INTRODUCCIÓN

Actualmente en nuestro medio existen varios tipos de discriminación, tales son:

- Desigualdad por sexo

- Diferencias por raza

- Por el nivel social

- Por la discapacidad y otros

Los discapacitados en Ecuador existen a mi criterio, en una mediana proporción, algunos de muy escasos recursos, otros con medios suficientes. Todos ellos dependientes de compañeros, familiares y hasta de desconocidos para poder desempeñar sus diarias labores.

En algunos casos tienen transporte, como expresos o autos particulares, así como de su propiedad, mismos que no pueden conducir sino es con la ayuda de otra persona.

El mecanismo desarrollado les dará la libertad de transportarse con mayor facilidad a extremos lugares, porque les permitirá conducir autos automáticos, en especial a parapléjicos de extremidades inferiores y no molestará a personas no discapacitadas, puesto que el mecanismo será adaptable.

Para lograr la selección adecuada de los respectivos elementos, se hará una revisión teórica de conceptos, así como de la información sobre la antropometría, para lograr la máxima comodidad del individuo, lo que permitirá que el mecanismo sea sencillo y de fácil manejo, de igual forma se analizará costos, para que la adquisición de este producto sea de bajo valor.

CAPÍTULO 1

1. INFORMACIÓN GENERAL.

1.1. Determinación de las características técnicas para factores humanos determinados.

A modo general los autos, para ser conducidos, son diseñados en razón a la fuerza que un humano puede ejercer con sus brazos y piernas de manera cómoda y segura.

Un parapléjico de sus extremidades inferiores, para el cual se diseña el sistema, sólo dispondrá de la fuerza que pueda aplicar con sus extremidades superiores, necesitando de la mano derecha para sostener el volante y disponiendo de la izquierda para acelerar y frenar el auto. Así, la fuerza que se aplique, deberá ser la necesaria y suficiente para el manejo del automóvil.

Esta fuerza se obtiene en base a los siguientes factores requeridos:

1. La posición, es un porcentaje de la fuerza axial de las piernas a los pedales

2. La comodidad, que entrega un porcentaje de la fuerza según la posición del conductor

3. El sexo, que indica la mínima y máxima fuerza entregada, y

4. La salud, que indica el estado anímico y físico del conductor, dando por resultado una fuerza menor a la mínima dada por el sexo.

Estos factores han sido estudiados y el nombre de esta ciencia es "antropometría", misma que se detalla en el capítulo II

1.2. Justificación del proyecto.

El presente proyecto plantea la facilidad de traslado de personas parapléjicas de sus extremidades inferiores, permitiéndoles independencia tanto personal como económica.

La finalidad de este proyecto se cumplirá al momento de mejorar su precio y forma; en efecto, el sistema ya ha sido construido en el país, pero sin ningún tipo de especificación teórica, lo que lo hace insatisfecho para muchos, puesto que cansa a personas que lo usan y molesta a quienes no lo necesitan, pero que utilizan el mismo auto.

El costo del sistema será bajo y las comodidades de uso muy sencillas, al igual que seguro para el conductor.

CAPÍTULO 2

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LAS PARTES CONSTITUYENTES DEL SISTEMA.

2.1. Columnas.

Las columnas se pueden definir como elementos axiales sometidos a compresión y que bajo una carga creciente fallan por pandeo, bastante delgados con respecto a su longitud siendo esta más de diez veces su dimensión transversal menor.

Una columna ideal tiene las siguientes características:

- Elemento homogéneo

- Sección recta constante

- Inicialmente perpendicular al eje, y

- Sometido a compresión.

Sin embargo, las columnas suelen tener ciertas imperfecciones generalmente de material y fabricación, así como la falta de precisión

al aplicar la carga, lo que se conoce como excentricidad, como se aprecia en la figura 2.1.

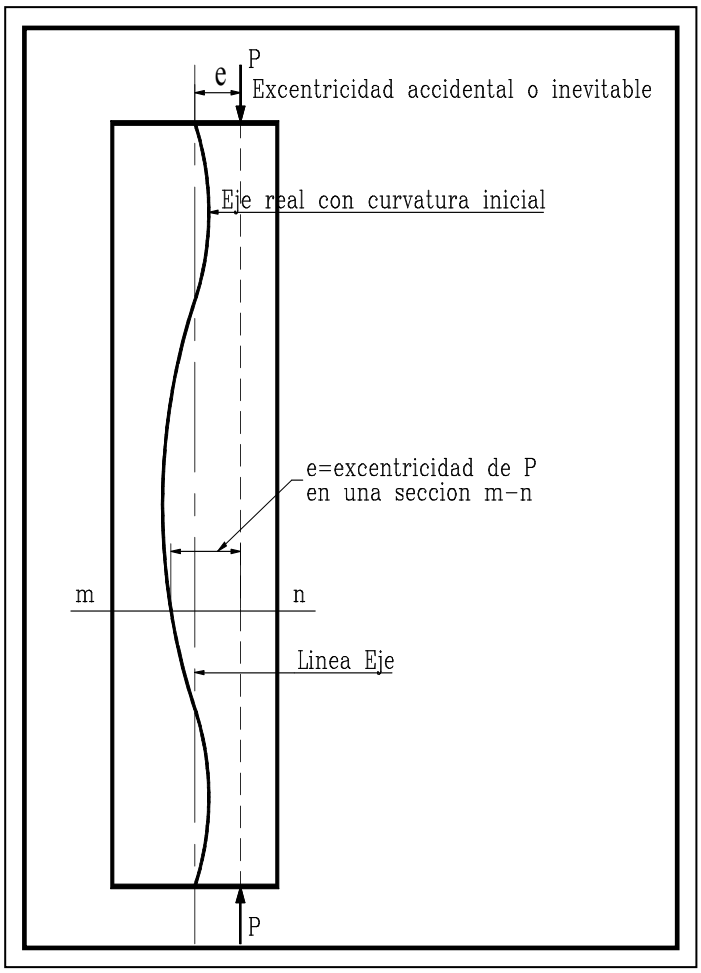

Figura 2.1.
Factores que intervienen en la excentricidad de las cargas en las columnas.

Las columnas por ser elementos sometidos a compresión, combinan un esfuerzo por flexión y compresión, ahora, si la excentricidad es pequeña y el elemento es corto, la flexión lateral es pequeña, así el esfuerzo de flexión es despreciable; en caso contrario, las deflexiones

son proporcionales al cubo de la longitud, lo que hace despreciable el esfuerzo de compresión.

De acuerdo a su tamaño las columnas se clasifican:

1.- Largas o muy esbeltas,

2.- Intermedias,

3.- Cortas.

Para columnas largas Leonhard Euler se basó en la ecuación de la elástica para realizar un análisis teórico de la carga crítica,

$$\mathbf{E\,I\,(d^2y/dx^2)\ = M} \qquad (1)$$

donde se considera una columna con extremos articulados (rótulas, pasadores, etc...), como se muestra en la figura 2.2., que permiten la flexión en todas sus direcciones impidiendo desplazamientos laterales.

Resolviendo la ecuación de la elástica y en base a los datos de la figura 2.2. obtenemos que:

$$\mathbf{P = n^2\,(EI\pi^2/Le^2)\,,} \qquad \mathbf{n = 1} \quad (2)$$

donde **n** indica el efecto causado en la columna, lo que se muestra en la

figura 2.3.

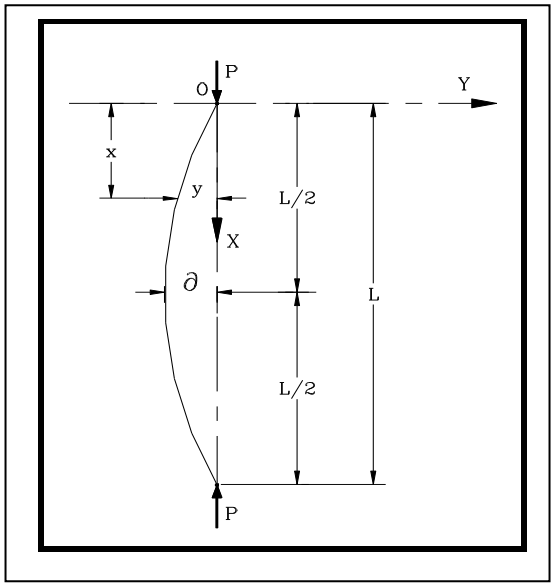

Figura 2.2.

