



ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

EXTENSIÓN LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN
VARIABLE CONTINUA (CVT), COMO NUEVA TÉCNICA PARA LA
LOCOMOCIÓN DE UNA SILLA DE RUEDAS.”**

**BARRERA HINOJOSA DIEGO FABIAN
MALDONADO MONTALVO MAURICIO ANDRES**

Tesis presentada como requisito previo a la obtención del título de:

“INGENIERO EN MECATRÓNICA”

2013

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

NOSOTROS, BARRERA HINOJOSA DIEGO FABIAN

MALDONADO MONTALVO MAURICIO ANDRES

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado **“Diseño e implementación de un sistema de transmisión variable continua (CVT), como nueva técnica para la locomoción de una silla de ruedas.”** ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Mayo del 2013.

BARRERA HINOJOSA DIEGO FABIAN

MALDONADO MONTALVO MAURICIO A.

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

CERTIFICADO

ING. OSCAR ARTEGA (DIRECTOR)

ING. VICENTE HALLO (CODIRECTOR)

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado **“Diseño e implementación de un sistema de transmisión variable continua (CVT), como nueva técnica para la locomoción de una silla de ruedas.”** Realizado por los señores: BARRERA HINOJOSA DIEGO FABIAN y MALDONADO MONTALVO MAURICIO ANDRES; ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Latacunga, Mayo del 2013.

ING. OSCAR ARTEAGA
DIRECTOR

ING. VICENTE HALLO
CODIRECTOR

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

NOSOTROS, BARRERA HINOJOSA DIEGO FABIAN

MALDONADO MONTALVO MAURICIO ANDRES

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“Diseño e implementación de un sistema de transmisión variable continua (CVT), como nueva técnica para la locomoción de una silla de ruedas.”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Mayo del 2013.

BARRERA HINOJOSA DIEGO FABIAN

MALDONADO MONTALVO MAURICIO A.

DEDICATORIA

El presente proyecto no pudo ser concebido sin la inagotable ayuda de quienes considero son los pilares fundamentales de mi vida: Héctor, Marlene María Eugenia, Edison, Verónica, Nicol, Ivon y Emilia gracias a ustedes por su apoyo y consejos, por su ciega fe en mí por estas y muchas cosas más dedico este trabajo a ustedes.

DIEGO BARRERA.

Dedico este trabajo a todas las personas que estuvieron a mi lado durante el desarrollo de este proyecto, de manera especial a mis padres y abuelitos que siempre mantuvieron su confianza en mí.

MAURICIO MALDONADO.

AGRADECIMIENTO

Nuestro más sincero agradecimiento a todas las personas que fueron parte directa e indirecta de este proyecto en especial a los ingenieros Oscar Arteaga y Vicente Hallo por los conocimientos y ayuda compartidos así como también a nuestros compañeros de tesis Andrés, Álvaro, Klever, Diego, Walter y Julio, por la inmensurable ayuda brindada día a día .

GRACIAS

ÍNDICE

PORTADA.....	i
DECLARACION DE RESPONSABILIDAD.	ii
CERTIFICACION.....	iii
AUTORIZACION.....	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE.....	vii
RESUMEN.....	xxii
PRESENTACION.....	xxiii

CAPITULO I.....	1
------------------------	----------

GENERALIDADES.....	1
---------------------------	----------

1.1 SISTEMA DE TRANSMISIÓN VARIABLE CONTINUA (CVT).....	1
1.1.1 DEFINICIÓN.....	1
1.1.2 HISTORIA.....	2
1.1.3 TIPOS DE CVT'S.....	11
a. Basada en Poleas de Diámetro Variable.....	11
b. CVT Toroidal o basada en rodillo.....	12
c. CVT magnética o TVC.....	13
d. Transmisión infinitamente variable (IVT).....	14
e. CVT Hidrostática.....	15

f. CVT de Cono.....	16
g. CVT de trinquete.....	16
1.2 SILLA DE RUEDAS.....	17
1.2.1 HISTORIA.....	18
1.2.2 TIPOS DE SILLAS DE RUEDAS.....	22
a. Sillas de ruedas manuales.....	22
b. Sillas Manuales para Tránsito.....	23
c. Sillas de ruedas eléctricas.....	23
d. Sillas Tipo Scooter.....	24
e. Sillas para Deportes.....	25
f. Silla de Ruedas para Pararse.....	26
g. Sillas de Ruedas que suben Escaleras.....	26
h. Sillas de Ruedas para la Playa.....	27
i. Sillas de Ruedas Bariátricas.....	28
j. Sillas de Ruedas Pediátricas.....	28
1.2.3 COMPONENTES DE UNA SILLA DE RUEDAS.....	29
a. Chasis.....	29
b. Ruedas Delanteras.....	30
c. Ruedas Traseras.....	32
d. Aros de Empuje.....	33
e. Frenos.....	34
f. Reposabrazos.....	35
g. Reposapiés.....	35
h. Asientos.....	36
i. Respaldos.....	37
j. Motores.....	37
k. Baterías.....	38
1.3 SISTEMA DE CONTROL.....	39
1.3.1 DEFINICIÓN.....	39
1.3.2 ELEMENTOS BÁSICOS DE UN SISTEMA DE CONTROL.....	41
a. Sensores.....	41

b. Controlador.....	41
c. Actuador.....	41
1.3.3 SISTEMAS DE LAZO ABIERTO Y CERRADO.....	41
1.4 EL MICROCONTROLADOR.....	42
1.4.1 CARACTERÍSTICAS.....	43
1.5 LAS PALANCAS DE MANDO.....	44
1.5.1 DEFINICIÓN.....	44
1.5.2 DETALLES TÉCNICOS.....	45
1.5.3 TIPOS DE PALANCAS DE MANDO.....	46
a. Palancas de mando universales con microinterruptores.....	46
b. Palancas de mando universales con interruptores tipo hoja.....	46
c. Palancas de mando rotatorias.....	46
d. Palancas de mando de estado sólido.....	47
e. Palancas de mando análogas.....	47
f. Palancas de mando 49-Formas.....	47
1.6 MOTORES.....	48
1.6.1 SERVOMOTORES.....	48
1.6.2 TIPOS DE SERVOMOTORES.....	49
1.6.3 MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA.....	49
a. El motor de imán permanente.....	49
o De devanado superficial.....	50
o De bobina móvil.....	50
CAPITULO II.....	53
DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.....	53
2.1 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS.....	53
2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	54
2.3 SELECCIÓN DEL TIPO DE SILLA DE RUEDAS A FABRICARSE.....	55
2.4 SELECCIÓN DEL TIPO DE ESTRUCTURA DE LA SILLA DE RUEDAS.....	56

2.5 DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO LATERAL SOBRE EL CUAL DESCANSA EL ASIENTO.	57
a. Cálculo de esfuerzo en la viga de soporte del asiento mediante software MDSolids.	58
2.6 DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO ESTRUCTURAL DE LOS BRAZOS LATERALES Y PARTE DEL ARMAZÓN.	63
a. Cálculo de esfuerzo en la viga de soporte (brazos laterales) mediante software MDSolids.	65
b. Cálculo de la fuerza cortante total (brazos laterales) mediante software MDSolids.	66
2.7 SELECCIÓN Y CÁLCULO DEL PERFIL QUE SUJETARÁ LOS MOTORES.	70
2.8 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO SOPORTE PRINCIPAL PARA EL REPOSA PIES.	81
2.9 ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y FACTOR DE SEGURIDAD EN LA PLANCHA DE REPOSAPIÉS.	87
2.10 SELECCIÓN Y CÁLCULOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.	90
2.10.1 CONDICIONES DE DISEÑO Y DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS DE LA TRANSMISIÓN:	92
2.10.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LOS MOTORES.	93
2.10.3 SELECCIÓN DEL NÚMERO DE DIENTES Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.	94
2.11 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN.	97
2.12 CÁLCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DE LOS MOTORES PARA EL MOVIMIENTO DE LA SILLA EN PENDIENTES Y CONDICIONES CRÍTICAS.	100
2.13 SELECCIÓN DEL MOTOR DESTINADO A OTORGAR MOVIMIENTO AL SISTEMA DE CAMBIOS DE VELOCIDAD EN LAS CVT´S.	109
2.14 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR BANDA SINCRÓNICA PARA EL POSICIONAMIENTO DE CAMBIOS DE VELOCIDAD EN LAS CVT´S.	111
2.14.1 DESARROLLO DEL CÁLCULO:	111
2.14.2 PROCEDIMIENTO GENERAL DE SELECCIÓN PARA TRANSMISIONES CON BANDAS SINCRÓNICAS:	112

2.14.3 VELOCIDAD DE LA POLEA MENOR (MOTRIZ).....	113
2.14.4 2. POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR:	115
2.14.5 SELECCIÓN Y ANÁLISIS DEL FACTOR DE SERVICIO:	116
2.14.6 POTENCIA CORREGIDA O DE DISEÑO:	118
2.14.7 SELECCIÓN DEL TIPO Y PASO DE CORREA:	119
2.14.8 RELACIÓN DE TRASMISIÓN Y COMBINACIÓN ENTRE NÚMERO DE DIENTES:.....	121
2.14.9 DIÁMETROS DE POLEA MAYOR Y MENOR:.....	121
2.14.10 LONGITUD DE LA CORREA:.....	122
2.14.11 DISTANCIA ENTRE CENTROS:	123
2.15 DISEÑO Y SELECCIÓN DE FRENOS Y SISTEMA DE FRENADO.....	125
2.15.1 EL TIPO DE FRENOS:.....	125
2.15.2 EL TIPO DE ACCIONAMIENTO.	128
2.15.3 CÁLCULO DE LA FUERZA.	128
2.16 SELECCIÓN DEL TIPO DE LAS RUEDAS DE TRACCIÓN.....	134
2.16.1 TAMAÑO.....	134
2.16.2 TIPO DE CUBIERTA	134
2.16.3 COMPOSICIÓN.	135
2.17 SELECCIÓN DEL TIPO DE LAS RUEDAS DE DIRECCIÓN.....	136
2.18 ANÁLISIS DE ESFUERZOS MEDIANTE SOLIDWORKS.	136
 CAPITULO III.....	 139
 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS ELECTRÓNICOS	 139
 3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL.	 139
3.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES DE LA ETAPA DE CONTROL.....	139
3.2.1 PIC 16F877A.....	139
3.2.2 JOYSTICK DE MANDO.	141
3.2.3 ACCELERÓMETRO MMA7361L.....	141
3.3 SELECCIÓN DE COMPONENTES DE LA ETAPA DE POTENCIA.	143

3.3.1 DRIVER DC SABERTOOTH 2X25 V2.	143
3.4 SELECCIÓN DE BATERÍAS PARA ALIMENTACIÓN DEL SISTEMA.....	144
3.5 ACOPLAMIENTO DE LOS COMPONENTES ELECTRÓNICOS.	147
3.6 DISEÑO DE CIRCUITOS.	148
3.6.1 SUMINISTRO DE ENERGÍA.	148
3.6.2 LECTURA DE SEÑALES ANALÓGICAS ENTREGADAS POR LOS SENSORES.....	150
3.6.3 LECTURA DEL ESTADO DE CARGA DE LA BATERÍA DE ALIMENTACIÓN. ...	151
3.6.4 LECTURA DE VELOCIDAD DESEADA.	152
3.6.5 GENERACIÓN DE SEÑAL DE CONTROL PARA LA TARJETA SABERTOOTH 2X25.....	153
3.6.6 CIRCUITO DE CONTROL DEL MOTOR PAP.....	154
3.6.7 CIRCUITO DE CONTROL DE LOS SERVOMOTORES	155
3.6.8 CONEXIÓN DE ELEMENTOS TIPO SWITCH.....	156
3.7 DISEÑO DEL SOFTWARE DE CONTROL.	157
3.7.1 DIAGRAMA DE FLUJO CONTROL DE MOTORES DE TRACCIÓN.....	158
3.7.2 ACTIVACIÓN DE SERVOS DE FRENADO.	159
3.7.3 CONTROL DEL MOTOR PAP.....	160
3.8 CONEXIÓN DE ELEMENTOS A LAS TARJETAS DE CONTROL DEL SISTEMA.	161
 CAPITULO IV	 164
 PRUEBAS ANALISIS Y RESULTADOS.....	 164
 4.1 INTRODUCCIÓN.....	 164
4.2 PRUEBAS DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS.	164
4.2.1 SISTEMA DE SUJECIÓN (ESTRUCTURA Y SOPORTE).	165
4.2.2 SISTEMA DE FRENADO.....	165
4.2.3 SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	167
4.2.4 SISTEMA DE TRASMISIÓN CVT´S.	169

4.2.5 SISTEMAS DE PROPULSIÓN (MOTORES).....	176
4.2.6 MANIOBRABILIDAD.	177
4.3 PRUEBAS EN LOS SISTEMAS ELECTRÓNICOS	177
4.3.1 SISTEMA DE CONTROL.....	177
4.3.2 SISTEMA DE POTENCIA (SABERTOOTH).....	184
4.4 PRUEBAS DE CAMPO Y DESEMPEÑO.	184
4.4.1 VELOCIDAD MÁXIMA ALCANZADA.	184
4.4.2 DISTANCIA MÁXIMA DE RECORRIDO.....	185
CAPITULO V	187
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	187
5.1 CONCLUSIONES.....	187
5.2 RECOMENDACIONES	189
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	191
GLOSARIO.....	195

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Sistema CVT.....	2
Figura 1.2: Boceto de un sistema CVT por Leonardo da Vinci	2
Figura 1.3: Grada-Gear de Motocicletas Zenith.....	3
Figura 1.4: La transmisión Multigear de Rudge- Whitworth	3
Figura 1.5: British Clyno el primer auto con CVT	4
Figura 1.6: Variomatic diseñada por Hub Van Doorne.....	5
Figura 1.7: Suzuki LT80 Mini primer ATV con un CVT	5
Figura 1.8: ECVT en Justy de Subaru	6
Figura 1.9: Motor con CVT y convertidor de Torque Nissan	6
Figura 1.10: Xtroid CVT	7
Figura 1.11: HSD de Toyota	8
Figura 1.12: Multitronic de Audi	8
Figura 1.13: CVT de Ford la CFT30.....	9
Figura 1.14: NuVinci N171	10
Figura 1.15: Sistema de Poleas de Diámetro Variable	12
Figura 1.16: Sistema Toroidal.....	13
Figura 1.17: Torotrak IVT	14
Figura 1.18: CVT Hidrostática.....	15
Figura 1.19: CVT de Cono	16
Figura 1.20: Naudic Rotor CVT	17
Figura 1.21: Silla de ruedas utilizada por el Rey Felipe II	19
Figura 1.22: Silla de ruedas de madera	20
Figura 1.23: Silla de ruedas manual	23
Figura 1.24: Silla de ruedas manuales para tránsito.....	23
Figura 1.25: Silla de ruedas Eléctrica	24
Figura 1.26: Silla de ruedas tipo scooter.....	25
Figura 1.27: Silla de ruedas para deportes	26
Figura 1.28: Silla de ruedas para pararse.....	26

Figura 1.29: Silla de ruedas para subir escaleras	27
Figura 1.30: Silla de ruedas para arena.....	27
Figura 1.31: Silla de ruedas bariátricas.....	28
Figura 1.32: Silla de ruedas pediátrica.....	28
Figura 1.33: Armazón Rígido	29
Figura 1.34: Armazón Plegable.....	30
Figura 1.35: Rueda delantera	31
Figura 1.36: Varios tipos de cubiertas para ruedas.....	33
Figura 1.37: Aro con proyecciones	34
Figura 1.38: Frenos de Zapata.....	34
Figura 1.39: Tipos de reposa brazos	35
Figura 1.40: Tipos de reposapiés.....	36
Figura 1.41: Respaldo especializado	37
Figura 1.42: Motor para una silla de ruedas	38
Figura 1.43: Modelos de baterías	39
Figura 1.44: Diagrama de un sistema de control	40
Figura 1.45: Diagrama de un Sistema de Lazo Abierto	42
Figura 1.46: Diagrama de un sistema de lazo cerrado	42
Figura 1.47: Microcontrolador	43
Figura 1.48: Esquema de un microcontrolador	43
Figura 1.49: Varios tipos de palancas de mando.....	47
Figura 1.50: Servomotor	48
Figura 1.51: Motor de Corriente Continua.....	49
Figura 1.52: Motor de imán permanente “De núcleo de hierro”	51
Figura 1.53: Motor de imán permanente “De devanado superficial”	52
Figura 1.54: Motor de imán permanente “De bobina móvil”	52
Figura 2.1: Tubo lateral sobre el cual descansa el asiento	57
Figura 2.2: Fuerza ejercida sobre el tubo estructural a estudiarse	58
Figura 2.3: Diagrama de fuerzas cortantes sobre los soportes.....	59
Figura 2.4 Momento máximo flexionante	59
Figura 2.5: Catálogo de aceros de DIPAC.....	61

Figura 2.6: Disposición de ejes en el tubo estructural rectangular.....	62
Figura 2.7: Análisis de esfuerzos y Factor de Seguridad en la viga.....	63
Figura 2.8: Brazos laterales	63
Figura 2.9: Distribución de fuerzas de los motores	65
Figura 2.10: Diagrama de fuerzas cortantes generadas por los motores	65
Figura 2.11: Carga puntual sobre brazo de apoyo.....	66
Figura 2.12: Fuerzas cortantes generadas	66
Figura 2.13: Momento máximo generado en el brazo de apoyo.....	67
Figura 2.14: Catálogo de aceros DIPAC.....	68
Figura 2.15: Dirección de la fuerza producida por el torque de los motores	72
Figura 2.16: Giro del motor y dirección de la fuerza producida sobre la viga	73
Figura 2.17: Distancia desde el eje del rotor a la placa de apoyo.....	74
Figura 2.18: Distribución de las fuerzas que actúan sobre el perfil estructural en el plano (XY), generadas por el peso de los motores.....	76
Figura 2.19: Fuerzas cortantes resultantes del análisis, plano (XY)	76
Figura 2.20: Momento máximo generado, plano (XY)	76
Figura 2.21: Distribución de las fuerzas producidas por el torque de los motores, plano (XZ), generadas por el torque de los motores	77
Figura 2.22: Fuerzas cortantes generadas	77
Figura 2.23: Momento máximo generado por las fuerzas en estudio	77
Figura 2.24: Catálogo de DIPAC de perfiles estructurales.....	80
Figura 2.25: Distancia del eje de soporte.....	83
Figura 2.26: Distribución de fuerzas	85
Figura 2.27: Momento máximo de flexión	85
Figura 2.28: Disposición de ejes en el tubo estructural cuadrado.....	86
Figura 2.29: Catálogo de aceros de DIPAC.....	86
Figura 2.30: Formas y dimensiones del reposa pies.....	87
Figura 2.31: Sujeciones presentes en la plancha	88
Figura 2.32: Fuerza aplicada	89
Figura 2.33: Análisis finalizado y obtención de resultados.....	90

Figura 2.34: Diagrama de cuerpo libre para inclinación cero	102
Figura 2.35: Diagrama de cuerpo libre para inclinación ascendente de 11°	104
Figura 2.36: Diagrama de cuerpo libre para inclinación descendente de 11°	106
Figura 2.37: Tabla de selección de banda sincrónica de paso 5mm	119
Figura 2.38: Datos básicos de correa síncrona con paso de 5mm	120
Figura 2.39: Tabla de longitudes relacionadas con el paso de la banda.	123
Figura 2.40: Disposición de la fuerza en el sistema de frenos	129
Figura 2.41: Ubicación de la carga (fuerza total ejercida por el usuario)	137
Figura 2.42: Ubicación de las sujeciones.....	137
Figura 2.43: Mallado de la estructura previo análisis	137
Figura 2.44: Muestra de resultados (análisis finalizado)	138
Figura 3.1: Distribución de pines del PIC 16F877A	140
Figura 3.2: Joystick de control de movilidad	141
Figura 3.3: Acelerómetro MMA7361L	142
Figura 3.4: Driver Sabertooth 2x25 V2.....	143
Figura 3.5: Diagrama de bloques acoplamiento componentes electrónicos	147
Figura 3.6: Diagrama de bloques de distribución de energía desde la batería.....	148
Figura 3.7: Esquema de conexión LM7805.	149
Figura 3.8: Esquema de conexión LM317T configuración alta corriente	149
Figura 3.9: Esquema de Conexión lectura de joystick	150
Figura 3.10: Esquema de Conexión lectura de acelerómetro	151
Figura 3.11: Circuito lectura y representación del estado de carga de baterías.....	152
Figura 3.12: Esquema de Conexión perilla selectora de velocidad.....	153
Figura 3.13: PWM filtrado (Sabertooth modo análogo).....	154
Figura 3.14: Señales PWM Filtradas.	154
Figura 3.15: Esquema de Bobinas Motor PAP	155
Figura 3.16: Esquema de disparo de bobinas del motor PAP.	155

Figura 3.17: Esquema de conexión de servomotores del sistema de frenado.....	156
Figura 3.18: Esquema de elementos tipo switch.....	157
Figura 3.19: Diagrama de Bloques simplificado movimiento eje x.....	158
Figura 3.20: Diagrama de Bloques simplificado activación de servos de frenado.....	159
Figura 3.21-1: Diagrama de Bloques simplificado control motor PAP.....	160
Figura 3.21 - 2: Continuación del d. de Bloques simplificado control motor PAP.....	161
Figura 3.22: Bornera para conexión de elementos eléctricos	162
Figura 4.1: Radio de Giro.....	167
Figura 4.2: Mecanismo de 4 barras	168
Figura 4.3: Análisis de respuesta de las CVT'S.....	171
Figura 4.4: Prueba de la lectura del joystick	179
Figura 4.5: Prueba de las salidas PWM.....	179
Figura 4.6: Prueba de las salidas PWM según velocidad seleccionada	180
Figura 4.7: Ec. de la recta de datos proporcionados por el acelerómetro	181
Figura 4.8: Simulación de la lectura del acelerómetro	181
Figura 4.9: Simulación lectura del estado de carga de las baterías.....	182

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Especificaciones norma INEN 1623:2000	70
Tabla 2.2: Especificaciones técnicas de la CVT NUVINCI 360.....	91
Tabla 2.3: Factor de servicio.....	96
Tabla 2.4: Características técnicas del motor a pasos.....	110
Tabla 2.5: Datos de inclinación y tiempo de acción en el motor a pasos.....	113
Tabla 2.6: Factor de servicio, K	116
Tabla 2.7: Matriz de comparación de sistemas de frenado.....	126
Tabla 2.8: Matriz de comparación de tipo de cubierta en las ruedas.....	135
Tabla 3.1: Características tipos de baterías a elegir	146
Tabla 3.2: Características tipos de baterías a elegir.....	146
Tabla. 3.3: Tensión mediada con respecto a la carga de la batería.....	151
Tabla 3.4: Voltaje reducido de tensión de baterías.....	152
Tabla 3.5: Conexión en bornera de elementos electrónicos	162
Tabla 4.1: Análisis de deformaciones en la estructura.....	165
Tabla 4.2: Distancia máxima de frenado.....	166
Tabla 4.3: Radio de giro máximo	167
Tabla 4.4: Relaciones de cambio de las CVT'S.....	170
Tabla 4.5: Comparaciones entre rectas	172
Tabla 4.6: Pruebas de motores (inclinación de terreno)	176
Tabla 4.7: Pruebas de obstáculos tipo barrera	177
Tabla 4. 8: Tiempo requerido para que la señal PWM llegue al ciclo máximo	180
Tabla 4.9: Consumo de corriente en motores auxiliares.....	183
Tabla 4.10: Velocidades máximas alcanzadas	185
Tabla 4.11: Distancia total recorrida	185

ÍNDICE DE ANEXOS.

ANEXO A MANUAL TÉCNICO NUVINCI N360

ANEXO B CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

ANEXO B-1 TABLA PARA SELECCIÓN DE PASO DE CADENA

ANEXO B-2 TABLA DE DATOS DE LA CADENA 32(06B)

ANEXO C MANUAL TÉCNICO SABERTOOTH 2X25 V2

ANEXO D CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS JOYSTICK (802)

ANEXO E CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS ACELERÓMETRO
MMA7361L

ANEXO F CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS MOTOR PAP (KL34H295-
43-8A)

ANEXO G CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS PIC 16F877A.

ANEXO H MANUAL DEL USUARIO

ANEXO I FOTOGRAFÍAS DEL PROTOTIPO

ÍNDICE DE PLANOS.

PLANO 1	ESTRUCTURA DE LA SILLA DE RUEDAS CVT (ENSAMBLE)
PLANO 2	ESTRUCTURA DE LA SILLA DE RUEDAS CVT.
PLANO 3	SOPORTE DE LOS SISTEMAS CVT
PLANO 4	SOPORTE DE MOTORES DE TRACCIÓN
PLANO 5	BOCÍN DE SOPORTE DE LAS LLANTAS DELANTERAS.
PLANO 6	BOCÍN DE SOPORTE PARA LA BARRA DE DIRECCIÓN
PLANO 7	CAJA DE SOPORTE PARA LA BARRA DEL VOLANTE.
PLANO 8	PLATINA DE SOPORTE SERVOMOTOR.
PLANO 9	TUBO DE SOPORTE DEL ASIENTO.
PLANO 10	ENSAMBLE SISTEMA DE DIRECCIÓN.
PLANO 11	BARRA LONGITUDINAL DEL MECANISMO DE DIRECCIÓN.
PLANO 12	SOPORTE PARA LA LLANTA DELANTERA.
PLANO 13	BARRA TRANSVERSAL DEL MECANISMO DE DIRECCIÓN
PLANO 14	ENSAMBLE SISTEMA DEL VOLANTE.
PLANO 15	VOLANTE.
PLANO 16	BARRA SUPERIOR DEL VOLANTE.
PLANO 17	BARRA INFERIOR DEL VOLANTE.
PLANO 18	ENSAMBLAJE DE COMPONENTES EXTERNOS.

RESUMEN

Los avances tecnológicos permiten mejorar la eficiencia y eficacia, de los sistemas de transmisión, mediante los cuales se ha optimizado el consumo de combustibles, es así como el sistema de transmisión variable continua CVT, ha ganado gran protagonismo y presencia en diferentes tipos de vehículos y aplicaciones.

La presente tesis consiste en el **“Diseño e Implementación de un sistema de transmisión variable continua (CVT) como una nueva técnica para la locomoción de una silla de ruedas”**, el uso del prototipo será enfocado hacia áreas externas donde el sistema CVT podrá ser utilizado a fondo.

El prototipo propuesto será capaz de realizar cambios en su relación de transmisión sin que esto implique una desconexión momentánea de sus motores de tracción, por lo que el eje de salida siempre se mantendrá con torque. Para el control del sistema CVT, el prototipo cuenta con un acelerómetro, el cual nos brinda información de la inclinación del terreno para así determinar la relación de transmisión adecuada, una vez determinada esta relación un motor PAP posicionará el mecanismo de los sistemas CVT.

Para una mejor maniobrabilidad en espacios abiertos, se cuenta con un sistema de volante, el cual actúa sobre las llantas delanteras, siendo estas las llantas de dirección y las ruedas traseras las de tracción. La velocidad será regulada por medio del uso de una palanca de mando (Joystick). Además sobre las ruedas traseras se encuentran los frenos hidráulicos del sistema que son activados desde el volante de control.

Así se obtiene una silla de ruedas con un sistema CVT, que funciona automáticamente, tomando en cuenta medidas de seguridad y características de otros dispositivos similares en el mercado.

PRESENTACIÓN

En el presente proyecto se desarrolla un Sistema de Transmisión Variable Continua (CVT) como nueva técnica para la locomoción de una silla de ruedas, dicho sistema permite la variación automática de la relación de transmisión según la inclinación del suelo donde circula la silla de ruedas.

El Capítulo I contiene información referente a los diferentes tipos de sistemas CVT existentes, así como los diferentes tipos de sillas de ruedas, además se puede observar los diferentes elementos usados en un sistema de control, es decir es este capítulo se observa los materiales y recursos necesarios para el desarrollo de la parte mecánica y electrónica.

El Capítulo II detalla en primer lugar el dimensionamiento y selección de materiales de la estructura del prototipo, además de la selección de motores y sus respectivos sistemas de transmisión.

El Capítulo III presenta la selección de los elementos de la etapa de control, así como el diseño de los circuitos requeridos para el correcto desempeño del prototipo, al final de este capítulo se puede apreciar el diseño del software de control.

En el Capítulo IV se presenta los resultados y pruebas aplicados al sistema y el análisis de cada prueba aplicada al sistema.

Las conclusiones y recomendaciones del proyecto se detallan en el capítulo V, las cuales permitirán realizar posibles mejoras al prototipo.

Se incluyen anexos y referencias bibliográficas para profundizar en el tema.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 Sistema de transmisión variable continua (CVT).

1.1.1 Definición.

Una transmisión variable continua o CVT es un tipo de transmisión automática que puede cambiar la relación de cambio a cualquier valor arbitrario dentro de sus límites.

La transmisión variable continua no está limitada a un pequeño número de relaciones de cambio, esto contrasta con otras transmisiones mecánicas que ofrecen un número determinado de relaciones de transmisión. La flexibilidad de un CVT permite que el eje de transmisión pueda mantener una velocidad angular constante en un rango de velocidades de salida.

Esto puede proporcionar una mejor economía de combustible que otras transmisiones al permitir que el motor funcione a su más eficiente velocidad (RPM) para su rango de velocidades.

Alternativamente se puede utilizar para maximizar el rendimiento de un vehículo, permitiendo que el motor gire la velocidad (RPM) en la que se produce la potencia pico.

En la figura 1.1 podemos observar un modelo CAD de un sistema CVT de poleas de diámetro variable.

La transmisión variable continua. (2008, 17 de septiembre). Diario Motor. Fecha de consulta: enero 12, 2013 desde <http://www.diariomotor.com/2008/09/17/la-transmision-variable-continua-cvt-esa-gran-desconocida/>



Figura 1.1: Sistema CVT.

1.1.2 Historia¹.

Leonardo da Vinci , en 1490, conceptualizó una transmisión variable continua. En la figura 1.2 podemos analizar el bosquejo realizado por Leonardo da Vinci hace más de 500 años.

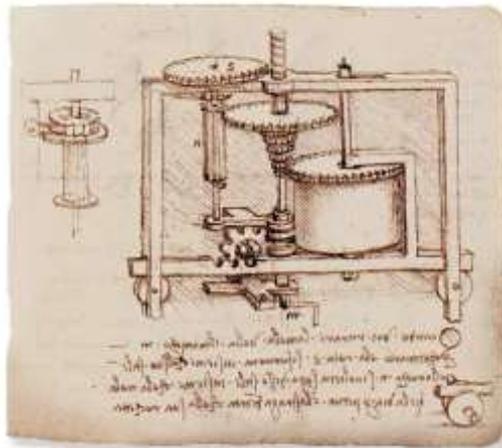


Figura 1.2: Boceto de un sistema CVT por Leonardo da Vinci

La primera patente para un CVT basado en correa de fricción fue presentada en Europa por Daimler y Benz en 1886, y una patente de EE.UU. para un CVT toroidal se concedió en 1935.

¹ CVT. (2009, 6 de agosto). *Wikipedia, La enciclopedia libre*. Fecha de consulta: febrero 01, 2013 desde http://en.wikipedia.org/wiki/Continuously_variable_transmission#History

En 1910 Motocicletas Zenith construyó una motocicleta-V2 con el Gradua-Gear , que era un sistema CVT. La figura 1.3 nos muestra el diseño CVT de 1910 el Gradua-Gear.

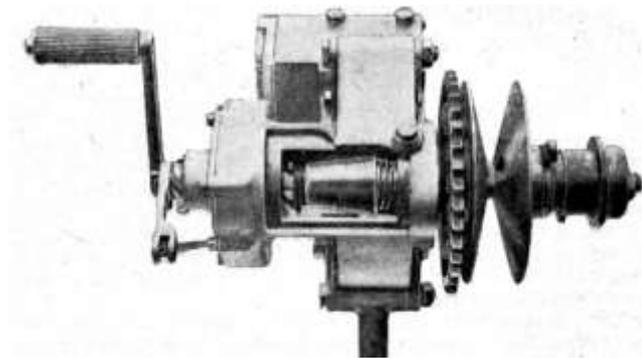


Figura 1.3: Gradua-Gear de Motocicletas Zenith

En 1912, el fabricante inglés de motocicletas Rudge-Whitworth construyó el Multigear Rudge. El Multi es una versión muy mejorada de Zenith Gradua-Gear.

El Multi Rudge fue tan exitoso que los sistemas CVT, fueron prohibidos de a poco (en competencia). La figura 1.4 nos muestra el diseño del Multigear utilizado en motocicletas en 1912.



Figura 1.4: La transmisión Multigear de Rudge- Whitworth

Una aplicación inicial de un CVT fue en el British Clyno coche, introducido en 1923.



Figura 1.5: British Clyno el primer auto con CVT

La figura 1.5 podemos observar el primer automóvil con un sistema CVT en 1923.

Un CVT, denominado Variomatic , fue diseñado y construido por Hub van Doorne , co-fundador de Van Automobielen Doorne de Fabriek (DAF), a finales de 1950, específicamente para producir una transmisión automática para un coche pequeño y asequible.

El primer coche de DAF con CVT Van Doorne, fue el DAF 600 , producido en 1958.

Las patentes Van Doorne fueron transferidas más tarde a una empresa llamada VDT (Van Doorne Transmissie BV), cuando la división de automóviles de pasajeros fue vendida a Volvo en 1975; el CVT se utilizó en el Volvo 340.

La figura 1.6 nos muestra una réplica del Variomatic de 1950.



Figura 1.6: Variomatic diseñada por Hub Van Doorne

En 1974, Rokon ofrece una motocicleta con un CVT de cinta de goma.

En 1987 se equipa el primer ATV (vehículo todo terreno) con un sistema CVT, que fue el Suzuki LT80 Mini. Como se observa en la figura 1.7 el primer ATV con sistema CVT.



Figura 1.7: Suzuki LT80 Mini primer ATV con un CVT

A principios de 1987, Subaru lanzó el Justy en Tokio con un sistema CVT controlado electrónicamente (ECVT), desarrollado por Fuji Heavy Industries, propietaria de Subaru.

En 1989, el Justy se convirtió en el primer coche de producción en Estados Unidos, que ofrecía tecnología CVT. Se puede apreciar en la figura 1.8 el diseño CAD, de la ECVT de Subaru.



Figura 1.8: ECVT en Justy de Subaru

En el verano de 1987, el Ford Fiesta y el Fiat Uno se convirtieron los principales autos europeos equipados con un CVT de correa de acero. Este CVT, llamado CTX fue desarrollado por Ford, Van Dorne y Fiat, basándose en un diseño existente desde 1976.

En 1992, Nissan March contaba con un N-CVT, basado en el Fuji Heavy Industries ECVT. A finales de 1990, Nissan diseñó su propio CVT que permitió un par más alto y se incluía un convertidor de par. Este modelo se incluyó en un gran número de modelos de venta japoneses.

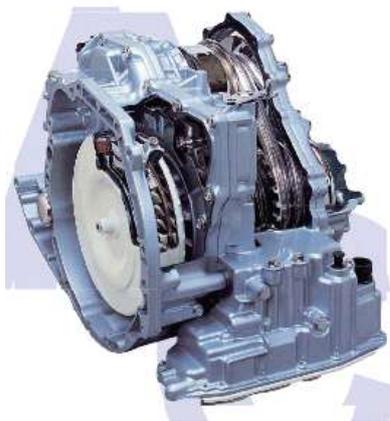


Figura 1.9: Motor con CVT y convertidor de Torque Nissan

El 12 de julio de 2006, Nissan anunció un gran cambio a las transmisiones CVT cuando seleccionaron su tecnología CVT Xtronic para todas las versiones automáticas de la Nissan Versa , Cubo , Sentra , Altima y Maxima en América del Norte, haciendo del CVT el principal sistema de

transmisión. Uno de los principales motivos para que Nissan opte por los CVT, fue su programa "Green Program" con el cual se buscaba reducir las emisiones de CO2 para el año 2010. En la figura 1.9 podemos observar un motor equipado con la primera generación de CVT de Nissan, mientras que en la figura 1.10 se observa el nuevo adelanto CVT de Nissan la Xtroid.



Figura 1.10: Xtroid CVT

Después de estudiar los CVT basado en poleas durante años, Honda también presentó su propia versión en el 1995 Honda Civic. Apodado Honda Multi Matic, esta caja de cambios CVT aceptó un par más alto que los CVT de poleas tradicionales, y también incluye un convertidor de par.

Toyota utiliza una transmisión reparto de potencia (PST) en el Prius de 1997 , y todos los posteriores Toyota y Lexus híbridos vendidos a nivel internacional continúan utilizando el sistema (comercializado bajo el nombre de Hybrid Synergy Drive).

