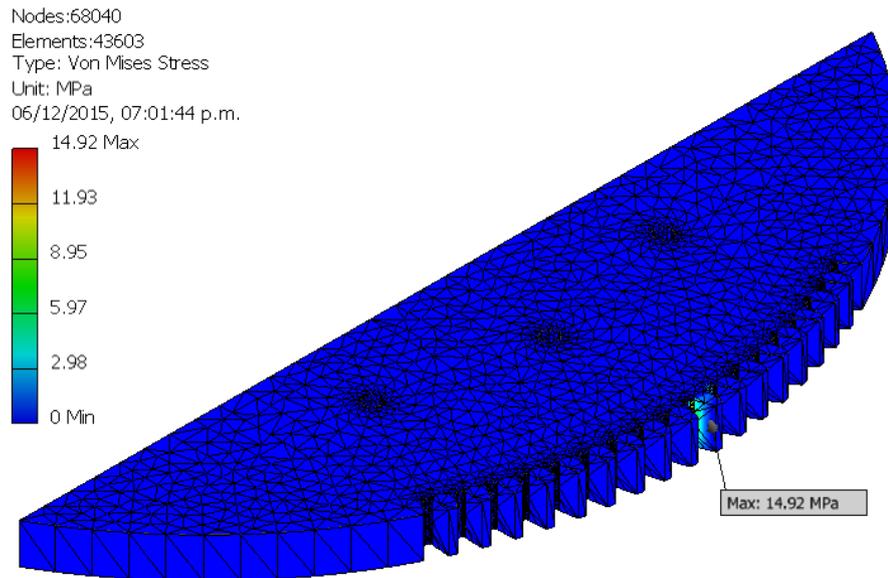


Figura 65: Verificación por elementos finitos de la rueda dentada

De igual forma se realizó una comprobación del diente resistencia a la fatiga por presión en su flanco obteniendo un FS mayor 3. Véase Anexo 6.

3.4.6) Distribución de fuerzas sobre apoyo del mecanismo:

En la Figura 66 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la estructura articulada del mecanismo a fin de determinar las reacciones sobre el apoyo.

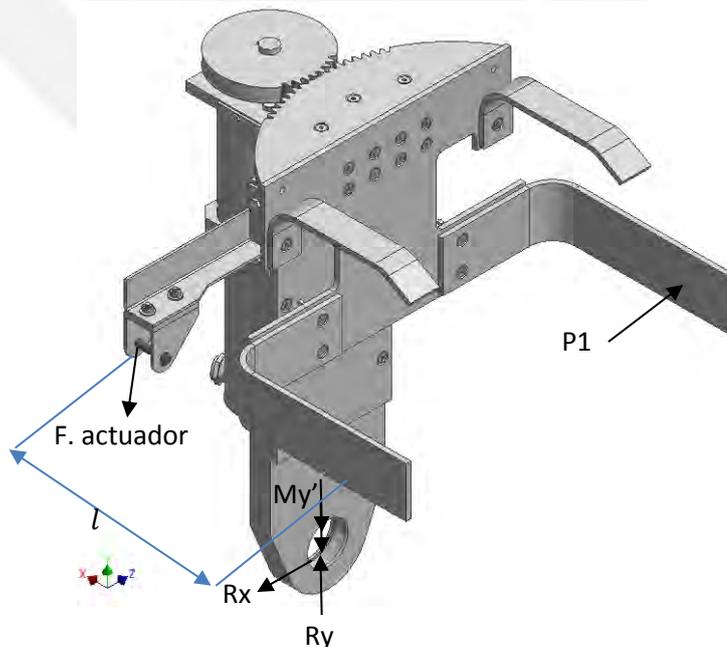


Figura 66: Distribución de fuerzas sobre el apoyo

Donde:

$$P1 = 170 \text{ N}$$

Para el caso crítico (mayor fuerza del actuador lineal) el ángulo que forma es de 5° respecto a la horizontal, por lo que se podría asumir que F1 tiene solo componente en el eje X.

Para el actuador se tienen las fuerzas

$$F_x = F1 \times \cos(\theta_2) = 84,08 \text{ N}$$

$$F_y = F1 \times \text{sen}(\theta_2) = 275,23 \text{ N}$$

$$l = 16 \text{ cm}$$

$$0 = M_{y'} - P1 * l$$

Del equilibrio se tiene:

$$M_{y'} = 27.2 \text{ Nm}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$0 = P1 - F_x - R_x$$

$$R_x = 170 - 84.08 = 85.92 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y = F_y = 275.3 \text{ N}$$

Conocidas las fuerzas sobre la articulación en el soporte fijo se procede a determinar la distribución de fuerzas sobre el eje. En la Figura 67 se muestra el montaje que tendrá el eje de la articulación. Se instalan 2 rodamientos a fin de generar el momento M_y determinado anteriormente, estos estarán soportados fijados axialmente por 2 anillos de retención. Los extremos del eje serán soportados por el apoyo, en esta parte la fijación será por apriete.

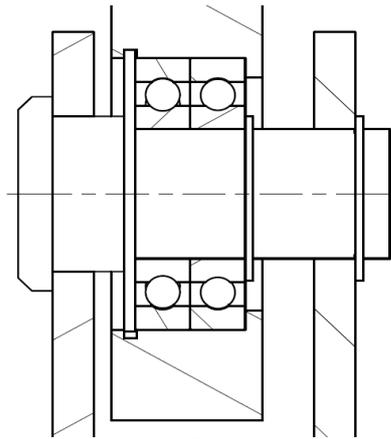


Figura 67: Detalle del soporte del mecanismo articulado

En la Figura 68 se representan la ubicación de las cargas presentes sobre el eje. En los puntos “a” y “e” se producen reacciones debido a los apoyos. En los puntos “b” y “d” se producen las fuerzas debido a los rodamientos a fin de soportar las cargas debido al momento. El punto “c” representa la ubicación de la fuerza radial sobre la articulación. Los puntos b’ y d’ representan la ubicación de zonas donde existen concentradores de esfuerzo debido a un cambio de sección o una ranura.