Columna con extremos articulados

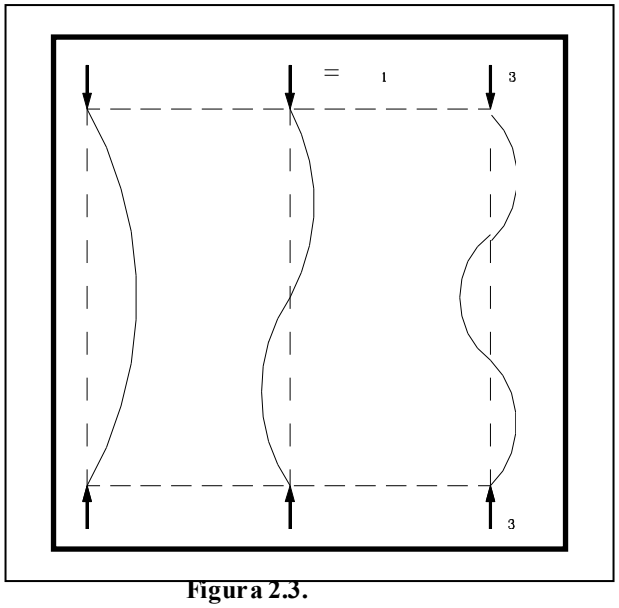

Figura 2.3.

Efecto de n en el valor de la carga.

En la tabla I se muestra el factor n con su respectivo Le llamada longitud efectiva.

TABLA I

Valores de longitud efectiva (Le) según las condiciones de sujeción.

Condiciones de sujeción.	N = coeficiente para multiplicar por $P_{crítica}$ del caso fundamental	Le
Ambos extremos empotrados	4	½ L
Un extremo empotrado, otro articulado	2	0.7 L
Ambos extremos articulados	1	L
Un extremo empotrado y el otro libre	¼	2 L

La fórmula de Euler se aplica bajo la siguiente condición:

$$\sigma_{flexión} < \sigma_{proporcionalidad}$$

Así, de la ecuación 2 obtenemos:

$$P / A = E\pi^2 / (Le/r)^2 \quad (3)$$

Donde:

Le/r: es la relación de esbeltez, y

P/A: el esfuerzo medio en la columna cargada con una carga crítica.

Si **Le/r < 100** la fórmula de Euler no es aplicable.

El AISC (American Institute of Steel Construction) define el límite entre columnas intermedias y largas como el valor de la relación de esbeltez **Cc**.

$$Cc = (2\pi^2 E / S_{yt})^{1/2} \quad (4), \text{ donde}$$

E: es el Módulo de Elasticidad y su valor es de 200 Gpa para aceros

σ_{pc}**:** es el Esfuerzo en el punto de Cedencia

Con ello tenemos tres casos,

Primero, para **Le / r > Cc**, el esfuerzo de trabajo σ_T es:

$$\sigma_T = 12\pi^2 E / (23(Le/r)^2) \quad (5),$$

segundo, para **Le / r < Cc**, tenemos

$$\sigma_T = [\, 1 - (Le / r)^2 / (2Cc^2)] \, (S_{yt} / F_s) \quad (6),$$

donde F_s es el factor de seguridad y se expresa con la fórmula siguiente:

$$F_s = 5 / 3 + 3(Le / r)/(8Cc) - (Le / r)^3 / (8Cc^3) \quad (7)$$

Por último, si **Le = Cc** el $\mathbf{F_s = 1.92}$.

La variación de σ_T con **Le/r** para diferentes tipos de acero se muestra a continuación, en la figura 2.4.

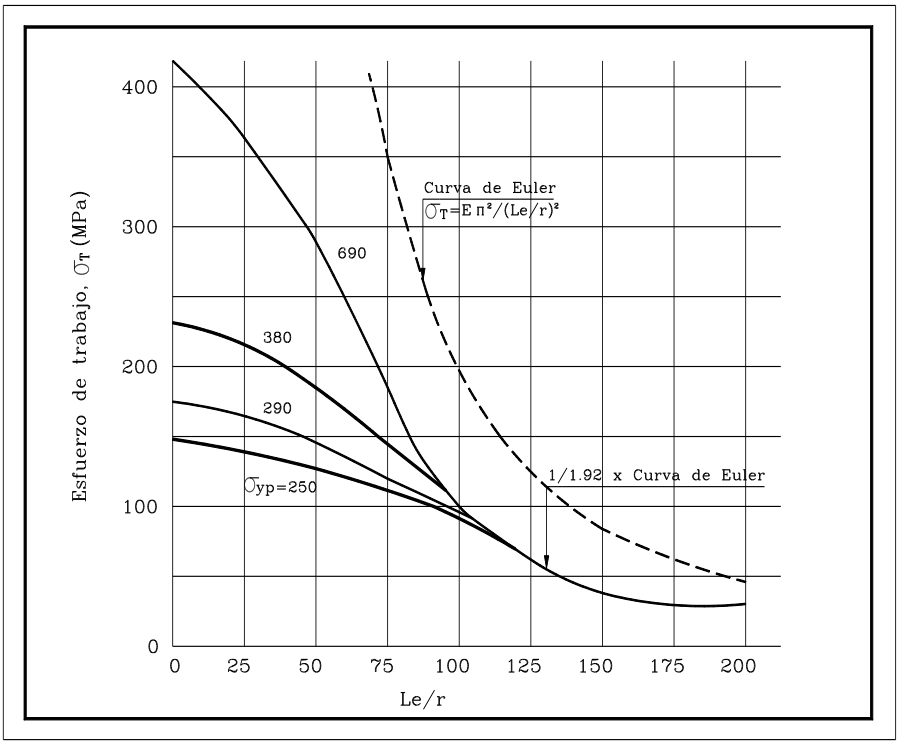

Figura 2.4. Esfuerzo de trabajo para columnas (especificaciones AISC) de diferentes tipos de acero.

2.2. Articulaciones de rótula.

Las articulaciones de rótula son cojinetes de deslizamiento que tienen un aro exterior y uno interior, con superficies de deslizamiento esféricas que están destinadas principalmente para realizar

movimientos de vuelco y oscilantes a más que soportan altas cargas, razón por la que no se origina una película lubricante hidrodinámica, siendo necesario poco o ningún mantenimiento, dependiendo del material que esté fabricada.

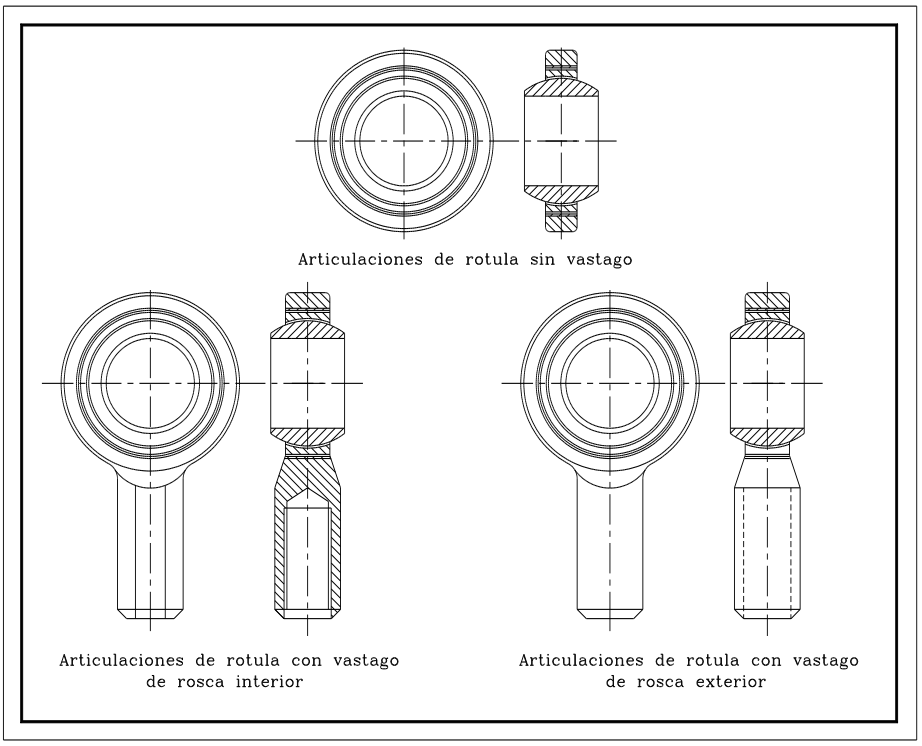

Figura 2.5. Tipos de rótula.