El HSD también se conoce como sistema de transmisión variable continua electrónicamente controlado. El PST permite que sea el motor eléctrico o el motor de combustión interna, o ambos se usen para propulsar el vehículo. La figura 1.11, ilustra el sistema HSD para vehículos híbridos de Toyota.



Figura 1.11: HSD de Toyota

Audi , desde el año 2000, ofreció un CVT tipo cadena llamado (Multitronic) como opción en algunos de sus grandes motores de los modelos, A4 3.0 L V6 . En la figura 1.12 podemos observar el sistema CVT desarrollado por Audi.

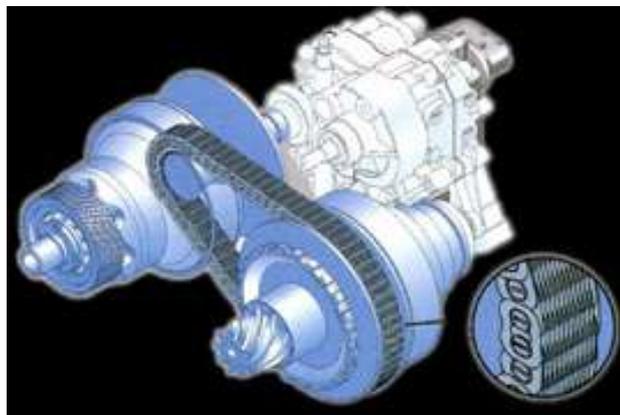


Figura 1.12: Multitronic de Audi

Fiat en el año 2000 ofreció un CVT tipo cono, en su exitoso modelo el Fiat Punto (16v 80 CV ELX, Sporting) y Lancia Y (1.2 16V).

BMW utiliza una transmisión CVT de transmisión por correa (fabricado por ZF Friedrichshafen) como una opción para el medio y bajo rango el año 2001. El CVT también podría ser operado de forma manual si se desea con los puntos de cambio simulado por software.

Ford introdujo un CVT por cadena conocida como la CFT30 en su 2005 Ford Freestyle , Ford Five Hundred y el Mercury Montego. La transmisión fue diseñada en cooperación con el proveedor automotriz alemán ZF Friedrichshafen, y producido en Batavia, Ohio, en Batavia Transmissions LLC. Se puede observar en la figura 1.13 el sistema CVT de Ford.



Figura 1.13: CVT de Ford la CFT30

En 2006 MTD Products y Torotrak firman un contrato para diseñar el primer sistema completo toroidal para equipos de energía al aire libre, tales como motos acuáticas, esquís móviles, etc.

En el 2007 el Dodge Caliber, el Jeep Compass y Patriot, empleaban un CVT con un sistema de poleas variables como transmisión automática opcional.

El 2008 el Mitsubishi Lancer estaba disponible con un CVT como transmisión automática.

Los modelos DE y ES reciben un CVT de serie con disco y engranajes, el modelo GTS está equipado con una unidad estándar y también un modo

Sportronic que permite al conductor utilizar 6 diferentes relaciones de engranajes predeterminados.

La Oficina de Patentes de los EE.UU. emitió la patente número 7,647,768 B1 para una transmisión de convertidor de par que ofrece una transmisión continuamente variable que no usa correa o la fricción.

Esta transmisión puede ser utilizada en cualquier aplicación donde se requiera una transmisión automática.

También en el 2007 luego de años de desarrollo Fallbrook Technologies, lanza al mercado su modelo NuVinci N171, un sistema variable continuo planetario, basado en presión de aceite, para su aplicación en bicicletas convencionales y eléctricas. La NuVinci N171 puede ser observada en la figura 1.14.

(Fallbrook Technologies (10 de septiembre de 2011). «Company History». Fecha de consulta: febrero 01, 2013 de la World Wide Web: <http://www.fallbrooktech.com/about/company-history>).



Figura 1.14: NuVinci N171

1.1.3 Tipos de CVT's².

a. Basada en Poleas de Diámetro Variable.

En este sistema de CVT es el más común, hay dos poleas que cuentan con una banda en V, las poleas se dividen en forma perpendicular a sus ejes de rotación, con una correa en V que gira entre ellas. La relación de transmisión se cambia al acercar las dos caras de una polea, y alejar las dos caras de la otra polea.

Debido a la sección transversal en forma de V de la banda, esto hace que la banda suba en la polea superior y baje en la polea inferior. Al hacer esto cambia el diámetro efectivo de las poleas, que a su vez cambia la relación de transmisión total.

La distancia entre las poleas no cambia, ni tampoco la longitud de la correa, por lo que cambiar la relación de transmisión implica que las dos poleas deben ser ajustadas (una debe ser más grande, y la otra más pequeña) al mismo tiempo con el fin de mantener el nivel adecuado de tensión en la correa.

La Banda en V debe ser muy rígida en la dirección axial de la polea con el fin de hacer solo movimientos radiales mientras se desliza entrando y saliendo de las poleas.

Esto se puede lograr por una cadena y no solo por bandas de caucho. Cada elemento de la cadena tiene lados cónicos, que se integran perfectamente a la polea si la cinta está girando en el radio exterior. A

² Widman, R. (2009). El Funcionamiento y Cuidado de la Transmisión CVT. *Widman*, (73). Recuperado de <http://www.widman.biz/boletines/73.html>.

medida que la cinta se mueve dentro de las poleas la zona de contacto se hace más pequeña.

En la figura 1.15 se puede observar un sistema CVT de poleas de diámetro variable en sus relaciones de transmisión alta y baja.

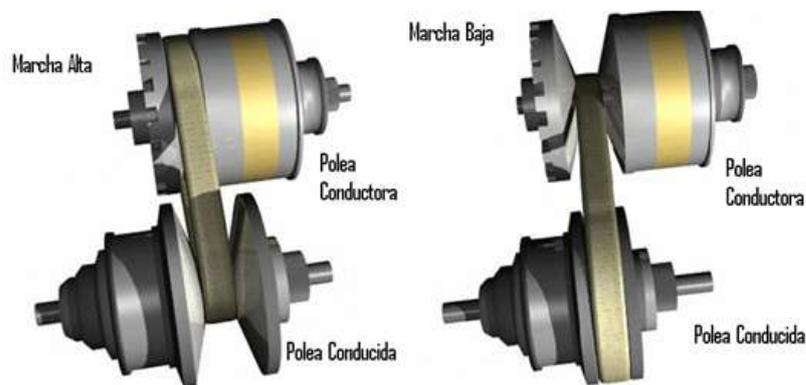


Figura 1.15: Sistema de Poleas de Diámetro Variable

b. CVT Toroidal o basada en rodillo.

Un CVT toroidal se compone de discos y rodillos que transmiten la potencia entre los discos.

Los discos pueden ser representados como dos partes casi cónicas, punto a punto, con los lados cóncavos ubicados de tal manera que las dos partes podrían llenar el agujero central de un toroide.

Un disco es la entrada, y el otro es la salida (nunca se llegan a tocar). El poder es transferido de un lado a otro por medio de rodillos.

Cuando el eje del rodillo es perpendicular al eje de los discos cónicos, este hace contacto con las partes cónicas en la misma localización de diámetro y por lo tanto da una relación de transmisión 1:1.

El rodillo se puede mover a lo largo del eje de los discos cónicos, el ángulo puede cambiar según sea necesario para mantener el contacto con los dos discos.

Esto hará que el rodillo haga contacto con los discos cónicos en diferentes diámetros, dando una relación de transmisión que no es de 1:1. Los sistemas pueden ser parcial o totalmente toroidales. En la figura 1.16 se observa el sistema toroidal en sus relaciones de transmisión baja, alta y de 1:1.

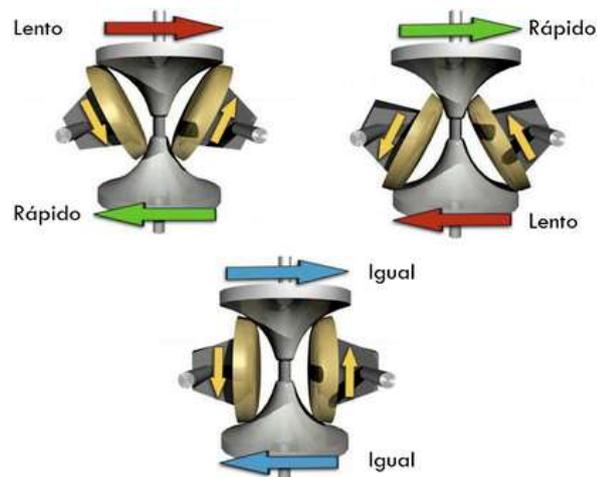


Figura 1.16: Sistema Toroidal

c. CVT magnética o TVC.

Un sistema magnético de transmisión variable continua se ha desarrollado en la Universidad de Sheffield en 2006 y en el 2011 está disponible en el mercado. Dos discos giratorios de transmisión, cada una con imanes unidos, giran de forma sincrónica.

Un cambio en el radio de los imanes en cada uno de los discos provoca un cambio en la relación de transmisión.

d. Transmisión infinitamente variable (IVT).

Un tipo específico de la CVT es la transmisión infinitamente variable (IVT), en el que la gama de relaciones de velocidad del eje de salida con respecto a la velocidad del eje de entrada incluye una relación de cero.

La mayoría de IVT son el resultado de la combinación de una CVT con un sistema de engranajes planetarios (que también es conocido como un sistema epicicloidal) donde una velocidad de salida del eje de rotación de la IVT es igual a la diferencia entre dos velocidades en el IVT.

Esta configuración IVT utiliza un CVT como un regulador de variación continua (CVR) de la velocidad de rotación de uno de los tres rotores del sistema de engranajes planetarios (PGS).

Un IVT puede en algunas aplicaciones ofrecer una mayor eficiencia en comparación con otros CVT ya que en su rango de operación la mayoría de la transmisión de potencia es a través del sistema de engranajes planetarios, y no por el sistema de control CVR. Lo que incrementa la capacidad de transmisión de torque. En la figura 1.17 se puede observar el diseño CAD, del sistema IVT de la empresa Torotrak.

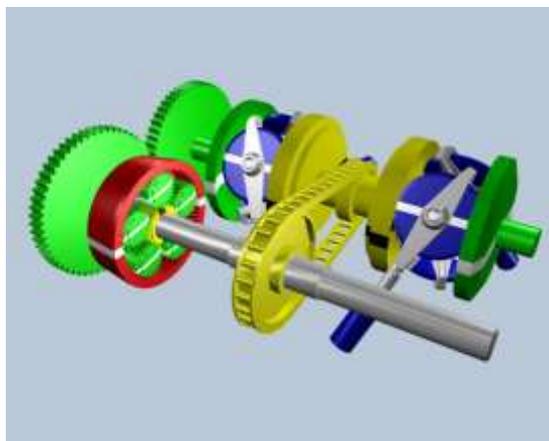


Figura 1.17: Torotrak IVT

e. CVT Hidrostática.

Las transmisiones hidrostáticas utilizan una bomba de caudal variable y motor hidráulico. Toda la potencia se transmite por el fluido hidráulico. Estos tipos de CVT generalmente pueden transmitir más torque.

Sin embargo, tienen la ventaja de que el motor hidráulico se puede montar directamente en el cubo de la rueda, lo que permite un sistema de suspensión más flexible y la eliminación de la pérdida de eficiencia por fricción entre el eje de transmisión y componentes diferenciales.

Este tipo de transmisión es relativamente fácil de usar, ya que todas las velocidades de avance y retroceso se pueden controlar con una sola palanca.

Un IHT (integrated hydrostatic transaxle) usa un solo bloque para los elementos hidráulicos y elementos de la reducción de marchas. Este tipo de transmisión, por lo general fabricada por Hydro-Gear, ha sido efectivamente aplicado a una variedad de versiones baratas y caras de cortadoras de césped y tractores de jardín. En la figura 1.18 se distingue una CVT del tipo hidrostática.



Figura 1.18: CVT Hidrostática

f. CVT de Cono.

Un CVT de cono varía la relación de transmisión efectiva utilizando uno o más rodillos cónicos. La versión de cono simple, utiliza una rueda que se mueve a lo largo de la ladera de un cono, creando la variación entre los diámetros estrechos y anchos del cono, una forma más sofisticada en el sistema de doble cono.

En una CVT con conos oscilantes, el par se transmite a través de la fricción de un número variable de conos (de acuerdo con el par a transmitir) a una rueda en forma de cilindro.

La superficie lateral de la rueda es convexa con un radio específico de curvatura que es más pequeño que el radio de concavidad de los conos. De esta forma, sólo habrá un punto (teórico) de contacto entre cada cono y la rueda en cualquier momento. La figura 1.19 nos ilustra un sistema CVT de cono, donde un cono representa la entrada y uno la salida.



Figura 1.19: CVT de Cono

g. CVT de trinquete.

Este tipo de CVT no es muy común, su principal característica es que tiene elementos que enganchan y desenganchan continuamente, utilizando embragues o trinquetes.

El torque y la velocidad son dados por ajustes en la geometría de los elementos oscilatorios. Se pueden utilizar para alto torque ya que la fricción aumenta con el torque, pero la desventaja es la vibración por las velocidades de transición.



Figura 1.20: Naudic Rotor CVT

1.2 Silla de ruedas.

“Una silla de ruedas es una ayuda técnica que consiste en una silla adaptada con al menos tres ruedas, aunque lo normal es que disponga de cuatro.

Estas sillas están diseñadas para permitir el desplazamiento y movilidad de aquellas personas con problemas de locomoción, debido a una lesión, enfermedad física (paraplejía, tetraplejía, etc.) o que presentan problemas psicológicos”.

En su gran mayoría el modelamiento de las sillas de ruedas actualmente presenta un alto grado de ergonomía en su diseño así como también su adaptabilidad: tamaño y posición de asiento y respaldo, apoyabrazos y apoyapiés regulables y extraíbles, etc.

Las sillas de ruedas están contempladas en la norma ISO 9999:2002.

(Fundación Wikipedia (11 de febrero de 2013). «http://es.wikipedia.org/wiki/Silla_de_ruedas». Consultado el 15 de febrero de 2013.).

1.2.1 Historia.

Traumas y enfermedades han creado una necesidad por sillas de ruedas que se extiende muchos años hacia atrás.

Algunos historiadores incluso han sugerido que como la evidencia más antigua de sillas de ruedas data de alrededor de 4000 AC, es posible que las dos fueran combinadas para hacer una silla con ruedas hace seis mil años atrás.

La primera prueba clara de una silla de ruedas, sin embargo, es de una imagen china grabada en 525 DC. Cualquier historia subsiguiente de la silla de ruedas es difícil de documentar hasta 1595.

Este fue el año en que un artista dibujó un borrador del Rey español, Felipe II de España (1527 - 1598), sentado en una silla que tenía pequeñas ruedas montadas al final de cada pata. Los rasgos de la silla incluían una plataforma levantada para las piernas del Rey y un respaldo ajustable.

La silla del Rey Felipe no era auto-propulsada; él dependía de un cortesano o un sirviente para empujarla. En la figura 1.21 podemos apreciar una pintura con la silla utilizada por el Rey Felipe II.

(Blogger marichela (28 de febrero de 2010). «Tecnología Adaptada». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://laticsymarisela.blogspot.com/2010/02/linea-del-tiempo-de-la-silla-de-ruedas.html>).



Figura 1.21: Silla de ruedas utilizada por el Rey Felipe II

La primera instancia documentada de una persona discapacitada con movilidad independiente fue en 1655 cuando Stephen Farfler, un relojero parapléjico, construyó una silla que parecía robusta sobre un chasis de tres ruedas. Sujetas a cada lado de la rueda frontal única había manivelas que Stephen giraba para impulsarse hacia adelante.

El siguiente desarrollo fue una silla inventada en 1783 por John Dawson, que trabajaba en Bath, Inglaterra, a donde muchos inválidos viajaban para beber y bañarse en las aguas del balneario.

La silla "Bath" de Dawson, con su tercera rueda con la que el ocupante podía dirigir usando una manivela rígida agregada, fue un gran suceso.

Hubo un número de versiones, algunas de ellas abiertas, otras con capuchas y frentes de vidrio, pero todas debían ser empujadas desde atrás o tiradas por un pequeño caballo o burro.

Las primeras sillas eran hechas de madera como se puede observar en la figura 1.22, eran muy pesadas de acuerdo a los estándares de hoy en día, y tenían respaldos altos.

Proveían una movilidad muy limitada; la mayoría de los usuarios incluso no podían empujarse a sí mismos y tenían que depender de otras personas para empujarlos.



Figura 1.22: Silla de ruedas de madera

Durante el siglo diecinueve, las sillas de ruedas se volvieron menos voluminosas y más confortables. Como resultado, algunos usuarios fueron capaces de girar las grandes ruedas traseras con sus manos, aunque esto podía ser desagradable si la silla corría a través de un charco de barro.

El problema se solucionó en 1881 cuando los fabricantes empezaron a agregar un segundo borde con una menor circunferencia a cada rueda. Estos bordes mantenían las manos limpias y se conocieron como bordes para empujar.

(Blogger edymix (5 de enero de 2012). «Chairdex Historia». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.chairdex.com/shistory.htm>).

En 1915, ingenieros británicos habían producido la primera silla de ruedas motorizada, aunque la mayoría de los usuarios continuaron en las versiones manuales, que se estaban volviendo mucho más baratas.

(Cocemfe (14 de febrero de 2013). «Observatorio de la accesibilidad». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.observatoriodelaaccesibilidad.es/productos-apoyo/productos-apoyo/breve-historia/>).

A pesar de esto, las sillas aún eran rígidas y difíciles de guardar y transportar, particularmente en autos.

En 1932, un ingeniero de Los Ángeles llamado Harry Jennings diseñó y construyó una silla plegable para su amigo, Herbert Everest.

Los dos hombres inmediatamente vieron el potencial de este invento y establecieron una compañía para producir en masa las nuevas sillas portátiles. Estos fueron los precursores de las sillas de ruedas de uso común hoy en día.

A comienzos del siglo veinte, las sillas de ruedas se habían desarrollado aún más y disponían de ruedas con rayos de alambre, respaldos ajustables, y apoyos móviles para brazos y pies.

También había modelos livianos hechos de mimbre montados sobre marcos de metal.

Las primeras sillas a poder usaban cintas en el tren de tracción. El motor encendía un rotor que tenía una cinta enrollada a su alrededor, y la cinta transmitía la energía a las ruedas.

Las sillas de hoy en día usan transmisión directa, significando que el motor acciona engranajes los mismos que mueven la energía a través de una transmisión de engranajes a las ruedas.

Mientras las primeras sillas a poder usaban la energía eléctrica sólo para mover las ruedas hacia adelante, los sistemas de hoy en día incluyen ajustes motorizados para los asientos, los descansos de los pies, los respaldos y los reposacabezas.

La compañía Everest and Jennings dominó la industria de las sillas de ruedas durante mediados del siglo 20.

(GuiaMovilidad (11 de Mayo de 2011). «Historia de las sillas de ruedas». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.guiamovilidad.com/noticias/129-historia-de-las-sillas-de-ruedas.html>).

1.2.2 Tipos de sillas de ruedas³.

Básicamente existen dos tipos de sillas de ruedas, Sin embargo el rango de sillas de ruedas refleja la demanda para cubrir necesidades individuales.

a. Sillas de ruedas manuales.

Como lo sugiere su nombre, las sillas de ruedas manuales son aquellas movidas por el usuario o un ayudante.

Las sillas propulsadas por uno mismo usualmente tienen ruedas traseras de entre 20 y 26 pulgadas de diámetro fijadas a un eje y posicionadas de forma que los usuarios pueden moverlas empujando hacia abajo o tirando hacia arriba los bordes para empujar.

Por eso los usuarios pueden viajar hacia adelante y hacia atrás a velocidades dictadas por la cantidad de fuerza que son capaces de aplicar.

La figura 1.23 muestra un ejemplo de silla de ruedas manuales las cuales pueden ser plegables, como una característica importante para su almacenamiento y transporte.

³ (Creative Common (11 de Mayo de 2011). «Historia de las sillas de ruedas». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.chairdex.com/stypes.htm>).



Figura 1.23: Silla de ruedas manual

b. Sillas Manuales para Tránsito.

Las sillas manuales para tránsito generalmente tienen ruedas traseras pequeñas sin bordes para empujar. Estas sillas de ruedas son más probablemente vistas en edificios como aeropuertos y hospitales donde los porteros actúan como ayudantes.



Figura 1.24: Silla de ruedas manuales para tránsito

c. Sillas de ruedas eléctricas.

Las sillas de ruedas con motor eléctrico son ideales para cualquiera que no posea la fuerza o la habilidad para arreglárselas con una silla manual. Las baterías recargables montadas bajo el asiento suministran la energía para los motores eléctricos que impulsan dos o bien las cuatro ruedas.

Los diferentes arreglos de tracción determinan la forma en que la silla de ruedas se mueve y maniobra.

Existen opciones para manejar la dirección y velocidad de las sillas de ruedas eléctricas. Muchas tienen una pequeña unidad de mando que se monta al final de un reposabrazos o en una barra que se balancea frente al usuario una vez que él o ella está sentado.

Otros tienen tubos dentro los que los usuarios soplan o succionan para controlar los movimientos de la silla. El nivel de discapacidad experimentado por los usuarios de sillas de ruedas eléctricas también se refleja en el diseño de otras características.

La mayoría de estas funciones son controladas por pequeños motores eléctricos y permite a los usuarios sentirse tan confortables como sea posible en la silla.



Figura 1.25: Silla de ruedas Eléctrica

d. Sillas Tipo Scooter.

Las sillas tipo scooter también llamadas (wheelbase) tienen cuatro pequeñas ruedas que se extienden desde una plataforma baja. El tipo de

silla montada sobre esta plataforma varía de acuerdo con la discapacidad y las necesidades del usuario, algunas incluso son modeladas a partir de un molde tomado de la postura más apropiada del usuario sentado.

Una de las ventajas de las máquinas tipo scooter es que la silla puede pivotar y permitir al usuario subirse de cualquiera de los lados. Una desventaja es que el usuario debe mantener una postura rígida cuando maneja.

Esto significa que las sillas tipo scooter rara vez son apropiadas para los discapacitados graves.



Figura 1.26: Silla de ruedas tipo scooter

e. Sillas para Deportes.

Desde los años 1970, los atletas discapacitados han tenido una colección de sillas de ruedas especiales en aumento para ayudarles a alcanzar un mejor desempeño de su deporte elegido.

Estas sillas usualmente tienen marcos livianos hechos de materiales compuestos, su estabilidad ha sido mejorada para alcanzar giros bruscos usando ruedas de ángulo.



Figura 1.27: Silla de ruedas para deportes

f. Silla de Ruedas para Pararse.

Las sillas de ruedas para pararse están ajustadas con una bomba hidráulica que levanta y gira el asiento, permitiendo al usuario "pararse" y aún tener soporte completo. Esta es una característica invaluable si el usuario necesita alcanzar un artículo en un estante tanto en casa como mientras está de compras fuera.



Figura 1.28: Silla de ruedas para pararse

g. Sillas de Ruedas que suben Escaleras.

Subir escaleras es el máximo desafío para una silla de ruedas, es por eso que en la actualidad las sillas de ruedas presentan varios aditamentos como estabilizadores, ruedas flexibles con superficie de goma adherente, plataformas independientes de acceso, etc.

La mayoría de las sillas de ruedas que suben escaleras aun necesitan un tercero que actúe como auxiliar.



Figura 1.29: Silla de ruedas para subir escaleras

h. Sillas de Ruedas para la Playa.

Una silla de ruedas para la playa es inmediatamente reconocida por sus anchas ruedas que le permiten andar suavemente en la arena sin hundirse.

Algunos balnearios ahora proveen no solamente acceso para silla de ruedas sino también ofrecen a los clientes discapacitados sillas de ruedas para la playa.



Figura 1.30: Silla de ruedas para arena

i. Sillas de Ruedas Bariátricas.

Las sillas de ruedas convencionales no pueden soportar en forma segura pesos mayores a 250 libras. Una silla de ruedas bariátrica, sin embargo, puede acomodar a alguien que pese tanto como 1000 libras. La capacidad de peso de una silla bariátrica, y las medidas del asiento, varían y son mostradas en la literatura promocional.



Figura 1.31: Silla de ruedas bariátricas

j. Sillas de Ruedas Pediátricas.

Las sillas de ruedas pediátricas están diseñadas para niños discapacitados. Las sillas no sólo son más pequeñas que los equivalentes convencionales; pueden ser ajustadas en algunas instancias para dar a los niños la máxima libertad para sentarse, reclinarse, y recostarse.



Figura 1.32: Silla de ruedas pediátrica

1.2.3 Componentes de una Silla de Ruedas.⁴

Para poder elegir correctamente una silla de ruedas adecuada a las necesidades de su usuario, es importante conocer la extensa gama de posibilidades que existen en los distintos componentes de una silla de ruedas.

De esta forma podremos elegir en cada componente, el que mejor se adapte al usuario y así potenciar al máximo su funcionalidad en la silla. Como partes claves de una silla de ruedas, vamos a analizar los distintos tipos de armazón, ruedas, frenos, reposapiés y reposabrazos, y las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos.

a. Chasis.

El armazón de una silla de ruedas es la parte de mayor ponderación al seleccionar la silla de acuerdo al peso que esta va a soportar, puede ser rígido (fijo) (Figura 1.33), o plegable (Figura 1.34). El aprovechamiento de la energía que el usuario aplica para propulsarse es del doble en una silla con armazón rígido (se aprovecha 15-20% del impulso), que en una plegable (aprovecha 5 - 8% del impulso).



Figura 1.33: Armazón Rígido

⁴ (GuiaMovilidad (11 de Mayo de 2012). «Partes de una silla de ruedas». Consultado el 16 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.guiamovilidad.com/guias-de-compra/61-partes-de-una-silla-de-ruedas-manual.html>).

Esto es debido a que en una silla plegable parte de la energía de propulsión se pierde en el movimiento de su estructura por los puntos de articulación. Otras ventajas que presenta el armazón rígido es que resulta fácil de manejar y es algo más ligero que uno similar plegable.



Figura 1.34: Armazón Plegable

Sin embargo la silla plegable resulta en general más cómoda de transportar y guardar al ocupar menos espacio en su forma plegada. Actualmente existen sillas que presentando un comportamiento de armazón rígido permiten un plegado muy compacto.

La composición del armazón es un factor clave en la funcionalidad de la silla. El acero siendo el más habitual, es el más pesado pero también el más barato. Una silla con armazón de aluminio es mucho más ligera y por lo tanto fácil de propulsar, pero también más cara.

También se pueden encontrar armazones realizados en materiales muy ligeros como titanio y carbono, Se utilizan habitualmente en sillas de armazón rígido y tienen un precio muy elevado.

b. Ruedas Delanteras.

Existen de diferentes tamaños y materiales empleados en la elaboración de ruedas, así como inflables o macizas, dependiendo del uso que

vayamos a darles debemos tener en cuenta lo siguiente: Cuanto más pequeña sean las ruedas delanteras, tendrán menor rozamiento y mayor facilidad de giro, siendo adecuadas para interiores.

Así por ejemplo las de 75 mm y 125 mm se recomiendan en sillas para deportes en pista, como el baloncesto y en sillas activas. Como punto negativo, se enganchan en obstáculos e irregularidades del terreno con facilidad.



Figura 1.35: Rueda delantera

Las ruedas grandes son más recomendables para exteriores, y suelo accidentados, ya que resulta más fácil salvar obstáculos y no se clavan en el terreno. Sus desventajas son que el mayor rozamiento dificulta la maniobrabilidad y su mayor tamaño aumenta el radio de giro.

Siempre que variemos el tamaño de la rueda delantera, es necesario ajustar la horquilla. El eje de giro de la horquilla debe de estar siempre a 90° con el suelo.

Las ruedas delanteras en su mayoría presentan su composición dura o maciza aunque esta puede variar de acuerdo a las necesidades del usuario.

c. Ruedas Traseras.

Sobre las ruedas traseras debemos conocer los siguientes detalles; Tamaño, tipo de cubierta, composición de la llanta y el aro.

▪ Tamaño.

La rueda trasera más habitual es la de 600 mm de diámetro. (24"). Se utilizan ruedas más pequeñas de 22" (550mm) o 20" (500mm) en sillas de niño, para personas con limitación del movimiento en los hombros o para hemipléjicos, para que puedan llegar al suelo y propulsarse con el pié. La rueda más pequeña permite aplicar menor esfuerzo para propulsarla, pero también requiere mayor número de impulsos.

Las ruedas de 650 mm (26") se utilizan para personas muy altas y para deportes.

▪ Composición

Macizas: ofrecen menor resistencia al rodar, y no requieren mantenimiento, pero son más pesadas y de conducción más dura al no amortiguar los accidentes del terreno. Presentan peor agarre en superficies mojadas.

• **Inserto sólido:** Son un intermedio entre las macizas y las neumáticas. Están compuestas de una cubierta normal con un macizo insertado dentro de esta.

No requieren mantenimiento, presentan mejor agarre que las macizas en superficies mojadas, aunque no amortiguan tanto como las neumáticas y pesan algo más que estas.

- **Neumáticas:** Son de conducción más cómoda porque amortiguan los accidentes del terreno y presentan un buen agarre en la mayoría de las superficies. Son las más ligeras.

Como inconveniente tienen que requieren algo más de fuerza para propulsarlas al ser más blandas y requieren mantenimiento. Las sillas de ruedas activas utilizan unos neumáticos más estrechos y con una presión superior, lo que facilita el desplazamiento.

- **Tubulares:** Muy ligeros, y con mínima resistencia a la rodadura. Inconvenientes: Poca resistencia a pinchazos y elevado mantenimiento. Se utilizan para sillas de deporte en pista como el baloncesto.

En la figura 1.36 se pueden apreciar varios tipos de composición así como cubiertas de ruedas.



Figura 1.36: Varios tipos de cubiertas para ruedas

d. Aros de Empuje.

Estos pueden ser de aluminio, acero (que es más pesado pero resbala menos), titanio (muy ligeros), o recubiertos de plástico.

Además del material, existen aros con proyecciones (Figura 1.37) para facilitar el agarre por parte de personas con poca movilidad en las manos,

así como aros con formas ergonómicas y partes recubiertas de otros materiales para aumentar el agarre. Las proyecciones se pueden adquirir por separado y ser instaladas en un aro estándar.



Figura 1.37: Aro con proyecciones

e. Frenos.

Los frenos más comunes son los frenos de zapata por montaje alto (se anclan al tubo que queda por debajo del asiento), y pueden ser de dos tipos, según se activen empujando hacia delante o tirando hacia atrás. Estos frenos pueden llevar alargadores para facilitar su uso.



Figura 1.38: Frenos de Zapata

Existen otros tipos de frenos ligeros y que quedan escondidos cuando están en reposo, facilitando las transferencias, normalmente se utilizan en

sillas ultraligeras a estos últimos se les conoce como frenos de tijera, cabe resaltar también los frenos de mano, de tambor, etc.

f. Reposa brazos.

Los reposa brazos son una de las partes de la silla de ruedas que determina el grado de ergonomía que esta presenta estos pueden ser de varios tipos: Fijos, Desmontables, Regulables, Tipo Escritorio, Tubulares, etc., en la Figura 1.39 se pueden apreciar varios de estos tipos de reposa brazos.



Figura 1.39: Tipos de reposa brazos

Para gente muy activa se suelen eliminar los reposabrazos y colocar unos protectores laterales para impedir que las ruedas ensucien la ropa al salpicar, así como para personas que necesitan un control extra en los brazos existe almohadillado con forma anatómica.

g. Reposapiés.

Pueden ser fijos o desmontables. Para acortar la longitud de la silla en espacios reducidos como ascensores, es mejor que sean desmontables. Si no hay problemas de espacio es más aconsejable que los reposapiés sean fijos debido a su mayor robustez. La posición anatómica ideal de los reposapiés es a 90°. Sin embargo en adultos los pies pueden interferir con

el giro de las horquillas delanteras, por lo que el ángulo se tiende a reducir.

Los ángulos más frecuentes son de 80°, 70° y 60°. Existen asimismo reposapiés elevables. Estos elevan el conjunto de la pierna, para adoptar posturas más cómodas. Se utilizan mucho en sillas con respaldo reclinable y sillas pasivas. En la figura 1.40 podemos apreciar varios reposapiés presentes en las sillas de ruedas.



Figura 1.40: Tipos de reposapiés (Derecha: Fijo de paleta única; Centro: Extraíble Standard; Izquierda: Reposapiés Elevable.)

Las plataformas de reposapiés son normalmente de materiales como el aluminio. Pueden ser dobles o bien una plataforma única, con o sin cintas taloneras.

Normalmente el ángulo entre el reposapiés y las plataformas es de 90°, pero hay plataformas que tienen la posibilidad de regular este ángulo, para adaptarse a necesidades concretas de algunos usuarios.

h. Asientos.

Suelen ser de un tejido fuerte pero que permite el plegado de la silla, se fijan al chasis de la silla mediante tornillos u otros sistemas, en algunos modelos podemos regular la tensión de la tela del asiento para adecuarla

a nuestras necesidades. Sobre la tela del asiento se puede colocar un cojín anti escaras que minimice las presiones excesivas. Hay cojines de espuma, de gel, de celdas de aire, etc.

i. Respaldos.

De construcción similar al asiento, es una tela relativamente tensa que se fija al chasis de la silla, (en este caso a los tubos del respaldo), nos sirve de apoyo. Es recomendable que el respaldo sea regulable en tensión, son mucho más cómodos ya que ajustamos la tensión del respaldo por medio de unas tiras interiores que nos permiten tensar o destensar zonas concretas.

De esta manera podemos adaptar el contorno del respaldo a nuestra anatomía. Como en el caso de los asientos también existen respaldos posturales especiales que en este caso sustituyen a la tela que viene de serie, usándose solo los tubos del respaldo original como soporte.



Figura 1.41: Respaldo especializado

j. Motores.

La inmensa mayoría de las sillas eléctricas montan 2 motores, uno a cada lado, que dirigen tanto la velocidad de la silla como su dirección ,las horquillas de las ruedas delanteras giran libremente 360 grados para

poder dirigirse hacia donde le ordenan los motores. La potencia de los motores se mide en vatios.

Para permitir mover la silla empujándola en caso de avería o por comodidad los motores van provistos de embragues que liberan la rueda en esos momentos.



Figura 1.42: Motor para una silla de ruedas

k. Baterías.

Todo vehículo eléctrico lleva algún tipo de depósito de energía, en el caso que nos ocupa, las sillas eléctricas estándar llevan 2 baterías de plomo de tipo GEL o AGM, externamente no se diferencian demasiado de la típica batería de coche, pero a nivel interno son muy distintas (Figura 1.43).

Las baterías tipo GEL son de plomo-ácido en donde el ácido está contenido en forma de gelatina y de esta manera la batería no tiene líquido que derramar.

Estas baterías deben cargarse con tensiones más bajas, por eso el cargador debe estar correctamente ajustado para este tipo de baterías.

Las baterías AGM son una generación de baterías selladas tipo plomo-ácido, desarrolladas en la década de 80 para uso en la aviación militar, donde la confiabilidad y el rendimiento son fundamentales.

Muñoz E., Paredes L. (2011). "Diseño, construcción e implementación de un sistema de control a través de un joystick para el desplazamiento semiautomático de la silla de ruedas eléctrica modelo xfg-103fl". Tesis de grado, Escuela Politécnica Superior del Ejército, Sede Latacunga, Ecuador.



Figura 1.43: Modelos de baterías

1.3 Sistema de Control⁵.

1.3.1 Definición.

Desde el punto de vista de la teoría de control, un sistema o proceso está formado por un conjunto de elementos relacionados entre sí que ofrecen señales de salida en función de señales o datos de entrada.

Es importante resaltar el hecho de que no es necesario conocer el funcionamiento interno, o cómo actúan entre sí los diversos elementos, para caracterizar el sistema.

Para ello, sólo se precisa conocer la relación que existe entre la entrada y la salida del proceso que realiza el mismo (principio de caja negra). El

⁵ Norman S. Nise. (2002). Sistemas de Control Para Ingeniería. Mexico: Pomona, California State Polytechnic University: Editorial Continental.

aspecto más importante de un sistema es el conocimiento de su dinámica, es decir, cómo se comporta la señal de salida frente a una variación de la señal de entrada (Figura 1.45).

Un conocimiento preciso de la relación entrada/salida permite predecir la respuesta del sistema y seleccionar la acción de control adecuada para mejorarla.

En vista de todo lo expuesto, se puede definir un sistema de control como el conjunto de elementos que interactúan para conseguir que la salida de un proceso se comporte tal y como se desea, mediante una acción de control.

(Sapiensman (17 de Julio de 2012). «Fundamentos del control automático industrial». Consultado el 17 de febrero de 2013 de la World Wide Web: http://www.sapiensman.com/control_automatico/index.htm).