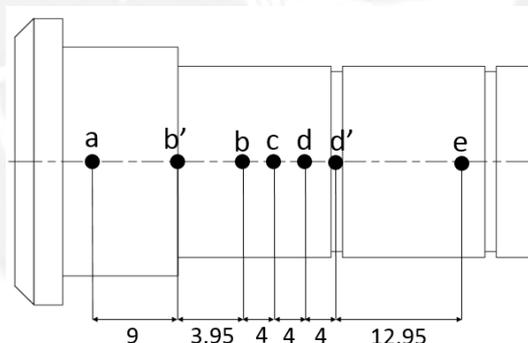


Figura 68. Distancias entre ubicación de cargas (unidades en mm)

Conocida la configuración del montaje de la articulación se procede a realizar el DCL sobre el eje. Este se muestra en la Figura 69.

Donde:

- R_{1x} , R_{1y} , R_{2x} , R_{2y} : Componentes de las reacciones en los apoyos extremos.
- R_t : Fuerza de contacto producida por los rodamientos debido al momento M_y .
- R_x , R_y : Componentes de la reacción en la zona de los rodamientos.

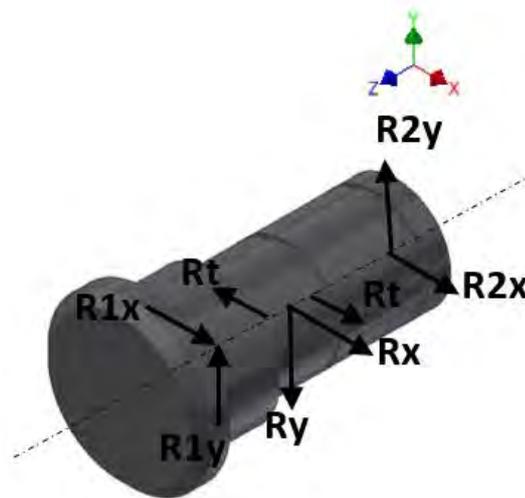


Figura 69. Diagrama de cuerpo libre del eje

Donde:

$$ab = 12.95 \text{ mm}$$

$$bc = 4 \text{ mm}$$

$$cd = 4 \text{ mm}$$

$$de = 16.95 \text{ mm}$$

$$\sum M_x = 0$$

$$R1y * (ab + bc) = R2y * (cd + de)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R1y + R2y = 275.3 \text{ N}$$

Se tendrá:

$$R2y = 123.12 \text{ N}, R1y = 152.18 \text{ N}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$R1x * (ab + bc) = M_y + R2x * (cd + de)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x = R1x + R2x$$

Se tendrá:

$$R_{2x} = -679.26, R_{1x} = 765.16N$$

3.4.7) Selección de Rodamientos:

Se emplean 2 rodamientos para que sirvan como soporte para la carga radial y además para soportar el momento flector que se produce en la articulación. Para la selección del rodamiento se determina la carga máxima que soporta cada uno.

De la Figura 68 se determina la distancia entre los centros de cada rodamiento. Entonces para determinar la fuerza que soporta cada uno debido al momento flector se tiene la siguiente expresión:

$$R_t = \frac{M_y}{bd} = \frac{27.2 N \cdot m}{8 * 10^{-3}m} = 3400 N$$

Esta es la fuerza que deberá soportar el rodamiento debido al momento M_y , sin embargo hay que añadirle también la carga debido a la reacción R_x de 85.2 N. Entonces se tendrá que la carga sobre el rodamiento será de 3484.2 N. Debido a la baja velocidad del giro se considera verificar el rodamiento con su carga estática equivalente.

$$P_o = 3484.2$$

Se opta por seleccionar un rodamiento SKF denominado 16004 con capacidad de carga estática de 4 KN. El fabricante recomienda que para un funcionamiento suave sin vibraciones de un rodamiento rígido de bolas se debe tener un factor de seguridad de 1. Se procede a verificar me diante la expresión 30:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{4000}{3400} = 1.17 \quad (30)$$

Se verifica así que se cumple con el factor de seguridad mínimo requerido.

3.4.8) Comprobación del eje por fatiga:

A fin de realizar la comprobación por fatiga del eje se requiere conocer la sección crítica del elemento, para ello se procede a esquematizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Se tienen los diagramas en el plano XZ:

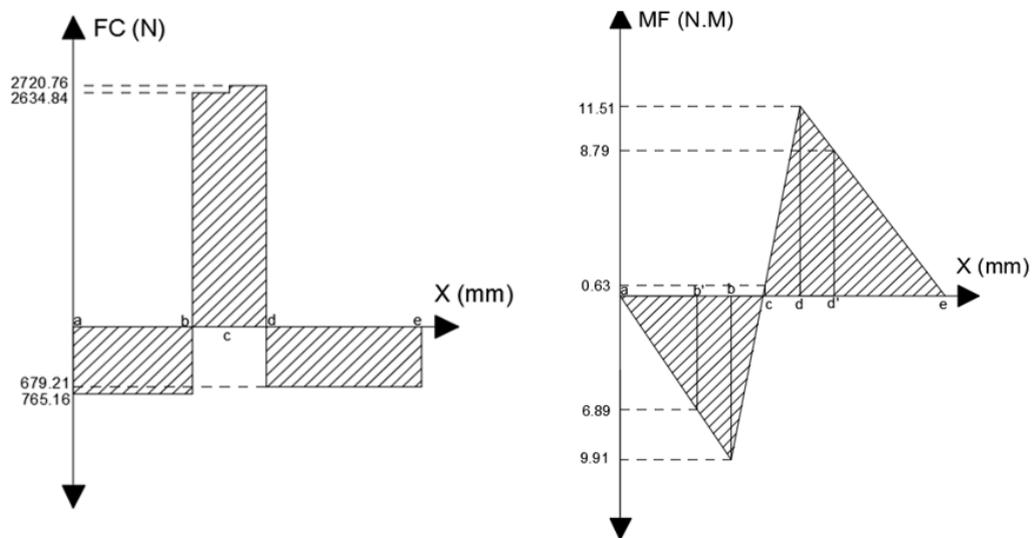
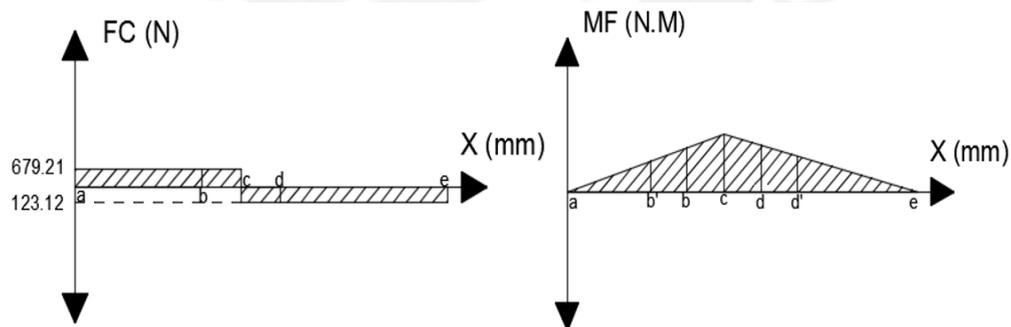