Las rótulas con vástago son articulaciones cuyo aro exterior se alarga a un lado en forma de vástago con una rosca interior o exterior, y tiene las características ya descritas.

Las articulaciones de rótulas existen con diferentes emparejamientos de materiales tales como :

1.- Acero con acero

2.- Acero con lámina de politetrafluoretileno (PTFE)

3.- Acero con material compuesto

Los primeros reciben tratamiento especial, consiguiendo una elevada resistencia al desgaste y buenas propiedades de deslizamiento por lo que no se necesita relubricación en aplicaciones sencillas.

El segundo tipo es hecho con refuerzo de fibra de vidrio que se pega en el aro exterior, que es una ventaja, ya que estas articulaciones no necesitan de mantenimiento.

El último grupo consta de una capa porosa de bronce y estaño sinterizada sobre una base de acero y cuyos poros están rellenos con una mezcla de PTFE, plomo y otros.

Para determinar el tamaño del cojinete debe definirse si éste hará movimientos constantes de oscilación o si sólo compensará errores de alineación entre eje y alojamiento durante el montaje (Carga Estática).

Carga dinámica equivalente.

Si una articulación de rótula trabaja con carga axial y radial simultáneamente, se toma para el cálculo del cojinete la carga dinámica equivalente P.

$$P = X * F_r + Y * F_a, \quad [KN] \quad (8)$$

En la tabla II se muestra los valores de X y Y para los cálculos de carga dinámica.

TABLA II

Valores de X y Y para los cálculos de carga dinámica.

Fa / Fr	Articulaciones de rótula acero/acero		Articulaciones de rótula acero/material compuesto		Articulaciones de rótula acero/lámina de PTFE	
	X	Y	X	Y	X	Y
0.1	1	0.5	1	0.5	1	0.75
0.2	1	1	1	1	1	1.5
0.4	1	2.5	1	2.5	1	3
0.6	1	3.5	1	3.5	1	4.5
0.8	1	5	1	5	1	6
1	1	6	1	6	1	7.5
1.2	1	7	NR		1	9
1.4	1	7.5	NR		NR	
1.6	1	8	NR		NR	

Para casos en que la relación $F_r / F_a < 0.5$ X = 1.2 y Y = 1, en caso contrario no es recomendable.

Si la articulación de rótula a usar es con vástago, la fórmula toma a X y Y como igual a 1.

Capacidades de Carga.

En las tablas de selección (ver Apéndice C) de los catálogos de rodamientos, se indican la capacidad de carga dinámica **C** y la capacidad de carga estática **Co**, que son los parámetros a usar para la selección de las articulaciones de rótula.

La carga dinámica **C** indica la carga, bajo la cual puede esperarse una duración de servicio de 100.000 oscilaciones, siempre que su magnitud y dirección sean constantes.

La capacidad de carga estática **Co** indica la carga estática bajo la cual aún no aparecen deformaciones permanentes en las superficies de deslizamiento.

La duración de servicio **Z**, depende del número teórico de oscilaciones y se obtiene a partir de la ecuación.

$$\mathbf{Z = K_1 (K_T)^3 s (C / P)^3} \quad [10^5 \text{ oscilaciones}] \quad (9)$$

donde:

C: es la capacidad de carga dinámica equivalente, [KN]

K_1: es el factor para la dirección de la carga,

K_t: es el factor para la temperatura de servicio y

s: es el factor para la relubricación.

Los valores de K_1, K_t y s se presentan en la tabla III

TABLA III

Valores de K_1, K_t y s.

Emparejamiento de materiales		Articulaciones de rótula acero/acero	Articulaciones de rótula acero/material compuesto	Articulaciones de rótula acero/lámina de PTFE
Factor K1 para la dirección de la carga	Carga sentido constante	1	1	1
	Carga sentido reversible	5	0.15	0.125
Factor Kt para la zona de temperaturas (C)	-30 60	1	1	1
	60 80	1	1	1
	80 100	1	0.7	1
Factor s	sin relubricación	1	1	1
	relubricación periódica	15	1	1

Si la rótula solo trabaja estáticamente debe cumplirse que la carga equivalente P_o sea menor o igual a la carga estática admisible, ésta se determinará de la misma forma que la carga dinámica equivalente. La carga estática admisible depende de la temperatura de servicio, donde,

$$\mathbf{Po = K_T * K_2 * C_o \quad [KN]} \quad (10) \text{ tal que}$$

$\mathbf{K_T}$, es el factor para la temperatura de servicio;

$\mathbf{K_2}$, factor para considerar el tipo de carga

$\mathbf{P_o}$, que es la carga estática equivalente

En las rótulas con vástago se han fijado las siguientes tolerancias para las siguientes medidas

$$\mathbf{d_m = (d_{max} + d_{mín}) / 2} \quad (11)$$

que es el diámetro medio del agujero, **B** es la anchura del aro interior y **H** es la distancia entre el extremo del vástago y el centro del cojinete, como se muestra en la tabla del apéndice B.

2.3. Resortes.

Los resortes son elementos mecánicos que se utilizan en máquinas o en sistemas donde se necesite ejercer fuerza, dar flexibilidad y almacenar o absorber energía.

Estos elementos pueden clasificarse como resortes de alambre y resortes planos. Los resortes de alambre incluyen los resortes helicoidales de sección circular o cuadrada, mismos que son diseñados para resistir cargas de compresión, tensión y torsión. Dentro del grupo

de resortes planos, tenemos los de tipo en voladizo que son de placa rectangular, triangular, o trapezoidal, que trabajan como una viga empotrada de resistencia uniforme; los de formas especiales, que están dentro de este mismo grupo, son los resortes semielípticos, elípticos, los de fuerza para máquina de reloj y los cónicos de forma de rondana (muelles Belleville). Alguna de estas variedades se muestran en la figura 2.6.