Figura 1.44: Diagrama de un sistema de control

Un sistema de control ideal debe ser capaz de conseguir su objetivo cumpliendo los siguientes requisitos:

- Garantizar la estabilidad y, particularmente, ser robusto frente a perturbaciones y errores en los modelos.
- Ser tan eficiente como sea posible, según un criterio establecido.
- Ser de fácil implementación y cómodo de operar en tiempo real.

1.3.2 Elementos Básicos de un Sistema de Control.

Los elementos básicos que forman parte de un Sistema de Control y permiten su manipulación son: sensores, controlador y actuador.

Felipe. H, PDF, (2012) Introducción a los sistemas de control: Definiciones Básicas. « http://www.isa.cie.uva.es/~felipe/docencia/ra12itielec/tema1_trasp.pdf, (1), 30». Consultado el 18 de febrero de 2013.

a. Sensores.

Permiten conocer los valores de las variables medidas del sistema.

b. Controlador.

Utilizando los valores predeterminados por los sensores y la consigna impuesta, calcula la acción que debe aplicarse para modificar las variables de control en base a cierta estrategia.

c. Actuador.

Es el mecanismo que ejecuta la acción calculada por el controlador y que modifica las variables de control.

1.3.3 Sistemas de Lazo Abierto y Cerrado⁶.

Un sistema de lazo abierto, es un sistema que no cuenta con auto corrección, cuenta con auto alimentación, en otras palabras, la alimentación, es independiente a la salida, y no se auto corrige, y puede ser representado con este diagrama de bloques:

⁶ Timothy J. Maloney /. (2005). Electronica Industrial Moderna, Capítulo 9 y 15 (Tercera). U.S.A.



Figura 1.45: Diagrama de un Sistema de Lazo Abierto

En el diagrama, está el controlador, de ahí se genera el proceso, y al final está la salida, que es una variable, controlada por nosotros. Este, tiene la ventaja que nosotros podemos regularla a según sea requerido.

El sistema de lazo cerrado, es un sistema que cuenta con realimentación y auto corrección, es decir que la salida genera una señal de realimentación, con el objetivo de lograr una auto corrección.

Y puede ser representado con este diagrama de bloques:

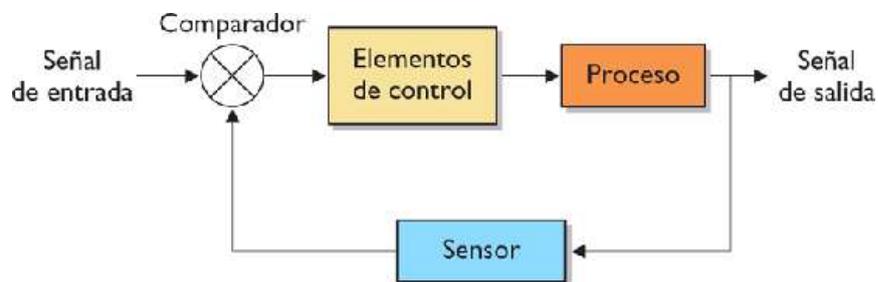


Figura 1.46: Diagrama de un sistema de lazo cerrado

1.4 El Microcontrolador⁷.

Un microcontrolador es un circuito integrado o chip que incluye en su interior las tres unidades funcionales de una computadora: CPU, Memoria y Unidades de E/S, es decir, se trata de un computador completo en un solo circuito integrado.

⁷ (Ariel Palazzesi (5 de Marzo de 2007). «Micro controladores». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.neoteo.com/microcontroladores>).

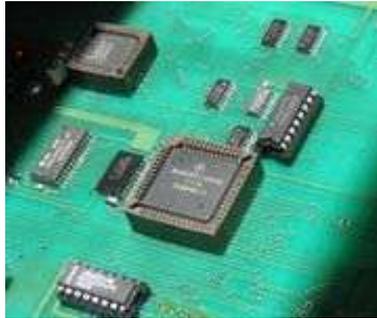


Figura 1.47: Microcontrolador

1.4.1 Características.

Son diseñados para disminuir el coste económico y el consumo de energía de un sistema en particular. Por eso el tamaño de la CPU, la cantidad de memoria y los periféricos incluidos dependerán de la aplicación. El control de un electrodoméstico sencillo como una batidora, utilizará un procesador muy pequeño (4 u 8 bit) por que sustituirá a un autómata finito.

En cambio un reproductor de música y/o vídeo digital (mp3 o mp4) requerirá de un procesador de 32 bit o de 64 bit y de uno o más Códec de señal digital (audio y/o vídeo). El control de un sistema de frenos ABS (Antilock Brake System) se basa normalmente en un microcontrolador de 16 bit, al igual que el sistema de control electrónico del motor en un automóvil.

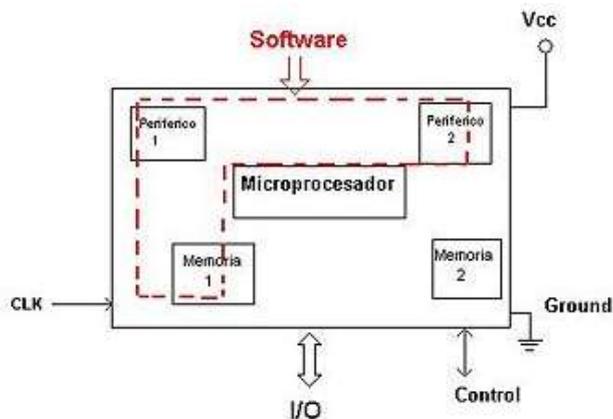


Figura 1.48: Esquema de un microcontrolador

Los micro controladores disponen generalmente también de una gran variedad de dispositivos de entrada/salida, como convertidores de analógico a digital, temporizadores, UARTs y buses de interfaz serie especializados, como I²C y CAN. Frecuentemente, estos dispositivos integrados pueden ser controlados por instrucciones de procesadores especializados.

Los modernos microcontroladores frecuentemente incluyen un lenguaje de programación integrado, como el BASIC que se utiliza bastante con este propósito.

Los microcontroladores negocian la velocidad y la flexibilidad para facilitar su uso. Debido a que se utiliza bastante sitio en el chip para incluir funcionalidad, como los dispositivos de entrada/salida o la memoria que incluye el microcontrolador, se ha de prescindir de cualquier otra circuitería.

1.5 Las Palancas De Mando⁸.

1.5.1 Definición.

La palanca de mando es un ordenador personal periférico o dispositivo general de control que consiste en un palillo handheld donde los que pivotes ubicados cerca de un extremo, transmitan su ángulo de acción en dos o tres dimensiones a una computadora.

Las palancas de mando son de uso frecuente para controlar los juegos video, aviones, etc. y tienen generalmente unos o más pulsadores que leen el estado de la palanca y este pueda también ser leído por la computadora.

⁸ (Multiling (15 de Enero de 2008). «Palancas de Mando». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.multilingualarchive.com/ma/enwiki/es/Joystick>).

Las palancas de mando también se utilizan para controlar las máquinas tales como grúas, carros, vehículos sin tripulación (subacuáticos) y cortacéspedes de césped cero del radio en el que dan vuelta. Las palancas de mando dedo-funcionadas de miniatura se han adoptado como dispositivos de entrada para un equipo electrónico más pequeño por ejemplo teléfonos móviles.

1.5.2 Detalles Técnicos.

La mayoría de las palancas de mando son de dos dimensiones, teniendo dos modos de movimiento (similar al ratón), pero las palancas de mando tridimensionales ahora muy comunes usan sistemas de lectura de datos mucho más amplia.

Una palanca de mando se configura generalmente de modo que el moviendo izquierdo o derecho del palillo de las señales emitidas por el usuario se adjudican a lo largo del eje de X, y moviendo la palanca adelante (para arriba) o trasero (abajo) señala el movimiento a lo largo del eje de Y.

En las palancas de mando que se configuran para el movimiento tridimensional, torciendo la palanca a la derecha y a la izquierda son adjudicadas a el eje X y si se sube o baja la palanca de mando dichos movimientos corresponden al eje Y.

Existen así también desviaciones como ruedas parecidas a las presentes en el mouse de los ordenadores cuyos movimientos se representan a lo largo del eje de Z.

Las palancas de mando tienen a menudo uno o más botones de acción, utilizados para activar una cierta clase de operación específica. Éstos son interruptores de activación y desactivación simples.

1.5.3 Tipos De Palancas De Mando.

a. Palancas de mando universales con microinterruptores.

Estas palancas de mando tienen pequeños interruptores que muevan la palanca en un número de direcciones fijas.

Están diseñados para el movimiento de ocho posiciones, pero se puede cambiar a cuatro direcciones para aplicaciones más sencillas. Son bastante precisos y fáciles de controlar. Tienen a producir un chasquido audible cada vez que la palanca cambia de dirección.

b. Palancas de mando universales con interruptores tipo hoja.

Estas palancas de mando usan hojas delgadas metálicas para mover la palanca, eliminando el ruido producido por los microinterruptores. Tienen una sensación más suave que los modelos de microinterruptores, pero tienen que ser reajustadas generalmente para mantener las hojas en la posición adecuada. Son de uso general en aplicaciones que requieren de dos a cuatro direcciones.

c. Palancas de mando rotatorias.

Las palancas de mando rotatorias tienen palancas giratorias que permiten que los elementos soporten hasta 12 diversas direcciones desde un punto fijo. Ofrecen generalmente diversos ajustes del movimiento, incluyendo configuraciones de dos, cuatro hasta ocho direcciones.

d. Palancas de mando de estado sólido.

Estas palancas de mando usan sensores de estado sólido en vez de los interruptores, permitiendo un movimiento mucho más silencioso y suave. Tienen generalmente ajustes seleccionables por el usuario para movimientos de cuatro y ocho vías. Son más costosos que las palancas de mando universales, pero son más durables y requieren menos mantenimiento.

e. Palancas de mando análogas.

Las palancas de mando análogas se asemejan a las palancas de vuelo con un sistema de botones de disparo a lo largo de la palanca. Permiten una amplia gama de movimientos además de las dos posiciones iniciales.

f. Palancas de mando 49-Formas.

Estas palancas de mando permiten 16 direcciones, cada uno disponible en tres diversas intensidades. Incluyendo la posición central, esto asciende a 49 movimientos permitidos.

Son en funcionamiento similar a las palancas de mando análogas, pero tienen un porcentaje de averías más bajo y requieren menos mantenimiento.

Los utilizan raramente hoy y son solamente útiles en juegos específicos.



Figura 1.49: Varios tipos de palancas de mando

1.6 Motores.

1.6.1 Servomotores⁹.



Figura 1.50: Servomotor

Un servomotor (también llamado Servo) es un dispositivo similar a un motor de corriente continua, que tiene la capacidad de ubicarse en cualquier posición dentro de su rango de operación, y mantenerse estable en dicha posición.

Está conformado por un motor, una caja reductora y un circuito de control. Los servos se utilizan frecuentemente en sistemas de radio control y en robótica, pero su uso no está limitado a estos. Es posible modificar un servomotor para obtener un motor de corriente continua que, si bien ya no tiene la capacidad de control del servo, conserva la fuerza, velocidad y baja inercia que caracteriza a estos dispositivos.

Un servo normal o Standard tiene 3kg por cm. de torque que es bastante fuerte para su tamaño. También potencia proporcional para cargas mecánicas. Un servo, por consiguiente, no consume mucha energía.

⁹ (Robot Bioins (27 de Agosto de 2005). «servomotores y motores a pasos». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web: http://www.ime.eb.br/~pinho/micro/trabalhos/Robot_Bioins_1.pdf).

La corriente que requiere depende del tamaño del servo. Normalmente el fabricante indica cual es la corriente que consume. Eso no significa mucho si todos los servos van a estar moviéndose todo el tiempo. La corriente depende principalmente del par, y puede exceder un amperio si el servo está enclavado.

1.6.2 Tipos De Servomotores.

Hay tres tipos de servomotores:

- Servomotores de CC
- Servomotores de AC
- Servomotores de imanes permanentes o Brushless.

1.6.3 Motores de Corriente Continua¹⁰.

Un motor eléctrico de Corriente Continua es esencialmente una máquina que convierte energía eléctrica en movimiento o trabajo mecánico, a través de medios electromagnéticos.



Figura 1.51: Motor de Corriente Continua

a. El motor de imán permanente.

En general el campo magnético de un motor de dc se puede producir por bobinas o imanes permanentes. Los motores de dc de imán

¹⁰(Sergio R. Tirado (11 de septiembre de 2009). «Motores de corriente directa». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.monografias.com/trabajos74/motores-corriente-directa/motores-corriente-directa2.shtml>).

permanente se pueden clasificar de acuerdo con el esquema de conmutación y al diseño de la armadura.

Los motores de dc convencionales tienen escobillas mecánicas y conmutadores.

De acuerdo con la construcción de la armadura, el motor de dc de imán permanente tiene tres tipos:

(Jorge Antonio Polania Puentes (octubre 2010). «Control de motores eléctricos». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web <http://es.scribd.com/doc/50089575/11/EL-MOTOR-DE-IMAN-PERMANENTE>.

- De núcleo de hierro
- De devanado superficial
- De bobina móvil.
- **De núcleo de hierro.**

La configuración del rotor y estator de un motor de dc de imán permanente de núcleo de hierro se muestra en la Figura 1.52.

El material del imán permanente puede ser bario-ferrita, Alnico, o un compuesto de "tierras raras".

El flujo magnético producido por el imán pasa a través de la estructura del rotor laminado que tiene ranuras.

Los conductores de la armadura están localizados en las ranuras del rotor.

Este tipo de motor está caracterizado por una inercia del motor relativamente alta (ya que la parte giratoria está formada por las bobinas de la armadura), una inductancia alta, bajo costo y alta confiabilidad.

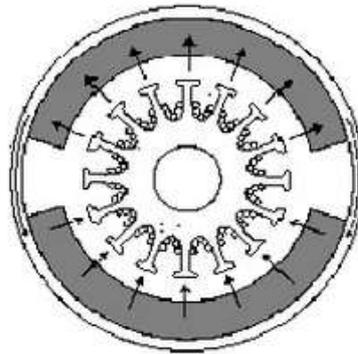


Figura 1.52: Motor de imán permanente “De núcleo de hierro”

- **De devanado superficial.**

La Figura muestra la construcción del rotor de un motor de dc de imán permanente de devanado superficial.

Los conductores de la armadura están pegados a la superficie de la estructura cilíndrica del rotor, la cual está hecha de discos laminados sujetos al eje del motor.

Ya que en este diseño no se emplean ranuras sobre el rotor, no presenta el efecto de “rueda dentada”.

Puesto que los conductores están proyectados en el entrehierro de aire que está entre el rotor y el campo de imán permanente, este campo tiene menor inductancia que el de estructura de núcleo de hierro.

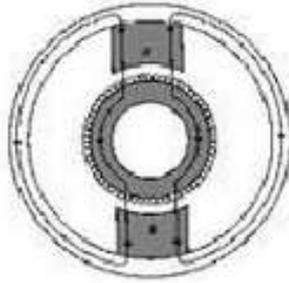


Figura 1.53: Motor de imán permanente “De devanado superficial”

- **De bobina móvil.**

Los motores de bobina móvil están diseñados para tener momentos de inercia muy bajos e inductancia de armadura también muy baja.

Esto se logra al colocar los conductores de la armadura en el entrehierro entre la trayectoria de regreso del flujo estacionario y la estructura de imán permanente. En este caso la estructura del conductor está soportada por un material no magnético normalmente resinas epóxicas o fibra de vidrio - para formar un cilindro hueco. Uno de los extremos del cilindro forma un eje.

El cual está conectado al eje del motor. Una vista de la sección transversal de este tipo de motor se muestra en la figura abajo.

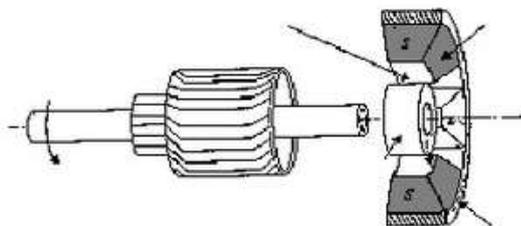


Figura 1.54: Motor de imán permanente “De bobina móvil”

CAPITULO II

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

2.1 Diseño y selección de los elementos mecánicos.

En este capítulo se muestra el resultado de la búsqueda del diseño más adecuado de una silla de ruedas de tipo scooter. Acorde a cumplir con todos los requerimientos de seguridad, manejo y ergonomía establecidos para este modelo de sillas de ruedas.

Para lograr este cometido se partió de un diseño preliminar de todos los componentes mecánicos presentes en la silla de ruedas, los mismos que se fueron modificando y mejorando durante la etapa de diseño, hasta llegar a un diseño definitivo el mismo que garantice un adecuado y confiable desempeño de la silla de ruedas y que se describe en el presente capítulo.

Buscando facilitar el desarrollo del proceso interactivo de diseño, se optó por utilizar el software SolidWorks Simulation y SolidWorks Motion, los mismos que nos facilitaran en un gran espectro el análisis cinético y de esfuerzos de las diferentes alternativas de diseño en una manera rápida y precisa, así de esta manera obtener las dimensiones, formas y perfiles más adecuados que garanticen un funcionamiento satisfactorio y seguro de la silla de ruedas bajo condiciones críticas de trabajo.

Tomando como punto de partida la capacidad de carga para la silla de ruedas, así como; de las especificaciones técnicas que poseen sillas de ruedas semejantes presentes en el mercado y sin menospreciar el aspecto económico disponible para su construcción, se determinaron las principales características con las que debe contar esta silla de ruedas:

- Capacidad máxima de carga 85 Kg.
- Dimensiones sugeridas 75x140x50 (cm).
- Velocidad máxima de desplazamiento de 4.5m/s.
- Sistema de propulsión con la fuerza necesaria para mover la silla de ruedas con su carga máxima y llevarlo a la velocidad máxima establecida.
- Sistema de automatización y control gobernado de forma automática mediante palancas de mando.
- Sistema de transmisión establecido para dicha aplicación.
- Acumuladores de energía capaces de dotar alimentación para 12 Km de recorrido con carga y velocidades máximas.

Cabe resaltar que el principal elemento de selección es el sistema de transmisión (CVT); el mismo que se ha establecido de acuerdo a las necesidades y especificaciones necesarias en el adecuado desarrollo de nuestra silla de ruedas, por lo cual nuestra mejor opción ha sido el sistema de transmisión NUVINCI CVT 360; el mismo que satisface altamente las necesidades requeridas; así como también se ha tomado en cuenta su facilidad de acople y funcionamiento dentro de una silla de ruedas.

2.2 Parámetros de diseño.

En base a las características generales mencionadas en la sección anterior, a continuación se describen los parámetros principales que influyen directamente en el diseño mecánico de este tipo de silla de ruedas.

- Capacidad máxima de carga = 90Kg.
- Dimensiones sugeridas = 75x140x50 (cm).
- Velocidad máxima de desplazamiento = 4.5m/s.

- Inclinación máxima de ascenso =11°
- Factor de seguridad mínimo requerido = 3.
- Sistema de transmisión: CVT NUVINCI N360 (Funcionamiento por presión de aceite).

Cabe indicar que los parámetros anteriormente establecidos están tomados de acuerdo a varias especificaciones técnicas de sillas de ruedas Tipo Scooter presentes en el mercado, así como también se justifican factores de seguridad presentes en libros de diseño y similares ratificando lo explicado se adjunta las siguientes referencias bibliográficas.

- MOTT Robert L.; Diseño de Elementos de Maquinas, Prentice Hall, Cuarta Edición, pagina 185.
- IzzyGop4 (2011). [Manual de Propietario], "Paginas 1-32". Pdf.

En función de estos parámetros y del fundamento teórico descrito en el capítulo anterior, a continuación se procede con el diseño de los diferentes componentes mecánicos que forman parte de la silla de ruedas.

2.3 Selección del tipo de silla de ruedas a fabricarse.

Luego de haber realizado un análisis minucioso de los tipos de silla de ruedas descritos en el capítulo 1 del presente proyecto, se optó por fabricar una silla de ruedas tipo scooter.

Esta selección se justifica presentando las razones a continuación:

Para que el sistema CVT sea usado dentro de su rango permisible se requiere variaciones de la inclinación del suelo las mismas que se las encuentra en espacios externos donde la maniobrabilidad es importante ya que este tipo de terreno presenta un índice elevado de irregularidades, el uso de un volante como medio de dirección facilita de sobremanera la conducción del dispositivo.

Además al usar dos sistemas CVT independientes estos presentan una ligera diferencia en su velocidad de salida siendo esta variación muy pequeña se la puede solucionar con el uso del volante sin tener que comprometer el torque de los motores.

2.4 Selección del tipo de estructura de la silla de ruedas.

Actualmente en nuestro medio se pueden encontrar una gran variedad de sillas de ruedas adecuadas a las necesidades de sus usuarios.

Por dicha razón es importante conocer la extensa gama de posibilidades que existen en cuanto a los componentes de una silla de ruedas, la ergonomía que estas deberán brindar al usuario así como la factibilidad de construcción.

Las razones anteriormente expuestas se han convertido en la piedra angular para la selección de materiales así como formas presentes en el diseño de nuestro proyecto. Por lo tanto se ha decidido partir de la selección del tipo de chasis que se va a utilizar.

De acuerdo a lo presentado en el Capítulo I se optó por el tipo de armazón rígido esta selección se debe a que el aprovechamiento de energía de propulsión, es del doble en una silla con este tipo de armazón o chasis, es decir se aprovecha entre el 15 al 20 %, así como el rango de carga que este armazón soporta, además un chasis rígido resulta más fácil de manejar y es algo más ligero que uno similar plegable.

Debido a que nuestra silla de ruedas presenta sistemas eléctricos como motores y baterías no es factible que nuestro armazón sea plegable concluyendo así que nuestra mejor opción será indiscutiblemente un chasis rígido.

Una vez establecido el tipo de armazón que va a ser utilizado en el proyecto procederemos a la selección de los materiales con los cuales se fabricara el mismo.

2.5 Dimensionamiento del tubo lateral sobre el cual descansa el asiento.

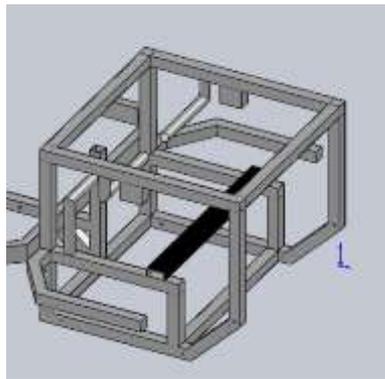


Figura 2.1: Tubo lateral sobre el cual descansa el asiento

Para iniciar con los cálculos procedemos al cálculo de la carga máximo que debe soportar la silla de ruedas con referencia al usuario que va a disponer de la misma.

MASA DE UNA PERSONA PROMEDIO = 90Kg

MASA DEL ASIENTO = 5Kg

MASA TOTAL EJERCIDA = 95Kg

Una vez dimensionados los pesos que inciden de manera directa sobre el análisis de esfuerzos.

Calculamos la fuerza que se ejerce sobre el tubo estructural rectangular de medidas 20x40x1.5mm a usarcé.

$$W = m * g$$

Ec. 2.1

DONDE:

$$W = \text{FUERZA EJERCIDA} [N]$$

$$m = \text{MASA} [Kg]$$

$$g = \text{GRAVEDAD} [m/s^2]$$

Se debe acotar que la fuerza ejercida es puntual.

Por lo tanto nuestra fuerza (W) será de:

$$W = 95 [Kg] * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$W = 932 [N]$$

- a. **Cálculo de esfuerzo en la viga de soporte del asiento mediante software MDSolids.**

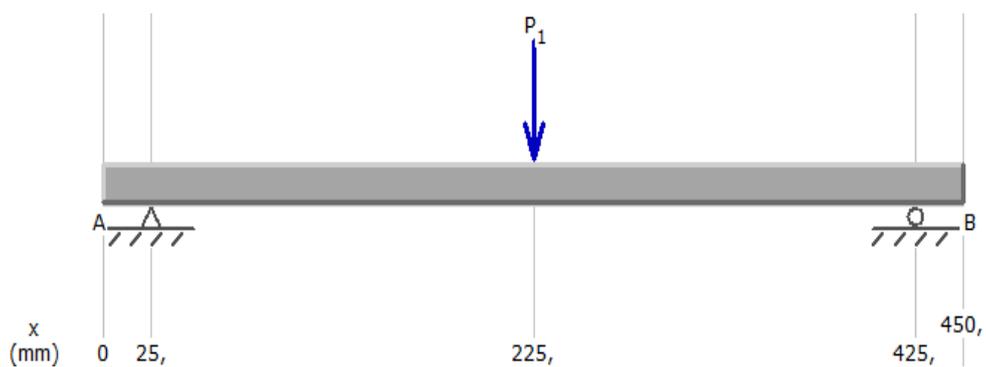


Figura 2.2: Fuerza ejercida sobre el tubo estructural a estudiarse

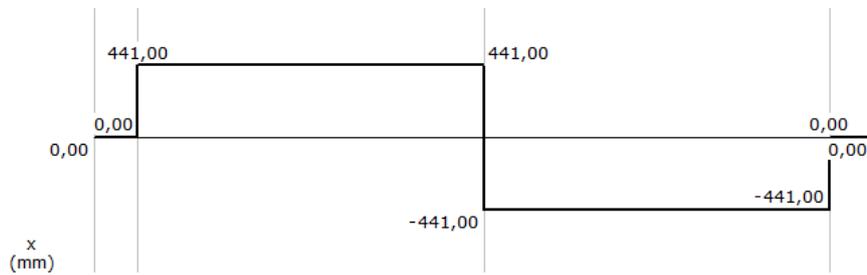


Figura 2.3: Diagrama de fuerzas cortantes sobre los soportes

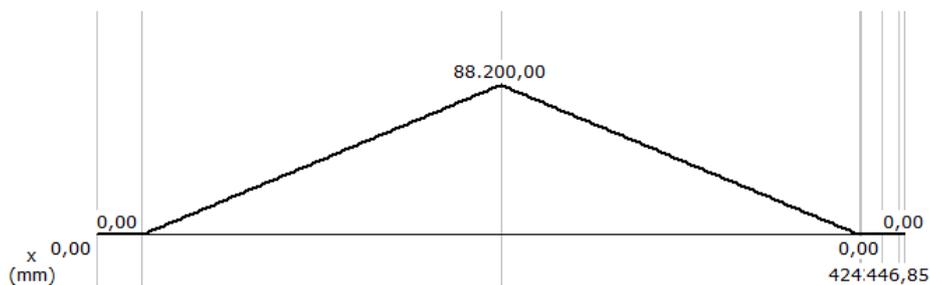


Fig2.4 Momento máximo flexionante

En el cálculo realizado por el software MDSOLIDS se ha obtenido el momento máximo flexionante desarrollado por la fuerza puntual, de esta manera se toma la cifra de dicho momento siendo esta: 88200,00[Nmm].

A continuación se detallan los datos técnicos del material a utilizar.

TIPO DE MATERIAL: Acero ASTMA500 grado "B".

RESISTENCIA A LA TENSIÓN: 400 [Mpa]¹¹.

ESFUERZO A LA FLUENCIA: 315 [Mpa]¹².

El dato que es indispensable dentro del análisis es el ESFUERZO A LA FLUENCIA.

¹¹ Datos tomados de ASM HAND BOOK; Propieties and Selección: Irons, Steels, and Hight Performance Alloys; Volumen [1]; Editorial ASM (International); Página 335.

¹² Industrias Unicon (2005). [Especificaciones de Producto]. Consultado el día 24 de febrero del 2013 de la World Wide Web: http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html.

Para tener un buen diseño se puede aplicar el factor de diseño N a la resistencia o límite de fluencia de esta manera y reemplazando datos en la ecuación (2.2) se obtiene que:

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{Ec. 2.2}$$

DONDE σ_d : esfuerzo de diseño Y [N] factor de seguridad. En nuestro caso el factor de seguridad que escogemos es de N=2.5 a 4 valor típico del diseño general de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente¹³.

Por lo cual se ha escogido un factor de seguridad de 3.

De Ec. 2.2

$$\sigma_d = \frac{315[\text{Mpa}]}{3}$$

$$\sigma_d = 105[\text{Mpa}]$$

Ahora debemos asegurar que el esfuerzo máximo esperado, no sea mayor que el esfuerzo de diseño. Se puede sustituir $\sigma_A = \sigma_d$, y despejar S en la fórmula de flexión siguiente:

$$\sigma_d = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde M = momento flexionante y S = modulo de la sección transversal del tubo estructural rectangular.

¹³ MOTT Robert L.; Diseño de Elementos de Maquinas, Prentice Hall, Cuarta Edición, pagina 185.

En la fórmula de flexión, ecuación (2.2), se conoce $\sigma_A = \sigma_d = 105 \text{ MPa}$, una vez establecido dicha relación, tomamos el dato del momento máximo flexionante de $88200,00[\text{Nmm}]$.

Establecido esto se procede al cálculo de la sección transversal del tubo estructural rectangular con el que se fabricara el armazón de la silla de ruedas; por lo que procedemos de la siguiente manera:

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{M}{\sigma_A}$$

$$S = \frac{88200,00[\text{Nmm}]}{105[\text{Mpa}]}$$

$$S = 850 \text{ mm}^3 \cong 0.84 \text{ cm}^3$$

Debido a la disponibilidad de tubos en el mercado se optó por un tubo estructural rectangular que presenta una sección transversal de $[S = 1.09 \text{ cm}^3]$; con medidas de $20 \times 40 \times 1.5 \text{ mm}$ para respaldo de esto se presenta a continuación el Catálogo de aceros disponibles en el mercado específicamente en los fabricantes DIPAC.

RECTANGUI

TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR
Especificaciones Generales

Norma: ASTM A-500
 Recubrimiento: Negro o galvanizado
 Largo normal: 6 mts.
 Otros largos: Previa Consulta
 Dimensiones: Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
 Espesor: Desde 2,0mm a 3,0mm

DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,78
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01

Figura 2.5: Catálogo de aceros de DIPAC

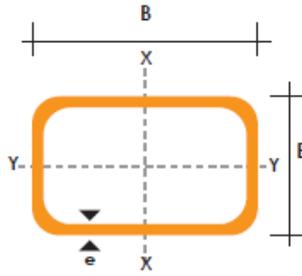


Figura 2.6: Disposición de ejes en el tubo estructural rectangular

Por lo cual se asume la sección transversal de $S = 1.09 \text{ cm}^3$.

Una vez establecido esto remplazamos valores en la Ec. (2.3) hallando así el esfuerzo de diseño σ_A .

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$

$$\sigma_A = \frac{88200.00[\text{Nmm}]}{1090[\text{mm}^3]}$$

$$\sigma_A = 80.91 [\text{Mpa}]$$

Se procede a calcular el factor de seguridad dicho valor se obtiene de remplazar los valores anteriormente obtenidos en la Ec. (2.1).

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

$$N = \frac{315[\text{Mpa}]}{80.91 [\text{Mpa}]}$$

$$N = 3.8$$

Concluyendo así que el rango calculado está dentro del valor anteriormente escogido es decir que el factor de seguridad es bastante aceptable para el diseño.

Para poder sustentar esta teoría y cálculos se presenta a continuación una imagen en la cual el análisis realizado en la viga de estudio arroja como resultado un factor de seguridad de 3.9 dicho dato se ha obtenido mediante la ayuda del software Solid Works el mismo que facilita este análisis y otorga datos totalmente veraces; los valores de los diferentes análisis no presentan un rango de variación muy elevado por lo que consideramos ambos análisis satisfactorios.

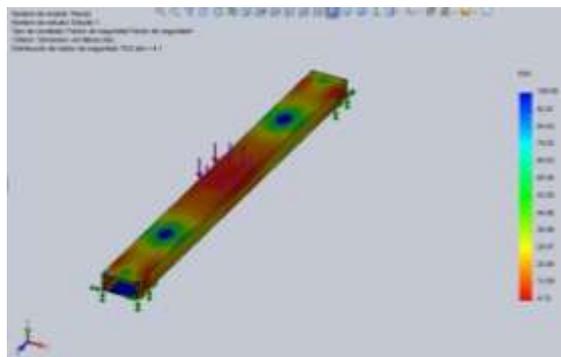


Figura 2.7: Análisis de esfuerzos y Factor de Seguridad en la viga

Concluyendo finalmente que los cálculos satisfacen la selección del material anteriormente mencionado es decir un tubo de acero estructural ASTM A500 Grado "B" de 20x40x1.5mm; dicho tubo escogido soporta ampliamente las fuerzas ejercidas sobre el mismo.

2.6 Dimensionamiento del tubo estructural de los brazos laterales y parte del armazón.

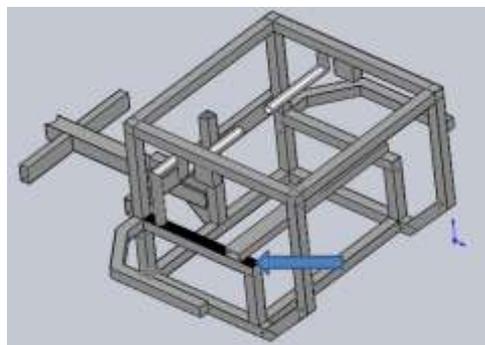


Figura 2.8: Brazos laterales

Para poder iniciar los cálculos de las fuerzas así como el factor de seguridad implícitos en los brazos laterales de apoyo sobre los cuales descansa el tubo estructural (soporte del asiento), así como los motores que dan tracción a la silla de ruedas; es necesario conocer las cortantes en los apoyos dato que se obtuvo en el análisis anterior de esfuerzos el mismo que se puede visualizar en la figura 2.3 siendo este de $P = 441 [N]$; también es imprescindible conocer el peso de los motores siendo este de $M = 13.63 [Kg]$.

Se ha decidido empezar el análisis de las fuerzas cortantes ocasionadas por los motores en el los soportes de los brazos laterales. Para esto es necesario tener presente la fuerza que estos ejercen esta fuerza se obtiene:

$$F = M * g$$

Donde:

F= FUERZA EJERCIDA.

M= MASA DE LOS MOTORES = 13.63 [Kg].

g= GRAVEDAD = 9.8 [m/s^2].

Entonces la fuerza ejercida será de:

$$F = 13.63[Kg] * 9.8[m/s^2]$$

$$F = 133.63[N]$$

Cabe indicar que el peso es de ambos motores.

Se debe resaltar que la fuerza que ejercerán los motores sobre los brazos de apoyo es una fuerza distribuida por la misma razón se debe realizar el cálculo adecuado de la misma es decir que se tendrá que dividir la fuerza

total ejercida sobre la distancia en la cual actúa quedando finalmente de la siguiente manera:

$$Fuerza\ ejercida\ por\ un\ motor = 66,81[N]$$

$$Distancia\ sobre\ la\ que\ actúa\ la\ fuerza = 100 [mm]$$

Por lo tanto la fuerza real será de:

$$F = \frac{66,81[N]}{100[mm]}$$

$$F = 0,6681[N]$$

Una vez establecido esta fuerza con la ayuda de MDSolids calculamos las cortantes aplicadas en los apoyos de los brazos.

a. Cálculo de esfuerzo en la viga de soporte (brazos laterales) mediante software MDSolids.

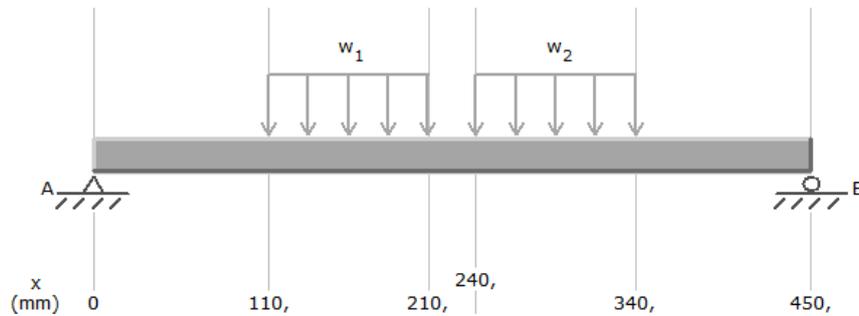


Figura 2.9: Distribución de fuerzas de los motores

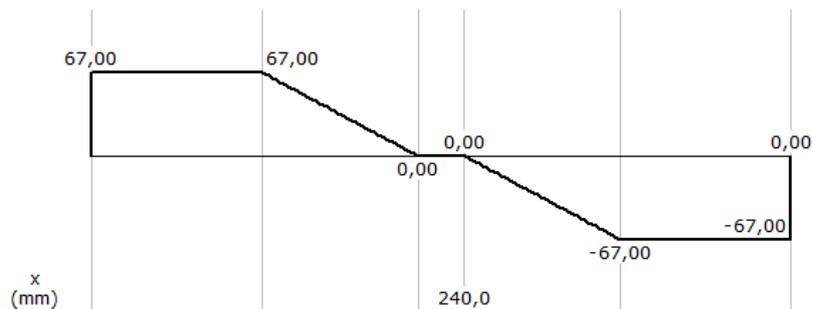


Figura 2.10: Diagrama de fuerzas cortantes generadas por los motores

Una vez establecidas las fuerzas cortantes generadas en los apoyos de los brazos laterales, las mismas que son producto del peso de los motores; se ha de sumar ambas fuerzas cortantes es decir la fuerza cortante encontrada en la figura 2.2 y la fuerza descrita en la figura 2.9.