Figura 70. DFC y DMF en plano XZ

En el plano YZ:



En el diagrama de momento flector para el plano YZ visto en la se tienen:

$$M_f(b') = 1.37 \text{ N.m}$$

$$M_f(b) = 1.97 \text{ N.m}$$

$$M_f(c) = 2.58 \text{ N.m}$$

$$M_f(d) = 2.09 \text{ N.m}$$

$$M_f(d') = 1.59 \text{ N.m}$$

Se identifican 3 secciones críticas las cuales corresponden a las secciones b', d y d'. Al ser este un eje sobre el cual la carga es solo giratoria el esfuerzo será alternante puro. Se debe resaltar que por el funcionamiento del eje (giro $\pm 15^\circ$) el esfuerzo

alternante será en verdad mucho menor al planteado, sin embargo se opta por la primera suposición a fin de brindar mayor seguridad al cálculo realizado.

Análisis sección b':

$$M_f = \sqrt{6.88^2 + 1.37^2} = 7.02 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi * d^3} = 8.94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

Determinación de factores que afectan la resistencia a la fatiga. Extraídos de Rodríguez (28).

$$\text{Coeficiente de superficie: } c_t = 0.95$$

$$\text{Coeficiente de tamaño: } c_t' = 0.8$$

$$\text{Coeficiente de temperatura: } c_{temp} = 1$$

$$\text{Coeficiente de carga: } c_{carg} = 1$$

$$\text{Coeficiente de confiabilidad: } c_c = 0.868$$

De la geometría del eje se obtienen:

$$D = 24 \text{ mm}$$

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

$$r = 1 \text{ mm}$$

Factor de concentración de esfuerzos. Extraídos de Rodríguez (28). Véase ANEXO 7.

$$K_t = 2$$

El factor de sensibilidad a la entalla estará dado por la expresión 31:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.986 \quad (31)$$

El factor efectivo de concentración de esfuerzos:

$$\beta = 1 + \eta(K_t - 1) = 1.98 \quad (32)$$

El esfuerzo alternante aumentado estará dado por la expresión 33:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{c_t * c_{t'} * c_{temp} * c_{carg} * c_c} \right) \sigma_{fa} = 26.1 \text{ MPa} \quad (33)$$

Análisis sección d (Se procede igual que en b')

$$M_f = \sqrt{11.2^2 + 2.09^2} = 11.39 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi * d^3} = 14.83 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

Determinación de factores que afectan la resistencia a la fatiga. Extraídos de Rodríguez (28)

$$\text{Coeficiente de superficie: } c_t = 0.95$$

$$\text{Coeficiente de tamaño: } c_{t'} = 0.83$$

$$\text{Coeficiente de temperatura: } c_{temp} = 1$$

$$\text{Coeficiente de carga: } c_{carg} = 1$$

$$\text{Coeficiente de confiabilidad: } c_c = 0.868$$

El factor efectivo de concentrador de esfuerzos es igual a la unidad ya que en esta sección no hay un concentrador *de esfuerzos*:

$$\beta = 1$$

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{c_t * c_{t'} * c_{temp} * c_{carg} * c_c} \right) \sigma_{fa} = 21.67 \text{ MPa}$$

Análisis sección d':

$$M_f = \sqrt{8.79^2 + 1.59^2} = 8.94 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi * d^3} = 11.33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

Determinación de factores que afectan la resistencia a la fatiga:

Coeficiente de superficie: $c_t = 0.95$

Coeficiente de tamaño: $c_{t'} = 0.83$

Coeficiente de temperatura: $c_{temp} = 1$

Coeficiente de carga: $c_{carg} = 1$

Coeficiente de confiabilidad: $c_c = 0.868$

De la geometría del eje se obtienen:

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

$$d = 18.8 \text{ mm}$$

$$r = 0.6 \text{ mm}$$

Factor de concentración de esfuerzos

$$K_t = 2.55$$

El factor de sensibilidad a la entalla estará dado por la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.977$$

El factor efectivo de concentración de esfuerzos:

$$\beta = 1 + \eta(K_t - 1) = 2.514$$

El esfuerzo alternante aumentado resultará:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{c_t * c_{t'} * c_{temp} * c_{carg} * c_c} \right) \sigma_{fa} = 41.64 \text{ MPa}$$

Por ser alternante puro se puede determinar el factor de seguridad a la fatiga con la siguiente expresión:

$$FS = \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma'_{falt}} = \frac{125}{41.64} = 3 \quad \text{OK!}$$

El factor de seguridad a la fluencia estará dado por la siguiente expresión:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{fs}} = \frac{250}{11.39} = 21.9 \quad \text{OK!}$$

3.4.9) Verificación del apoyo fijo:

Se procede a verificar el apoyo de eje. El DCL se muestra en la Figura 71.