Los resortes en general se fabrican mediante procesos de trabajo en frío o en caliente, dependiendo ello del:

a.- Tamaño,

b.- Material,

c.- Índice del resorte

d.- Las propiedades deseadas

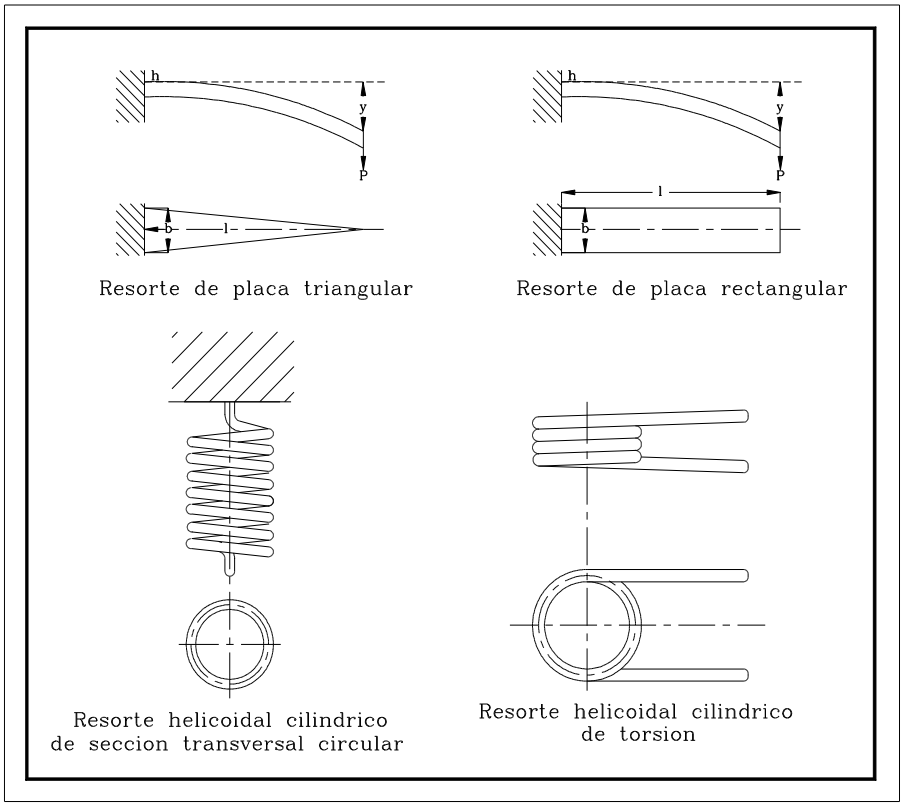

Figura 2.6.

Tipos de resortes.

Se dispone de una gran variedad de materiales para resortes, en la tabla IV se presenta los materiales más utilizados para la fabricación de resortes.

TABLA IV

Especificaciones de materiales de resortes.

NOMBRE DEL MATERIAL	ESPECIFICACIONES SIMILARES	DESCRIPCIÓN
Alambre para cuerda musical 0.80 – 0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el mejor material, el más tenaz y el más utilizado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetro de 0.12 a 3 mm. No se emplee a más de 120°C (250°C) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite 0.60 – 0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm, pero es posible obtener tamaños mayores o menores. No se use a más de 180°C (350°F) ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro 0.60 – 0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este es el acero para resorte de uso general de menor costo, y debe utilizarse sólo donde la duración, la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetro de 0.80 a 12 mm. No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo-vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Este es el acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos más elevados de los que pueden emplearse con aceros al alto carbono, y donde son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es usado en temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases de recocido y prerrevenido, con 0.8 a 12 mm de diámetro.
Al cromo-silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta con temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm.

Las propiedades mecánicas de los resortes varían de acuerdo al tamaño del alambre, el material y su procesamiento. La resistencia a la tensión en función del diámetro esta dada por la ecuación:

$$S_{ut} = A / d^m \quad (12)$$

Los valores de estas constantes **A** y **m** se dan en la tabla V.

TABLA V

Constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros comunes para resortes.

MATERIAL	ASTM Núm.	Límites de tamaño, plg.	Exponente m	INTERCEPCIÓN A, Kpsi	INTERCEPCIÓN A, MPa
Alambre para cuerda musical[a]	A228	0.004 - 0.250	0.163	186	2060
Alambre revenido en aceite[b]	A229	0.020 - 0.500	0.193	146	1610
Alambre estirado duro[c]	A227	0.028 - 0.500	0.201	137	1510
Al cromo-vanadio[d]	A232	0.032 - 0.437	0.155	173	1790
Al cromo-silicio[e]	A401	0.063 - 0.375	0.091	218	1960

a. La superficie es lisa, no tiene defectos y posee brillante acabado y lustroso.
b. Tiene una ligera capa de escoria proveniente del tratamiento térmico, la que debe quitarse antes de aplicar recubrimiento.
c. La superficie es lisa y brillante, sin marcas visibles.
d. Alambre revenido de calidad para aviones; también puede obtenerse recocido
e. Revenido a Rockwell C49, pero también puede obtenerse sin revenir.

2.3.1. Resortes de torsión helicoidales.

Los resortes de torsión que se muestran en la figura 2.7. a continuación, son utilizados de bisagras u otros y, de hecho, en cualquier aplicación donde se requiera momento de torsión.

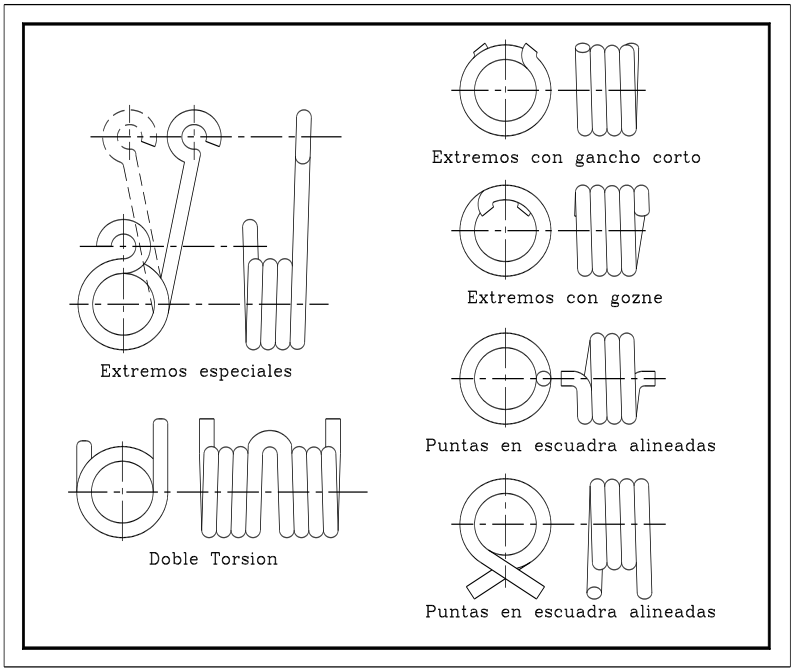

Figura 2.7.
Tipos de resortes de torsión.

El diseño de estos resortes es igual a los resortes de tensión o de compresión, pero con extremos diseñados especialmente para transmitir momento torsionante.

Un resorte de este tipo se somete a la acción de un momento flexionante **M = F r**, lo cual produce un esfuerzo normal, lo que origina un esfuerzo torsional en el alambre. Los esfuerzos residuales contrarios al esfuerzo de torsión originado sirven para hacer más fuerte el resorte por oposición al esfuerzo de trabajo, siempre que la carga se aplique en todos los casos haciendo que el resorte tienda a enrollarse más. Debido a que el esfuerzo residual se opone al trabajo, los resortes de torsión pueden diseñarse para que funcionen a niveles de esfuerzo que sean iguales o excedan la resistencia de fluencia del material del alambre.

El esfuerzo por flexión puede obtenerse aprovechando la teoría de la viga curva,

$$\sigma = K M (c / I) \quad (13)$$

donde:

K: Factor de concentración del esfuerzo,

Este valor **K** depende de la forma del alambre y si se desea que haya esfuerzo o no en la fibra interior o exterior de la espira, para ello se ha determinado con los siguientes valores:

$$K_i = \frac{4C^2 - C - 1}{4C\,(C - 1)} \qquad K_o = \frac{4C^2 + C - 1}{4C\,(C + 1)}$$

tal que **C** es el subíndice del resorte. K_o es siempre menor que la unidad, por lo que se utilizará K_i para determinar los esfuerzos. Reemplazando esto y los valores de $I/c = \pi d^3/32$, para secciones redondas y $M = F\,r$, tenemos:

$$\sigma = K_i\, 32Fr / \pi d^3 \quad (14)$$

que da el esfuerzo flexional en un resorte de torsión.