De este modo se calcula la fuerza cortante total que actúa directamente en el brazo de apoyo.

$$F = 441[N] + 67[N]$$

$$F = 508[N]$$

Entonces con esta fuerza generamos un diagrama de fuerzas y momentos en el software MDSolids.

b. Cálculo de la fuerza cortante total (brazos laterales) mediante software MDSolids.



Figura 2.11: Carga puntual sobre brazo de apoyo



Figura 2.12: Fuerzas cortantes generadas

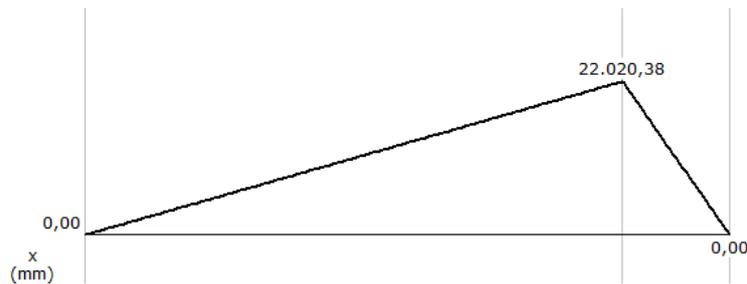


Figura 2.13: Momento máximo generado en el brazo de apoyo

El dato de interés generado en este análisis será el del momento máximo de flexión el mismo que nos servirá para el desarrollo de los cálculos; entonces *Momento máximo* = 22020,38[Nmm].

A continuación se detallan los datos técnicos del material a utilizar.

TIPO DE MATERIAL: Acero ASTM A500 grado “B”.

RESISTENCIA A LA TENSIÓN: 400 [Mpa]¹⁴.

ESFUERZO A LA FLUENCIA: 315 [Mpa]¹⁵.

Para tener un buen diseño se puede aplicar el factor de diseño N a la resistencia o límite de fluencia de esta manera y reemplazando datos en la ecuación (2.2) se obtiene que:

$$\sigma' < \sigma_d = S_y/N$$

Cabe recordar que los análisis y cálculos que van a ser descritos a continuación tienen el mismo cuerpo y las mismas condiciones del análisis descritos en las primeras fojas de este cuaderno.

Dicho esto se procede a realizar los cálculos de la siguiente manera:

$$\sigma_d = \frac{315[Mpa]}{3}$$

$$\sigma_d = 105[Mpa]$$

¹⁴ Datos tomados de ASM HAND BOOK; Propiedades and Selección: Irons, Steels, and High Performance Alloys; Volumen [1]; Editorial ASM (International); Página 335

¹⁵ Industrias Unicon (2005). [Especificaciones de Producto]. Consultado el día 24 de febrero del 2013 de la World Wide Web: http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html.

Recordemos que se puede sustituir $\sigma_A = \sigma_d$, y despejar S en la fórmula de flexión siguiente:

$$\sigma_d = \frac{M}{S}$$

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{M}{\sigma_A}$$

$$S = \frac{22020,38[Nmm]}{105[Mpa]}$$

$$S = 209,71 \text{ mm}^3 \cong 2.09 \text{ cm}^3$$

La sección transversal de tubo cuadrado que se encontró en el paso anteriormente descrito es muy baja presentando inconvenientes en el mercado debido a su ausencia por lo que se ha optado por elegir el tubo estructural cuadro con la sección transversal más baja y que puede encontrarse en nuestro mercado siendo esta de 870 cm^3 ; la misma que pertenece a un tubo estructural cuadrado de las siguientes medidas 25X1.2; dicha selección es respaldada por el catálogo de aceros de DIPAC.

TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma: ASTM A-500
 Recubrimiento: Negro o galvanizado
 Largo normal: 6 mts.
 Otros datos: Por favor consultar
 Dimensiones: Desde 20mm a 100mm
 Espesor: Desde 2.0mm a 3.0mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	
20	1.2	0.72	0.96	0.53	0.53	0.77	
20	1.5	0.88	1.05	0.56	0.56	0.74	
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72	
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97	
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.99	
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92	

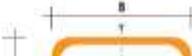


Figura 2.14: Catálogo de aceros DIPAC

A continuación se presenta los cálculos para el factor de seguridad con ambas secciones transversales.

El primer cálculo a realizarse es el que presenta la sección transversal de $209,71\text{mm}^3$.

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$
$$\sigma_A = \frac{22020.38[\text{Nmm}]}{209,71[\text{mm}^3]}$$
$$\sigma_A = 105,00[\text{Mpa}]$$

Ahora procedemos a encontrar el factor de seguridad:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$
$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$
$$N = \frac{315[\text{Mpa}]}{105,00 [\text{Mpa}]}$$
$$N = 3 \text{ F. S. ideal}$$

El segundo cálculo a realizarse es el que presenta la sección transversal que presenta el tubo disponible en el mercado la misma que es de 870 mm^3 .

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$
$$\sigma_A = \frac{22020.38[\text{Nmm}]}{870 [\text{mm}^3]}$$
$$\sigma_A = 25,31[\text{Mpa}]$$

Ahora procedemos a encontrar el factor de seguridad:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$
$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

$$N = \frac{315[Mpa]}{25,31 [Mpa]}$$

$$N = 12,4 F.S. real$$

2.7 Selección y cálculo del perfil que sujetará los motores.

A continuación se describen y analizan los cálculos para el perfil estructural de acero en el cual se van a reposar los motores.

Es de gran importancia destacar que el análisis de las fuerzas y torques presentes en el perfil debe hacerse en los planos respectivos sobre los cuales estas variables actúan entonces se puede decir que el análisis de las fuerzas cortantes pertenece al plano (XY) y el de el torque generado por los motores es el plano (XZ).

Cabe aclarar que el perfil a utilizar es de acero estructural en “L” grado “B” perteneciente a la norma INEN 1 623:2000.

Para el cual los datos técnicos son los siguientes¹⁶:

Tabla 2.1: Requisitos mecánicos de aceros según norma INEN 1623:2000.

Grado	Límite de fluencia mín.	Resistencia a la tracción mín.	Elongación mín. en 50 mm (%)
	(MPa)	(MPa)	e = 2 mm Y ≥ 6 mm
Grado A (36)	250	365	21
Grado B (40)	275	380	20
Grado C (50)	340	450	16

El dato de nuestro interés sigue siendo el límite de fluencia 275 [Mpa].

Una vez establecido el tipo de material dimensionamos las fuerzas que actúan sobre el mismo; siendo estas netamente el peso de los motores más el peso de la placa de soporte de los mismos; así:

¹⁶ Norma INEN 1 623:2000; Aceros. Perfiles estructurales conformados en frío. Requisitos e inspección; Edición primera segunda revisión; pagina 17.

PESO MÁXIMO DE LOS MOTORES = 13,63 [Kg].

PESO MÁXIMO DE PLACAS DE SOPORTE = 0,45 [Kg].

PESO TOTAL A SOPORTAR = 14,08 [Kg].

A continuación procedemos a calcular la fuerza que se ejercerá sobre nuestro perfil de soporte; calculada por la siguiente formula.

$$F = W * g$$

Donde:

F = Fuerza total.

W = Peso total.

g = gravedad.

Obteniendo finalmente:

$$F = 14,08[Kg] * 9,8\left[\frac{m}{s^2}\right]$$

$$F = 138,02[N]$$

Con esta fuerza obtenida realizamos el cálculo de los esfuerzos y momentos con la ayuda del software MDSolids; la fuerza calculada es del par de motores.

Recordemos que las fuerzas son distribuidas y debe realizarse el cálculo correspondiente para el uso adecuado de las fuerzas, De la manera siguiente:

$$\text{Fuerza individual por motor} = 69,04 [N]$$

$$\text{Distancia sobre la que actúa la fuerza} = 100 [mm]$$

$$F_i = \frac{69,04}{100}$$

$$F_i = 0,69 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

Donde F_i = Fuerza individual.

El cálculo presentado anteriormente podrá describir el esfuerzo máximo de torsión generado por el peso de los motores y las placas de sujeción de los mismos; en el análisis de esfuerzos que actúan sobre la viga es decir sobre nuestro perfil estructural en “L”, no solamente se debe tomar en cuenta el esfuerzo generado por el peso de los motores sino también el generado por el torque de los motores y la fuerza tangencial que este último ejerce sobre la viga de apoyo.

Por lo que se presenta a continuación el cálculo del esfuerzo máximo flexionante generado por la fuerza tangencial concebida desde el torque de los motores.

Dicho esto procedemos de la siguiente manera:

En primera instancia debemos identificar en que sección del perfil estructural actúa la fuerza tangencial producida por el torque de los motores; en la imagen que se presenta a continuación podemos ver la dirección de dicha fuerza.

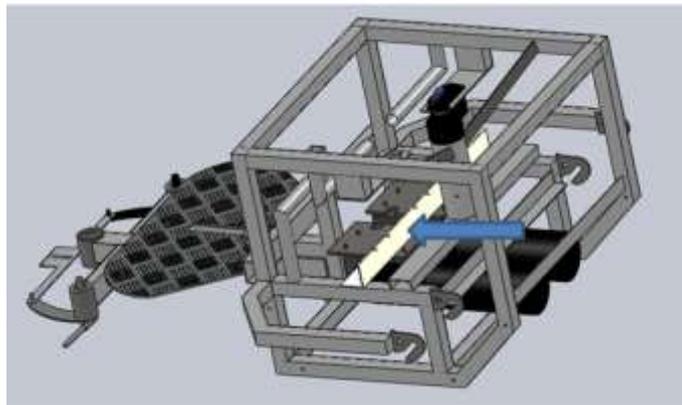


Figura 2.15: Dirección de la fuerza producida por el torque de los motores

La dirección de la fuerza de estudio se estableció con relación al giro del motor el mismo que si trabajaría a rotor bloqueado genera una fuerza

perpendicular al eje de incidencia del torque; el resultado de este análisis se puede apreciar en la figura a continuación.

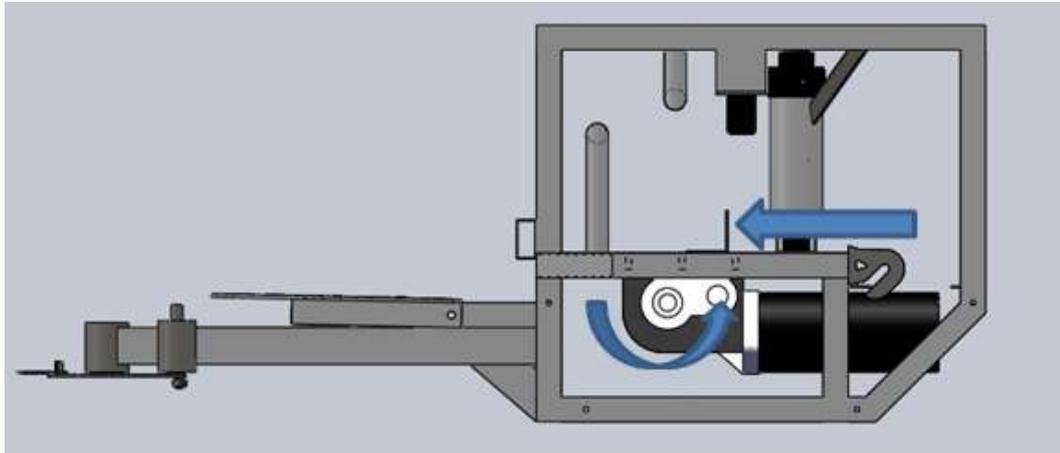


Figura 2.16: Giro del motor y dirección de la fuerza producida sobre la viga

Con la dirección de la fuerza se procede al cálculo de la magnitud de la misma; para encontrar el valor de esta magnitud es necesario o se requiere el torque generado por los motores el mismo que sucede de la siguiente manera:

Se realiza el cálculo del par de torsión generado por los motores el mismo que queda establecido por la ecuación (2.4)¹⁷.

$$T = 9,55 \frac{H}{n} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde:

T= Par de torsión [N.m].

H= Potencia [W].

n= Se expresa en revoluciones por minuto.

¹⁷ Formula tomada del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley _ Charles R. Mischke; sexta edición; editorial McGraw-Hill; Capítulo 3 (Esfuerzo); pagina 125.

Entonces de la ecuación (2.4):

$$T = 9,55 \frac{350}{117}$$
$$T = 9,55 * 2,99$$
$$T = 28,57 [N.m]$$

Los datos establecidos en el cálculo anterior se derivan de los datos presentes en la hoja de características técnicas de los motores en uso.

Con el torque encontrado ahora nos queda establecer la distancia entre el eje del rotor y el soporte sobre el que actuara la fuerza es decir nuestro perfil estructural en “L”.

Esta distancia se obtiene de nuestro diseño en SolidWorks con las herramientas que el software facilita se puede medir directamente la distancia de interés; a continuación se presenta una imagen donde se puede apreciar directamente la magnitud de esta distancia.

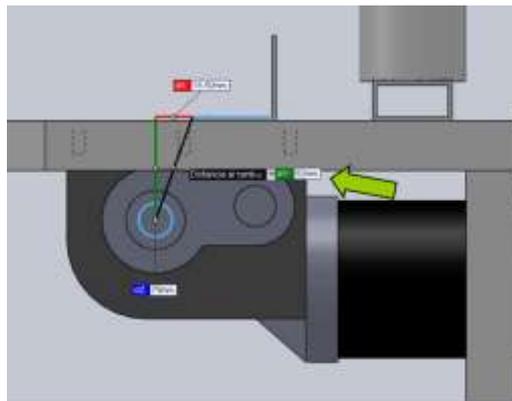


Figura 2.17: Distancia desde el eje del rotor a la placa de apoyo

Ahora obtenemos la magnitud de la fuerza de la siguiente manera; podemos partir de la ecuación (2.5):

$$T = F * d$$

Ec. 2.5

Donde:

T= Torque del motor [N.m].

F= Fuerza [N].

d= distancia [m].

Despejamos de la ecuación (2.5) la fuerza y calculamos:

$$F = \frac{T}{d}$$
$$F = \frac{28,57[N.m]}{0,052[m]}$$
$$F = 549,42[N].$$

La fuerza que se calculó anteriormente es la fuerza que se debe trasladar al análisis; cabe indicar que esta fuerza es independiente para cada motor. Por lo que esto se deberá tener presente al calcular el esfuerzo flexionante máximo.

En las imágenes que se muestran a continuación podemos apreciar la distribución de las fuerzas, el cálculo de las fuerzas cortantes generadas sobre el perfil así como los momentos máximos generados, tanto por el peso de los motores así como por el torque que generan estos.

Debido a que el perfil estructural en uso tiene las mismas dimensiones por cada lado es posible analizar las fuerzas de la manera que se presenta a continuación.

Con la ayuda del software MDSolids calculamos los esfuerzos máximos tanto en flexión como en torsión sobre nuestro perfil estructural en uso.

Las imágenes 2.18, 2.19 y 2.20 muestran los resultados que son generados por el peso de los motores.

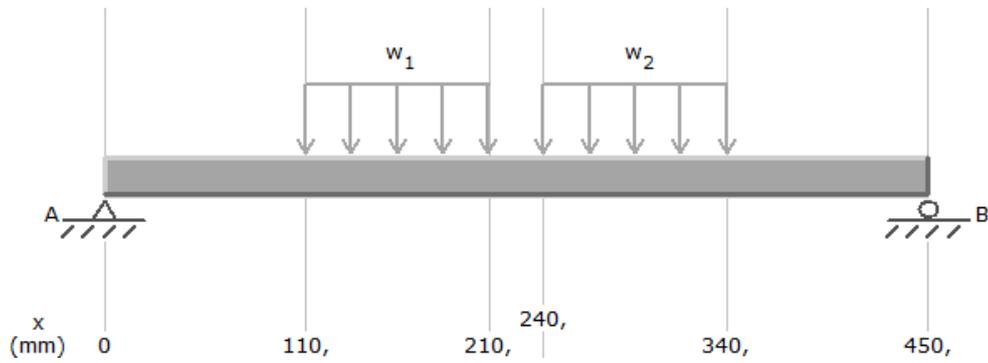


Figura 2.18: Distribución de las fuerzas que actúan sobre el perfil estructural en el plano (XY), generadas por el peso de los motores

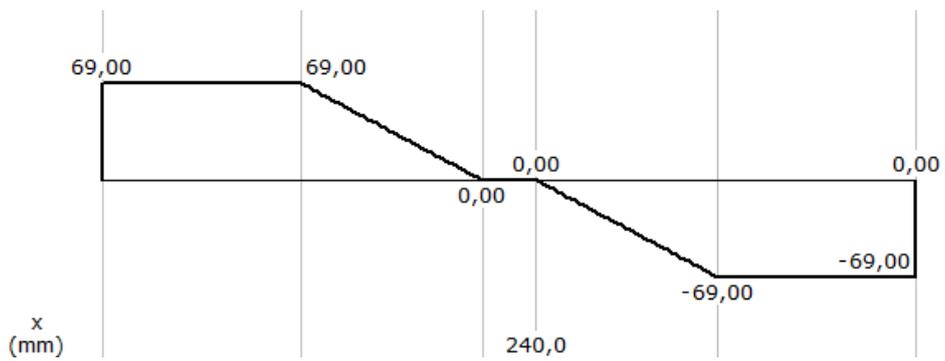


Figura 2.19: Fuerzas cortantes resultantes del análisis, plano (XY)

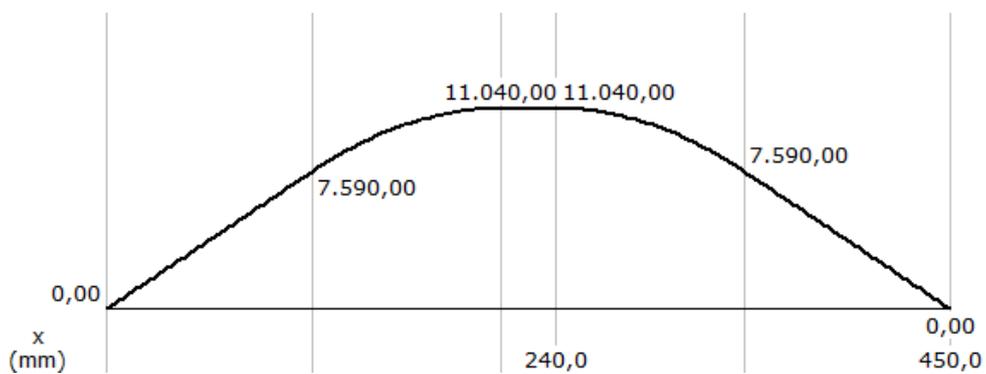


Figura 2.20: Momento máximo generado, plano (XY)

Las imágenes 2.21, 2.22 y 2.23 muestran los resultados que son generados por el torque de los motores.

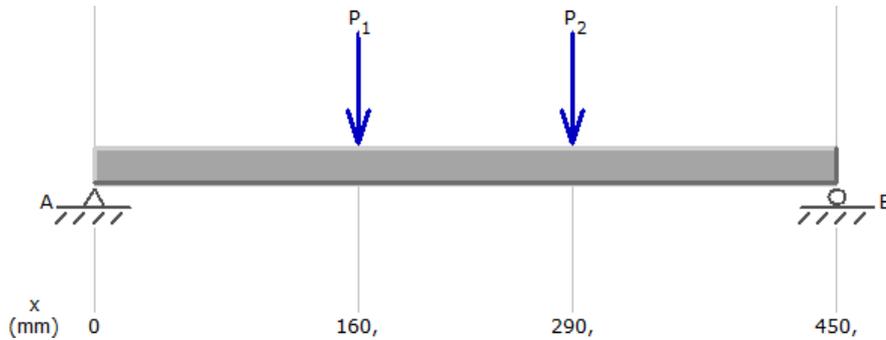


Figura 2.21: Distribución de las fuerzas producidas por el torque de los motores, plano (XZ), generadas por el torque de los motores

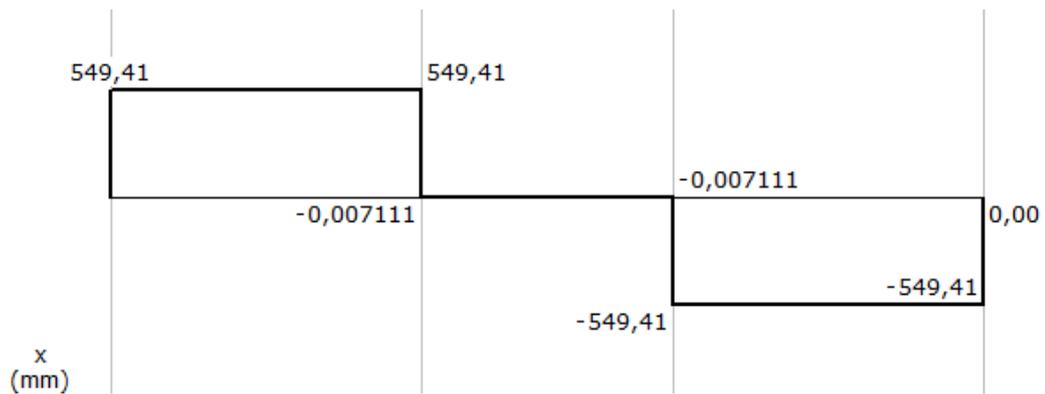


Figura 2.22: Fuerzas cortantes generadas

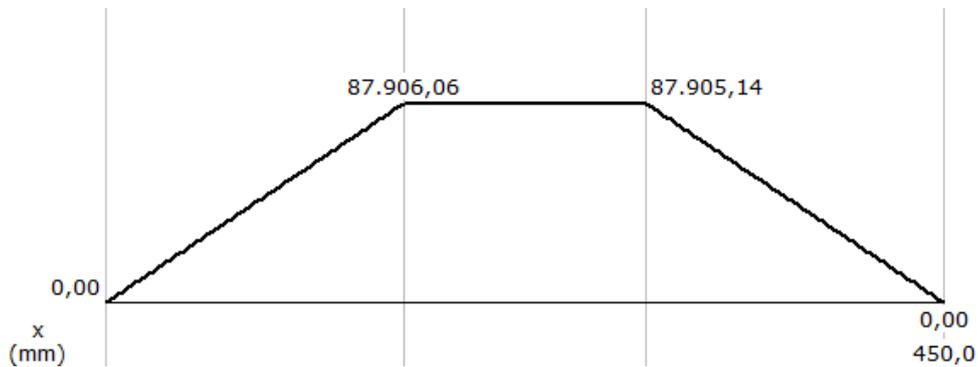


Figura 2.23: Momento máximo generado por las fuerzas en estudio

Calculado el momento máximo de flexión producido por las fuerzas generadas en el efecto del par de torsión y con el momento máximo de

flexión generado por el peso de los motores; se procede a obtener el momento máximo que estará presente en el análisis final para dicho cálculo nos valemos del teorema de Pitágoras.

Obteniendo así:

$$M^2 = M_T^2 + M_F^2$$

Donde:

$M =$ *Momento Resultante*

$M_T =$ *Momento de torsión* = 11040 [N/mm]

$M_F =$ *Momento de flexión* = 87906 [N/mm]

Entonces:

$$M = \sqrt{M_T^2 + M_F^2}$$

$$M = \sqrt{11040^2 + 87906^2}$$

$$M = \sqrt{121881600 + 7727464836}$$

$$M = \sqrt{7849346436}$$

$$M = 88596,53[N/mm]$$

Con el momento máximo encontrado $\sigma_{MAX} = 88596,53[N.mm]$ procedemos al cálculo de la sección transversal del perfil estructural en forma de "L" así como el factor de seguridad adecuado para este tipo de soportes. Entonces podemos partir los cálculos de la ecuación (2.2) ya conocida:

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

DONDE σ_d : esfuerzo de diseño Y [N] factor de seguridad. En nuestro caso el factor de seguridad que escogemos es de N=2.5 a 4 valor típico del diseño general de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente.

Por lo cual se ha escogido un factor de seguridad de 3.

De ecuación (1)

$$\sigma_d = \frac{275[Mpa]}{3}$$

$$\sigma_d = 91,66[Mpa]$$

Ahora nos debemos asegurar que el esfuerzo máximo esperado, no sea mayor que el esfuerzo de diseño. Se puede sustituir $\sigma_A = \sigma_d$, y despejar S en la fórmula de flexión siguiente:

$$\sigma_d = \frac{M}{S}$$

Donde M = momento flexionante y S = módulo de sección de la sección transversal del perfil estructural "L".

En la fórmula de flexión, ecuación (2.3), se conoce $\sigma_A = \sigma_d = 91,66 MPa$.

Establecido esto se procede al cálculo de la sección transversal perfil estructural "L" el mismo que soportara los motores de tracción; por lo que procedemos de la siguiente manera:

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{M}{\sigma_A}$$

$$S = \frac{88596,53[Nmm]}{91,66[Mpa]}$$

$$S = 966,57 mm^3 \cong 0,966 cm^3$$

Debido a disposición en el mercado se optó por un perfil estructural en "L" que presenta una sección transversal de [$S = 1.22 cm^3$]; con medidas de

40x40x3mm para respaldo de esto se presenta a continuación el Catálogo del aceros disponibles en el mercado específicamente en los fabricantes DIPAC.

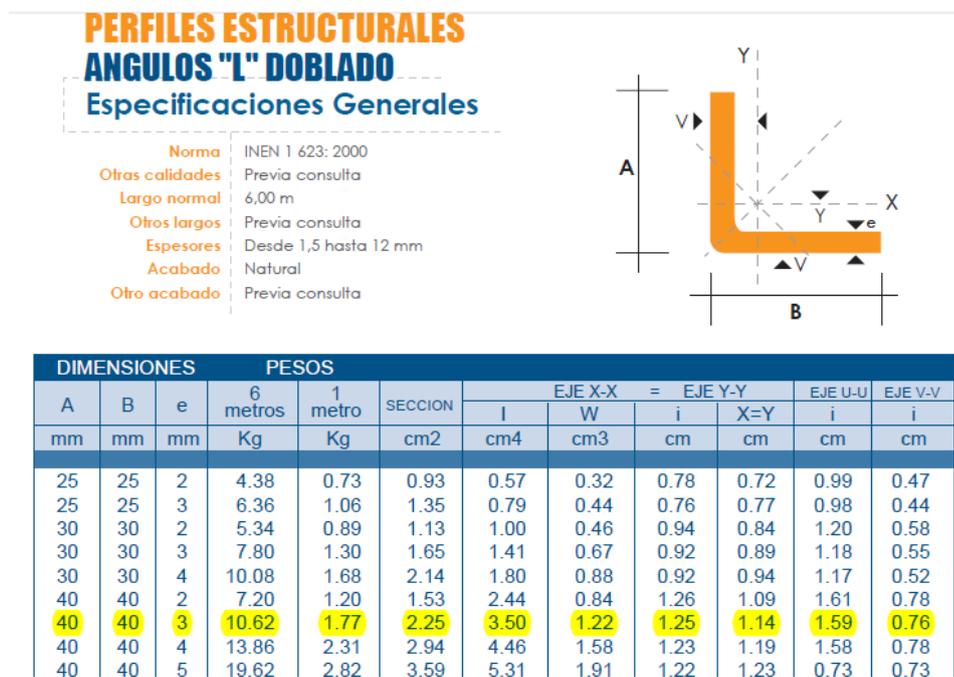


Figura 2.24: Catálogo de DIPAC de perfiles estructurales

Ahora procedemos a encontrar el factor de seguridad:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

$$N = \frac{275 [Mpa]}{91,66 [Mpa]}$$

$$N = 3F.S. ideal$$

Por lo cual se asume la sección transversal de $S = 1.22 \text{ cm}^3$.

Una vez establecido esto remplazamos valores en la Ec. 2.3 hallando así el esfuerzo de diseño σ_A .

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$

$$\sigma_A = \frac{88596,53[Nmm]}{1222[mm^3]}$$

$$\sigma_A = 72.50 [Mpa]$$

Se procede a calcular el factor de seguridad dicho valor se obtiene de remplazar los valores anteriormente obtenidos en la Ec. 2.2

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

$$N = \frac{315[Mpa]}{72,50 [Mpa]}$$

$$N = 4,3 F.S. real$$

El factor de seguridad que se presentó anteriormente satisface ampliamente las necesidades de diseño de nuestro motores por lo que se optó por escoger el perfil estructural en “L” de las dimensiones descritas con anterioridad; debido a condiciones y disponibilidad del mercado se ha escogido este perfil el mismo que incide en el aumento del factor de seguridad lo cual justifica el resultado de 4,3.

2.8 Cálculo y dimensionamiento del tubo estructural cuadrado soporte principal para el reposa pies.

El cálculo que se presenta en esta sección es el correspondiente a el tubo estructural cuadrado sobre el cual incide directamente el peso del reposa pies, así como el peso del volante; por lo tanto las principales características o parámetros que se debe tomar en cuenta son las fuerzas que actúan directamente sobre la viga, así mismo las distancias sobre las cuales inciden dichas fuerzas, todas estas se detallaran más adelante.

PESO MÁXIMO DEL REPOSA PIES: 85 Kg.

FUERZA TOTAL A SOPORTAR

$$F = W * g$$

Donde:

F= Fuerza [N].

W= Peso [Kg].

g= Gravedad.

$$F = 85[Kg] * 9,8\left[\frac{m}{s^2}\right]$$

$$F = 833 [N]$$

Es de gran importancia mencionar que la fuerza calculada en el paso anterior es una fuerza puntual, entonces sabemos que el peso de los pies del usuario genera una fuerza distribuida cuya distancia de incidencia es de aproximadamente 28 cm este dato es tomado en base a mediciones de suelas de zapatos promedio.

Por lo tanto se debe transformar la fuerza puntal obtenida a carga distribuida a lo largo de la distancia anteriormente mencionada para lo cual se procede así:

$$F = \frac{833[N]}{0,28}$$

$$F = \frac{245[N]}{0.28[m]}$$

$$F = 2975 [N/m]$$

PESO MÁXIMO DEL VOLANTE: 10Kg.

FUERZA TOTAL A SOPORTAR

$$F = W * g$$

Donde:

F= Fuerza [N].

W= Peso [Kg].

g= Gravedad.

$$F = 10[Kg] * 9,8\left[\frac{m}{s^2}\right]$$

$$F = 98 [N]$$

También se acota que la fuerza ejercida por el volante de dirección de la silla de ruedas es una carga puntual en el extremo de la viga.

La distancia del brazo sobre el que actúan la fuerzas, así como su forma y se dirección se describe en la siguiente figura.

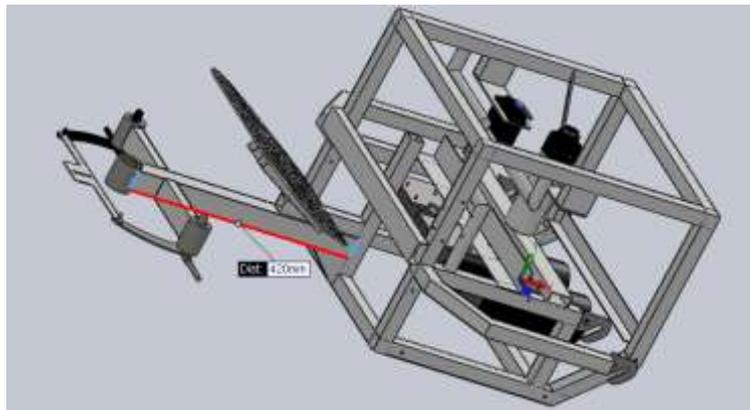


Figura 2.25: Distancia del eje de soporte

Una vez establecidos los parámetros anteriores se indica el tipo de material del tubo estructural cuadrado.

TIPO DE MATERIAL: Acero ASTM A500 grado "B".

RESISTENCIA A LA TENSIÓN: 400 [Mpa]¹⁸.

ESFUERZO A LA FLUENCIA: 315 [Mpa]¹⁹.

El dato que indispensable dentro del análisis es el ESFUERZO A LA FLUENCIA.

¹⁸ Datos tomados de ASM HAND BOOK; Propiedades and Selección: Irons, Steels, and High Performance Alloys; Volumen [1]; Editorial ASM (International); Página 335.

¹⁹ Industrias Unicon (2005). [Especificaciones de Producto]. Consultado el día 24 de febrero del 2013 de la World Wide Web: http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html.

Como se ha venido hablando y explicando en las secciones anteriores de este cuaderno el factor de seguridad es de 3; también se conocen las ecuaciones que se van a utilizar en este proceso de cálculos.

Por lo que se procede de la siguiente manera:

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

DONDE:

σ_d : Esfuerzo de diseño

N: Factor de seguridad

$$\sigma_d = \frac{315[Mpa]}{3}$$

$$\sigma_d = 105[Mpa]$$

Se puede sustituir $\sigma_A = \sigma_d$, y despejar S en la fórmula de flexión siguiente:

$$\sigma_d = \frac{M}{S}$$

Donde:

M = Momento flexionante.

S = Módulo de sección de la sección transversal del tubo estructural rectangular.

En la fórmula de flexión, ecuación (2), se conoce $\sigma_A = \sigma_d = 105 MPa$, una vez establecido dicha relación, se toma el dato del momento máximo flexionante.

El mismo que se obtiene mediante la ayuda del software MDSolids, dicho análisis se presenta así:

La figura 2.26 presenta la distribución de fuerzas así como el modelo de la barra en estudio.

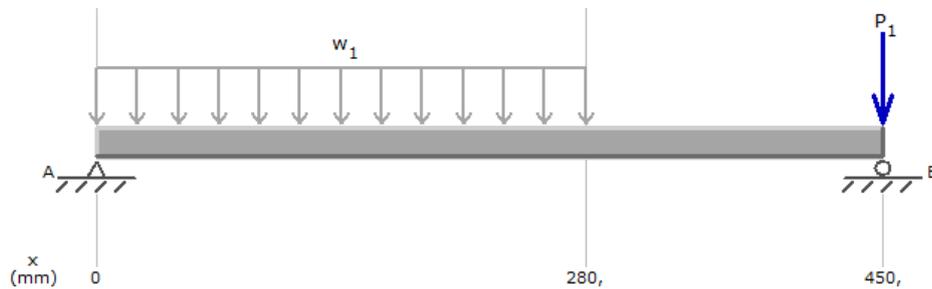


Figura 2.26: Distribución de fuerzas

El dato de interés es decir el momento máximo de flexión se puede apreciar en la figura 2.27.

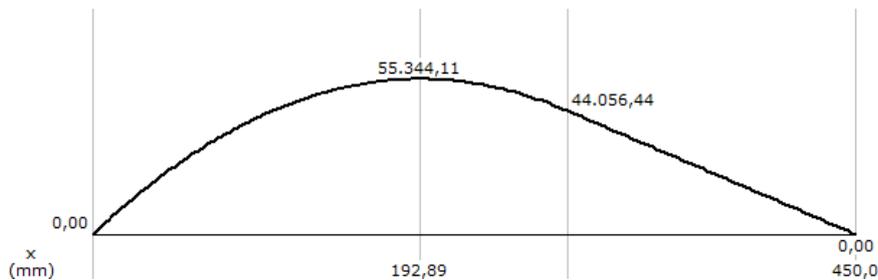


Figura 2.27: Momento máximo de flexión

Establecido esto se procede al cálculo de la sección transversal del tubo estructural rectangular; por lo que procedemos de la siguiente manera:

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{M}{\sigma_A}$$

$$S = \frac{55344,11[Nmm]}{105[Mpa]}$$

$$S = 527,0mm^3 \cong 0,52 cm^3$$

Por lo tanto se optó por un tubo estructural cuadrado que presenta una sección transversal de $[S = 0,87 cm^3]$; con medidas de 25x25x1.2mm para respaldo de esto se presenta a continuación el Catálogo del aceros disponibles en el mercado específicamente en los fabricantes DIPAC.

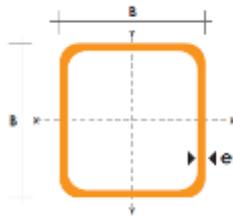


Figura 2.28: Disposición de ejes en el tubo estructural cuadrado

DIMENSIONES		AREA		EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15

Figura 2.29: Catálogo de aceros de DIPAC

Se nota que la sección transversal del tubo elegido sobrepasa abultadamente a la sección obtenida mediante el análisis de esfuerzos realizado; pero esto se justifica debido a la disponibilidad de materiales en el mercado.