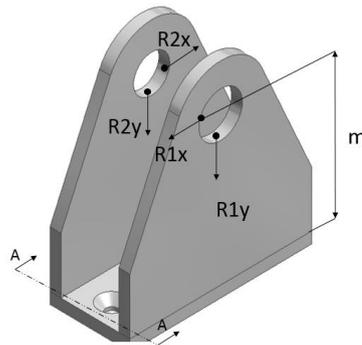


Figura 71: Distribución de cargas sobre apoyo fijo

Se verifica por aplastamiento:

$$R1 = \sqrt{R1x^2 + R1y^2} = 780.15$$

$$R2 = \sqrt{R2x^2 + R2y^2} = 690.33$$

$$p_1 = \frac{R_1}{t * d_1} = \frac{780.15}{6 * 24} = 5.42 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{R_2}{t * d_2} = \frac{690.33}{6 * 20} = 5.75 \text{ MPa}$$

En ambos casos la presión de aplastamiento es menor que la admisible del material

Ahora se verifica en las base del apoyo considerando la sección A-A de la Figura 71.

Esfuerzo debido a R1x:

$$M_f = 0.079 * 765.16 = 60.45 \text{ N.m}$$

$$\sigma_f = \frac{60.45 * 0.05}{\frac{1}{12} * 0.1^3 * 0.006} = 6.045 \text{ MPa}$$

Esfuerzo debido a R1y:

$$\sigma_{compr.} = \frac{152.18}{0.006 * 0.1} = 0.25 \text{ MPa}$$

Se tendrá el esfuerzo total:

$$\sigma_{Total} = 6.045 + 0.25 = 6.295 \text{ MPa}$$

El esfuerzo es mucho menor al admisible por lo que se comprueba que el soporte no fallará.

3.4.10) Cálculo de clavijas y soportes de actuador lineal:

Se procede a comprobar por resistencia los soportes del actuador lineal y sus pines de sujeción. El DCL se muestra en la Figura 72.

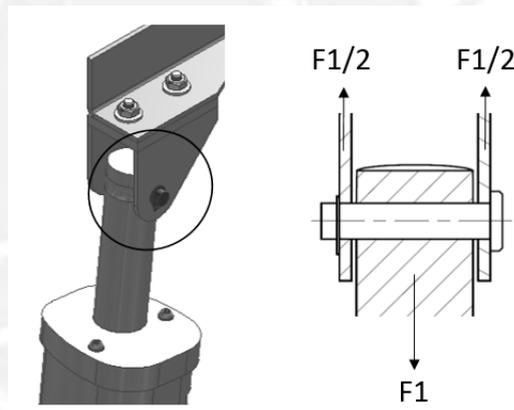


Figura 72. DCL apoyo actuador lineal

Verificación de clavija:

Esfuerzo flector:

$$M_f = 85 * 0.0105 = 0.892 \text{ N.m}$$

$$\sigma_f = \frac{32 * 0.892}{\pi * d^3} = 42.1 \text{ MPa}$$

Donde: $d = 6 \text{ mm}$

Esfuerzo cortante:

$$\tau_{prom} = \frac{85 * 4}{\pi * d^2} = 3 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_{prom}^2} = 42.42 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eq}} = 5.89$$

Verificación de soporte por aplastamiento considerando que existe un ajuste entre la clavija y el soporte:

$$p_{soporte} = \frac{F1}{A_{ap}} = \frac{170}{0.006 * 0.002} = 14.17 \text{ MPa}$$

Esta presión por aplastamiento es menor que la admisible por el material

En las Figura 73 y Figura 74 se muestran los diseños finales obtenidos del mecanismo de exoesqueleto posicionador de espalda para tiro con arco.

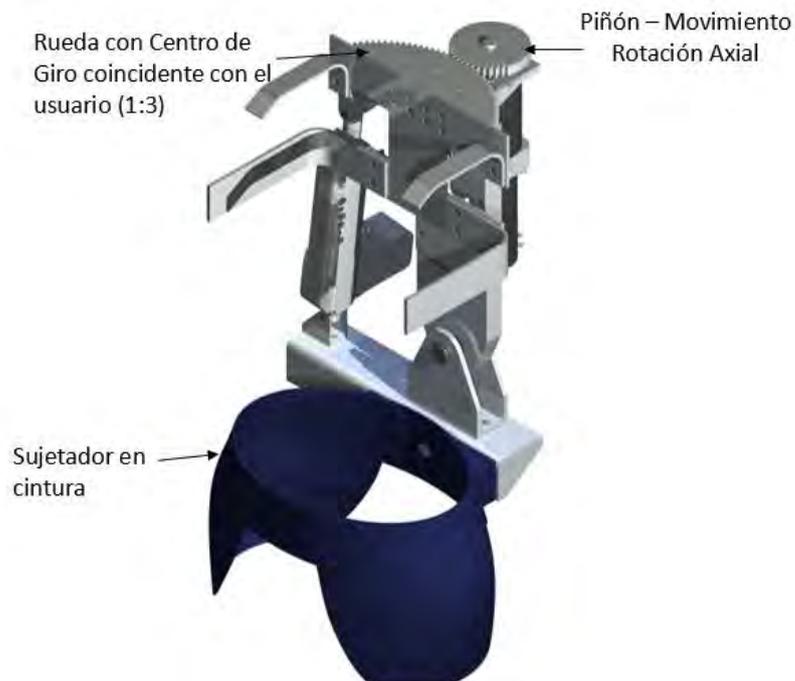


Figura 73. Diseño final del prototipo (Vista 1)