Los resortes de torsión suelen utilizarse sobre una barra o un pasador redondos, por ello, a de entenderse que es necesario asegurarse que el diámetro de estos elementos nunca debe ser igual a la medida interior del resorte; de lo contrario, ocurrirá la falla en el resorte. El diámetro interior de un resorte de torsión con carga puede obtenerse a partir de la ecuación

$$D'_i = N\, D_i / N' \quad (15)$$

donde :

N = número de vueltas o espiras en el resorte sin carga

D_i = diámetro interior del resorte sin carga

N'= número de espiras cuando está cargado

D'_i = diámetro interior cuando está con carga

Los esfuerzos de tensión permisibles para los resortes de torsión se evalúan utilizando la teoría de distorsión, datos que se muestran en la tabla VI.

TABLA VI

Datos para cálculos de resortes según la teoría de distorsión

TIPO DE MATERIAL	$S_T = \sigma_{PERM}$
Acero al carbono estirado en frío.	0.78 S_{ut}
Acero al carbono templado y revenido, y acero de baja aleación.	0.87 S_{ut}
Acero inoxidable austenítico y aleaciones no férreas.	0.61 S_{ut}

En base a la energía de deformación en la flexión, $\mathbf{U=\int M^2 dx/2EI}$ y aplicando el teorema de Castigliano, la deformación angular de un resorte de alambre redondo se expresa como, $\mathbf{\theta = 64FrDN / d^4E}$, tal que el módulo del resorte es por consiguiente, $\mathbf{k = Fr / \theta = d^4E / 64DN}$. Esta, también puede expresarse como el momento de torsión requerido para enrollar el resorte una vuelta completa, así,

$$\mathbf{k' = d^4 \times E / 10.8 \times D \times N} \quad (16)$$

considerando la curvatura del alambre.

2.4. Antropometría y factores humanos.

La antropometría es el estudio, de las dimensiones, límites de movimientos y esfuerzos del cuerpo humano. Este estudio es importante en el diseño de máquinas, mismas que el hombre puede operar confortable, segura y eficientemente, necesitando para ello, conocer la estructura física de su cuerpo, como también el rango de su respuesta emocional, su confort y sus prejuicios.

Existe un variedad de áreas específicas donde factores humanos conocidos son de suma importancia. Sentarse es uno de los más importantes. Este puede ser la causa de gran fatiga y disconformidad a un operador o por lo contrario gran comodidad y confort, dependiendo de la cantidad de conocimientos médicos y conveniencias de operación prácticas que tienen los asientos incorporados a su diseño.

John Deere que en 1974 desarrolló una nueva generación de asientos, que a mas de dar una oportunidad de revisar el criterio para el desarrollo del primer diseño de asiento de tractor, encontró también una nueva teoría sobre asientos confortables que en la siguiente década fue tomado como un segundo programa por el Dr. Carroll B. Larson, que con diferencia de opinión médica, levanta la nueva generación de

tractores, con mejores asientos ajustables al tipo de cuerpo, con referencia al soporte lumbar para operadores que necesitan adicionalmente soporte en la parte baja de la espalda.

Muchos diseñadores toman estos programas como un programa de asientos ya sea para tractores, equipos industriales o automóviles.

Teniendo una buena posición pélvica y vertebral, no resolvemos el asunto de comodidad, puesto que con ello debe ir la posición de las extremidades que son los demás elementos del confort del cuerpo humano. Evitar la tensión muscular es el éxito de este sistema.

Para la posición del muslo con respecto al pedal se recomienda un ángulo de 110 a 120^{o} y el del pie a la pierna en un mínimo de 90^{o}, como se muestra en la figura 2.8.

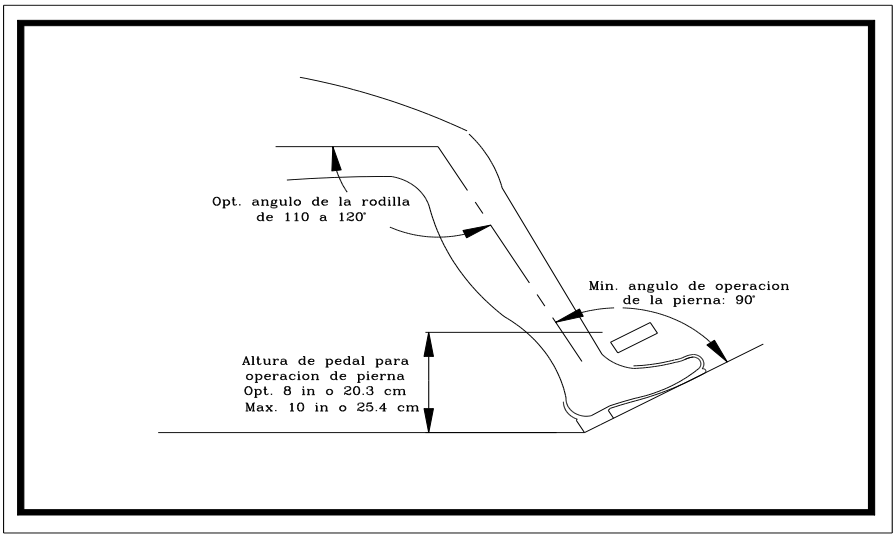

Figura 2.8. Posiciones óptimas de la pierna y pie en la posición sentado

Antes el diseñador podía decidir sobre donde montar un asiento en el vehículo, él determinaba la posición relativa del asiento del operador a la estructura del asiento. En orden de aplicación de los datos antropométricos, la Society of Automotive Engineers estandarizó (SAE J1163), un punto de referencia conocido como el "Seat Index Point" (SIP) que está a 13.5 cm del espaldar y 9.70 cm del plano de referencia del asiento.

En base a esto y otros datos más, que se muestran en la figura 2.9. y 2.10., se diseñan los autos, complaciendo así la comodidad del conductor, en ello se ve la separación de los pedales, la ubicación de la palanca de cambios, la ubicación del volante en las dos opciones de posición que tienen muchos autos y el presente sistema adaptable a autos automáticos para personas que presiden de sus extremidades inferiores o del movimiento de ellas, estos datos son factores humanos a considerar como ***la posición, la comodidad, el sexo y la salud*** del conductor; estos factores son mostrados en la figura 2.9. y 2.10.

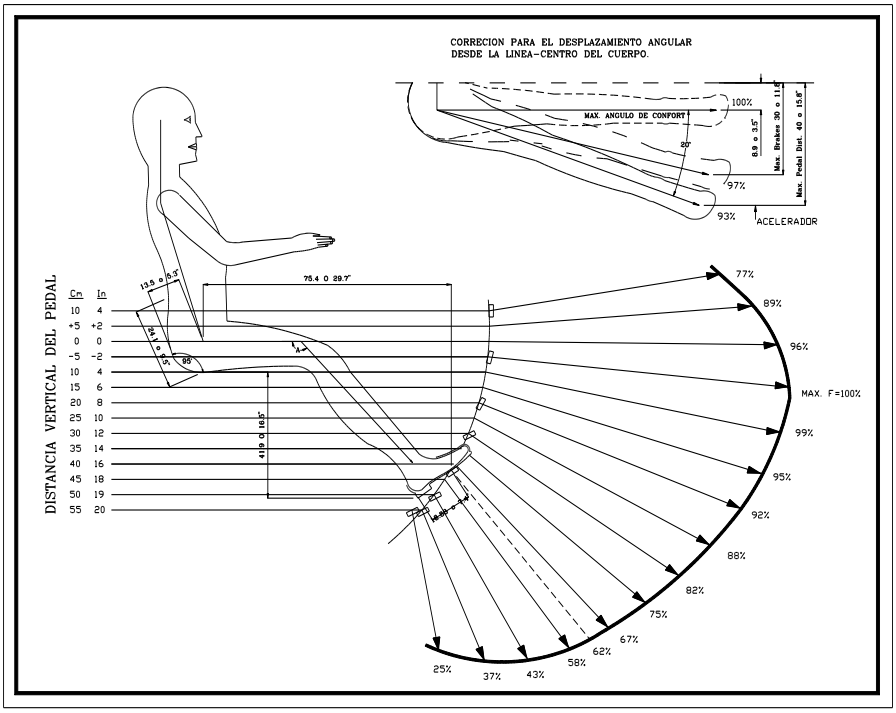

Figura 2.9. Esfuerzo de las piernas y resistencia de los pedales.