Por lo cual se asume la sección transversal de $S = 870 \text{ mm}^3$.

Una vez establecido esto reemplazamos valores en la Ec. 2.3 hallando así el esfuerzo de diseño σ_A .

$$\sigma_A = \frac{M}{S}$$

$$\sigma_A = \frac{55344,11[Nmm]}{870[mm^3]}$$

$$\sigma_A = 63.61 [Mpa]$$

Se procede a calcular el factor de seguridad dicho valor se obtiene de remplazar los valores anteriormente obtenidos en la Ec. 2.2 .

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

$$N = \frac{315 [Mpa]}{63,61 [Mpa]}$$

$$N = 4,95$$

Este factor de seguridad obtenido esta sobre dimensionado o sobrepasa el valor de lo establecido anteriormente; pero cabe indicar que se justifica debido a la disponibilidad de materiales en el mercado para verificar esto se ha presentado el catálogo en la sección superior.

2.9 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad en la plancha de reposapiés.

La sección presente describe el cálculo y análisis de esfuerzos así como del factor de seguridad buscado en la plancha metálica que servirá de reposapiés; el material seleccionado ha sido aluminio antideslizante aleación aluminio magnesio de la numeración 5754; las dimensiones de la plancha así como su forma se pueden apreciar en la figura 2.30.

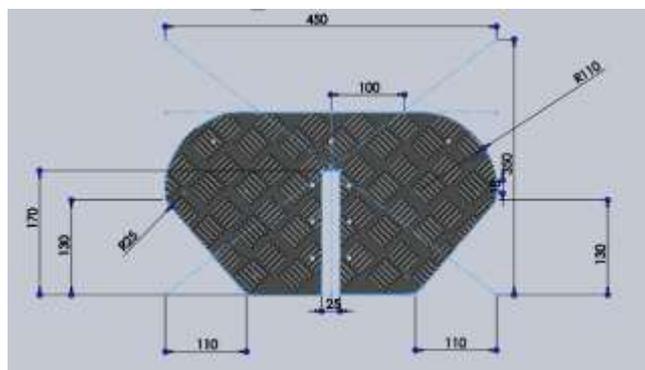


Figura 2.30: Formas y dimensiones del reposa pies

Es importante indicar que para el análisis se utilizara el software SolidWorks facilitando así el proceso de cálculos manuales como también brindando una confiabilidad mayor en el desarrollo de dicho análisis; para lo cual es necesario e indispensable conocer los datos del material con el cual se va a trabajar así como las sujeciones de la pieza en estudio y las fuerzas que actúan en la misma a continuación se detallan los datos técnicos del aluminio con el cual se está trabajando.

El aluminio que se utiliza es Aluminio antideslizante 5754 de aleación de Aluminio – Magnesio.

Datos técnicos²⁰:

CARGA A LA ROTURA = $190(Rm - N/mm^2)$.

LIMITE ELÁSTICO = $80 (Rp 0,2 - N/mm^2)$.

ALARGAMIENTO = 16 (A 5,65%).

DUREZA BRINELL = 55.

Debido a que el aluminio es dúctil el análisis que se realiza es el de VonMises.

En la figura 2.31 que se describe a continuación podemos apreciar las sujeciones presentes en la plancha de aluminio.

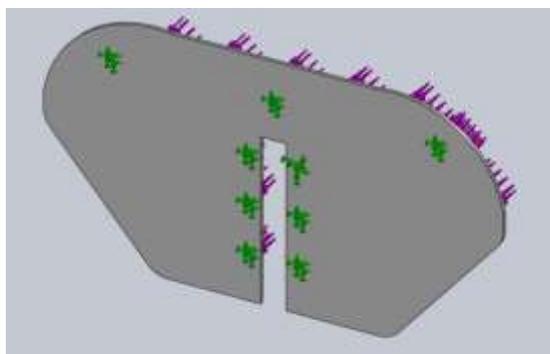


Figura 2.31: Sujeciones presentes en la plancha

²⁰ LUMETAL (2008). [Propiedades Metálicas de Aleaciones de Aluminio]. Consultado el día 24 de febrero del 2013 de la World Wide Web: http://www.lumetalplastic.com/dural_carac_mec.html.

Una vez establecidas las sujeciones continuamos con el análisis de los esfuerzos presentes en el estudio para lo cual se define las fuerzas a la que será sometida dicha plancha la misma está dada de la siguiente manera.

PESO MÁXIMO A SOPORTAR = 25[Kg].

Entonces calculamos nuestra fuerza de incidencia así:

$$F = W * g$$

Donde:

$F = FUERZA[N]$.

$W = PESO [Kg]$.

$g = GRAVEDAD \left[\frac{m}{s^2} \right]$.

Obteniendo así la fuerza que actuara directamente sobre la plancha.

$$F = 25 * 9.8$$

$$F = 245 [N].$$

En la figura a continuación se muestra la fuerza y sobre la superficie en que esta actúa podemos observar que la fuerza incide sobre toda la superficie de la plancha.

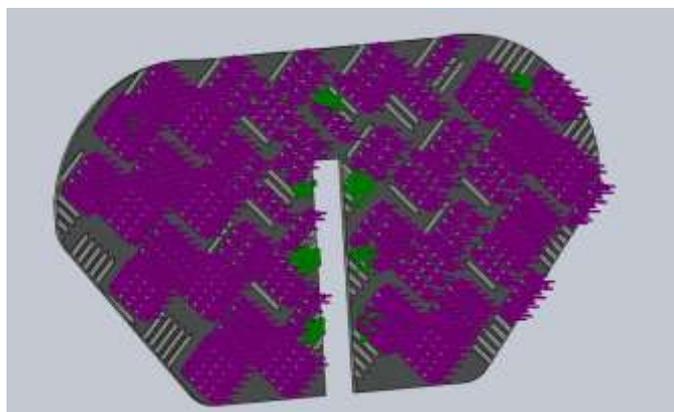


Figura 2.32: Fuerza aplicada

Teniendo los valores de la fuerza y las sujeciones establecidas procedemos a desarrollar el análisis de esfuerzos y factor de seguridad mediante VonMisses.

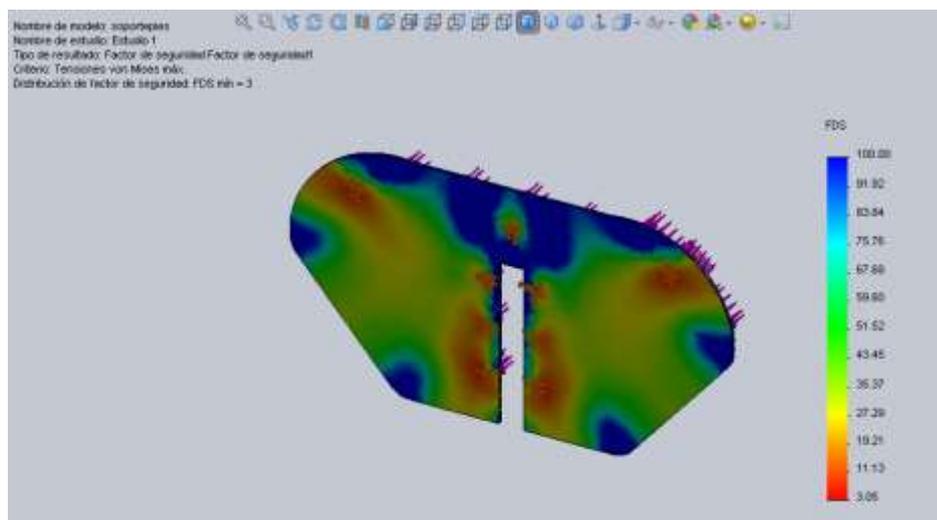


Figura 2.33: Análisis finalizado y obtención de resultados

Concluido el análisis de esfuerzos se obtiene como resultado un factor de seguridad de 3,05 este valor es altamente satisfactorio y adecuado para las aplicaciones en la que se va a utilizar la plancha de aluminio; por lo que podemos concluir que las dimensiones y material seleccionados son correctos.

2.10 Selección y cálculos del sistema de transmisión.

El principal elemento del sistema de transmisión que se usa en el desarrollo de nuestro proyecto es la Transmisión Variable Continua de modelo planetario (CVP) por sus siglas en inglés; este tipo de transmisión basa su funcionamiento en el principio de presión de aceite, dicha característica la convierte en una transmisión hidrostática los demás datos y características de esta transmisión se describen de manera más detallada en el primer capítulo de este proyecto.

A continuación se detallan las especificaciones técnicas del tipo de CVT utilizada siendo esta el sistema de transmisión NUVINCI CVT 360. El mismo que ha sido elegido por las facilidades que presenta para nuestro diseño así como su valor y disposición en el mercado.

Tabla 2.2: Especificaciones técnicas de la CVT NUVINCI 360²¹

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Número de Radios	32 o 36 Agujeros
Tipos de frenos	De disco o de llanta
Relación de velocidad	Infinitamente variable dentro del rango
Relación de transmisión	360° Nominal desde 0.5 a 1.8
Sistema de cambios	Manual de ¾ de vuelta
Ancho de deserción	135 mm horizontal o vertical
Longitud del eje	183 mm
Rosca del eje	M10x1
Línea de cadena	49.0 ± 0.5 mm
Línea de circunvalación	46.5 ± 0.5 mm
Piñones	Desde 16 hasta 22 dientes
Relación de transmisión	1.8:1
Diámetro de la brida	125 mm
Distancia desde el centro	26 mm

²¹ Fallbrook Technologies Inc. [Nuvinci n360 Technical Manual], 2011(1-15 pgs).pdf.

del piñón a la brida	
Medida de la cadena	3/32 pulgadas
Máxima medida en ruedas recomendado	26 pulgadas; 700 mm

Debido a las características descritas en la tabla 2.2 la CVP provoca restricciones en la selección de los diversos elementos que son parte de la transmisión como cadena, piñones, llantas, catalinas, etc.

Dichas restricciones mecánicas se detallarán en el desarrollo de esta sección, las mismas que se van a tomar como condiciones de diseño:

Es de gran importancia conocer la potencia máxima que la CVT es capaz de transmitir así como la velocidad máxima por esta razón estos datos son detallados a continuación.

POTENCIA MÁXIMA A TRANSMITIR: 900[W]²²

VELOCIDAD MÁXIMA REGISTRADA: 40 [Km/h] o 1500 [rpm]²³

2.10.1 Condiciones de diseño y desarrollo de los cálculos de la transmisión:

- **Cadena:**

Las condiciones de la cadena que se va a utilizar vienen dado por la sugerencia de fábrica de la CVP; los mismos sugieren el uso de una cadena de medidas 3/32 pulgadas esta sugerencia puede ser apreciada en el manual de la CVP de modelo y marca (Nuvinci N360).

²² Widge(2012). [vawt discussion; Wind power and the nuvinci], Consultado el día 06 de abril del 2013 de la Word Wide Web: <http://www.vawts.net/t30923706/cvt-revisited/?page=4>.

²³ Zoco(2013). [Zococentarl drive system vs hub motor], Consultado el día 06 de abril del 2013 de la Word Wide Web: <http://www.quicksales.com.au/buy/description.aspx?itemid=16033929&seller=proelectricbikes&p1=ifrm&shopid=>

Para el sustento de esta condición se presentan los cálculos siguientes:

La potencia de entrada se determina con la siguiente relación teniendo en cuenta las pérdidas por transmisión de cadena.

$$P_i = \frac{P_o(0,746)}{n_{cadena}} \quad \text{Ec. 2.5}^{24}$$

2.10.2 Cálculo de la potencia de los motores

Donde:

$P_i = \text{POTENCIA DE ENTRADA}$

$P_o = \text{POTENCIA DE SALIDA} = 0,469[\text{Hp}]^{25}$

$n_{CADENA} = \text{PERDIDAS POR TRASMISIÓN DE CADENA} = 0,96$

$\text{FACTOR}(0,746) = \text{CONVERSION Hp a WATTIOS.}$

$\text{Potencia en Watts} = 350^{26}$

$1 \text{ Watt} = 0,00134 [\text{Hp}]$

$\text{Potencia de salida en Hp} = 0,469 [\text{Hp}]$

Por lo tanto:

$$P_i = \frac{0,469(0,746)}{0,96}$$

$$P_i = 0,3645 [\text{Kw}]$$

En esta parte del análisis vemos que nuestra CVT es capaz de transmitir la potencia máxima entrada por los motores por lo tanto se justifica el uso del modelo y la marca de CVT en cuestión.

²⁴ EDWIN ANDRES CORREA QUINTANA, (2010) DISEÑO DE TRASMISIÓN POR CADENA Potencia de entrada.. « <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/disenio-transmision-cadena/disenio-transmision-cadena.pdf> (1), 39». Consultado el 25 de febrero de 2013.

²⁵ Datos tomados de la placa de datos del motor.

²⁶ Datos tomados de la placa de datos del motor.

2.10.3 Selección del número de dientes y relación de transmisión.

El número de dientes presente en la transmisión viene dado por el piñón de la CVP en uso este piñón presenta un número de dientes igual a 18 se destaca que esta característica está dada de fábrica y se la ratifica en la tabla 2.2 de la presente sección.

Una vez descrito esto se define la relación de transmisión que se desea emplear la misma es de 1:1 se ha acordado dicha relación debido al uso que se requiere dar a la aplicación; en mayor parte se ha tomado en cuenta la velocidad máxima requerida lo cual se justifica con los siguientes cálculos:

$$Velocidad\ Máxima\ Requerida = 117 [rpm]^{27}$$

Podemos notar que la velocidad máxima requerida de nuestro sistema es adecuado para el tipo de CVT en uso ya que esta supe con gran amplitud esta necesidad es así como se justifica una vez más el uso de la CVT NUVINCI N360.

Entonces se procede a transformar la velocidad angular en velocidad lineal para lo cual se utiliza la siguiente formula de transformación:

$$V = (2\pi rad * r * w) \quad Ec. 2.6$$

Donde:

$$V = Velocidad\ lineal \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$r = Radio\ de\ giro [m]$$

$$w = Velocidad\ angular [rps]$$

A continuación se detallan las características del radio de giro el cual viene dado por el radio de la llanta donde se realiza la transmisión de

²⁷ Datos tomados de la placa de datos del motor.

potencia ahora bien la dimensión de la llanta está restringida por condiciones mecánicas y de dimensión establecidas por el uso de la CVP como se mencionó en la primera parte de este capítulo.

Entonces el radio de giro de nuestro interés es de: $20\text{cm} = 0.2\text{m}$.

De donde continuamos el cálculo diciendo que:

$$V = (2\pi\text{rad})(0.2)(1.95)$$
$$V = 2.45 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Por lo que sustentamos el uso de una relación de transmisión de 1:1 debido a que la aplicación no permite velocidades mayores a lo establecido.

Dicho esto continuamos con el cálculo de la relación de transmisión por cadena.

$$m_c = \frac{\text{rpm entrada}}{\text{rpm salida}} \quad \text{Ec. 2.7}^{28}$$
$$m_c = \frac{117\text{rpm}}{117[\text{rpm}]}$$
$$m_c = 1$$

Por lo tanto se puede concluir que el número de dientes del piñón y la catalina de transmisión va a ser igual es decir:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = 1$$
$$Z_2 = Z_1 = 18$$

²⁸ EDWIN ANDRES CORREA QUINTANA, (2010) DISEÑO DE TRASMISIÓN POR CADENA Potencia de entrada.. « <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/disenio-transmision-cadena/disenio-transmision-cadena.pdf> (1), 39». Consultado el 25 de febrero de 2013.

Donde:

$$Z_1 \text{ ó } Z_2 = \text{NÚMERO DE DIENTES}$$

Se procede a la selección del factor de servicio que el mismo que está dado por el uso, condiciones y aplicaciones a los cuales va a ser sometida la cadena de transmisión.

Tabla 2.3: Factor de servicio²⁹

MAQUINARIA	MOTORES		
	FUNCIONAMIENTO SUAVE	LIGERAMENTE IMPULSIVO	MEDIANAMENTE IMPULSIVO
FUNCIONAMIENTO SUAVE	1.0	1.1	1.3
MEDIANAMENTE IMPULSIVO	1.4	1.5	1.7
ALTAMENTE IMPULSIVO	1.8	1.9	2.1

Mediante la ayuda de la tabla 2.2 se optó por la selección del factor de servicio 1.1.

Entonces:

$$F_s = \text{Factor de servicio} = 1.1.$$

$$P_{seleccion} = P_{entrada} * F_s$$

Donde:

²⁹ EDWIN ANDRES CORREA QUINTANA, (2010) DISEÑO DE TRASMISIÓN POR CADENA Potencia de entrada.. « <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/disenio-transmision-cadena/disenio-transmision-cadena.pdf> (1), 39». Consultado el 25 de febrero de 2013.

La potencia de selección es la potencia la cual permitirá establecer la selección de la cadena junto con las rpm.

Por lo tanto se procede de la siguiente manera:

$$P_{seleccion} = P_{entrada} * F_s$$

$$P_s = (0,3645) * (1.1)$$

$$P_s = 0,400[Kw]$$

Determinada la potencia de salida junto con las revoluciones se selecciona el paso de la cadena mediante el uso de la tabla que se presenta en los anexo B-1, obteniendo así un paso de 9.525 mm.

Entonces se selecciona la cadena según la norma ISO 606 EUROPEA la cadena corresponde al número 32(06B) y en la norma ISO 606 de la serie AMERICANA corresponde a la cadena número 40 (08A) cuyos datos y características técnicas se los puede revisar en la tabla del anexo B-2.

Se establece el uso de la norma ISO 606 edición EUROPEA con la cadena simple 32(06B) Concluyendo así que la cadena en uso es la adecuada y satisface ampliamente las necesidades para las que fue señalada.

2.11 Cálculo y selección del eje de transmisión.

Antes de empezar el cálculo del eje en cuestión es necesario indicar el material del cual está constituido, así como sus características físicas y demás condiciones de diseño que se las detallara a continuación.

$$Velocidad\ de\ giro\ crítica = 58.5 [rpm]^{30}$$

$$Potencia\ entregada = 350 [watts]^{31}$$

³⁰ Dato establecido en la sección 2.7 del presente capítulo.

Tipo de material = acero AISI – SAE 1045

El tipo de material sujeto a los cálculos esta tomado por las características que el material ya que este es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarias en condición de suministro. Este acero puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada.³²

Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

Resistencia a la tension $S_u = 565$ [MPa]

Resistencia a la fluencia $S_y = 310$ [MPa]

Para diseñar el eje utilizaremos la siguiente formula:

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad Ec 2.8^{33}$$

Donde:

$\sigma =$ *Esfuerzo máximo flexionate.*

$M =$ *Momento máximo de flexion.*

$S =$ *Módulo de sección circular* $= \frac{\pi D^3}{32}$

Entonces procedemos con el cálculo del momento máximo de flexión para el cual es necesario saber el par de torsión que transmiten los motores, para lo cual utilizaremos la siguiente formula:

³¹ Dato establecido en la sección 2.6 del presente capítulo.

³² Acero Grado Maquinaria (2011).[acero AISI - SAE 1045], consultado el 06 de abril del 2013 de la Word Wide Web: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>.

³³ MOTT Robert L; Diseño de elementos de máquinas, Prentice Hall, Cuarta edición, Capítulo 12, página 547.

$$T = 9.55 \frac{H}{n}$$

Donde:

$H =$ Potencia entregada.

$n =$ Velocidad de giro.

Entonces:

$$T = 9.55 \frac{350}{58.5}$$

$$M = T = 57.13 [N.m]$$

Entonces continuamos con el cálculo.

Obteniendo el valor del esfuerzo máximo flexionante.

$$\sigma = \frac{S_y}{N}$$

Donde:

$S_y =$ Resistencia a la fluencia = 310 [MPa]

$N =$ Factor de seguridad = 3.

$$\sigma = \frac{310[MPa]}{3}$$

$$\sigma = 103,3 [MPa]$$

Continuamos con el cálculo del diámetro del eje.

Para lo cual necesitamos despejar el diámetro del eje de la fórmula:

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{M}{\sigma}$$

$$\frac{\pi D^3}{32} = \frac{M}{\sigma}$$

$$\pi D^3 = \frac{32M}{\sigma}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi\sigma}}$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(57.13[N * m])}{\pi(103300[KN/m^2])}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{1.828[KN * m]}{324526,52[KN/m^2]}}$$

$$D = \sqrt[3]{5,633 \times 10^{-6}[m^3]}$$

$$D = 0.017[m]$$

Entonces:

$$D = 0.700 [in]$$

Debido a la disposición de materiales tanto ejes como chumaceras en medidas estándar se escoge un eje de diámetro.

$$D = 0.75 [in]$$

2.12 Cálculo de la potencia necesaria de los motores para el movimiento de la silla en pendientes y condiciones críticas.

Para el cálculo que se presentara en la sección siguiente es imprescindible dar a conocer las condiciones críticas de trabajo así como las inclinaciones máximas para las cuales ha sido diseñada la silla de ruedas.

Las cuales se establecen a continuación:

Se establece la masa máxima que va a ser movida por los motores la misma que se obtiene mediante el uso de la siguiente formula:

$$M_M = M_P + M_E \quad \text{Ec. 2.9}$$

Donde:

$M_M = \text{MASA MÁXIMA}$

$M_P = \text{MASA MÁXIMA DEL USUARIO} = 90 \text{ [Kg]}$

$M_E = \text{MASA REAL DE LA ESTRUCTURA (CON BATERIAS)} = 90 \text{ [Kg]}$

Por lo tanto se obtiene:

$$M_M = 90 + 90$$

$$M_M = 180 \text{ [Kg]}$$

Este peso debe ser utilizado como fuerza máxima para el desarrollo de los cálculos futuros por lo que se procede de la siguiente manera.

$$F_M = M_M * g$$

Donde:

$F_M = \text{FUERZA MÁXIMA A MOVERSE.}$

$M_M = \text{MASA MÁXIMA.}$

$g = \text{GRAVEDAD.}$

Por lo tanto:

$$F_M = 180 \text{ [Kg]} * 9.8 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$F_M = 1756,8 \text{ [N]}$$

Un dato de gran importancia y tomado como condiciones críticas de diseño en la presente sección es cabe la redundancia el ángulo de inclinación máxima del terreno sobre el cual va a desplazarse nuestra silla de ruedas.

Teniendo este un valor máximo de 11 grados de inclinación dicho valor no se ha tomado como dato al azar sino que se ha tomado en cuenta los ángulos máximos presentes en las sillas del mercado disponible.

Estas últimas presentan un ángulo máximo de 6 grados por lo que se ha decidido duplicar este valor.

De esta manera y ya detalladas las condiciones críticas se procede a calcular la fuerza máxima para mover esta silla de ruedas en las condiciones críticas de diseño así como en las diversas inclinaciones de terreno.

Para obtener un buen desarrollo de los cálculos la manera adecuada es mediante el uso de la física básica realizando un diagrama cuerpo libre así:

En el primer cálculo se muestra nuestra silla de ruedas como cuerpo de estudio.

Al mismo que reposa sobre una superficie plana es decir horizontal con un ángulo igual a cero así como se han definido las diferentes fuerzas que actúan directamente en nuestro cuerpo de estudio.

Este análisis se puede apreciar de una manera mucho más comprensible en la figura 2.34.

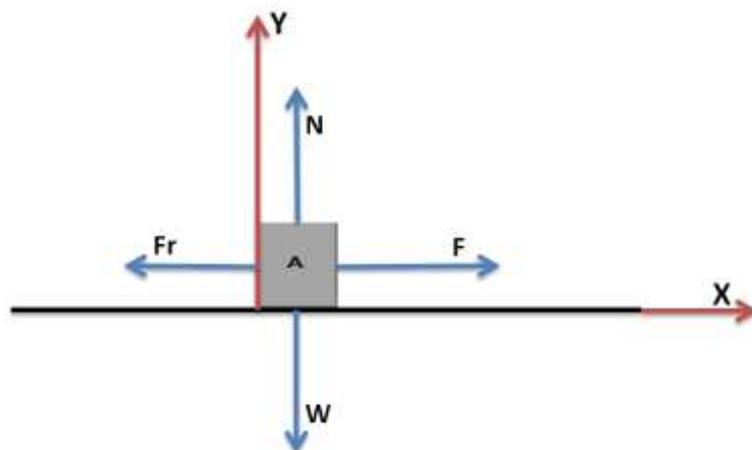


Figura 2.34: Diagrama de cuerpo libre para inclinación cero

Así nuestro cálculo se desarrolla de la siguiente manera:

Análisis de fuerzas en el eje "X".

$$\sum F_X = 0$$

$$F - F_r = 0$$

$$F = F_r$$

$$F = \mu * N$$

Ec. 2.10

DONDE:

F = Fuerza máxima necesaria para mover la silla.

F_r = Fuerza de rozamiento = $\mu * N$

N = Fuerza Normal

μ = Coeficiente de rozamiento cinético = 0.57³⁴

Análisis de fuerzas en el eje "Y".

$$\sum F_Y = 0$$

$$N - W = 0$$

$$N = W$$

$$N = 1765,8[N]$$

Donde:

W = Peso máximo.

Ahora reemplazamos los valores obtenidos de la fuerza normal (N) en nuestra ecuación (2.10) obteniendo así:

$$F = N * \mu$$

$$F = 1765,8[N] * 0,57$$

$$F = 1006,50 [N]$$

³⁴ Scribd, UTEC, Javier Fajardo (2009). [Coeficientes de fricción cinética y estática]. Consultado el día 26 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://es.scribd.com/doc/22590266/Coeficientes-de-friccion-Cinetica-y-Estatica>.

De esta manera o similar también se realiza el cálculo para la inclinación en forma ascendente máxima o crítica que se va a experimentar.

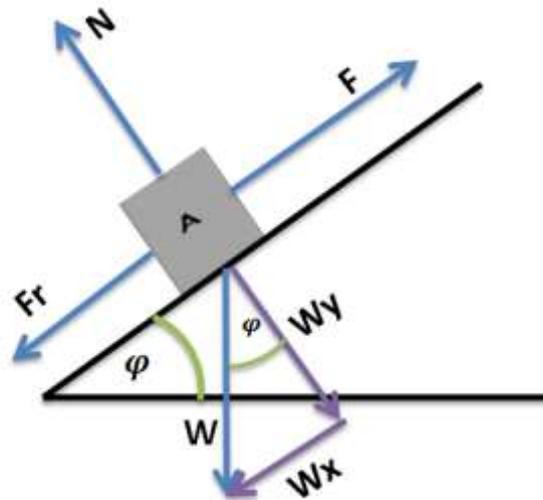


Figura 2.35: Diagrama de cuerpo libre para inclinación ascendente de 11°

Analizamos la sumatoria de fuerzas en cada uno de los ejes.

Sumatoria de fuerzas en el eje "X":

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ F - F_r - W_x &= 0 \\ F &= F_r + W_x \\ F &= N * \mu + W \operatorname{sen} \varphi \end{aligned} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

F = Fuerza máxima necesaria para mover la silla.

F_r = Fuerza de rozamiento = $\mu * N$

N = Fuerza Normal

μ = Coeficiente de rozamiento cinético = 0.57³⁵

³⁵ Scribd, UTEC, Javier Fajardo (2009). [Coeficientes de fricción cinética y estática]. Consultado el día 26 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://es.scribd.com/doc/22590266/Coeficientes-de-friccion-Cinetica-y-Estatica>.

$W = \text{Peso máximo.}$

$W_x = \text{Componente en el eje X del peso} = W \text{sen}\varphi$

$\varphi = \text{Angulo de inclinación} = 11^\circ$

Sumatoria de fuerzas en el eje "Y":

$$\sum F_Y = 0$$

$$N - W_y = 0$$

$$N = W \cos\varphi$$

$$N = 1765,8[N] \cos 11^\circ$$

$$N = 1733,35[N]$$

Donde:

$W = \text{Peso máximo.}$

$W_y = \text{Componente en el eje Y del peso máximo} = W \cos\varphi$

Ahora reemplazamos los valores obtenidos de la fuerza normal (N) en nuestra ecuación (2.11) obteniendo así:

$$F = N * \mu + W \text{sen}\varphi$$

$$F = 1733,35 * 0,57 + 1765,8 \text{sen} 11$$

$$F = 1324,94 [N]$$

El análisis de fuerzas no solo debe desarrollarse en rampas de forma ascendente sino en ambas direcciones por lo que a continuación se presentan los análisis de fuerzas de nuestra silla de ruedas en rampas de forma descendente dicho de otra manera es de primordial importancia analizar las fuerzas que se producen tanto cuando la silla realice un ascenso y también en el momento de descenso.

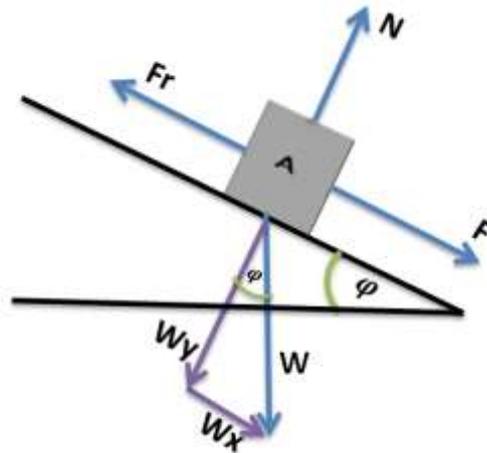


Figura 2.36: Diagrama de cuerpo libre para inclinación descendente de 11°

Realizamos el análisis de fuerzas presentes en el diagrama de cuerpo libre:

Sumatoria de fuerzas para el eje "X":

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ F - F_r + W_x &= 0 \\ F &= F_r - W_x \\ F &= N * \mu - W \text{sen}\varphi \end{aligned} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde:

F = Fuerza máxima necesaria para mover la silla.

F_r = Fuerza de rozamiento = $\mu * N$

N = Fuerza Normal

μ = Coeficiente de rozamiento cinético = 0.57³⁶

W = Peso máximo.

W_x = Componente en el eje X del peso = $W \text{sen}\varphi$

φ = Angulo de inclinación = 11°

³⁶ Scribd, UTEC, Javier Fajardo (2009). [Coeficientes de fricción cinética y estática]. Consultado el día 26 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://es.scribd.com/doc/22590266/Coeficientes-de-friccion-Cinetica-y-Estatica>.

Sumatoria de fuerzas en el eje "Y":

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= 0 \\ N - W_y &= 0 \\ N &= W \cos \varphi \\ N &= 1765,8[N] \cos 11^\circ \\ N &= 1733,35[N]\end{aligned}$$

Donde:

$W =$ *Peso máximo.*

$W_y =$ *Componente en el eje Y del peso máximo* = $W \cos \varphi$

Ahora reemplazamos los valores obtenidos de la fuerza normal en nuestra ecuación (2.12) obteniendo así:

$$\begin{aligned}F &= N * \mu - W \sin \varphi \\ F &= 1733,35 * 0,57 - 1765,8 \sin 11 \\ F &= 651,07 [N]\end{aligned}$$

Ahora las fuerzas máximas necesarias para el arrastre de la silla de ruedas que se han calculado a continuación permiten determinar la máxima fuerza requerida para esto se analizan los resultados obtenidos anteriormente siendo la fuerza crítica la necesaria en la sección de ascenso:

$$F_{max} = 1324,94[N]$$

Para facilitar el cálculo de datos es necesario transformar la fuerza máxima de sus unidades actuales (Néwtones) a Kilogramos fuerza obteniendo así:

$$F_{max} = 134,9309[Kgf]$$

Ahora bien se sabe que la potencia máxima requerida está dada por la siguiente formula:

$$P_{max} = F_{max} * V_{max} \quad Ec. 2.13$$

Donde:

P_{max} = Potencia máxima requerida.

F_{max} = Fuerza máxima requerida.

V_{max} = Velocidad máxima

Cabe resaltar que la velocidad máxima entregada por la silla de ruedas ha sido calculada en las secciones anteriores de este cuaderno siendo esta de: $V_{max} = 2,45[m/s]$.

El dato que se presentado anteriormente se ratifica según los fabricantes de este tipo de sillas de ruedas³⁷.

Una vez establecidos dichos datos se procede calcular la potencia máxima de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} P_{max} &= F_{max} * V_{max} \\ P_{max} &= 134,9309[Kgf] * 2,45[m/s] \\ P_{max} &= 330.58 [Watts] \end{aligned}$$

Se puede definir la potencia máxima como la mayor capacidad requerida para mover el peso máximo que descansa sobre la silla de ruedas así como el propio peso de la silla a través de una rampa con inclinación de 11°.

El valor obtenido de dicha potencia ratifica el uso de los motores actuales los mismos que entregan una potencia de 350 watts; de tal manera se puede concluir que la potencia entregada por estos cumple ampliamente los requerimientos establecidos en la parte superior. Ahora bien debe notarse que el desplazamiento y la movilidad de la silla está dado por la

³⁷ Toctaguano, R., Corrales, L., "Diseño y construcción de un sistema basado en un micro controlador para controlar por voz y joystick el desplazamiento de una silla de ruedas", Tesis de ingeniería eléctrica y electrónica, Quito, 2009.

incidencia de un par de motores de 350 watts cada uno lo que genera un total de 700 watts en la potencia entregada este dato haría pensar abiertamente en la sobredimensión.

Por esta razón se da a conocer que el sobredimensionamiento queda descartado debido a que cuando la silla de ruedas gira de derecha a izquierda o viceversa se deshabilita o detiene uno de los motores del lado opuesto al que se comanda el giro siendo esta la razón definitiva por la cual el cálculo es totalmente justificable así como seguro.

2.13 Selección del motor destinado a otorgar movimiento al sistema de cambios de velocidad en las CVT'S.

Dentro de la selección del motor a ser utilizado nuestra principal característica y la más importante es que satisfaga de una manera adecuada el torque necesario para mover el mecanismo de cambios de velocidades de las CVT'S.

Este mecanismo debido a que está destinado a un uso manual no presenta características técnicas en las cuales se puedan obtener los torques necesarios, por lo tanto el valor necesario del torque se ha obtenido con la ayuda de un dinamómetro siendo el resultado de esta práctica un valor estándar de torque igual a $12[Nm]$.

Otra característica presente en la selección es la precisión que debe tener nuestro motor la misma debe tener un rango de movimiento en grados para facilitar la etapa de control del mismo.

Con los antecedentes anteriormente mencionados se ha optado por la selección de un motor a pasos con $1,8^\circ$ por paso y un torque de $4,52[Nm]$

a conexión unipolar; además la selección del motor se ha basado en la disposición de este componente en el mercado.

De esta manera un motor a pasos supone un mecanismo de alta precisión para medidas que requieren grados de giro; así como el torque necesario para mover el mecanismo de cambios siendo este el valor que se ajusta de una manera adecuada a los requerimientos establecidos.

Cabe resaltar que el uso de voltaje y amperaje son valores bajos en el tipo de conexión establecida (unipolar) de trabajo lo cual facilita el desarrollo de la etapa electrónica.

A continuación se presentan las características técnicas del motor a usarse:

Tabla 2.4: Características técnicas del motor a pasos a usarse³⁸.

Angulo por paso	Estilo de conexión	Corriente	Resistencia	Inductancia	Par de torsión	Inercia del rotor	Peso
		A	ohm	mH	N.m	Gcm²	Kg
1,8	Paralelo	6,1	0,35	3,3	6,78	1400	2,3
	Serie	3,05	1,4	13,2	6,78		
	Unipolar	4,3	0,7	3,3	4,52		

³⁸ Automation Technology, UTEC, Javier Fajardo (2011). [NEMA34 Stepper Motor – 906 oz in 6.1A Dual Shaft (KL34H295-43-8B)]. Consultado el día 26 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://www.automationtechnologiesinc.com/docs/manuals/KL34H295-43-8B.pdf>

2.14 Diseño y selección del sistema de transmisión por banda sincrónica para el posicionamiento de cambios de velocidad en las CVT'S.

El uso de una transmisión por banda síncrona se debe a las diferentes características que este tipo de bandas ofrecen las mismas que se detallan a continuación como justificación del porque se ha decidido presentar el uso de este tipo de bandas:

- Los dientes engranan en ranuras correspondientes de las poleas conductora y conducida, llamadas catarinas, y se obtiene una impulsión positiva sin deslizamiento. Por consiguiente, existe una relación fija entre la velocidad de la catrina motriz y la conducida.
- Al contrario de la bandas en "V" no se estiran ni deslizan con respecto a sus poleas correspondientes, en especial bajo cargas grandes y demanda variable de potencia.
- La acción sincrónica es crítica para el buen funcionamiento de sistemas como el de impresión, manejo de materiales empaque y ensamblaje.
- Las transmisiones con bandas síncronas se usan cada vez más en aplicaciones en las que antes se usaban transmisiones de engranajes o de cadena³⁹.