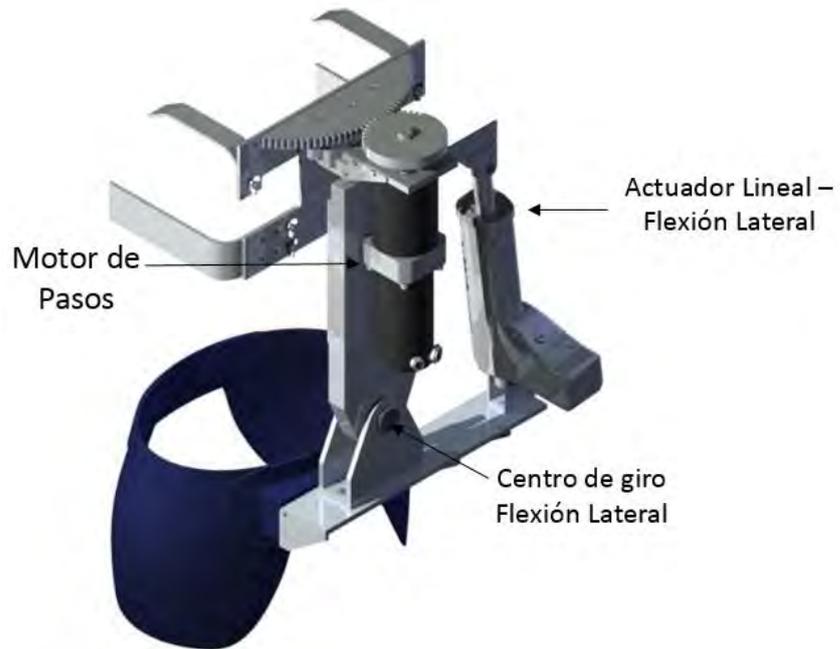
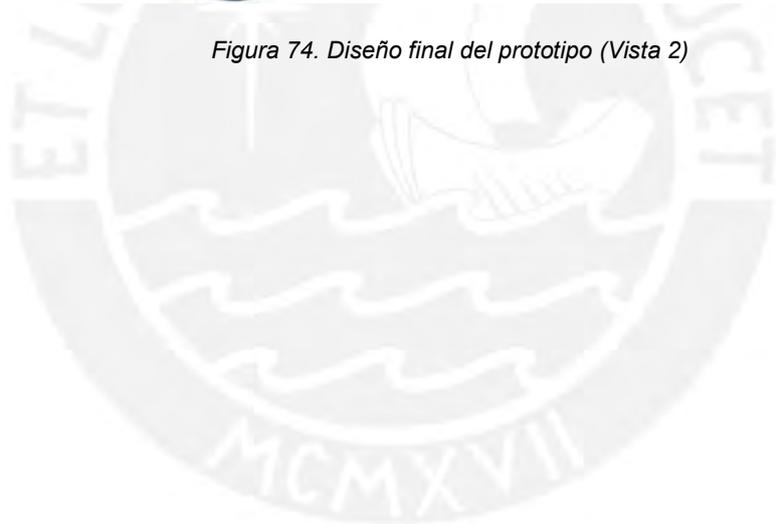


Figura 74. Diseño final del prototipo (Vista 2)



CAPÍTULO 4

ESTIMACIÓN DE COSTOS

El presente capítulo tiene por objetivo realizar una estimación del costo de fabricación del sistema mecánico del exoesqueleto propuesto. Para calcular este costo, se van a separar los sub-costos de acuerdo a categorías los cuales finalmente se sumaran para obtener el costo total. Se separan de la siguiente manera:

- Costos de elementos normalizados
- Costo de elementos estructurales
- Costo de maquinado y ensamble

4.1). Costos de elementos normalizados

Para los elementos normalizados se consideran elementos que existen el mercado y no necesitan un maquinado, es decir, no se requiere un trabajo previo a su utilización. Tales como los, tornillos, tuercas, pines, perfiles, actuadores a usar, entre otros. Estos se aprecian en la siguiente tabla:

Tabla 17: Costos elementos normalizados

ID	DESCRIPCIÓN	MODELO/NORMA	CANTIDAD	MATERIAL	PRECION UNITARIO \$/.	PRECIO PARCIAL \$/.
1	MOTOR DE PASOS CON FRENO	SM 56.1.18 J3.9	1	-	825.7	825.7
2	CAJA DE CAMBIOS PLANETARIA	PR16	1	-	118.0	118.0
3	ACTUADOR LIINEAL CON POTENCIOMETRO	DE24Q-17W41-04FPHW	1	-	616.7	616.7
4	ARANDELA PLANA P/PERNO M6	ISO 7091	5	A2	0.3	1.5
5	ARANDELA DE PRESION P/PERNO M6	DIN 127	3	A2	0.5	1.5
6	PERNO HEX. M6 x 20	ISO 4017	1	A2	0.8	0.8
7	PERNO HEX. M6 x 25	ISO 4017	2	A2	0.8	1.6
8	PERNO AVELLANADO M6 x 20	ISO 10642	2	A2	0.8	1.6
9	TUERCA HEX. M6	ISO 4032	2	A2	0.5	1
10	PERNO AVELLANADO M4 x 16	ISO 10642	19	A2	0.8	15.2
11	ARANDELA PLANA P/PERNO M4	ISO 7091	6	A2	0.3	1.8
12	TUERCA HEX. M4	ISO 4032	4	A2	0.2	0.8
13	RODAMIENTO DE BOLAS 6004-2Z	JIS B 1521	1	-	52.0	52
14	ANILLO ELASTICO J42 x 1.6	ANSI B 27.7M	1	SAE 1075	1.2	1.2
15	PERNO AVELLANADO M4 x 12	ISO 10642	6	A2	0.8	4.8
16	PERNO HEX. M4 x 12	ISO 4017	2	A2	0.8	1.6
17	PERNO HEX. M4 x 16	ISO 4017	4	8.8	0.8	3.2
18	PERNO HEX. M3 x 8	ISO 4017	8	A2	0.8	6.4
19	PERNO HEX. M5 x 16	ISO 4017	4	A2	0.8	3.2
20	PERNO AVELLANADO M4 x 20	ISO 10642	3	10.9	0.8	2.4
21	PRISIONERO M4 x 6	ISO 4026	3	45H	0.8	2.4
22	ANILLO ELASTICO A6 x 0.4	ANSI B 27.7M	2	SAE 1075	1.2	2.4
23	PERNO HEX. M6 x 12	ISO 4017	1	A2	0.8	0.8
24	TUERCA MARIPOSA M4	DIN 315	6	8	0.5	3
25	PERNO AVELLANADO M4 x 10	ISO 10642	8	A2	0.8	6.4
SUBTOTAL						2043.3

4.2) Costos de adquisición de planchas y barras metálicas:

Para los elementos que componen la carcasa se parte de barras y planchas de aluminio 6061 que se pueden adquirir en negocios locales de acuerdo a medidas estándar o a pedido. Con esta materia prima es que luego de procesos de mecanizado como fresado, torneado, taladrado, roscado o rectificando se obtienen los componentes de acuerdo a la necesidad. Además de ello se incluyen también materiales que requieren un trabajo de mecanizados más simples como corte, taladrado y soldado.