Según el ángulo en que formen las rodillas tenemos las siguientes condiciones de trabajo:

105 - 110° Relajado

110 - 120° Esfuerzo Normal

135 - 155° Esfuerzo sobre 100 Lb y 44.80 Nt.

La corrección para el cambio de posición del pie con respecto al pedal es:

2 / 3 de la máxima fuerza Esfuerzo Normal

1 / 2 de la máxima fuerza	Fuerza sostenida sin disconformidad (*)
1 / 3 de la fuerza máxima	Frecuentemente pero no continuamente

Máxima fuerza del pie (F)

Fuerza masculina (97.5 %)	434 Lb o 197.27 Kg
Fuerza promedio masculina (50 %)	304 Lb o 138.18 Kg
Fuerza mínima masculina (2.5 %)	174 Lb o 79.09 Kg (*)
Fuerza femenina (97.5%)	311 Lb o 141.36 Kg
Fuerza promedio femenina (50 %)	219 Lb o 99.55 Kg
Fuerza mínima femenina (2.5 %)	125 Lb o 56.82 Kg

Mínimo resistencia del pedal (Fp)

El pie no resiste al pedal	4 Lb o 1.82 Kg
El pie resiste al pedal	11 Lb o 5.00 Kg

Máxima fuerza de empuje de la mano (f)

Fuerza masculina (97.5 %)	236 Lb o 107.27 Kg
Fuerza promedio masculina (50 %)	138 Lb o 62.72 Kg
Fuerza mínima masculina (2.5 %)	40 Lb o 18.18 Kg (*)
Fuerza femenina (97.5%)	170 Lb o 77.27 Kg
Fuerza promedio femenina (50 %)	99 Lb o 45.00 Kg
Fuerza mínima femenina (2.5 %)	29 Lb o 13.18 Kg

Mínimo nivel de resistencia (f')

El pie no resiste al pedal	2.00 Lb o 0.90 Kg
El pie resiste al pedal	0.75 Lb o 0.34 Kg

La corrección para el cambio de posición de la mano con respecto a la palanca o tipo de uso, es **c**

2 / 3 de la máxima fuerza Esfuerzo Normal (*)

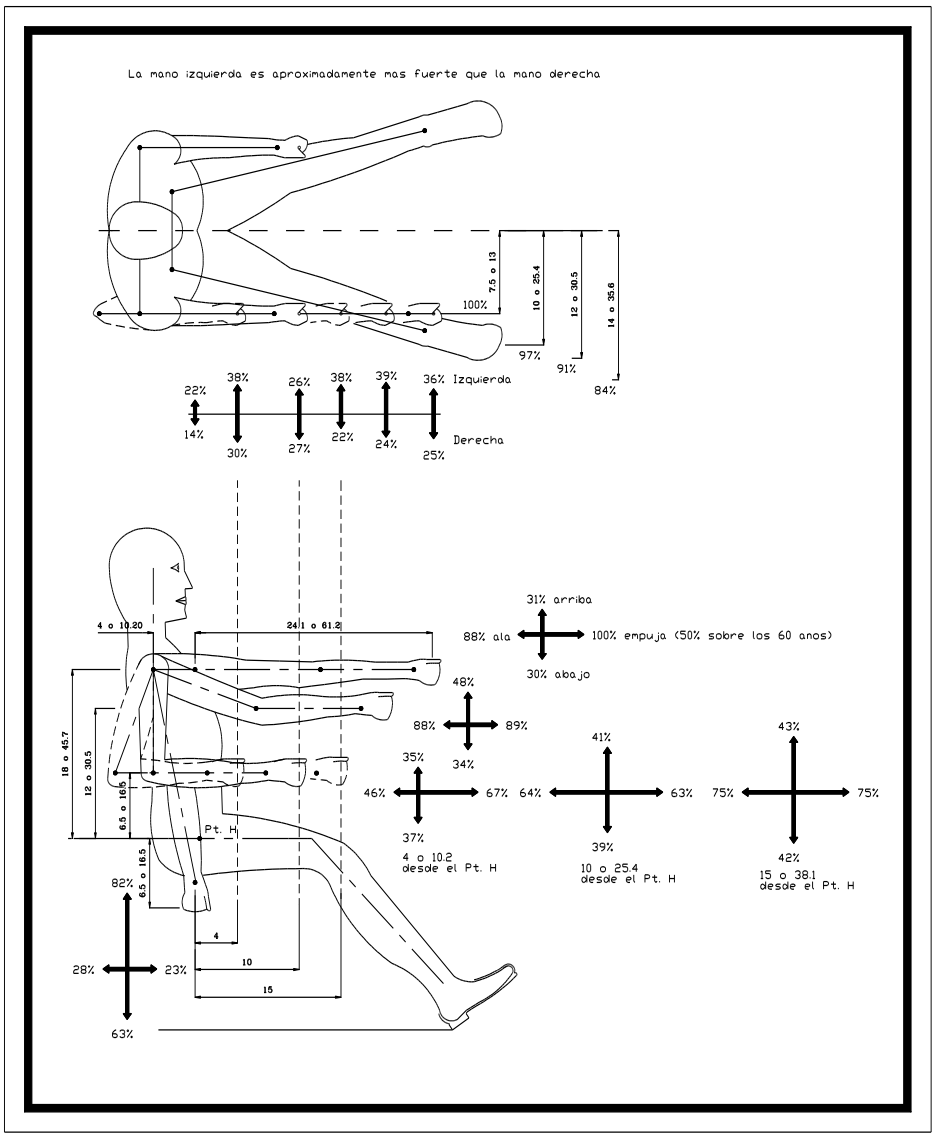

Figura 2.10. Esfuerzo de los brazos y niveles de resistencia.

1 / 2 de la máxima fuerza	Fuerza sostenida sin disconformidad
1 / 3 de la fuerza máxima	Frecuentemente usado

La fuerza de la mano sobre las 30 o 40 Lbs son fatigables.

En el diseño del sistema de frenos de un automóvil a todas las piezas se les dan las proporciones necesarias de modo que una fuerza de 100 Lb ó 45.45 Kg en el pedal produzca una presión en el líquido de 600 a 1200 Lb/plg^2, la que es suficiente para producir la acción inmediata del sistema de frenos.

En base a esto la máxima fuerza sostenida en el pedal cumpliendo con las condiciones antropométricas es:

$$\mathbf{F_a = F \times c \times 97\% \times 62\% / 10000} \quad \text{(acelerador, 17)}$$

$$\mathbf{F_f = F \times c \times 100\% \times 75\% / 10000} \quad \text{(freno, 18)}$$

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DEL MECANISMO.

3.1. Diseño de forma. Determinación de fuerzas.

El diseño del mecanismo se basa en dos ideas principales:

1.- El conductor no puede usar sus piernas, sólo podrá controlar el carro con sus manos.

2.- El conductor manejará el volante con la mano derecha y con la izquierda deberá acelerar o frenar, por lo que, será necesario el uso de una palanca. A continuación se muestra en la figura A.1 el diseño de forma del mecanismo, mismo en el que se puede apreciar la indicación de fuerzas que se aplicarán y calcularán (ver también el plano SA-00-00 como referencia de los elementos).