2.14.1 Desarrollo del cálculo⁴⁰:

El proceso de seleccionar los componentes adecuados para una transmisión con banda sincrónica se parece al descrito para las bandas en V. los fabricantes proporcionan guías de selección que muestra la relación entre la potencia de diseño y la velocidad de rotación de la polea menor.

³⁹ Diseño de Elementos de Máquinas; Robert L. Mott; Cuarta edición 2006; Transmisiones de bandas síncronas_Cap7_pág. 280; Pearson Educación.

⁴⁰ Diseño de Elementos de Máquinas; Robert L. Mott; Cuarta edición 2006; Transmisiones de bandas síncronas_Cap7_pág. 281; Pearson Educación.

Se emplean estas guías para determinar el paso básico de la banda que se requiere.

En general el proceso de selección implica los siguientes pasos.

2.14.2 Procedimiento general de selección para transmisiones con bandas sincrónicas:

- Especifique la velocidad de la polea motriz (en forma típica en un motor eléctrico o de combustión) y la velocidad que se necesita en la polea conducida.
- Especifique la potencia nominal del motor impulsor.
- Determine el factor de servicio, mediante las recomendaciones del fabricante y considere el tipo de impulsor y la naturaleza de la maquina impulsada.
- Calcule la potencia de diseño, al multiplicar la potencia nominal del impulsor por el factor de servicio.
- Determine el paso necesario de la banda con los datos específicos del fabricante.
- Calcule la relación de velocidades de las poleas motriz y conducida.
- Seleccione varias combinaciones factibles de números de dientes en la polea motriz y en la polea conducida, que produzcan la relación deseada.
- De acuerdo con el intervalo deseado de distancias entre centros aceptables, determine un a longitud estándar de la banda, que permita tener un valor adecuado.
- Se podrá necesitar un factor de corrección por longitud de banda. Los datos de catálogo indican que los factores de son menores que 1 para distancias entre centros menores, y mayores que uno para mayores distancias. Eso refleja la frecuencia con la que determinada parte de la banda se encuentra en la zona de grandes

esfuerzos, al entrar a la polea menor. Aplique el factor a la capacidad nominal de potencia de la banda.

2.14.3 Velocidad de la polea menor (motriz).

En la presente sección se da a conocer la velocidad a la que gira el motor a pasos el mismo que va a ser utilizado en el movimiento del sistema de cambios.

Se debe resaltar que el motor no presenta un movimiento continuo más bien este está restringido a los datos que se obtengan del sensor de inclinación del terreno es decir la activación de nuestro motor va estar comandada por las señales obtenidas de un acelerómetro.

Para una mayor comprensión de lo establecido se presenta la tabla 2.4, donde se relaciona la inclinación del terreno con el giro directo de la polea conducida el rango máximo de inclinación establecido en la secciones anteriores de este proyecto es de 11° para dar un giro máximo de 270° en la polea conducida este rango nos permite un cambio directo de velocidad alta baja y viceversa.

Tabla 2.5: Datos de inclinación y tiempo de acción en el motor a pasos

INCLINACION DEL TERRENO	GIRO DE LA POLEA CONDUCTOR A	GIRO DE LA POLEA CONDUCTA
0°	0°	0°
5.5°	585°	130°
11°	1170°	260°

Es de mucha importancia mencionar que los datos de giro de la polea conducida poseen en rango de seguridad de $\pm 5^\circ$.

El cálculo de velocidad de la polea motriz de nuestro sistema de transmisión se realiza de acuerdo a lo establecido en la tabla 2.4 y la tabla 2.5 conjuntamente. De la presente sección es decir gracias a la ayuda que prestan los datos técnicos del motor que se utilizara en esta aplicación así como las condiciones críticas de desempeño establecidas de color rojo en la tabla 2,5.-

De esta manera el desarrollo del cálculo se establece:

$$\text{Ángulo de paso} = 1,8^\circ$$

$$L = 3,3 \text{ mH}$$

$$R = 0,7 \text{ Ohms.}$$

$$t(\text{seg}) = \frac{L}{R}$$

$$t = \frac{3,3\text{mH}}{0,7\Omega}$$

$$t = 4,71 \text{ mseg}$$

$$\text{Tiempo de disparo} = 20\text{mseg}$$

La ecuación presentada anteriormente establece la relación de tiempos y pulsos es decir que el tiempo que se demora el motor en girar un pulso es el de 4,71 milisegundos dicho de otra manera el giro de 1,8 grados ocurre en un lapso de tiempo de 5 milisegundos aproximadamente.

Así podemos continuar con el desarrollo del cálculo para el cual es necesario conocer el ángulo necesario de giro que satisfaga los requerimientos de movimiento del mecanismo de cambio este dato se puede apreciar en la tabla 2,5.-

Entonces:

$$\text{Giro máximo requerido} = 1170^\circ$$

$$\text{Pulsos necesarios} = \frac{\text{Giro máximo requerido}}{\text{ángulo de paso}}$$

$$P = \frac{1170^\circ}{1,8^\circ}$$

$$P = 650 \text{ pulsos}$$

La relación que se presenta a continuación permitirá saber qué tiempo emplea el motor en obtener los 650 pulsos.

Entonces:

$$1 \text{ pulso} \text{ --- } 20 \text{ mseg}$$

$$650 \text{ pulsos} \text{ --- } X$$

$$X = 650 * 20$$

$$X = 13000 \text{ mseg} = 13 \text{ seg}$$

Se puede establecer que el motor gira 1170° en 13 segundos ahora se debe obtener la relación de 360 grados es decir una vuelta.

$$1170^\circ \text{ --- } 13000 \text{ mseg}$$

$$360^\circ \text{ --- } X$$

$$X = \frac{(360^\circ)(13000 \text{ mseg})}{1170^\circ}$$

$$X = 400 \text{ m seg} \cong 4 \text{ seg}$$

Ahora bien es fácil obtener las RPM del motor si se sabe que:

$$1 \text{ revolucion} = 4 \text{ seg}$$

$$V_M = 15 \text{ rpm}$$

2.14.4.2. Potencia nominal del motor⁴¹:

En nuestro caso en lugar de la potencia del motor de accionamiento (P) lo que se dispone es su par motor (T). En este caso la potencia (P) que transmite se calcula de la siguiente manera:

$$P = \frac{n * T}{973,8}$$

⁴¹ Ingemecanica, tutorial 121, sección 3(2010). [Correas de Trasmisión Cálculo y Diseño]. Consultado el día 27 de febrero del 2013 de la World Wide Web:<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html#seccion3>.

Donde:

P resulta la potencia transmitida en kW .

n son las revoluciones por minuto (rpm).

T es el par motor en $kg \text{ fuerza} \cdot \text{metro}$.

Obteniendo de esta manera la potencia del motor:

$$P = \frac{15[rpm] * 12[Nm]}{973,8}$$

$$P = 0,184 [Kw] \cong 184[W]$$

$$P = 0,25 [Hp]$$

2.14.5 Selección y análisis del factor de servicio⁴²:

El factor de servicio de la correa se debe analizar así como seleccionar de acuerdo a los siguientes parámetros.

- Tipo de motor conductor que se utilice para accionar la transmisión,
- Tipo de máquina conducida que se vaya a accionar.
- Horas de servicio por día.

Tabla 2.6: Factor de servicio, K

Maquinas Motrices	Motores eléctricos $cd = 2cn$ Motores Térmicos Multicilindros $>600rpm$			Motores eléctricos $C \text{ maxi } >2cn$ Mono cilindro $<600rpm$		
	$<6h/d$	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	$<6h/d$	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d

⁴² Ingemeconica, tutorial 121, sección 3(2010). [Correas de Trasmisión Cálculo y Diseño]. Consultado el día 27 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html#seccion3>.

Cargas uniformes ligeras: Agitadores para líquidos. Bombas y Compresores centrífugos; Ventiladores hasta 7.5 KW. Pequeños trasportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Cargas uniformes medias: Trasportadores de Cinta (arena, grano). Ventiladores superiores a 7.5KW. Generadores – Alternadores. Maquinas herramientas, Maquinarias de artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras y bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Cargas irregulares o sobrecargas: Maquinarias para ladrillos o cerámica, Elevadores con canjilones, Compresores y bombas de pistones, Maquinaria para papel, pulverizadores y Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Cargas irregulares y sobrecargas importantes: Molinos, Machacadoras. Laminadoras, Calandras, Mezcladoras, Grúas y Dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas	2	2	2	2	2	2

A la tabla anterior, cuando sea necesario el uso de poleas tensoras, habrá que adicionar al coeficiente de corrección anterior los valores siguientes en función de la posición de la polea tensora:

- sobre el ramal flojo interior:

- sobre el ramal flojo exterior: +0,1.

- sobre el ramal tenso interior: +0,1.

- sobre el ramal tenso exterior: +0,2.

Por la tabla presentada anteriormente se ha seleccionado un valor de $K=1$; por el uso del mecanismo que se presenta para el desarrollo de nuestro proyecto.

2.14.6 Potencia corregida o de diseño⁴³:

De esta manera la potencia corregida (P_c) o total de la potencia transmitida, que es la que habrá que utilizar en el diseño, vendrá dada por la siguiente expresión:

$$P_c = P \cdot K \qquad \text{Ec. 2.14}$$

Donde:

P_c es la potencia corregida;

P es la potencia transmitida del motor conductor;

⁴³ Diseño de Elementos de Máquinas; Robert L. Mott; Cuarta edición 2006; Transmisiones de bandas síncronas_Cap7_págs. 268_282; Pearson Educación.

K es el factor de corrección de la potencia de acuerdo a la tabla presentada anteriormente.

$$P_C = P * K$$

$$P_C = 0.25 * 1.0$$

$$P_C \cong 0,25[Hp]$$

2.14.7 Selección del tipo y paso de correa⁴⁴:

Con la potencia corregida y la velocidad del motor establecida se procede a la selección del tipo de correa adecuada para la aplicación que se está desarrollando.

Dicha selección se la realiza de acuerdo a tablas establecidas por fabricantes y diseñadores para esta selección es necesario conocer los datos mencionados al inicio de este párrafo.

La figura siguiente muestra la tabla a usarse para seleccionar la correa.

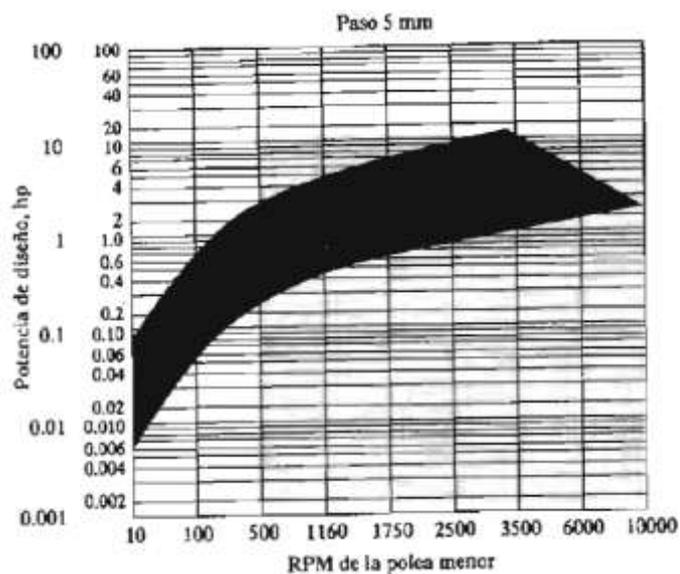


Figura 2.37: Tabla de selección de banda sincrónica de paso 5mm⁴⁵

⁴⁴ Diseño de Elementos de Máquinas; Robert L. Mott; Cuarta edición 2006; Transmisiones de bandas sincronas_Cap7_págs. 268_282; Pearson Educación.

De acuerdo a los datos establecidos y con la ayuda de tabla se acoge o selecciona una correa síncrona de 5mm de paso.

En la figura que se pone a continuación se detallan las características básicas de una correa síncrona con un paso de 5mm.

El número de dientes mínimo que se especifica en la figura a continuación es el indicado para una transmisión de flexión simple por lo cual se utiliza un número de dientes igual a 15.

Por otra parte el uso de una polea de 10 dientes como es nuestro caso queda justificado debido a que el uso de la transmisión para la cual se está diseñando siendo esta una transmisión simple, sin contar con los aspectos de flexión ni torsión así como tampoco de un rodillo de tensión como el que se puede observar en la figura estableciendo de esta manera una amplia justificación de diámetro y número de dientes de nuestra polea menor o motriz.

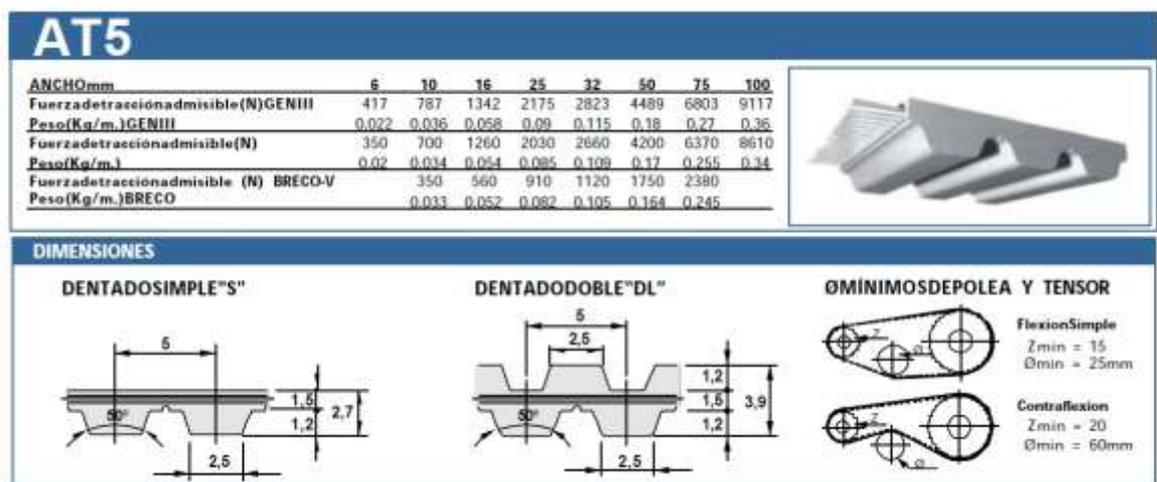


Figura 2.38: Datos básicos de correa síncrona con paso de 5mm⁴⁶

⁴⁵ Diseño de Elementos de Máquinas; Robert L. Mott; Cuarta edición 2006; Transmisiones de bandas síncronas_Cap7_pág. 282_fig7-19; Pearson Educación.

⁴⁶ Dinámica, (2009). [Correa dentada de poliuretano]. Consultado el día 27 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://www.dinamica.net/repositori/documents/productes/es/correa-dentada-poliuretano.pdf>

2.14.8 Relación de transmisión y combinación entre número de dientes⁴⁷:

La relación de transmisión se calcula de acuerdo a la siguiente expresión:

$$R = \frac{N}{n} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{Ec. 2.15}$$

Donde:

R es la relación de transmisión.

N son las revoluciones por minuto (rpm) de la polea menor = 60.

n son las revoluciones por minuto (rpm) de la polea mayor = 13,33.

Z₁ Número de dientes de la polea mayor = 45.

Z₂ Número de dientes de la polea menor = 10.

Así obtenemos el valor de la relación de posición en todas sus expresiones:

$$R = \frac{60}{13,33} = \frac{45}{10}$$
$$R = 4,5$$

2.14.9 Diámetros de polea mayor y menor:

Se ha optado por seleccionar el diámetro de la polea menor ya que esta selección se ve facilitada por diferentes aspectos entre los cuales se puede destacar los principales siguientes:

⁴⁷ Diseño de Elementos de Máquinas; Robert L. Mott; Cuarta edición 2006; Transmisiones de bandas síncronas_Cap7_pág. 282_fig7-19; Pearson Educación.

El diámetro del eje del motor es decir el eje motriz siendo este de $12,7\text{ mm}$.

El número de dientes acorde a la relación de posición obtenida.

La disponibilidad de poleas y sus diámetros en el mercado.

Por las razones expuestas la selección del diámetro de la polea menor o motriz ha sido el de:

$$d = 16,5\text{mm}$$

Por lo tanto se calcula el diámetro de la polea mayor con el uso de la fórmula de la relación de transmisión así:

$$D = d * R$$

$$D = (16,5\text{mm}) * (4,5)$$

$$D = 74,25 \cong 74\text{mm}$$

2.14.10 Longitud de la correa:

De acuerdo a los parámetros establecidos en el procedimiento general de selección descritos al inicio de esta sección.

Se establece una longitud estándar de la correa síncrona de acuerdo al paso seleccionado el mismo que es de 5mm por lo tanto y gracias a la ayuda de fabricantes establecemos una longitud de banda de $431,85\text{mm}$. En el tipo de banda síncrona XL170 Como se puede apreciar en la tabla que se presenta a continuación:

DENTADO SIMPLE			GOODYEAR					
PASO XL (1/5" - 5,08 mm.)			PASO L (3/8" - 9,525 mm.)			PASO H (1/2" - 12,7 mm.)		
REF.	Nº Dientes	Desarrollo mm.	REF.	Nº Dientes	Desarrollo mm.	REF.	Nº Dientes	Desarrollo mm.
60 XL	30	152,40	124 L	33	314,33	240 H	48	609,60
70 XL	35	177,80	150 L	40	381,00	270 H	54	685,80
80 XL	40	203,20	187 L	50	476,25	300 H	60	782,00
90 XL	45	228,60	210 L	56	533,40	330 H	66	838,20
100 XL	50	254,00	225 L	60	571,50	360 H	72	914,40
110 XL	55	279,40	240 L	64	609,60	390 H	78	990,60
120 XL	60	304,80	255 L	68	647,70	420 H	84	1.066,80
130 XL	65	330,20	270 L	72	685,80	450 H	90	1.143,00
140 XL	70	355,60	285 L	76	723,90	480 H	96	1.219,20
150 XL	75	381,00	300 L	80	762,00	490 H	98	1.244,60
160 XL	80	406,40	322 L	86	819,15	510 H	102	1.295,40
170 XL	85	431,80	345 L	92	876,30	540 H	108	1.371,60

Figura 2.39: Tabla de longitudes relacionadas con el paso de la banda⁴⁸.

Las características técnicas de la banda se detallan a continuación:

Paso = 5mm.

Longitud total de la banda = 431,85mm.

Tipo de banda = Banda síncrona 170XL.

2.14.11 Distancia entre centros⁴⁹:

La distancia entre centros provocada por el uso de este tipo de correa viene dada por la siguiente ecuación:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 + 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

$$B = 4L - 6,28(D_2 + D_1) \quad \text{Ec. 2.17}$$

⁴⁸ Good Year, (2008) Correas dentadas de caucho « <http://www.jocartransmisiones.com/PDF/s/07-Caucho.pdf> (1), 12». Consultado el 29 de febrero de 2013.

⁴⁹ Diseño de Elementos de Máquinas; Robert L. Mott; Cuarta edición 2006; Transmisiones de bandas síncronas_Cap7_pág. 282_fig7-19; Pearson Educación.

$$B = 4(431,85) - 6,28(74 + 16,5)$$

$$B = 1727,4 - 568,34$$

$$B = 1159,06$$

$$C = \frac{1159,06 + \sqrt{(1159,06)^2 + 32(74 - 16,5)^2}}{16}$$

$$C = \frac{1159,06 + \sqrt{1343420,084 + 3306,25}}{16}$$

$$C = \frac{1159,06 + \sqrt{1346726,334}}{16}$$

$$C = \frac{1159,06 + 1160,48}{16}$$

$$C = \frac{2319,545}{16}$$

$$C = 144,97$$

De esta manera la selección de la distancia de centros adecuada para el desarrollo de la aplicación es de 160 mm, medida que se escoge por el uso del tipo de banda que se utiliza siendo esta 170XL.

De esta manera se ha seleccionado adecuadamente la transmisión por banda síncrona, dicha selección satisface ampliamente los requerimientos solicitados en el diseño tanto en tipo de banda disponible en el mercado como sus características técnicas así también el tipo de motor, la

distancia entre centros adecuada y demás parámetros contemplados en esta sección.

2.15 Diseño y selección de frenos y sistema de frenado.

Para la selección del sistema de frenado se ha considerado diferentes aspectos principales los mismos que en su mayoría son definidos por el diseño y la naturaleza de las transmisiones variables continuas (Cvt's).

Es decir que debido a la fabricación y orientación de las mismas, la selección de frenos está orientada a el uso de sistemas de frenado presente en bicicletas, motocicletas y en si a vehículos motrices de este tipo.

La implementación del mismo se ve totalmente facilitada por las CVT's las mismas que presentan en su estructura el soporte adecuado para la colocación de los discos del freno.

Con la justificación anteriormente presentada los siguientes aspectos a considerarse serán el tipo de accionamiento, el tipo de frenos, la fuerza y el rango de frenado necesario para las diferentes estancias en las que se requiera el frenado.

2.15.1 El tipo de frenos⁵⁰:

Se sabe que los frenos de disco se utilizan en aplicaciones que demandaban una mayor capacidad de frenada. Los discos permiten disminuir la masa suspendida y el calor transmitido a las ruedas, aspectos de gran importancia en el desarrollo adecuado del sistema, como forma de reducir costos y simplificar el funcionamiento del freno se ha decidido la implementación de este tipo de frenos, esta solución ofrece un compromiso razonable entre costo y seguridad.

⁵⁰ Wikipedia, (26 de febrero del 2013). [Freno de disco]. Consultado el día 29 de febrero del 2013 de la World Wide Web: http://es.wikipedia.org/wiki/Freno_de_disco.

Ahora bien surge la inquietud del porque el uso de este tipo de frenos y no otro tipo de sistemas de frenado que también son ampliamente utilizados dentro de esta aplicación, dicha duda será aclarada mediante el uso de la matriz comparativa que se presenta a continuación.

Tabla 2.7: Matriz de comparación de sistemas de frenado⁵¹.

FRENOS DE DISCO HIDRÁULICOS	FRENOS DE DISCO MECÁNICOS	FRENOS DE LLANTA
Menor fuerza de accionamiento	Fuerza de frenado media-alta	Fuerza de frenado media-alta
Menor tiempo de accionamiento	Tiempo de accionamiento mayor	Tiempo de accionamiento mayor
Mayor cuidado de la llanta (especialmente de golpes en la cubierta de carbón o pegamento en el tubular).	Mayor cuidado de la llanta (especialmente de golpes en la cubierta de carbón o pegamento en el tubular).	Golpes en la cubierta de carbón o pegamento en el tubular.
No presentan cambios de presión dentro de la rueda.	No presentan cambios de presión dentro de la rueda.	Arrebato en la cubierta de carbón por cambios de presión.
Menor inercia de rotación.	Menor inercia de rotación.	Mayor peso de la llanta, mueve la masa al eje de rotación.
Mayor disipación de calor.		
Mejor frenado		
Compensación automática de des-	Necesitan ser ajustadas	ser a ajustadas muy a

⁵¹ Colnago, (2010). [Frenos de disco]. Consultado el día 29 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://www.colnago.com/es/frenos-de-disco/>

gaste de las zapatas.	menudo y manualmente.	y menudo y manualmente.
Los pistones en la galga hidráulica tienen una acción simétrica.	Un pistón se mueve e inclina el rotor hacia el otro, reduciendo de forma drástica la vida del rotor bajo temperaturas altas y mucha carga del par de frenado.	Accionamiento totalmente manual.
Tienen un resultado mucho mejor en condiciones sucias.		
Mantenimiento de aceite hidráulico.	Mantenimiento medio	Mantenimiento bajo
Mayores costos de adquisición.	Costos de adquisición medios	Costos de adquisición bajos

La tabla presentada a continuación permite la selección del sistema de frenos hidráulicos de disco ya que son estos los que cumplen con las características requeridas en nuestra aplicación.

Con todos los antecedentes mencionados en la parte superior seleccionamos el tipo de frenos SHIMANO M395 este modelo en especial presenta muchas facilidades de cambio de aceite mineral así como la disponibilidad en el mercado es muy amplia para este modelo y esta marca.

Cabe también destacar que los costos de adquisición son relativamente bajos en cuanto a otros modelos y marcas; se ha considerado sobretodo el mantenimiento y la fiabilidad del mismo para su selección siendo este

SHIMANO M395 un modelo muy eficiente y a la vez muy práctico por lo cual termina siendo el adecuado para la aplicación que se requiere, para mayor constancia se adjunta el link de las características así como el manual del freno⁵².

2.15.2 El tipo de accionamiento.

De acuerdo a las necesidades que presenta el accionamiento de los frenos este deberá ser ejecutado por motores estos motores deberán tener ciertas características o más bien cumplir ciertos requerimientos como fuerza necesaria para una adecuada activación de los frenos, rango de movimiento sujeto a calibración, facilidad de acoplamiento y disponibilidad en el mercado.

2.15.3 Cálculo de la fuerza.

La fuerza necesaria que actúa directamente sobre las maniguetas del freno debe ser menor o igual a la fuerza entregada por los motores a seleccionar a continuación se presenta el cálculo de la fuerza máxima requerida por los frenos.

En esta estancia se escoge el tipo de motor que debe ser servomotor por sus características técnicas, así como su peso, el sistema de control que poseen, bajo costo, buena fiabilidad, fácil mantenimiento y disponibilidad en el mercado.

Se debe resaltar que el mecanismo de accionamiento será puramente por tensión de cable, se ha optado por el uso de cable debido a que en este tipo de transmisión la fuerza generada por el trasmisor es la misma que llega al transmitido.

⁵² Shimano, (2007) Manual para distribuidores, frenos de disco « http://si.shimano.com/content/si/brake/spanish/dealer-manual/_jcr_content/headerpar/sidownload/file.res/DM-BR0001-00-SPA.pdf. (1), 22». Consultado el 29 de febrero de 2013.

Es decir la tensión en un cable es la misma en cualquiera de sus extremos.

A continuación se muestra una figura en la cual se puede apreciar el principio de funcionamiento del sistema de frenos.

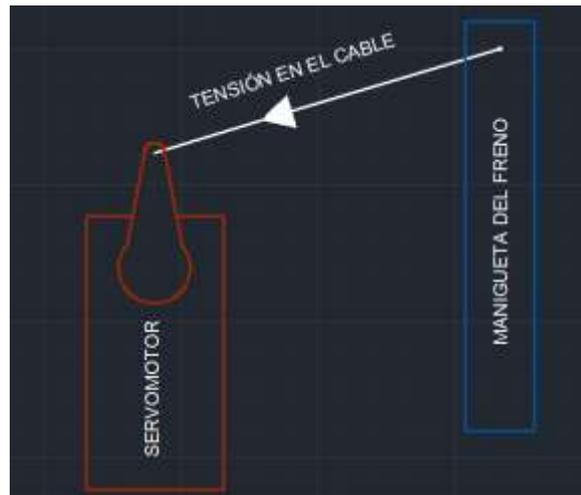


Figura. 2.40: Disposición de la fuerza en el sistema de frenos

Entonces:

El cálculo de las fuerzas y la selección de los motores empiezan con el análisis de fuerzas en el sistema de frenos ubicado en las llantas principales para lo cual es necesario calcular la fuerza tangencial ejercida por los motores de tracción.

De esta manera tomamos como datos las siguientes variables:

$$\begin{aligned} \text{Potencia real entregada por los motores} &= 330,58 \text{ [Watts]} \\ &= 0.33058 \text{ [Kw]} \end{aligned}$$

$$\text{Diámetro de la llanta de tracción} = 40 \text{ [cm]} = 0.4 \text{ [m]}$$

$$n = \text{revoluciones} = 117 \text{ [rpm]}$$

Entonces el cálculo se desarrolla de la siguiente manera:

$$P = \frac{nT}{973,48}$$

Despejamos el par de torsión

$$T = \frac{P * 973,48}{n}$$

$$T = \frac{(0,33058) * (973,48)}{117}$$

$$T = 2,75 [N.m]$$

Una vez obtenido el par torsor calculamos la fuerza tangencial generada por dicho par la cual está dada por el radio de la llanta principal especificado anteriormente entonces el desarrollo del cálculo procede así:

$$T_1 = F_1 * D_1 \quad \text{Ec. 2.18}$$

De donde se obtiene la fuerza

$$F_1 = \frac{T_1}{D_1}$$

$$F_1 = \frac{2,75[N * m]}{0,4[m]}$$

$$F_1 = 6,87 [N]$$

Con este valor de la fuerza de rozamiento establecido se procede a calcular la fuerza normal de acción directa en las pastillas de acero de los frenos para la cual es necesario conocer el coeficiente de rozamiento

entre las placas de acero entonces tomamos como dato el coeficiente de fricción y procedemos el cálculo de la siguiente manera:

$$\mu = \text{coeficiente de rozamiento} = 0.18^{53}$$

$$F_r = \mu * N \quad \text{Ec. 2.19}$$

De donde :

$$N = \text{Fuerza normal} = \frac{F_r}{\mu}$$

$$N = \frac{6,87[N]}{0,18}$$

$$N = 38,16 [N]$$

Sabemos que esta fuerza normal es la que actúa de manera directa en las pastillas de frenado accionadas por el émbolo entonces podemos decir que la presión en la cañería del freno está dada por esta fuerza normal en relación del área del émbolo del pistón, entonces tomamos como datos para el siguiente análisis la medida del diámetro del émbolo.

$$D = \text{diámetro del émbolo en las pastillas de freno} = 10 [mm] = 0,01[m]$$

Entonces se sabe que:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 2.0}$$

Donde:

$$P = \text{Presión}$$

⁵³ Scribd(2010)[Fuerza de fricción estática], consultado el 06 de abril del 2013 de la Word Wide Web: <http://es.scribd.com/doc/22590266/Coeficientes-de-friccion-Cinetica-y-Estatica>.

$$A = \text{area del embolo} = \pi D^2$$

De esta manera calculamos el área del émbolo:

$$A = \pi D^2$$

$$A = \pi(0,01)^2$$

$$A = 3,14 \times 10^{-4} [m^2]$$

Entonces el cálculo ocurre de la siguiente forma:

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

$$P = \frac{38,16[N]}{3,14 \times 10^{-4} [m^2]}$$

$$P = 121467,05 [Pa]$$

Sabemos que la presión calculada es la misma por toda la cañería entonces esta presión se transmite hasta el émbolo en las maniguetas de los frenos este émbolo también posee un diámetro de acción el cual nos dará el área del émbolo en cuestión.

$$\text{Diámetro del émbolo} = 6[mm] = 0.006[m]$$

Con este diámetro establecido calculamos el área del émbolo.

$$A = \pi D^2$$

$$A = \pi(0.006)^2$$

$$A = 1,13 \times 10^{-4} [m^2]$$

Con esta área y la presión anteriormente encontrada calculamos la fuerza que se trasmite a la manigueta del freno.

Obteniendo así:

$$F = P * A \quad \text{Ec. 2.21}$$

$$F = (121467,05) * (1,13 \times 10^{-4})$$

$$F = 13,73[N]$$

Esta fuerza es transmitida a través del cable con el cual se accionan los frenos hasta el servomotor. Entonces el dato de interés en el estudio es el par torsor que se transmite en el motor para de esta manera seleccionar el mismo.

Entonces se debe multiplicar la fuerza por la distancia de acción de la fuerza desde el eje del motor a la sujeción del cable esta distancia es de 7 cm es decir 0,07 m.

$$T = F * d \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde:

$$d = \text{distancia de accion} = 0,07 [m]$$

$$T = (13,73) * (0,07)$$

$$T = 0,916[N * m]$$

Se puede anotar en esta sección que el torque necesario para un frenado eficaz debe ser el de 1 newton por metro, entonces con este dato establecido se seleccionan los motores que accionaran este mecanismo los mismos que deben ser capaces de superan este torque para su correcto funcionamiento.

Es esta razón y tomando en cuenta la disponibilidad de motores en el mercado se ha optado por seleccionar un servomotor HITEC HS815BB⁵⁴ el mismo que tiene un torque de $343 \frac{oz}{in}$. Es decir $2,42 \left[\frac{N}{m} \right]$. Lo cual satisface ampliamente los requerimientos establecidos en fuerza.

2.16 Selección del tipo de las ruedas de tracción.

Para la selección del tipo de ruedas partimos de lo detallado en el capítulo de las generalidades; donde destaca el tamaño, tipo de cubierta, composición de la llanta.

2.16.1 Tamaño.

En cuanto al tamaño se han escogido ruedas de 400mm esta selección es justificada en cuanto a su límite superior debido a que la rueda más pequeña permite aplicar menor esfuerzo para propulsarla.

Pero también requiere mayor número de impulsos, pero sabemos que los impulsos están dados por los motores de (CC) presentes en la silla de ruedas, lo cual no genera inconveniente alguno en el usuario.

En cuanto al límite inferior de esta selección queda justificado debido al uso de las CVT'S la cual restringe el tamaño mínimo de rueda.

Con estos antecedentes expuestos el tamaño de consenso es el de 400mm.

2.16.2 Tipo de cubierta

El tipo de cubierta por el cual se la se ha inclinado la selección viene dada por la comparación entre las dos principales tendencias en el tipo de

⁵⁴ HITEC, (2012). [HS-815BB Mega Sail Control Servo]. Consultado el día 29 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://www.hitecrd.com/products/se0rvos/analog/boat/hs-815bb.html>

cubierta; estas tendencias usadas con gran amplitud en sillas de ruedas son tipo de cubierta maciza y tipo de cubierta neumática.

La tabla 2.8: muestra una matriz de comparación entre estos dos tipos de cubierta.

Tabla 2.8: Matriz de comparación de tipo de cubierta en las ruedas.

CARACTERÍSTICAS	NEUMÁTICAS	MACIZAS
RESISTENCIA AL RODAJE	Bajo	Bajo
AGARRE (PISO SECO)	Alto	Débil
AGARRE (PISO MOJADO)	Alto	Débil
MANTENIMIENTO	Alto	Bajo
PESO	Bajo	Alto
MANIOBRABILIDAD	Alta	Baja
AMORTIGUACIÓN	Alta	Baja
CONDUCCIÓN	Fácil	Dura
FUERZA REQUERIDA	Media	Baja
COSTO	Medio	Alto

Entonces podemos decir que el tipo de cubierta adecuado para nuestra aplicación es el del tipo neumático.

2.16.3 Composición.

La composición de la rueda está estrictamente relacionada con el tipo de cubierta, entonces como en el paso anterior de esta sección se optó por un tipo de cubierta neumático; por lo tanto la composición más adecuada será de caucho.

2.17 Selección del tipo de las ruedas de dirección.

En esta sección se dimensionara y seleccionara el tipo de ruedas de dirección adecuadas para la aplicación solicitada.

Las cuales están detalladas de igual manera en el capítulo de las generalidades.

Lo que desencadena en lo siguiente:

Cuanta más pequeña sean las ruedas delanteras, tendrán menor rozamiento y mayor facilidad de giro, siendo adecuadas para interiores y exteriores entonces se selecciona el diámetro estándar dicho diámetro es de 170 mm este diámetro es uno de los más comunes utilizados así como también el diámetro presente en el mercado.

Las ruedas delanteras en su mayoría presentan su composición dura o maciza.

Esta composición permite una menor resistencia a la rotación.

Los antecedentes anteriormente expuestos justifican el uso de una rueda maciza de 90 mm de diámetro.

2.18 Análisis de esfuerzos mediante SolidWorks.

En la presente sección se analizara los esfuerzos por el peso de la persona sobre la estructura y sus apoyos.

Para este análisis es imprescindible contar con el software Solidworks el cual facilita el análisis de dichos esfuerzos, así como también nos permite generar un valor verídico y confirmado del factor de seguridad necesario para la estructura que está siendo sometida al análisis.

A continuación se desplegarán una serie de imágenes en las cuales podremos apreciar e identificar las fuerzas aplicadas, tipos de sujeciones donde están localizadas, el factor de seguridad requerido para lograr un correcto desempeño así como las secciones de la estructura más susceptibles a falla.

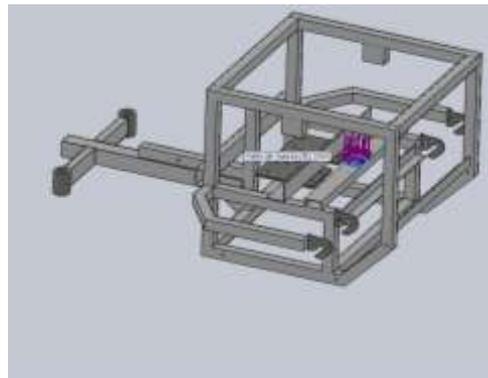


Figura. 2.41: Ubicación de la carga (fuerza total ejercida por el usuario)

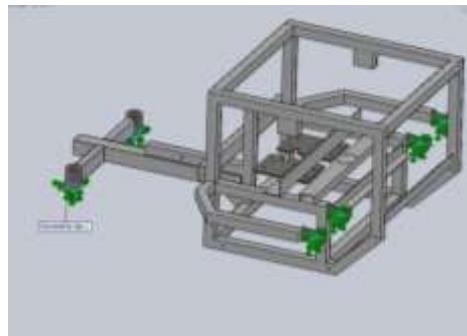


Figura. 2.42: Ubicación de las sujeciones

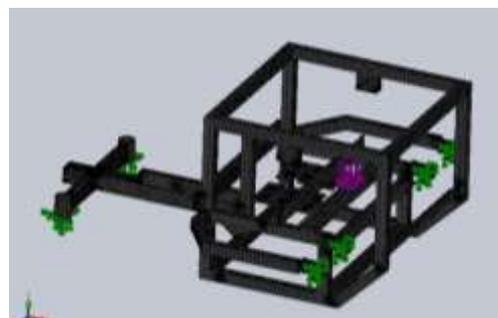


Figura. 2.43: Mallado de la estructura previo análisis

A continuación se muestra la obtención de resultados después del análisis generado.