Tabla 18: Costos elementos estructurales

ID	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	MEDIDA	PESO (KG)	UNIDAD	COSTO POR UNIDAD	PRECIO PARCIAL (S/.)
1	BARRA REDONDA	ALUMINIO 6061	DIAMETRO 250MMX35MM	4.64	KG	34	157.7
2	BARRA REDONDA	ALUMINIO 6061	DIAMETRO 90MMX35MM	0.60	KG	34	20.4
3	BARRA CUADRADA	ALUMINIO 6061	200MMX60MMX35MM	1.13	KG	34	38.6
4	BARRA REDONDA	ALUMINIO 6061	DIAMETRO 300MMX25MM	4.77	KG	34	162.2
6	PLANCHA PL 6MM	ALUMINIO 6061	500x500 mm	4.05	KG	34	137.7
7	PLANCHA PL12 MM	ALUMINIO 6061	250x600 mm	4.86	KG	34	165.2
8	PLANCHA PL12 MM	ALUMINIO 6061	250x250mm	2.03	KG	34	68.9
9	PLANCHA PL15 MM	ALUMINIO 6061	250x400 mm	4.05	KG	34	137.7
10	PLANCHA PL25 MM	ALUMINIO 6061	100x300 mm	2.03	KG	34	68.9
11	PERFIL L1X1X1/8"	ALUMINIO 6061	0.3m	-	M	2.4	0.7
12	FIJACION CINTURA	ABS	-	-	-	340	340.0
						SUBTOTAL	1309.01

4.3) Costos de mecanizado:

Se consultó a técnicos especialistas en diversos procesos de manufactura del Laboratorio de Manufactura de la Pontificia Universidad Católica del Perú los tiempos estimados para la fabricación de cada uno de los componentes del exoesqueleto. Estos incluyeron trabajos de soldado, fresado, torneado, trabajo de banco y trabajos en CNC. Posteriormente se brindaron los costos de máquina y el costo de hora hombre para cada proceso.

Tabla 19. Horas estimadas de maquinado en torno

MAQUINADO EN TORNO HORIZONTAL	HORAS
PIÑÓN	3.5
RUEDA DENTADA GUÍA	3.5
PASADOR CON CABEZA 24 x 45	2.5
PASADOR CON CABEZA 6 x 28	2.5
HORAS TOTALES	12
COSTO TOTAL	480

Tabla 20. Horas estimadas de maquinado en fresadora

MAQUINADO EN FRESADORA UNIVERSAL	HORAS
SOPORTE BASE CINTURA	0.5
SOPORTE BASE DE ARTICULACIÓN	0.5
SOPORTE INFERIOR ACTUADOR LINEAL	0.5
SOPORTE FIJO ARTICULADO	2.5
SOPORTE SUPERIOR ACTUADOR LINEAL	0.5
SOPORTE DESLIZANTE	3
SOPORTE GUÍA CIRCULAR FIJA	3
PIÑÓN	2
PLACA DE FIJACIÓN GUÍA CIRCULAR MÓVIL	1
RUEDA DENTADA GUÍA	1
ESPALDAR GUÍA	3
SOPORTE LATERAL	3
SOPORTE HOMBROS	3
HORAS TOTALES	23.5
COSTO TOTAL	940

Tabla 21. Horas de Trabajo de Banco

TRABAJO DE BANCO	HORAS
SOPORTE BASE DE ARTICULACIÓN	2
SOPORTE BASE CINTURA	2
SOPORTE INFERIOR ACTUADOR LINEAL	2
SOPORTE FIJO ARTICULADO	2
ÁNGULO DE UNIÓN	1
SOPORTE SUPERIOR ACTUADOR LINEAL	2
SOPORTE DESLIZANTE	2
CARTELA	2
SOPORTE GUÍA CIRCULAR FIJA	1
RUEDA DENTADA GUÍA	2
PIÑÓN	1.5
PLACA DE FIJACIÓN GUÍA CIRCULAR MÓVIL	1
GUÍA CIRCULAR FIJA	1
GUÍA CIRCULAR MÓVIL	1
ESPALDAR GUÍA	3
SOPORTE LATERAL	1
SOPORTE HOMBROS	1
HORAS TOTALES	27.5
COSTO TOTAL	962.5

Tabla 22. Horas de Trabajo de Soldadura

TRABAJO DE SODADURA	HORAS
SOPORTE BASE CINTURA	1
SOPORTE BASE DE ARTICULACIÓN	1
SOPORTE INFERIOR ACTUADOR LINEAL	1
ÁNGULO DE UNIÓN	1
SOPORTE SUPERIOR ACTUADOR LINEAL	1
HORAS TOTALES	5
COSTO TOTAL	300

Tabla 23. Horas de programación y maquinado en CNC

PROGRAMACIÓN Y MAQUINADO EN CNC	HORAS
GUÍA CIRCULAR FIJA	6
GUÍA CIRCULAR MÓVIL	6
HORAS TOTALES	12
COSTO TOTAL	720

Tabla 24: Costo de mecanizado y ensamblaje

ID	DESCRIPCIÓN	COSTO (S./.)
1	MAQUINADO DE COMPONENTES	3402.5
2	ENSAMBLE DEL EXOESQUELETO	105
	SUBTOTAL	3507.5

4.4) Obtención de costos totales.