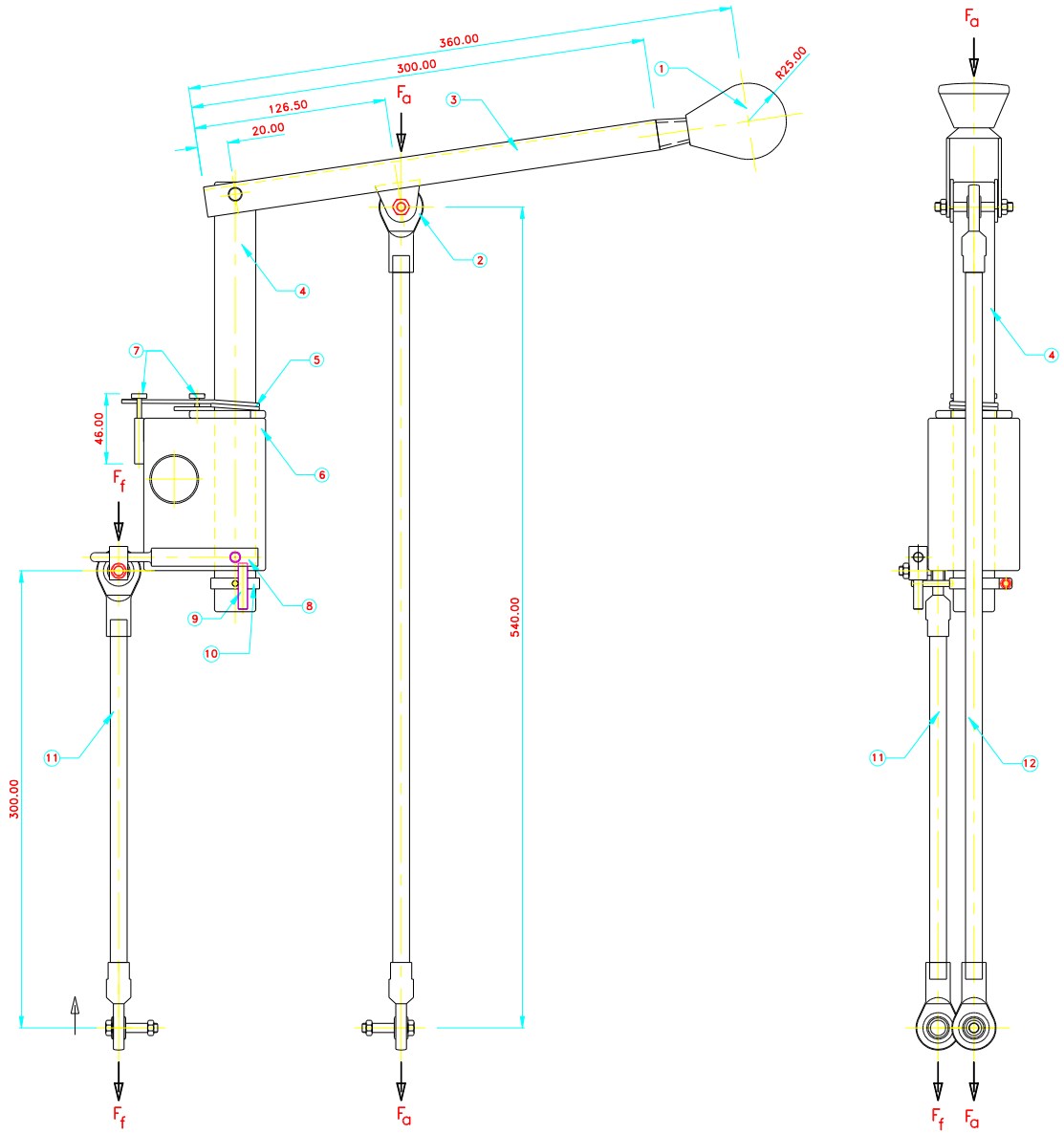

Figura A.1. Diseño de forma

3.2. Selección de materiales. Matriz decisión.

En la matriz decisión se consideran los materiales a fabricar para el diseño del sistema, para ello consideramos el acero inoxidable, cuya estética y presentación es agradable, pero su costo muy alto. El material galvanizado, cuya presentación no es muy buena, pero su costo es relativamente bajo. Finalmente el acero común, que recubierto con plástico negro, engaña su presentación al combinar este con el color aluminio, a mas que el costo de los materiales es más bajo que los anteriores.

TABLA VII

Matriz decisión

	Estética	Costo	Mantenimiento	Promedio
Acero Inoxidable	90	50	100	80
Galvanizado	60	80	100	80
Material negro con recubrimiento plástico	90	95	80	88

3.3. Cálculo para selección de columnas.

Los elementos que actúan como columnas en este diseño son la barra al acelerador y la barra al freno, cuyas funciones son acelerar y frenar respectivamente, mediante un sistema de palanca.

Las consideraciones a tomar para el cálculo son:

1.- Características del material

2.- Condiciones teóricas

El material considerado para el mecanismo es el acero 1020.

Sus propiedades son:

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa.}$$

$$S_{yt} = 390 \text{ MPa.}$$

$$S_e' = 0.504 \times S_{ut} = 0.504 \times 470 = 236.88 \text{ MPa.}$$

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S_e$$

$$k_a = a \times S_{ut}^{\,b} = 4.51 \times 470^{(-0.265)} = 0.8832$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0.923$$

$$k_d = k_e = k_f = 1$$

$$S_e = 0.8832 \times 1 \times 0.923 \times 1 \times 1 \times 1 \times 236.88 = 193.10 \text{ MPa.}$$

$$r^2 = I_x / A \qquad I_x = \pi \times D^4 / 64 \qquad A = \pi \times D^2 / 4$$

Asumiendo un diámetro de 10 mm, tenemos

$$I_x / A = D^2 / 16 = 10^2 / 16 = 6.25 \text{ mm}^2 = 6.25 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{6.25} = 2.5 \text{ mm} = 2.5 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Las barras actuarán articuladas en los extremos lo que es una condición teórica y nos indica la longitud efectiva según se ve en la información de la figura 2.3 y en la tabla I. La longitud de las barras serán dadas según el diseño de forma del sistema.

$$Le = L = 300 \text{ mm}$$

$$Le / r = 300 / 2.5 = 120$$

$$C_c = \sqrt{2 \times \pi^2 \times E / S_{yt}} = \sqrt{2 \times \pi^2 \times 207 \times 10^9 / 390 \times 10^6} = 102.36$$

$Le / r > Cc$; Columna larga.

$$\sigma_y = 12 \times \pi^2 \times E / 23 \times (Le / r)^2 \qquad ; \qquad n = 1.92$$

$$\sigma_y = \pi^2 \times 207 \times 10^9 / 1.92 \times 120^2$$

$$\sigma_y = 74.02 \text{ MPa.}$$

Así, $S_{yt} > \sigma_y$

Según los datos de la antropometría en la figura 2.9 del punto 2.4, la fuerza que aplica el pie al acelerador se calcula con los siguientes datos:

$$F_a = 566 \times ½ \times 0.93 \times 0.62 = 163.18 \text{ Nt}$$

Se asumió al inicio un diámetro de 10×10^{-3} m

$$\sigma_a = 163.18 / (\pi \times D^2 / 4) = 163.18 \times 4 / \pi \times (10/1000)^2 = 2.1 \text{ MPa}$$

$\sigma_a < \sigma_y$, cumple con la condición de análisis.

En base a esto hacemos una hoja de cálculo para la selección de la columna.

TABLA VIII

Selección de columna (barra de aceleración)

							Le/k>Cc		
							Esfuerzo		
D (m)	R (m)	Le (m)	Le/r	Cc	A (m^2)	Fuerza Aplicada Fa (Nt)	n	Fluencia (MPa)	Aplicado (MPa)
0.010	0.0025	0.300	120.00	102.36	7.85E-05	163.18	-	74.02	2.08
0.00 8	0.002	0.300	150.00	102.36	5.03E-05	163.18	-	47.37	3.25
0.006	0.0015	0.300	200.00	102.36	2.83E-05	163.18	-	26.65	5.77
0.005	**0.0013**	**0.300**	**240.00**	**102.36**	**1.96E-05**	**163.18**	**-**	**18.51**	**8.31**
0.004	0.001	0.300	300.00	102.36	1.26E-05	163.18	-	11.82	12.99

Una barra circular maciza es más pesada que una hueca con una misma inercia, por lo que hallaremos su equivalente hueco, ver siguiente tabla de resultados.