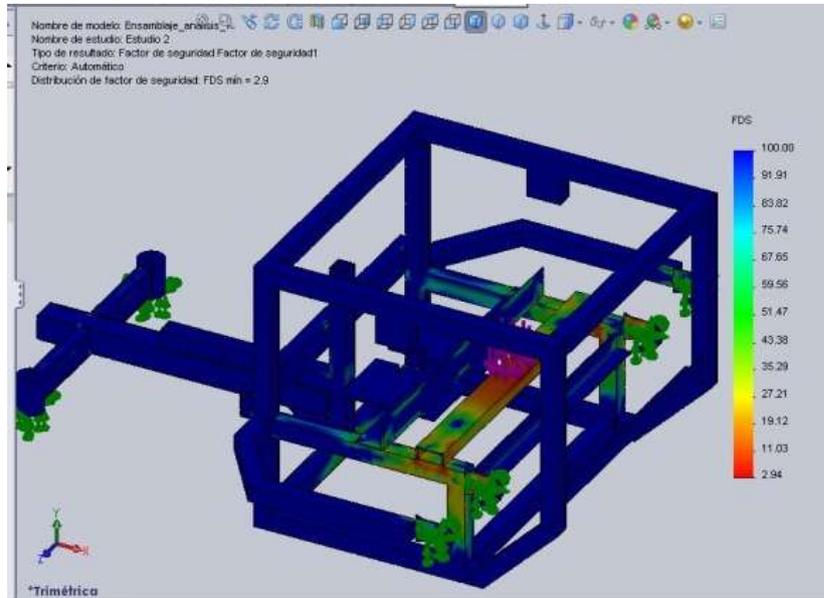


Figura. 2.44: Muestra de resultados (análisis finalizado)

De esta manera se puede concluir que el diseño de la estructura sometido a las fuerzas de trabajo para las cuales ha sido desarrollada, cumple con las especificaciones requeridas de diseño y desempeño.

Esto también es ratificado por el software ya que el análisis nos ha arrojado como dato un factor de seguridad de 2,97 siendo este valor aceptable dentro de los rangos establecidos para maquinarias de este tipo, como se ha citado otra hora en partes superiores de este libro.

CAPITULO III

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS ELECTRÓNICOS

3.1 Parámetros de diseño del sistema de control.

Se implementara un sistema de control en lazo abierto ya que el usuario de la silla de ruedas, será el que determine la posición y velocidad de avance requeridas.

Es necesario que el sistema de control permita variar la velocidad de giro de los motores a fin de controlar el avance necesario de la silla de ruedas.

Para el funcionamiento del sistema CVT, se requiere medir la inclinación del piso para así determinar la relación de transmisión más adecuada para dicha inclinación.

3.2 Selección de componentes de la etapa de control.

3.2.1 PIC 16F877A.

Debido al bajo costo, facilidad de adquisición y versatilidad, se seleccionó como elemento principal de la etapa de control al PIC (Peripheral Interface Controller), de microchip.

Se seleccionó al PIC 16F877A debido a las siguientes características de dispositivos periféricos requeridas en el desarrollo de proyecto:

- Timer0: Temporizador-contador de 8 bits con preescaler de 8 bits.

- Timer1: Temporizador-contador de 16 bits con preescaler que puede incrementarse en modo sleep de forma externa por un cristal/clock.
- Timer2: Temporizador-contador de 8 bits con preescaler y postescaler.
- Dos módulos de Captura, Comparación, PWM (Modulación por ancho de Pulsos).
- Conversor A/D de 10 bits.
- Puerto Serie Síncrono Master (MSSP) con SPI e I2C (Master/Slave).
- USART/SCI (Universal Syncherosus Asynchronous Receiver Transmitter) con 9 bit.
- Puerta Paralela Esclava (PSP) solo en encapsulados con 40 pines

En la figura 3.1 se observa el diagrama de los pines, presentes en el PIC 16F877A, que se usa en el sistema de control.

PIC 16F877A. Microchip. Fecha de consulta: enero 23, 2013 desde <http://www.microchip.com/wwwproducts/Devices.aspx?dDocName=en010242>.

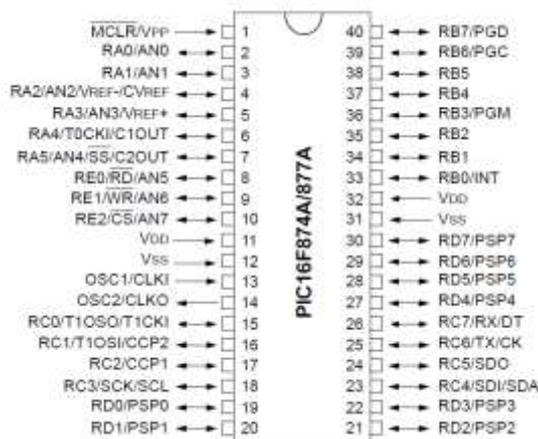


Figura. 3.1: Distribución de pines del PIC 16F877A

3.2.2 Joystick de Mando.

La silla de ruedas se comandará por medio del joystick:



Figura. 3.2: Joystick de control de movilidad

Este elemento es producido por la empresa Sparkfun, y cuenta con dos potenciómetros de 10k, uno por cada eje los cuales proporcionan dos señales analógicas que reflejan la posición donde se encuentra el mando, además la palanca de mando cuenta con un mecanismo de retorno automático.

Para el control de la silla el joystick será alimentado con 5V, y por medio de las entradas analógicas del PIC16F877A se leerá el dato proporcionado por este elemento.

La figura 3.2 ilustra el joystick que se usa para el control de la dirección de la silla de ruedas.

Potentiometer Joystick. P3 America. Fecha de consulta: diciembre 8, 2012 desde <http://www.p3america.com/pp/802.htm>

3.2.3 Acelerómetro MMA7361L.

Para el desarrollo del proyecto es necesario conocer la inclinación por donde está transitando la silla de ruedas, para de esta manera poder

posicionar el sistema CVT, en una relación de transmisión óptima para esta inclinación del terreno.

Debido a su presencia en el mercado y facilidad de uso se seleccionó al acelerómetro MMA7361L, el mismo que cuenta con las siguientes características:

En la figura 3.3 podemos observar la distribución de pines del acelerómetro MMA7361L.

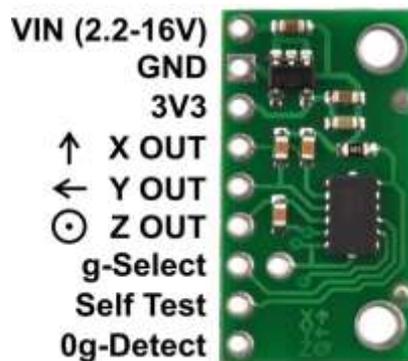


Figura. 3.3: Acelerómetro MMA7361L

- Dos rangos de medición seleccionables ($\pm 1.5g$, $\pm 6g$).
- Bajo consumo de corriente: $400 \mu A$
- Sleep mode: $3 \mu A$.
- Bajo voltaje de operación: $2.2 V - 3.6 V$
- Alta sensibilidad ($800 mV/g$ a $1.5g$).
- Rápido tiempo de encendido ($0.5 ms$ de tiempo de respuesta).
- Autoprueba para detección de caída libre.
- Acondicionamiento de señal con filtro pasobajo.
- Diseño robusto, alta resistencia al impacto.
- Temperatura de funcionamiento -40 a $85^{\circ}C$.

3.3 Selección de componentes de la etapa de Potencia.

3.3.1 Driver DC Sabertooth 2x25 V2.

Luego de realizar la medición de corriente de los motores tanto de arranque, nominal y a rotor bloqueado, se determinó que los motores cuentan con los siguientes datos:

$$I_a = \text{corriente de arranque} = 12[A]$$

$$I_n = \text{corriente nominal} = 3.3[A]$$

$$I_{rb} = \text{corriente a rotor bloqueado} = 20[A]$$

Por lo antes expuesto, se procedió a la búsqueda de drivers para motores DC, que permitan la variación de velocidad, soporten la potencia requerida, y permitan contar con un sistema de protección contra sobrecorrientes.

Debido a las características requeridas y facilidad de adquisición en el mercado ecuatoriano, se seleccionó, a la tarjeta **Sabertooth 2x25 V2**, fabricada por la empresa **Dimension Engineering**. En la figura 3.4 se puede observar el driver que se usa para el control de los motores de tracción.



Figura. 3.4: Driver Sabertooth 2x25 V2

Las especificaciones técnicas de la tarjeta de potencia se detallan a continuación:

- Tensión nominal de 6 a 30 voltios nominal.
- Corriente de Salida de 25 amperios por canal, con picos de 50 amperios por canal (por unos segundos).
- Ofrece una fuente conmutada de 5 voltios y 1 amperio con picos de 1.5 amperios.
- Frecuencia de conmutación ultrasónica.
- Protección térmica y de sobrecorriente.
- Tamaño compacto (65x80x21mm).
- Unidad regenerativa síncrona.

Dimensionengineering, (abril, 2012). Sabertooth 2x25 V2 User's Guide, Recuperado de: www.dimensionengineering.com/datasheets/Sabertooth2x25v2.pdf

3.4 Selección de Baterías para alimentación del sistema.

Para la selección de las baterías usadas para brindar la energía requerida para el funcionamiento del sistema, se tomaron en cuenta los siguientes aspectos.

- Requerimientos de Energía.
- Costo.
- Peso.
- Seguridad.

Para determinar la capacidad de la batería medida en amperios – hora (Ah), en primer lugar se analizó la autonomía de este tipo de silla de ruedas existentes en el mercado. Con lo que se determinó una autonomía de promedio de 25km entre carga y carga.

ReActiv, (2009). Manual del Propietario IzzyGo P4. Recuperado de <http://www.reactiv.com.mx/manuales/electricas/izzygoP4.pdf>.

Con este dato y la velocidad media de la silla de ruedas, calculada en el capítulo II que es de 2.45m/s podemos determinar el tiempo que se requiere que la silla esté en funcionamiento:

$$V = \frac{d}{t} \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$t = \frac{25000 [m]}{2,45 [m/s]}$$

$$t = 2,83 [h]$$

Una vez obtenido el tiempo que se requiere que la silla esté en funcionamiento se calcula la capacidad de la batería, ya que la corriente nominal de cada motor de tracción es de 3.3 A, se necesita una corriente de 6.6 A para el desplazamiento del sistema. La capacidad de la batería se obtiene por:⁵⁵

$$C = I_n(t) \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$C = 6.6 [A](2,83[h])$$

$$C = 18,678 [Ah]$$

Dónde:

I_n Es corriente nominal de los motores de tracción.

t Es el tiempo requerido de funcionamiento del sistema.

No se recomienda descargar una batería totalmente en cada ciclo de descarga, se debe procurar trabajar al 80% de capacidad de la batería, ya que esto incrementa el número de ciclos disponibles de carga y descarga, además mantiene la capacidad durante más tiempo.

⁵⁵¿Cómo calcular la capacidad de las baterías para cada aplicación? (2011, 16 de febrero). Todo Productividad. Fecha de consulta: enero 12, 2013 desde todoproductividad.blogspot.com/2011/02/como-calculer-la-capacidad-de-las.htm

Con este factor de corrección la capacidad final de la batería nos quedaría:

$$Cf = \frac{C}{0.8}$$

$$Cf = \frac{18.678[Ah]}{0.8}$$

$$Cf = 23.53 [Ah]$$

A continuación se escogerá el tipo de batería a utilizar de acuerdo a los tipos de baterías presentes en el mercado ecuatoriano. Se realiza el análisis según los criterios peso, costo y seguridad:

Tabla 3.1: Características tipos de baterías a elegir

Tipo de Batería	Costo	Seguridad	Peso.
Batería Ácida.	Bajo	Baja	Medio
Batería Ácida sellada	Medio	Seguridad Alta	Medio
Batería de Gel	Alto	Seguridad Alta	Bajo

De acuerdo a la tabla 3.1, se optó por escoger el tipo de batería ácida sellada, ya que presenta una seguridad alta debido a que no existen fugas, con un peso y costo razonable.

Una vez seleccionado el tipo de batería a utilizar, se escogerá una que cumpla con la capacidad requerida calculada anteriormente.

Tabla 3.2: Características tipos de baterías a elegir.

Voltaje (V)	Capacidad (Ah)
6	12
12	18
12	24
12	33

Con lo analizado en la tabla 3.2 se selecciona una batería ácida sellada, de 12V a 33Ah, ya que el valor de 24 Ah se encuentra muy cerca del valor calculado.

Cabe mencionar que los motores de tracción necesitan una tensión de 24V, para su funcionamiento, por esta razón el sistema cuenta con 2 baterías de iguales características en serie para lograr la tensión requerida.

3.5 Acoplamiento de los Componentes Electrónicos.

El principal componente del sistema electrónico es el PIC 16F877A, el cual se encargara de recibir la señal dada por los sensores (joystick analógico, acelerómetro MMA 7361L), y posteriormente promocionará la señal de control a la tarjeta Sabertooth para el desplazamiento de la silla, así como también controlara el motor a pasos encargado de cambiar la relación de transmisión de los sistemas CVT.

En la siguiente figura podemos apreciar un diagrama de bloques de los elementos constitutivos del sistema.

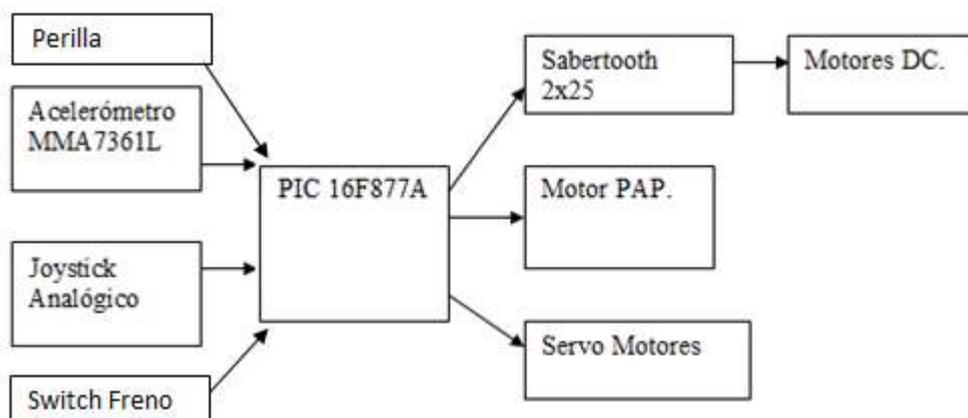


Figura. 3.5: Diagrama de bloques acoplamiento componentes electrónicos

3.6 Diseño de Circuitos.

Una vez descritos los elementos usados en la etapa de control y potencia, se procederá a diseñar los circuitos que forman parte del sistema de control del sistema.

3.6.1 Suministro de Energía.

Todo el dispositivo dispone de una fuente de alimentación de 24V, nivel de tensión que debe ser regulado de acuerdo a los requerimientos especificados de cada elemento electrónico, por lo que se necesita 3 niveles de tensión que se detalla a continuación:

- Para la placa de control se requiere una tensión de 5V.
- El motor a pasos usado en el cambio de velocidad requiere una tensión de 3,5V.
- Los servos de frenado necesitan de 6V.

Los elementos utilizados para lograr estos niveles de tensión son, dos reguladores LM317T, y un regulador LM7805.

En la figura 3.6 podemos observar el diagrama de bloques de distribución de energía de las baterías presentes en el sistema.

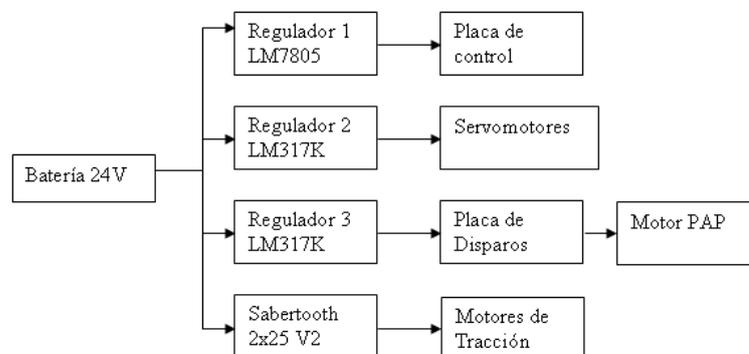


Figura 3.6: Diagrama de bloques de distribución de energía desde la batería

El regulador LM7805, utilizado para alimentar la etapa de control, se conecta según el esquema mostrado en la figura 3.7.

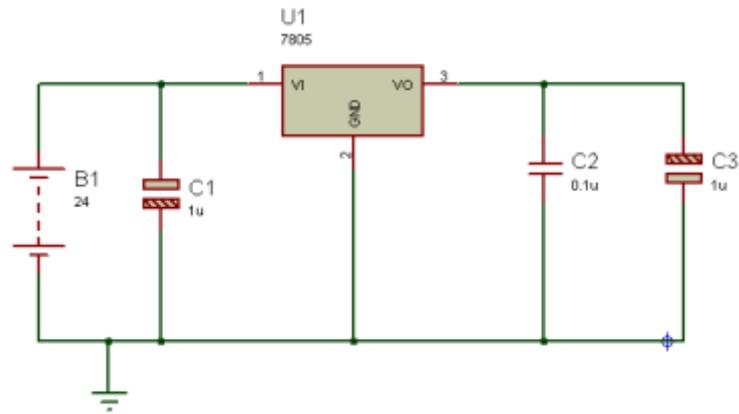


Figura 3.7: Esquema de conexión LM7805.

Los reguladores usados tanto para los servomotores, como para el motor paso a paso, soportan una corriente de 1amperio, ya que esta corriente es superada, se usa la configuración de alta corriente. En la figura 3.8 se observa el esquema de conexión de esta configuración.

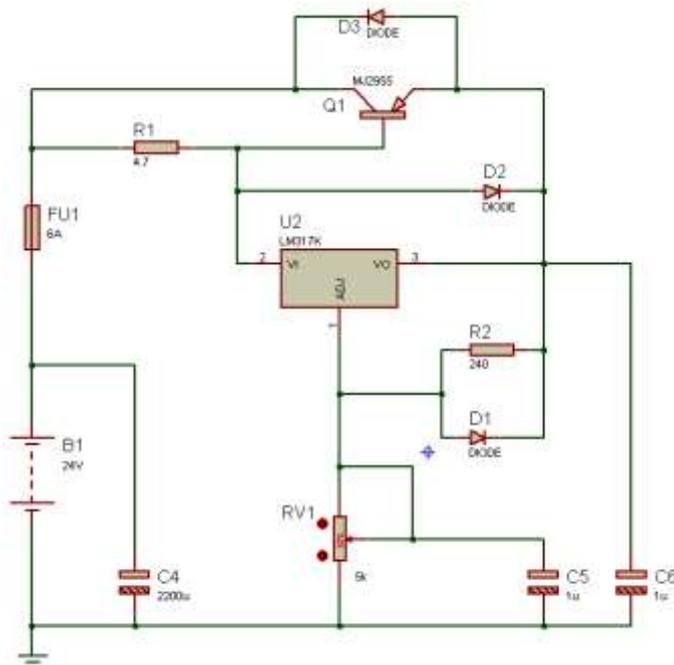


Figura 3.8: Esquema de conexión LM317T configuración alta corriente

Donde la resistencia de 4.7Ω , es a una potencia de 5W, ya que al existir exceso de corriente no soportada por los reguladores de voltaje, el transistor entra en conducción y así permitir tener la corriente requerida en la carga.

Este circuito se implementa dos veces uno para la fuente de los servomotores y uno para el funcionamiento del motor a pasos.

3.6.2 Lectura de señales analógicas entregadas por los sensores.

Debido a que el joystick, el acelerómetro y el valor de tensión de las baterías son una señal analógica de voltaje, se utiliza 3 de los conversores analógicos – digitales que proporciona el PIC, para la adquisición de los datos entregados por los elementos mencionados.

Los puertos utilizados para la lectura de datos son los siguientes:

- RA0 se utiliza para la adquisición de los datos entregados por el joystick.

(Ya que el joystick presenta 2 potenciómetros de 10k, en el diseño del circuito la palanca de mando será representada por estos elementos.) El mismo se conecta al PIC de acuerdo al esquema de la figura 3.9.

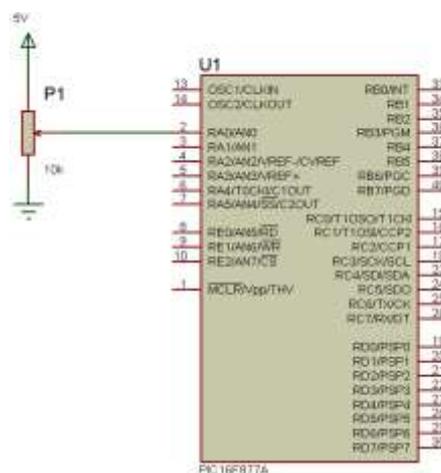


Figura 3.9: Esquema de Conexión lectura de joystick

- RA2 es utilizado para la lectura del dato de inclinación entregado por el acelerómetro. Que se conecta según el esquema de la figura 3.10

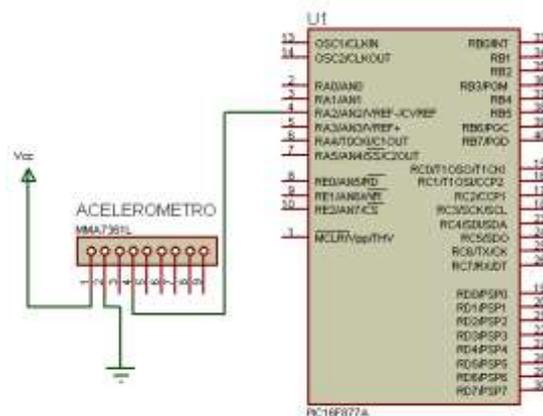


Figura 3.10: Esquema de Conexión lectura de acelerómetro

3.6.3 Lectura del estado de carga de la batería de alimentación.

Para la medición del estado de carga de la batería se utiliza, un divisor de voltaje de 11 a 1, para lograr valores que puedan ser leídos por el conversor análogo-digital del PIC, el valor de dicho divisor es leído por el puerto RA3, de acuerdo a la programación el estado de carga de la batería se visualiza por medio de 4 leds.

Los cuatro led representan la carga del 100%, 75%, 50% y 25% respectivamente

Según los datos del fabricante de las baterías utilizadas, el valor de tensión con respecto a la carga es el siguiente:

Tabla. 3.3: Tensión mediada con respecto a la carga de la batería.

Voltaje de la Batería (V)	Porcentaje de Carga
	100%
12.7	100
12.4	75
12.2	50
12	25

Ya que en la silla de ruedas se usa dos baterías estos valores de tensión son multiplicados por dos, y una vez reducidos luego del divisor de tensión, se tienen os siguientes valores.

Tabla 3.4: Voltaje reducido de tensión de baterías.

Voltaje de las Baterías (V)	Voltaje Reducido(V)
25.4	2.31
24.8	2.25
24.2	2.2
24	2.18

El sistema de lectura y presentación del estado de carga de las baterías se presenta en el circuito mostrado en la figura 3.11.

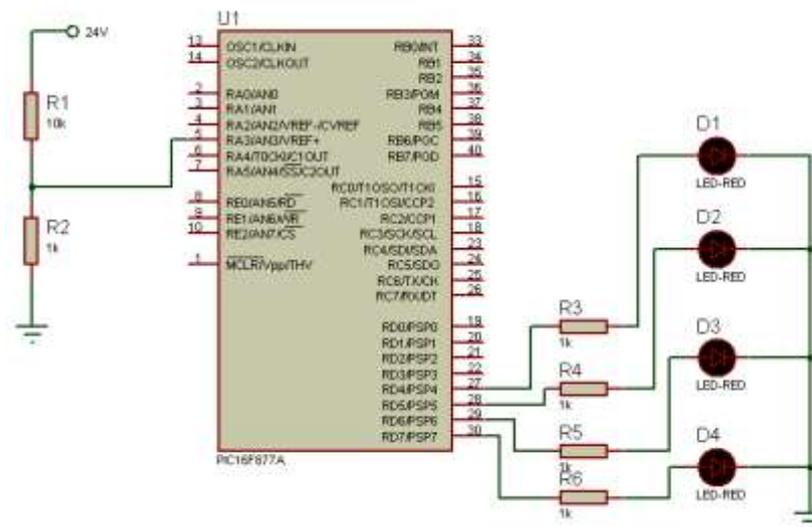


Figura 3.11: Circuito lectura y representación del estado de carga de baterías.

3.6.4 Lectura de Velocidad Deseada.

El sistema cuenta con tres velocidades predeterminadas, que son seleccionadas mediante el uso de una perilla, para lo cual se usan los puertos RC4, RC5, RC6 del PIC.

Se usa una configuración cero lógicas para determinar la velocidad requerida por el usuario. La perilla se conecta al PIC, según lo indica la figura 3.12.

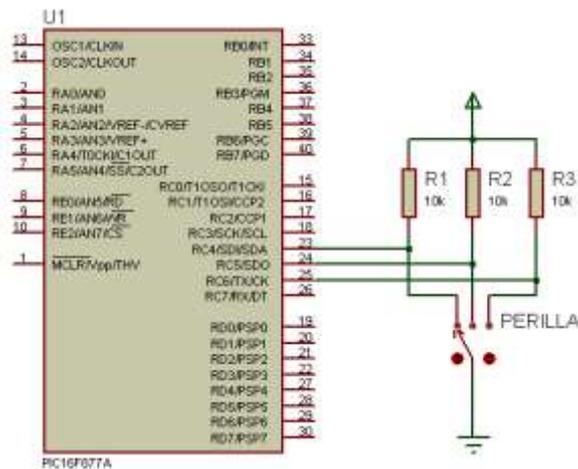


Figura 3.12: Esquema de Conexión perilla selectora de velocidad

3.6.5 Generación de Señal de Control para la Tarjeta Sabertooth 2x25.

Uno de los principales objetivos del microcontrolador, es generar las señales PWM, las cuales ingresan a la tarjeta de potencia Sabertooth, para el control de los motores DC, de desplazamiento de la silla de ruedas.

Ya que la tarjeta Sabertooth funciona con señales de voltaje analógico, la señal PWM que proviene del microcontrolador debe ser convertida en voltaje analógico, mediante la aplicación de un filtro RC.

Los elementos de este filtro son recomendados por el fabricante en la hoja de datos de acuerdo a la figura 3.13.

Dimensionengineering, (abril, 2012). Sabertooth 2x25 V2 User's Guide, Recuperado de: www.dimensionengineering.com/datasheets/Sabertooth2x25v2.pdf

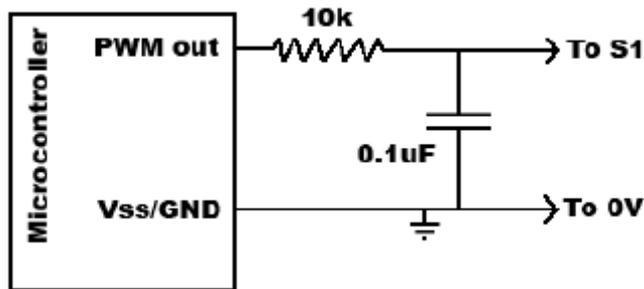


Figura 3.13: PWM filtrado (Sabertooth modo análogo)

En nuestro caso se controlan dos motores DC, por lo que el esquema de conexión para controlar la tarjeta de potencia y a su vez los motores, queda según la figura 3.14 mostrada a continuación.

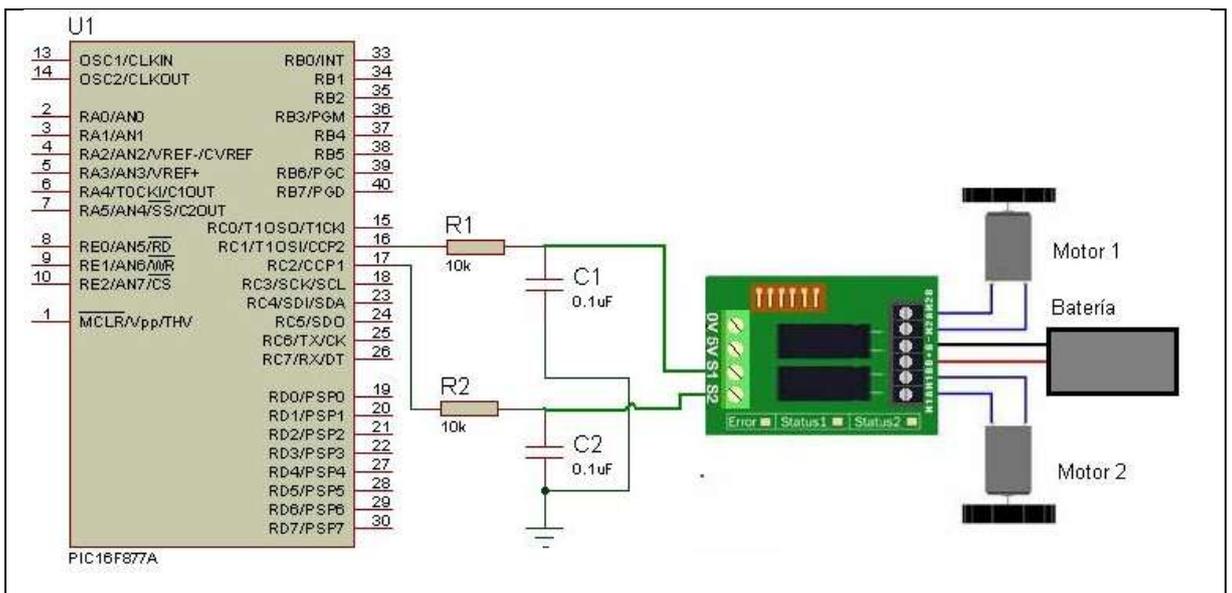


Figura 3.14: Señales PWM Filtradas.

3.6.6 Circuito de control del motor PAP.

El motor PAP que se usa es un motor híbrido de bobina independiente producido por Kelling Technologies, de código KL34H295-43-8A, el motor cuenta con 4 bobinas que se conectan según su configuración unipolar.

En la figura 3.15 observamos el color de cable asignado a cada bobina según el fabricante.

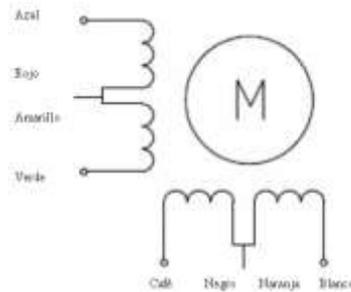


Figura 3.15: Esquema de Bobinas Motor PAP

El control del motor PAP, se realiza por medio del PIC, el mismo que envía señales a los mosfet que activan cada bobina del motor. Según el circuito de la figura 3.16.

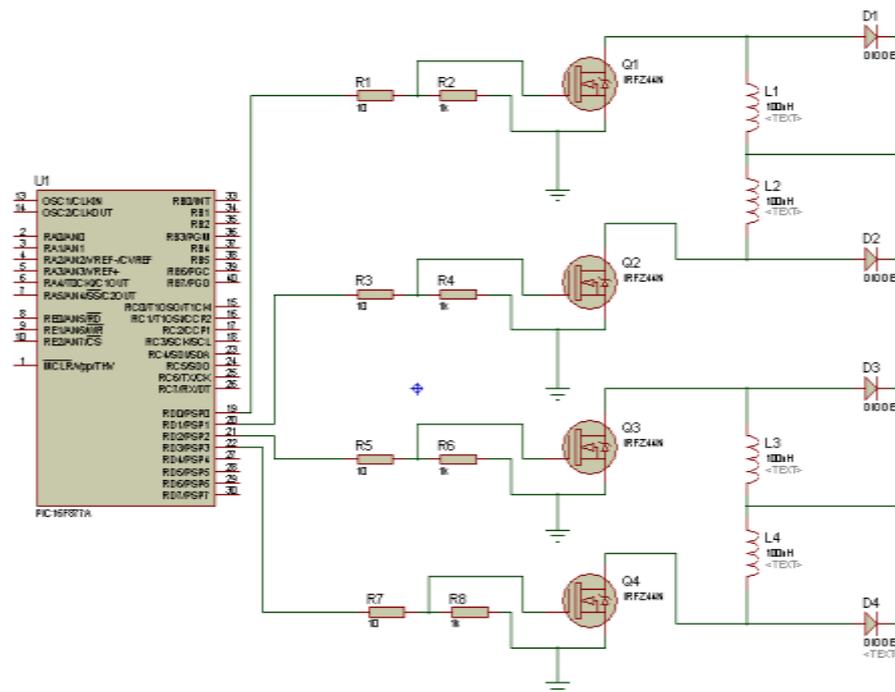


Figura 3.16: Esquema de disparo de bobinas del motor PAP.

3.6.7 Circuito de control de los servomotores

Los servomotores usados (Hitec 815 BB), para lograr su torque máximo deben ser conectados a una fuente de 6V, que sea capaz de suministrar

1,2 A. Por lo que se toma del PIC solo la señal de control PWM para cada servo usado según el esquema de la figura 3.17.

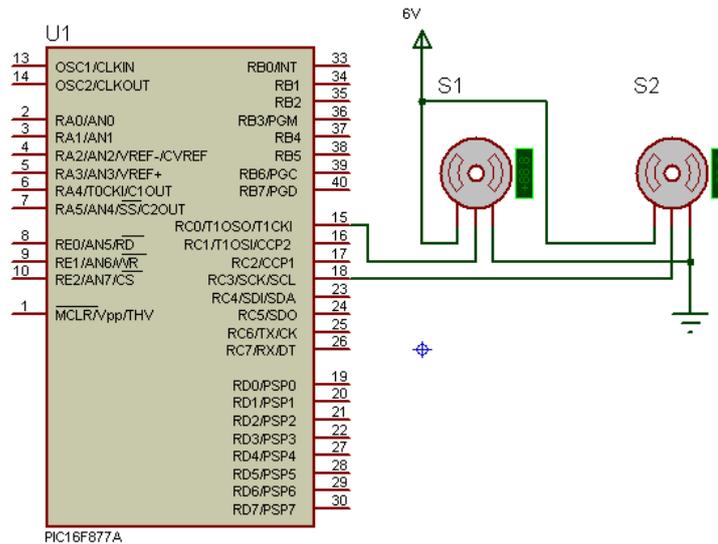


Figura 3.17: Esquema de conexión de servomotores del sistema de frenado

3.6.8 Conexión de elementos tipo switch.

De acuerdo con el sistema de control implementado la silla de ruedas requiere la conexión de 2 elementos tipo switch, que son:

- Pulsante 1, que se utiliza como pulsante de frenado, mismo que se encarga de activar los servomotores que a su vez activan los frenos hidráulicos.
- Dentro de la secuencia de control el motor PAP, requiere un posicionamiento inicial que es dado por un final de carrera convenientemente posicionado en la estructura de la silla de ruedas.

La conexión de estos dos elementos se puede observar en el esquema de la figura 3.18.