Una vez obtenidos los sub costos requeridos para la fabricación del mecanismo del exoesqueleto es que se obtiene el costo total del prototipo, el cual será de aproximadamente **11359.8 Nuevos Soles**

Tabla 25: Costos totales

ID	DESCRIPCIÓN	COSTO (S./.)
1	COSTO ELEMENTOS NORMALIZADOS	2043.3
2	COSTO ELEMENTOS ESTRUCTURALES	1309.0
3	COSTO MAQUINADO Y ENSAMBLE	3507.5
4	COSTO DISEÑO	4500.0
	TOTAL	11359.8

CAPITULO 5

PLANOS DE FABRICACIÓN

El presente capítulo tiene el objetivo nombrar los planos del Exoesqueleto para posicionamiento de columna, estos planos fueron obtenidos como resultado del análisis detallado del proyecto. La lista de planos se muestra a continuación:

Tabla 26: Lista de Planos

ID	DESCRIPCION	FORMATO
1	PLANO DE ENSAMBLE : MECANISMO DE EXOESQUELETO POSICIONADOR DE ESPALDA	A1
2	PLANO DE ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO	A2
3	PLANO DE ENSAMBE: SECCIONES Y DETALLES	A2
4	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE BASE CINTURA	A3
5	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE BASE DE ARTICULACIÓN	A3
6	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE ACTUADOR LINEAL	A3
7	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE FIJO ARTICULADO	A3
8	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE DESLIZANTE	A3
9	PLANO DE DESPIECE: TAPA SOPORTE FIJO ARTICULADO	A3
10	PLANO DE DESPIECE: CARTELA	A4
11	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE GUÍA CIRCULAR FIJA	A3
12	PLANO DE DESPIECE: GUÍA CIRCULAR FIJA	A3
13	PLANO DE DESPIECE: PLACA DE SUJECIÓN MOTOR	A4
14	PLANO DE DESPIECE: PIÑÓN	A3
15	PLANO DE DESPIECE: GUÍA CIRCULAR MÓVIL	A3
16	PLANO DE DESPIECE: PLACA DE FIJACIÓN GUÍA CIRCULAR MÓVIL	A4
17	PLANO DE DESPIECE: RUEDA DENTADA GUÍA	A3
18	PLANO DE DESPIECE: PASADOR CON CABEZA 24 X 45	A4
19	PLANO DE DESPIECE: PASADOR CON CABEZA 6 X 28	A4
20	PLANO DE DESPIECE: ESPALDAR GUÍA	A2
21	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE LATERAL	A3
22	PLANO DE DESPIECE: SOPORTE HOMBROS	A3

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

- Se recomienda verificar experimentalmente las cargas de los actuadores luego de su fabricación y puesta a prueba para la posterior optimización en la elección de los mismos.
- El peso total determinado en el presente trabajo corresponde solo a la parte estructural y actuadores del mismo, para la funcionalidad completa del diseño presentado se requiere la instalación de sensores, un controlador y baterías. En caso estos llegasen a incrementar de tal forma el peso del exoesqueleto podría evaluarse la opción de reemplazar el soporte de cadera por estructura portable independiente del usuario donde se alberguen los actuadores y equipos electrónicos necesarios para su funcionamiento.
- Para el caso del actuador lineal su carrera se controla mediante un potenciómetro, sin embargo a fin de mejorar la precisión del control de posición del mismo podría verse la manera de modificar el actuador lineal seleccionado a fin de acondicionar un encoder al eje del motor eléctrico que mueve al sistema.
- Este trabajo se centra en el diseño mecánico de un exoesqueleto de espalda para entrenamiento de tiro con arco, el sistema de control del exoesqueleto sería materia de un trabajo posterior.

CONCLUSIONES

- El diseño planteado cumple con el objetivo principal de guiar y mantener fija la posición de la espalda del arquero a fin de ayudarlo a reconocer la posición ideal de disparo para una determinada ubicación del mismo respecto al blanco. Esto con el fin de contribuir en su aprendizaje y mejora de puntería con el uso de la tecnología.
- Este proyecto se obtuvo aplicando la metodología de diseño según VDI2225, de tal manera que el diseño propuesto resulte la mejor alternativa tanto en el aspecto técnico y económico para dar solución al problema planteado y cumplir con las exigencias principales para el proyecto.
- Se consiguió diseñar un mecanismo liviano y resistente usando aluminio 6061 como material base. Permitiendo así cumplir con las exigencias principales de ergonomía. A pesar de que el uso de este material encarece el proyecto se decide utilizarlo debido a que permite mantener la funcionalidad del mecanismo debido al bajo peso del diseño final del prototipo.
- El costo para la fabricación y diseño del prototipo de mecanismo de exoesqueleto es de S/. 11359.8 Nuevos Soles. Debe resaltarse que al tratarse de un prototipo el coste total de este diseño en caso llegara a comercializarse o producirse en serie resultaría ser menor debido a que hay costos que se deben pagar una vez como es el costo de diseño. Además en caso de fabricarse en serie se pueden reducir los costos unitarios de elementos estructurales y normalizados. Es importante decir también que el número de horas de maquinado y ensamble pueden reducirse al usar equipos automatizados para el mecanizado de todos los componentes. Finalmente al ser este un prototipo es posible conseguir mejoras en el diseño final del mecanismo a fin de reducir costos o mejorar sus funciones.
- Al momento de hacer las consideraciones del diseño de un mecanismo movilizado por actuadores lineales es importante asignar adecuadamente la posición de estos a fin de obtener las menores fuerzas de sollicitación en estas y para este caso también la menor velocidad posible. Para nuestro caso el

actuador lineal requería realizar una fuerza menor, además de obtenerse menores velocidades de rotación para el mecanismo, cuanto más alejadas se encontraban las uniones articuladas del actuador lineal y del soporte fijo articulado.

- Se debe resaltar la importancia de que el exoesqueleto permita modificar sus dimensiones principales como altura y ancho a fin de poder ser usado por deportista de alturas comprendidas entre 1.60 a 1.70m y ser puesto a pruebas para futuras mejoras del diseño.
- De acuerdo a lo investigado, se puede concluir que este tipo de mecanismo posicionador de espalda plantea una alternativa nueva en exoesqueletos de torso pues plantea un mecanismo para realizar los movimientos de rotación axial y flexión lateral algo aún poco estudiado en los exoesqueletos de espalda que se centran más en el movimiento de flexión y extensión. Por este motivo, este tema de tesis puede servir como base para un futuro trabajo con una aplicación diferente que pueda aprovechar los movimientos que este mecanismo ofrece.
- Al realizar el modelado matemático del cuerpo planteado por Yeadon se demostró que la fuerza inercial del cuerpo interviene poco comparada con la fuerza producida por los músculos del mismo.
- Una de las razones por las que se impulsa el tema de este trabajo, es para incentivar el uso de tecnologías nuevas en el proceso de aprendizaje, masificación y mejora motriz de los deportistas. El uso de estos mecanismos es una alternativa para la enseñanza y mejora de la precisión del disparo de los arqueros.