TABLA IX

Equivalente hueco (barra de aceleración)

D (m)	D (plg)	Do (plg)	Espesor (plg)	Espesor (m)
0.005	0.20	0.23	0.0186	0.0005
0.006	0.24	0.28	0.0223	0.0006
0.008	0.31	0.37	0.0298	0.0008
0.010	0.39	0.47	0.0372	0.0009

Vemos que para una barra maciza de 5 mm el tubo equivale a una de 0.23 plg de diámetro exterior o 5.842 mm lo que en el mercado no es comercial, para la selección usaremos la tabla del apéndice A, así el

resultado es de un tubo de 1/8" que tiene 0.405 plg de exterior, el espesor debe ser de cédula 40 para que permita hacer rosca en sus extremos y así adaptar la rótula seleccionada.

El mismo procedimiento se usa para seleccionar la barra al freno, elemento que permitirá detener el carro de manera lenta o rápida. La única diferencia es que la posición del pie aumenta el porcentaje de reacción a aplicarse, así, la fuerza aplicada al freno es:

$$F_f = 566 \times ½ \times 1 \times 0.75 = 212.25 \text{ Nt}$$

TABLA X

Selección de columna (barra del freno)

								Le/k>Cc Esfuerzo	
D (m)	K (m)	Le (m)	Le/K	Cc	A (m^2)	Fuerza Aplicada F_f (Nt)	n	Fluencia (MPa)	Aplicado (MPa)
0.010	0.0025	0.58	232.00	102.36	7.85E-05	212.25	-	19.77	2.70
0.008	**0.002**	**0.58**	**290.00**	**102.36**	**5.03E-05**	**212.25**	**-**	**12.65**	**4.22**
0.006	0.0015	0.58	386.67	102.36	2.83E-05	212.25	-	7.12	7.51
0.005	0.0013	0.58	464.00	102.36	1.96E-05	212.25	-	4.94	10.81
0.004	0.001	0.58	580.00	102.36	1.26E-05	212.25	-	3.16	16.89

Para hallar su equivalente hueco usaremos la misma tabla que en el caso anterior.

TABLA XI

Equivalente hueco (barra del freno)

D (m)	D (plg)	Do (plg)	Espesor (plg)	Espesor (m)
0.006	0.24	0.28	0.0223	0.0006
0.008	0.31	0.37	0.0298	0.0008
0.010	0.39	0.47	0.0372	0.0009
0.012	0.47	0.56	0.0447	0.0011

Por lo tanto usando el apéndice A, seleccionamos el mismo tubo.

3.4. Cálculo para la selección de rótulas

Diámetro de la barra al acelerador.....d_a =0.0103 m

Diámetro de la barra al freno.....d_f =0.0103 m

Estos diámetros indican el diámetro interior del vástago. Las fuerzas a soportar serán F_f = 212.25 Nt que es la fuerza que soporta el freno, y F_a = 163.18 Nt que es la fuerza que soporta el acelerador.

Para la selección de rótulas, trabajaremos con la rótula de vástago de material acero/acero a temperatura ambiente y los siguientes datos:

Z = 10 oscilaciones por minuto, considerando 16 horas de uso para 4 años,

K_1 = 5

$K_T = 1$

s = 1, según tabla III

$$P = F_r + F_x$$

donde F_r = Fuerza Radial y F_x = Fuerza Axial.

$F_x = F_a = 163.18$ Nt.

$F_x = F_f = 212.25$ Nt.

$P_a = 0 + 163.18 = 163.18$ Nt

$P_f = 0 + 212.25 = 212.25$ Nt

Z = 10 oscilaciones por minuto = 13'824.000 oscilaciones en 4 años

$(C / P)^3 = Z / (10^5 \times K_1 \times K_T^3 \times s)$

$= 138.24 \times 10^5 / (10^5 \times 5 \times 1^3 \times 1) = 27.648$

$C_a = 493.43$ Nt y

$C_f = 641.80$ Nt

Seleccionamos la rótula en base al apéndice C

El resultado es una rótula con vástago de diámetro 6 x 10 -³m que tiene una carga dinámica de 930 Nt y rosca M6, por lo tanto, según los tubos seleccionados para las barra del acelerador y freno, se pueden usar las rótulas de diámetro 10 mm con rosca M10, así, el extremo del tubo se maquinará para una rosca M10.

3.5. Cálculo para la selección del resorte.

Para el cálculo del resorte trabajaremos con un diámetro del resorte **d** asumido y con un límite de reducción de su diámetro interior no menor al de la barra que enrolla que es igual a 0.025 m, utilizaremos los datos tomados de la tabla III. Vale anotar, que el resorte aguantará una fuerza torsional debida al movimiento de la mano hacia el conductor, fuerza que se calcula según los factores de la figura 2.10 del punto 2.4.

$$F_m = 12.92 \times ½ \times 0.88 \times 1 = 5.68 \text{ Nt}$$

Con este valor e iterando (ver apéndice D) obtenemos que el diámetro del resorte es de 0.10711 plg que equivalen a 0.00272 m, su reducción al aplicar la fuerza es de 0.028 m, por lo que la barra en la que se encuentra el resorte debe ser más de 0.025 m, para que no exista mucha holgura, considero que la barra debe ser de 0.027 m.

CAPÍTULO 4

4. COSTOS.

4.1. Costos

En el apéndice E se muestra la comparación de costos de material necesario para el mecanismo, tanto en inoxidable como en acero común. Se incluye también el costo de mano de obra de torno e instalación, que oscila aproximadamente en 100.000,00 sucres por día, se estima que el sistema puede ser fabricado e instalado en un día de 8 horas laborables, considerando que la materia prima esté lista en el lugar de trabajo.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones y recomendaciones.

Conclusiones.

- Inicialmente se ha definido la construcción del mecanismo en acero común, tomando como referencias, el costo, la estética y el mantenimiento. Revisando la tabla de costos vemos que la diferencia entre el acero inoxidable y el acero común es de aproximadamente 217.000,00 sucres, (refiriéndonos solo a la materia prima), esto quiere decir que es casi el 42% en costo. Esta diferencia es grande, pero hay que considerar que la estética del sistema en acero inoxidable es de mejor apreciación. El mecanismo se construirá en acero común, pero debemos dejar a consideración de la persona que desee adquirirlo, cambiar el material, ya que si lo desean en acero inoxidable, las medidas son las mismas, la única diferencia será la presentación o estética, el costo y el mantenimiento de este. En efecto, existirán personas que económicamente puedan pagar la diferencia de costo, por lo tanto,

el mecanismo se construirá en acero común o en acero inoxidable, según el gusto, y economía del cliente.

- El mecanismo podrá ser manejado por un parapléjico de extremidades inferiores, o por una persona con sus extremidades en buen estado, ya sea el segundo, que desee usar el mecanismo o manejar el auto normalmente ya que no le estorbará.

Recomendaciones.

- Con el actual avance de la ciencia, este modelo manual podrá ser automático, talvez manejado mentalmente, claro está, que el ser humano es impaciente, en especial por su independencia, lo que nos lleva a iniciar con modelos sencillos, como los manuales.

- Considero que en ciertos países como el nuestro, para conducir autos en carreteras, se necesita de muy buenos reflejos, por lo que talvez, el conductor prefiera usar un sistema con reacciones rápidas, incluso yo lo recomendaría, pero en países con excelentes carreteras incluye eso sin curvas continuas e irregularidades-, tiene que ser aburrido conducir un auto automatizado, si el sistema diseñado se le colocara un tope para aceleración crucero, el conductor seguro se dormirá lo que provocará un accidente, por lo que no lo he mencionado en los capítulos anteriores; incluso en nuestras

carreteras, la velocidad crucero no funcionaría, por los diversos cambios de velocidad a hacer por las irregularidades del camino. Por lo tanto, este mecanismo no será fácilmente reemplazado por otro, ya que existen demasiadas variantes de adaptación del ser humano como tal.