BIBLIOGRAFÍA

1. **Boseley, Sara.** *TheGuardian.com*. [En línea] 26 de Enero de 2015. <http://www.theguardian.com/sport/2012/jul/04/london-2012-olympic-games-sport-technology>.
2. **Liu, J. , Cramer, S. and Reinskensmeyer, D.** Learning t Perform a New Movement with Robotic Assitance. *Neuroengineering Assistance*. 2006, 20.
3. **REINKENSMEYER, L. MARCHAL-CRESPO AND D.J.** HAPTIC GUIDANCE CAN ENHANCE MOTOR LEARNING OF A STEERING TASK. 2008, págs. 545-557.
4. **H.B. Lim, T. Ivan and K.H.Hoon.** Sports technique impartation method using exoskeleton. 2008, Vol. 2, págs. pp. 545-557.
5. **Baechle, Daniel.** MAXFAS: A mobile arm exoskeleton for firearm aim stabilization. s.l. : Faculty of the University of Delaware, 2013.
6. **P. Letier, M. Avraam and S. Veillerette.** SAM: A 7-DOF Portable Arm Exoskeleton with Local Joint Control. 2008.
7. **Y. Muramatsu, H. Umehara, and H. Kobayashi.** Improvement and Quantitive performance estimation of the back muscle suit. Osaka : s.n., 2014.
8. **I. Rosales, R. Lopez and H. Aguilar.** Design and Modelling of a Backbone Pneumatic. *Proceedings of the 18th International Conference on System Theory*,. Romania : s.n., 2014.
9. **Panjabi, A. A. White y M. M.** The basic kinematics of the lumbar spine. *Spine* 3. 1983.
10. **YEADON, M. R.** THE SIMULATION OF AERIAL MOVEMENT-II. A MATHEMATICAL INERTIAL MODEL OF HUMAN BODY. *Biomechanics*. Calgary : s.n., 1990. Vol. 1.
11. **Ruiz, Steve y Stevenson, Claudia.** *Precision Archery*. s.l. : Human Kinetics, 2004.
12. **Minitier, Frank.** OutdoorLife. [En línea] [Citado el: 06 de 06 de 2015.] <http://www.outdoorlife.com/features/chasing-speed-fastest-compound-bow/>.
13. **Federacion Internacional de Tiro con Arco.** *CONSTITUCIÓN Y REGLAMENTOS- Tomo 3*. Madrid : s.n., 2010.
14. **Ruiz, Steve.** CENTRO DE TECNIFICACIÓN DE TIRO CON ARCO DE MADRID. [En línea] 2007. [Citado el: 29 de 08 de 2015.] http://www.cttam.org/cms/dmdocuments/tiros_en_pendiente_nov_99.pdf.
15. **STAFF.** Grand view outdoors. [En línea] [Citado el: 28 de Febrero de 2016.] <http://www.grandviewoutdoors.com/bowhunting/understanding-archery-ballistics/>.

16. **Google.** www.google.com. [En línea] 12 de 08 de 2012. [Citado el: 18 de 03 de 2016.] <https://www.google.com/fusiontables/DataSource?docid=120DzHmKJOgO9k5ITIIBh0WALCz-MpXOuoXwznyM#rows:id=1>.
17. **Ávila, Rosalio, Prado, Lilia y Gonzales, Elvia.** *Dimensiones Antropométricas Población Lationamericana*. Guadalajara : Universidad de Guadalajara, 2005.
18. **D. Gravel, M. Gagnon.** Development and application of predictive equation of maximal static moments generated by trunk musculature. 1997.
19. **McGill, S.M.** Measured and modelled static and dynamic axial trunk torsion during twisting movement. 1990.
20. **KPANDJI, A.I.** *Fisiología Articular*. s.l. : Maloine, 1987.
21. **Derek Lura, Rajiv Dubey.** SPINAL MOVEMENT CENTERS OF ROTATION FOR MODELING AND DEVELOPMENT.
22. **Zhou, S. H.** Researchgate.com. [En línea] Setiembre de 2000. [Citado el: 10 de Marzo de 2016.] https://www.researchgate.net/publication/12414786_Geometrical_dimensions_of_the_lumbar_vertebrae_-_Analysis_of_data_from_digitised_CT_images.
23. **Benjamin Hidalgo, PE, PT, DO, MT, Maxime Gilliaux, PT, William Poncin, PT and.** RELIABILITY AND VALIDITY OF A KINEMATIC SPINE MODEL DURING. *J Rehabil Med* 2012. Bruselas : s.n., 2012.
24. **Sravisht, Iyert y Others.** A biomechanical model for estimating loads on thoracic and lumbar vertebrae. *Clinical Biomechanics*. 2010, págs. 853-858.
25. **Gombatto, Sara P.** Validity and reliability of a system to measure passive tissue characteristics of the lumbar region during trunk lateral bending in people with and people without low back pain. *Journal of rehabilitation Research & Development*. 2008.
26. **Tandon, Rohit Jagini y Ananya.** Measurement of Spinal Rotation in Gait. 2008.
27. **Gurfinkel, T.W. Cacciatore y V.S.** Increased dynamic regulation of postural tone through. 2011.
28. **Rodriguez, Hernandez Jorge.** Resistencia de Materiales 2. Lima : Pontificia Universidad Católica del Perú, 2012.
29. **Vidosic, Joseph.** Machine Design Projects. *Machine Design Projects*. New York : The Ronald Press, 1957.
30. **Jimenez Alvarez, Leonardo.** *Tiro con arco. Técnica, mecánica y planificación del entrenamiento*. Madrid : Esteban Sanz Martinez, 1995