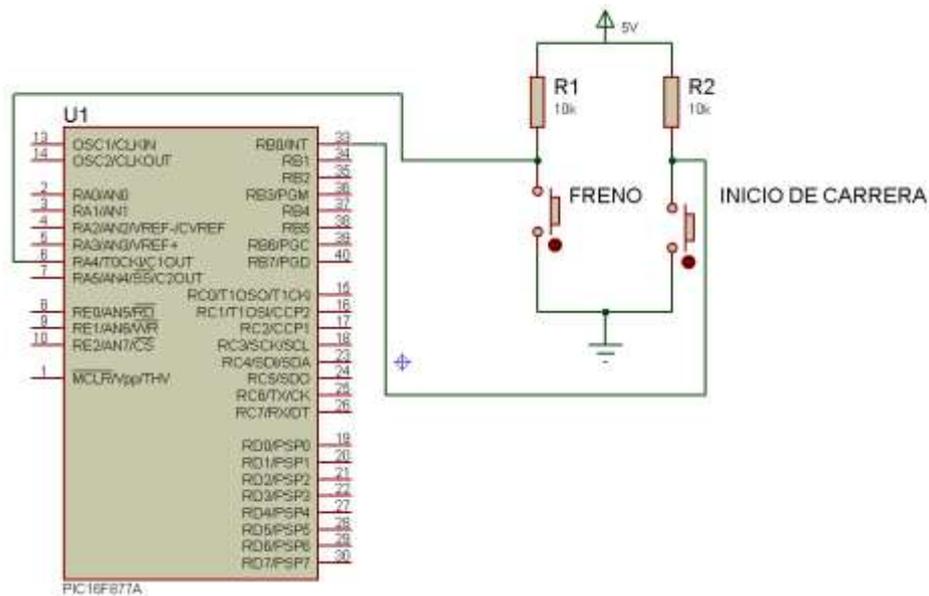


Figura 3.18: Esquema de elementos tipo switch

3.7 Diseño del software de control.

Para la programación del PIC, usado como elemento principal de control de nuestra silla de ruedas, se seleccionó el software MikroBasic PRO, debido a las prestaciones presentadas tales como:

- Facilidad de aprendizaje del lenguaje Basic.
- Entorno de programación amigable.
- Código eficiente.
- Documentación completa y ayuda eficiente.
- Variedad de librerías.

Además el archivo generado por este programa (extensión .hex), nos permite la simulación por medio del uso del software Proteus.

El PIC 16F877A, que se usa en la silla de ruedas, tiene como objetivos principales generar las señales de control para los motores de tracción, para los servomotores de frenado y el motor PAP encargado de realizar el cambio de relación de transmisión, todo esto por medio de la lectura de los sensores que se encargan de regular estas señales de control.

3.7.1 Diagrama de Flujo control de motores de tracción.

Uno de los objetivos del PIC 16F877A, que se usa es generar la señal PWM, que posteriormente será filtrada para controlar los motores que permiten el desplazamiento del sistema.

Para lograr esto el PIC debe leer una variación de voltaje generada por el cambio de posición del joystick, con lo cual las dos señales PWM cambian y son enviadas al driver Sabertooth para la activación de los motores de tracción. Esto se puede representar mediante el diagrama de flujo de la figura 3.19.

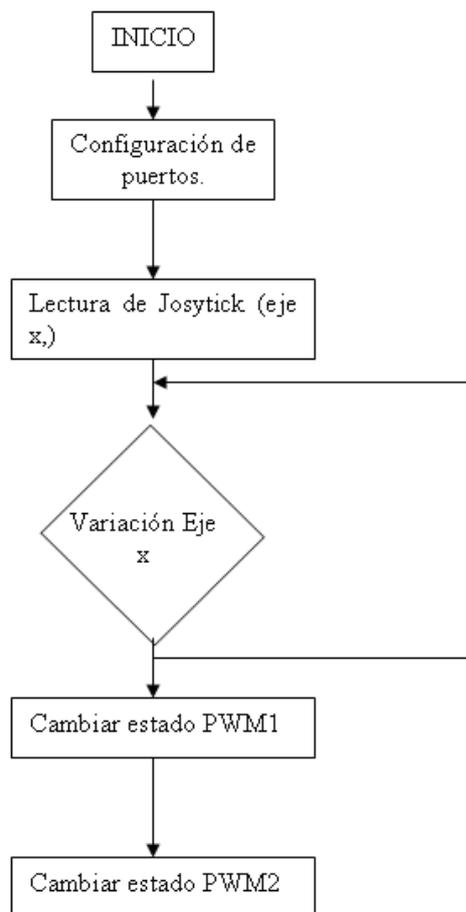


Figura 3.19: Diagrama de Bloques simplificado movimiento eje x

3.7.2 Activación de servos de frenado.

El usuario puede realizar el frenado del sistema mediante el uso del pulsante ubicado en el volante de control. Con este pulsante se activan los dos servos que realizan la activación de los frenos hidráulicos del sistema.

El funcionamiento del pulsante y su interacción con los servomotores se detalla en el diagrama de flujo de la figura 3.20

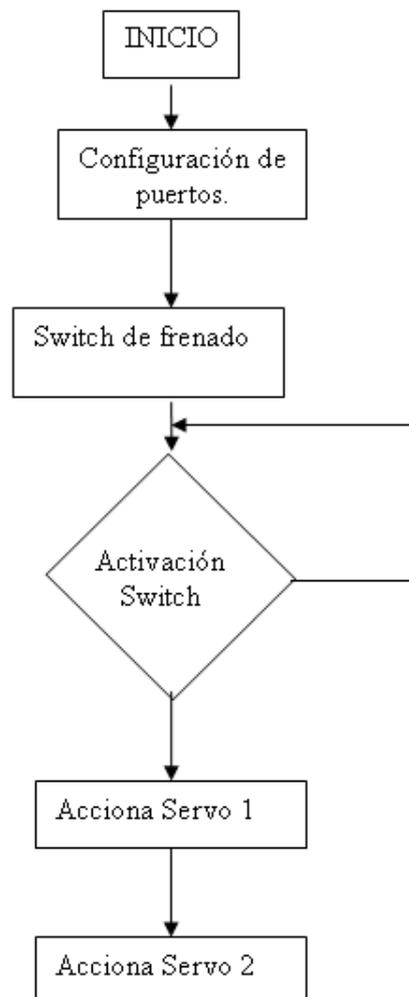


Figura 3.20: Diagrama de Bloques simplificado activación de servos de frenado.

3.7.3 Control del motor PAP.

El motor PAP, es el encargado de regular la relación de transmisión de los sistemas CVT, cuando existe una variación en la inclinación del suelo el motor se activa para cambiar la relación de transmisión.

Debido a restricciones mecánicas del sistema NuVinci N360, el motor a pasos debe cambiar la relación de transmisión solo cuando exista desplazamiento hacia delante, es decir cuando los dos motores de tracción están activados.

Además cuando el motor no se inicia en su posición cero, existe una secuencia de arranque en la que el motor debe llegar a su inicio de carrera para poder calibrarse.

Este funcionamiento se puede analizar en el diagrama de flujo de la figura 3.21.

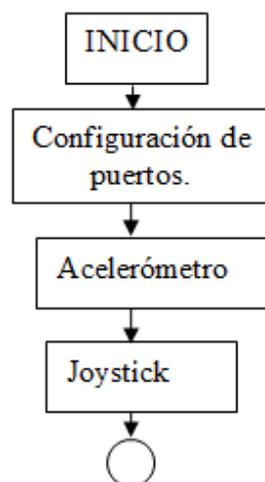


Figura 3.21-1: Diagrama de Bloques simplificado control motor PAP

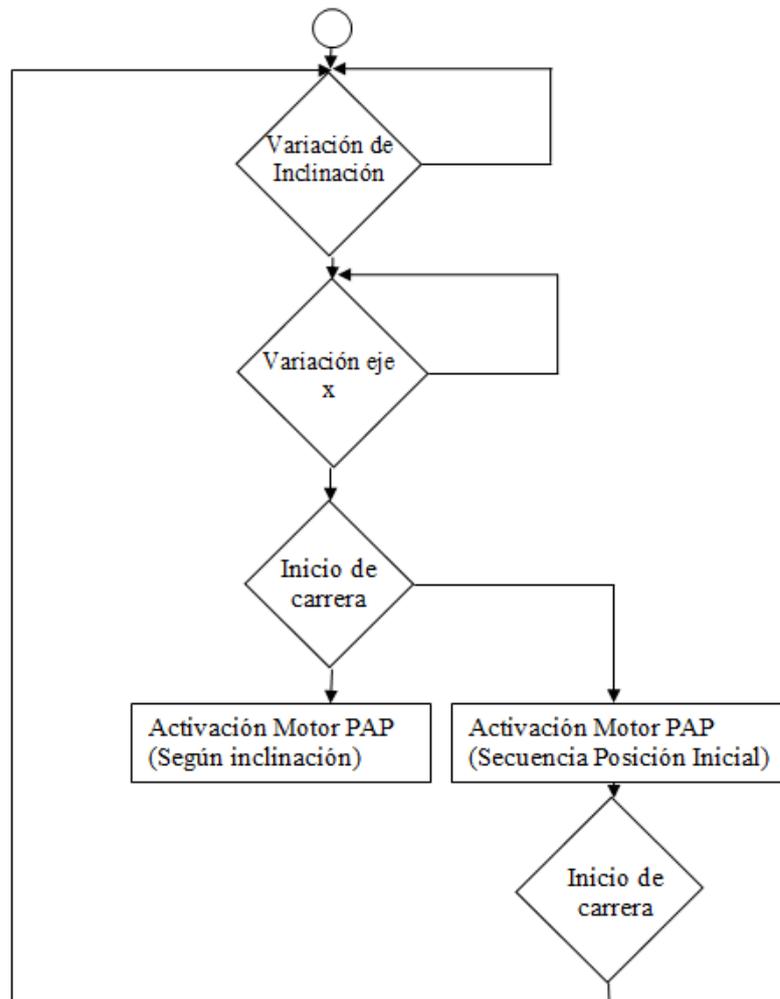


Figura 3.21 - 2: Continuación del diagrama de Bloques simplificado control motor PAP

3.8 Conexión de elementos a las tarjetas de control del sistema.

Las tarjetas electrónicas se encuentran montadas en la estructura del sistema, ya que puede ser necesario retirar uno o varios elementos electrónicos como los motores u otro elemento se optó por usar borneras para la conexión de los elementos que deben ir fuera de las placas electrónicas.

A continuación se realiza el esquema de la bornera y su forma de conexión según la imagen 3.22, y la tabla 3.5

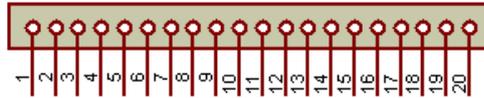


Figura 3.22: Bornera para conexión de elementos eléctricos

Ahora se detalla la conexión necesaria para el funcionamiento del sistema.

Tabla 3.5: Conexión en bornera de elementos electrónicos

Número	Etiqueta	Significado
1	VA	Voltaje de entrada de la batería de 24V
2	GND	Tierra de la batería
3	PWM I	Señal PWM para el motor izquierdo
4	S-	Tierra para servomotores
5	PWM D	Señal PWM motor derecho
6	VC	Voltaje de 6V para los servomotores
7	S1	Servomotor 1
8	S2	Servomotor 2
9	VD	Voltaje de 3.5V para motor PAP
10	CX	Colector transistor X
11	BX	Base transistor X
12	EX	Emisor X
13	Cy	Colector transistor Y
14	Ey	Emisor transistor Y
15	By	Base Transistor Y
16	K	Bobina 1 motor PAP
17	L	Bobina 2 motor PAP
18	M	Bobina 3 motor PAP

19	N	Bobina 4 motor PAP
20	VB	12 voltios.

Los transistores debido a su disipación de calor no se encuentran presentes en la placa directamente, están ubicados con su respectivo disipador de calor fuera de la caja de control debido es esto es necesario colocarlos en la bornera.

CAPITULO IV

PRUEBAS ANÁLISIS Y RESULTADOS

4.1 Introducción.

Las pruebas realizadas al sistema son de vital importancia en el ciclo de desarrollo tanto el hardware como el software, consistiendo en la revisión final de los requerimientos, análisis y diseño para finalmente obtener los resultados requeridos.

El objetivo de poner a prueba tanto la parte mecánica, electrónica y de programación es observar el comportamiento que tendrá el sistema de transmisión CVT. Así como la silla de ruedas en su uso diario encontrando fallas o errores para luego hacer una depuración del sistema completo y así asegurar que el proyecto ha sido desarrollado de acuerdo a los requerimientos establecidos.

Durante las pruebas sometidas al sistema de transmisión CVT, los motores, el sistema de frenado, el sistema de dirección y el módulo de control principal, se analizaron los diversos valores arrojados por los diferentes sistemas. Presentes en el proyecto.

La revisión y puesta a prueba de los diferentes sistemas se analizaran en la siguiente sección donde podremos constatar la viabilidad del proyecto así como de cada uno de sus sistemas.

4.2 Pruebas de los sistemas mecánicos.

En la presente sección se considera el sometimiento a pruebas de los sistemas mecánicos los mismos que se detallan a continuación:

4.2.1 Sistema de sujeción (estructura y soporte).

Las pruebas a las que ha sido sometida la estructura son de diversas cargas axiales generadas por diferentes pesos, en la tabla a continuación se detallan dichas cargas así como se indica si la estructura presento o no deformaciones.

Tabla 4.1: Análisis de deformaciones en la estructura

PESOS	DEFORMACIONES
90 [kg]	Nula
150[kg]	Nula
200[kg]	Nula

Podemos concluir de esta manera que la estructura de la silla de ruedas cumple de una manera muy satisfactoria el desempeño para el que fue diseñada, esto es verificable en el capítulo 3 de este proyecto.

4.2.2 Sistema de frenado.

Para el análisis del sistema de frenado se toma las condiciones críticas en las que este debe desempeñar su labor.

Estas condiciones son:

Velocidad final máxima y peso máximo de carga; en esta sección del presente capítulo se va a medir la distancia máxima en la cual el sistema de frenado es capaz de hacer que la silla de ruedas llevando consigo la máxima capacidad de carga reduzca su velocidad hasta detenerse por completo.

Tabla 4.2: Distancia máxima de frenado

# de mediciones	Distancia obtenida
Medición 1	2.30 m
Medición 2	2.80 m
Medición 3	2.50 m

Realizando un promedio de los datos obtenidos en la tabla anterior podemos decir que la distancia a la cual la silla de ruedas se detiene es de 2.53 m.

Se concluye de los datos que la distancia de frenado es elevada en relación a otros sistemas. Como por ejemplo sistemas comunes de sillas de ruedas.

La distancia obtenida en las diferentes pruebas realizadas se debe a que los sistemas CVT'S pueden girar independientemente de los motores es decir que cuando el motor se detiene por completo las CVT'S no lo hacen conjuntamente con estos; esto se debe al mecanismo de llanta libre (freewheel) presente internamente en la CVT⁵⁶.

Bajo estas circunstancias descritas el sistema de frenado se implementó directamente en la CVT mediante un conjunto de disco y pastilla de freno accionadas por émbolos hidráulicos.

La selección y detalle de este sistema fue analizado en el capítulo segundo de este proyecto.

En este análisis se determinó que el sistema de frenado podría ser mejorado y analizado de una manera más minuciosa para de esta manera obtener un mejor desempeño del mismo.

⁵⁶ Anexo A-2; catálogo de CVT nuvinci n360.

4.2.3 Sistema de dirección.

Para el análisis del sistema de dirección se toma en cuenta el principal factor que este genera, el cual es el radio de giro, definiendo radio de giro la distancia en la cual la silla es capaz de cambiar su dirección de 0 a 180 grados.

En la figura 4.1 se puede apreciar la medición del radio de giro.

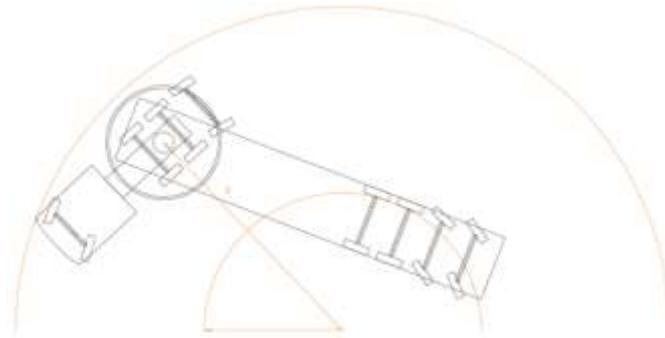


Figura 4.1: Radio de giro

Tabla 4.3: Radio de giro máximo

# de mediciones	Radio de giro
Medición 1	1.45 m
Medición 2	1.63 m
Medición 3	1.58 m

El promedio de radio de giro obtenido en las diferentes mediciones es el de 1.55 metros.

Este radio de giro comparado con el de otros sistemas de similar dirección es decir sillas de ruedas tipo scooter nos proporciona la siguiente información.

Radio de giro obtenido: 1553mm.

Radio de giro de comparación: 1400 mm⁵⁷.

⁵⁷

<http://www.google.com.ec/imgres?q=radio+de+giro+de+una+silla+de+ruedas+tipo+scooter&start=119&hl=es&biw=1821&bih=940&noj=1&tbnm=isch&tbnid=bPUfAQMTCCV5wM:&imgrefurl=http://www.farmacialogrieta.com/or>

El desfase que se presenta se debe al sistema de dirección que usamos el mismo es un mecanismo de cuatro barras de tipo paralelogramo articulado el cual se detalla en la figura 4.2:

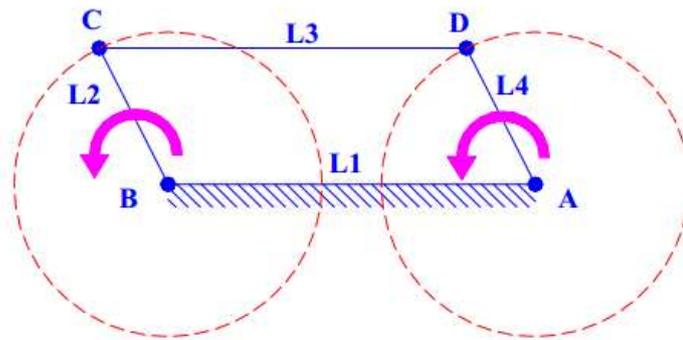


Figura 4.2: Mecanismo de cuatro barras

En la figura se puede apreciar que las distancias $L1$ y $L3$ son iguales así como $L2=L4$ por lo tanto el giro se restringe a las distancias que presentan la barras es decir que mientras la distancias $L1, L2, L3$ y $L4$ aumenten el radio de giro aumentara en igual proporción⁵⁸.

No se puede modificar las distancias mencionas porque los rangos de medidas estandarizadas para sillas de ruedas de este tipo se vería afectado dichas medidas y selección de estructuras se analizaron en el capítulo II.

El uso de este tipo de mecanismo se debe a que tenemos dos puntos (ruedas) de dirección. Cabe resaltar que el radio de giro se hubiese reducido con el uso de un solo punto de dirección, pero este trae alta inestabilidad en curvas y pendientes pronunciadas al sistema, pudiendo ocasionar pérdidas de control, y caídas.

topedia-online/842622-scooter-movilidad-reducida-libercar-dolce-vita.html&docid=bwLL1wl398ZQJM&imgurl=http://www.farmaciacolorieta.com/img/cms/Dolce%252520Vita.jpg&w=600&h=406&ei=UdKSUZ-sE5Cy8ATauYCoCA&zoom=1&ved=1t:3588,r:52,s:100,i:160&iact=rc&dur=238&page=4&tbnh=179&tbnw=263&ndsp=45&tx=152&ty=70.

⁵⁸ <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/teoria-de-maquinas/practicas-1/p3.pdf>

Entonces el uso de dos puntos de dirección reduce ampliamente estos riesgos, por lo que su selección queda justificada en el aspecto técnico.

4.2.4 Sistema de transmisión CVT'S.

El análisis que se presenta a continuación muestra el desarrollo, desempeño y eficiencia del sistema de transmisión y todas sus partes haciendo un énfasis especial en los sistemas CVT'S.

Las pruebas a las que han sido sometidos dichos elementos ratifican su funcionamiento y permiten un análisis del desempeño de estos, dicho análisis nos permitirá comprobar las características técnicas que presentan las CVT'S de este tipo⁵⁹

La tabla 4.4 muestra la respuesta de los sistemas CVT'S en relación de transmisión del motor_ piñón de uno a uno.

Es de gran importancia destacar el dato de cambio de marchas de las CVT'S porque para diferentes rangos de inclinación de terreno medidos en el acelerómetro a bordo el sistema de control los transforma en marchas directas en las CVT'S estas marchas oscilan o se desarrollan de 0 a 10, siendo diez el límite superior en el cual la relación de cambio de este sistema es de 0.5 y cero el límite inferior en el cual la relación es de 1,8.

Este análisis de las marchas de las CVT así como las inclinaciones del terreno adquiridas por el acelerómetro se pueden ver más adelante en este capítulo.

⁵⁹ Anexo A-10. Catalogo NUVINCI N360.

La tabla también considera los diversos tipos de velocidades que posee la silla de ruedas siendo estas alta, media, baja.

Tabla 4.4: Relaciones de cambio de las CVT'S

Relación de cambio	Valores medidos		
	Velocidades (rpm)		
	Baja	Media	Alta
0	148	188	219
1	140	160	190
2	120	140	172
3	96	124	160
4	92	120	145
5	85	108	136
6	80	100	124
7	64	80	108
8	52	64	88
9	48	62	80
10	44	60	67

En la figura que se presenta a continuación podremos apreciar cuan lineales son las respuestas de las CVT'S, en los diferentes rangos de velocidad establecidos.

Cabe indicar que los datos presentados en la tabla así como en la figura son datos tomados con los sistemas sometidos a carga es decir con el peso promedio que soporta la silla de ruedas que es de 70 kilos.

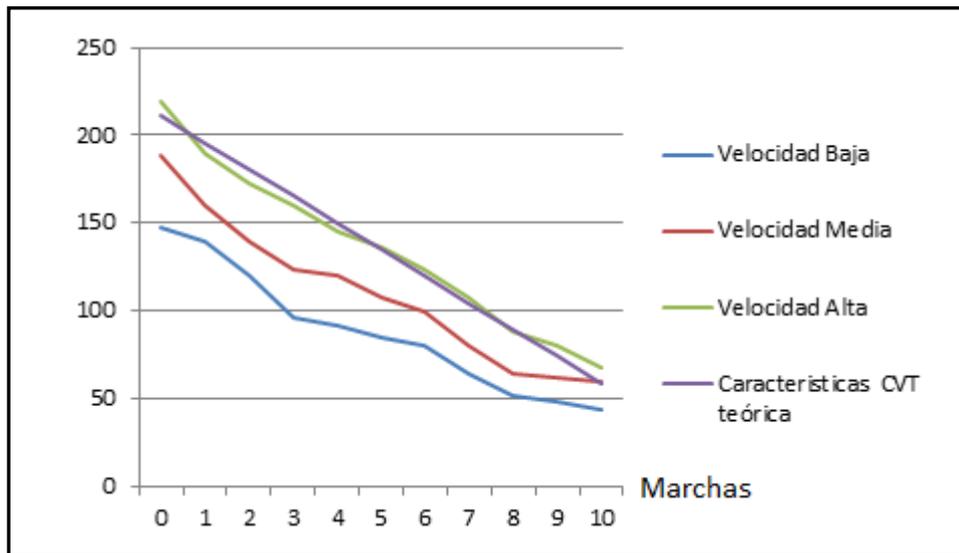


Figura 4.3: Análisis de respuesta de las CVT'S

En la figura 4.3 se puede apreciar las tres respuestas de las CVT'S sometidas a diferentes velocidades; así como también la recta que dibujan los datos de las características técnicas según el catálogo de las CVT'S.

La recta de las CVT'S según las características del fabricante está dada por la siguiente ecuación:

$$Y = -15.2X + 211 \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

$$-15.2 = \text{Pendiente de la recta} = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1}$$

211 = Cruce de la recta en el eje

X = Valor de las marchas de las CVT'S = [0 – 10]

Y = Valor de la velocidad obtenida

La ecuación 4.1 nace de los dos pares ordenados obtenidos al multiplicar las rpm entregadas por el motor y la relación de las CVT'S así:

(0,211) = Primer par ordenado (X_1, Y_1)

$X_1 = 0 =$ Valor de la marcha cero

$Y_1 =$ Valor de multiplicar (117 rpm * 1.8)

(10,59) = Segundo par ordenado (X_2, Y_2)

$X_2 = 0 =$ Valor de la marcha diez

$Y_2 =$ Valor de multiplicar (117 rpm * 0.5)

A continuación se realiza el cálculo del error entre las rectas medidas y la recta deseada (Características CVT).

Para calcular el error (desfase) de las dos rectas tomamos como puntos referenciales los valores más alejados entre estas para lo cual es necesario tomar como referencia los valores de cualesquiera de las rectas obtenidas en las mediciones en este caso usaremos la de la Alta.

Tabla 4.5: Comparacion entre rectas

Marchas	Velocidad Alta (V_{Alta})	Velocidad Medida (V_{Med})
0	219	211
1	190	195.8
2	172	180.6
3	160	165.4
4	145	150.2
5	136	135
6	124	119.8
7	108	104.6
8	88	89.4
9	80	74.2
10	67	59

En la tabla 4.5 se puede ver los datos arrojados por las dos rectas para las diferentes niveles de marchas, de esta tabla se selecciona el par de valores (más alejados entre sí).

Hemos seleccionado:

$$(172; 180.6) = (V_{Alta}; V_{Med})$$

Calculo del error:

$$\varepsilon = \left[\frac{g - g_0}{g_0} \right] * 100 \quad \text{Ec. 4.2}$$

Donde:

$\varepsilon = Error$

$g = Valor\ medido$

$g_0 = Valor\ real$

Entonces:

$$\varepsilon = \left[\frac{180.6 - 172}{172} \right] * 100$$

$$\varepsilon = \left[\frac{8.6}{172} \right] * 100$$

$$\varepsilon = [0.5] * 100$$

$$\varepsilon = \pm 5\%$$

El error del 5% calculado es el error máximo de desfase presente entre las dos rectas el signo \pm indica que este desfase puede ser de incremento y decremento.

Este valor de error obtenido es justificable por las siguientes razones:

- Incertidumbre en los instrumentos de medición.
- Métodos de medición utilizados.
- Des calibración de instrumentos.
- Pequeñas perdidas mecánicas por rozamientos, desalineación, etc.

Con los datos entregados por las pruebas y mediciones realizados a los sistemas de transmisión podemos ver que las CVT'S entregan un rango de relaciones de transmisión variable y continuo.

A continuación se calculará el error generado entre los valores medidos y los valores esperados del rango de cambio en las CVT'S.

Calculamos el error para ambos límites en la velocidad alta de desarrollo porque esta es la condición más austera y exigente que tendremos.

$$\varepsilon = \left[\frac{g - g_0}{g_0} \right] * 100$$

Dónde:

$\varepsilon = Error$

$g = Valor\ medido$

$g_0 = Valor\ real$

Entonces para el límite inferior (0) en velocidad alta tenemos:

$$\varepsilon = \left[\frac{219 - 211}{211} \right] * 100$$

$$\varepsilon = \left[\frac{8}{211} \right] * 100$$

$$\varepsilon = [0.037] * 100$$

$$\varepsilon = +3.7\%$$

El signo (+) indica que el valor medido es superior al real.

Para el límite superior es decir 10:

$$\varepsilon = \left[\frac{67 - 59}{59} \right] * 100$$

$$\varepsilon = \left[\frac{8}{59} \right] * 100$$

$$\varepsilon = [0.13] * 100$$

$$\varepsilon = 13\%$$

Podemos apreciar que el resultado de los cálculos del error es de un promedio de 8 puntos porcentuales por encima de los valores reales o esperados.

Ahora para saber en qué rangos de trabajo se están desempeñando realmente las CVT'S podemos realizar las operaciones siguientes.

Para el límite inferior:

Tomamos el valor de las rpm entregadas por el motor = 117 rpm.

El valor medido a velocidad alta = 211 rpm.

Ahora solamente dividimos el valor medido para el valor de las rpm del motor obteniendo así el valor de la relación (N):

$$N = \frac{211}{117}$$

$$N = 1.80$$

Para el límite superior:

Ahora el valor medido es de 67

$$N = \frac{67}{117}$$

$$N = 0.57$$

Analizando los valores obtenidos en los cálculos anteriores podemos concluir que las relaciones de transmisión están dentro de los límites permitidos. Ya que el rango medido es de [0.57 a 1.80] y el rango esperado es de [0.5 a 1.8].

Entonces de esta manera podemos concluir que los sistemas de transmisión variable continua CVT por sus siglas en inglés, trabajan de la

manera esperada y dentro de los rangos establecidos de relación de transmisión.

Después de un amplio análisis del comportamiento de las CVT'S podemos decir que estas presentan un minúsculo desfase de giro una respecto a la otra, en otras palabras las CVT'S no giran de una manera sincroniza.

Este desfase ocasiona que la silla de ruedas después de una distancia muy larga de recorrido no vaya en dirección recta sino más bien tienda a inclinar su dirección a un lado cualquier; este desfase se anula gracias al sistema de dirección utilizado.

4.2.5 Sistemas de propulsión (motores).

Las pruebas en los motores se realizaron con los pesos máximos a moverse y en las inclinaciones críticas.

Entonces por el capítulo 3 sabemos que el peso máximo a soportar es de 90 kilogramos en una inclinación máxima de terreno de 11°.

En esta sección se analizara si los motores fueron capaces de entregar el torque necesario para diferentes condiciones.

Tabla 4.6: Pruebas en motores (inclinación de terreno)

Grados de inclinación de nivel	Observaciones
5	Superada
8	Superada
11	Superada
13	Superada
15	Falla

Los motores son capaces de dar el impulso necesario para poder sortear las rampas de inclinación de hasta 13 grados de pendiente.

A continuación se presenta el análisis de superación de obstáculos tipo barreras que son capaces de superar los motores. Este análisis se lo realizo con el peso de una persona promedio (70 kg) y en superficie plana.

Tabla 4.7: Pruebas de obstáculo tipo barrera

Altura de obstáculo	Observaciones
1cm	Superada
1.5 cm	Superada
2cm	Superada
2.5 cm	Superada
3 cm	Falla

De esta manera podemos decir que los motores son capaces de entregar un torque necesario a todo el sistema para poder superar obstáculos tipo barrera de hasta una pulgada de altura (2.54 cm).

4.2.6 Maniobrabilidad.

La maniobrabilidad que presenta la silla de ruedas es muy buena. Ya que se pueden sortear obstáculos con facilidad gracias a su sistema de dirección de tipo volante con los limitantes del radio de giro indicado en los numerales precedentes.

4.3 Pruebas en los sistemas electrónicos

4.3.1 Sistema de control.

El sistema de control paso por el siguiente proceso:

- Simulación mediante PC.
- Implementación en Proto Board.
- Implementación en baquelita.

Es necesaria la simulación tanto de los circuitos como del software de control para así determinar los errores antes de su implementación definitiva.

Se utilizó el software Proteus, para realizar dichas simulaciones, dentro de las cuales se analizaron los siguientes aspectos:

- Lectura del Joystick de mando.
- Lectura del acelerómetro.
- Lectura del nivel de carga de baterías.
- Lectura de elementos tipo Switch.
- Salidas de control PWM.
- Salidas de control para los servomotores.
- Control del motor PAP.

Al analizar la lectura del joystick, se determinó que este cumple con las expectativas requeridas. En su posición inicial nos entrega un voltaje de 2.5V, que una vez leído y mostrado por el PIC según la resolución usada este voltaje equivale a 127bits.

Cuando existe un movimiento del joystick en el eje +x, existe una variación del número de bits llegando a ser de 254, cuando el voltaje entregado por la palanca de mando es de 5V.

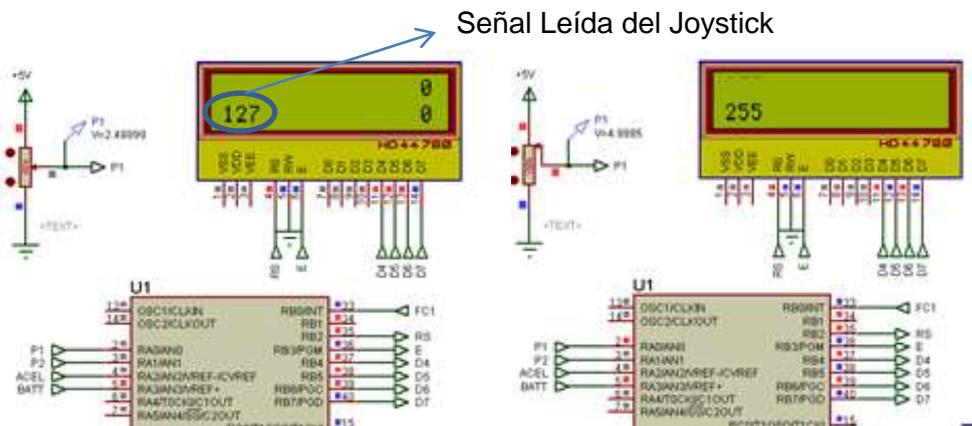


Figura 4.4. Prueba de la lectura del Joystick.

El objetivo de la palanca de mando es generar una variación en las señales PWM, leídas por el driver de control Sabertooth, por lo que una vez leído el dato del joystick, se prueba su correcta relación con las señales PWM entregadas por el PIC, estas salidas PWM son mostradas en la parte superior del LCD.

Cuando el joystick está en su posición inicial, la señal PWM debe ser generada a un ciclo de trabajo de 127bits, y si el joystick cambia su estado dicha señal PWM debe aumentar su ciclo de trabajo.

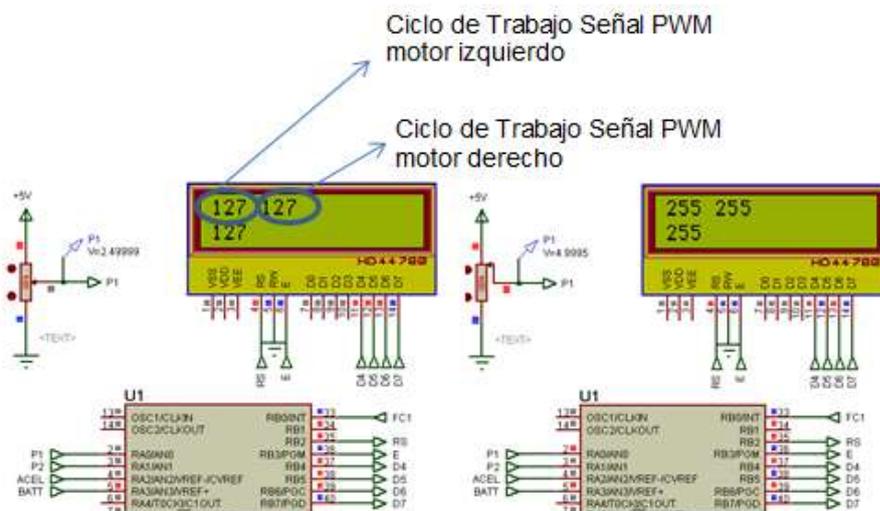


Figura 4.5. Prueba de la salida PWM.

Ya que el sistema cuenta con 3 velocidades seleccionables por el usuario el ciclo de trabajo del PWM puede subir hasta 255 en la velocidad alta, hasta 220 en la velocidad media y hasta 200 en la velocidad baja, esto se puede apreciar en la figura 4.6.

La perilla usada para la selección de la velocidad es simulada mediante los estados lógicos de los pines 23, 24, 25 del PIC.

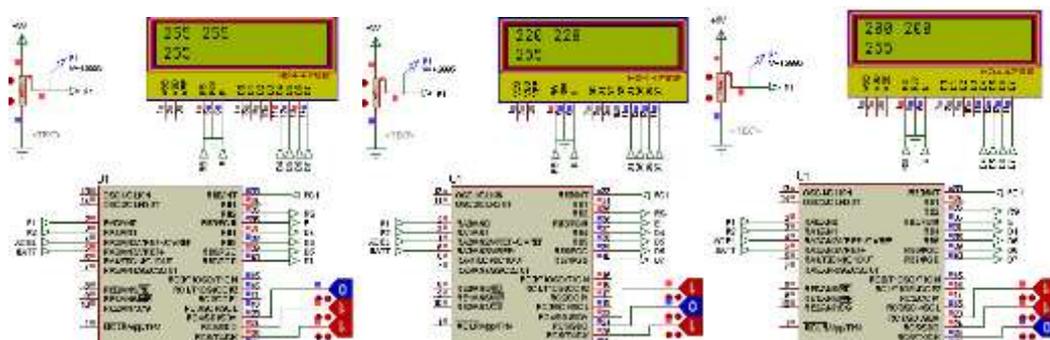


Figura 4.6. Prueba de salida PWM según velocidad seleccionada.

Para evitar el arranque brusco del prototipo se implementó un arranque suave en el software de control, mediante el cual salida PWM no toma directamente el valor leído del joystick, sino que parte de su valor medio 127 y se incrementa de a poco hasta llegar al valor requerido. El tiempo que demora el arranque suave hasta llegar a su valor máximo según la velocidad seleccionada se observa en la tabla 4.8.

Tabla 4.8: Tiempo requerido para que la señal PWM llegue al ciclo máximo

Velocidad	Tiempo (s)
Alta	9.5
Media	7
Baja	5

Luego se comprobó la señal entregada por el acelerómetro, y se determinó un voltaje de 1.65V a cero grados de inclinación, y a 10 grados

de inclinación entrega un voltaje de 1.75V, ya que el sensor tiene una respuesta lineal para que el software del PIC trabaje con los valores entregados, es necesario ingresar la ecuación de la recta que se aprecia en la figura 4.7

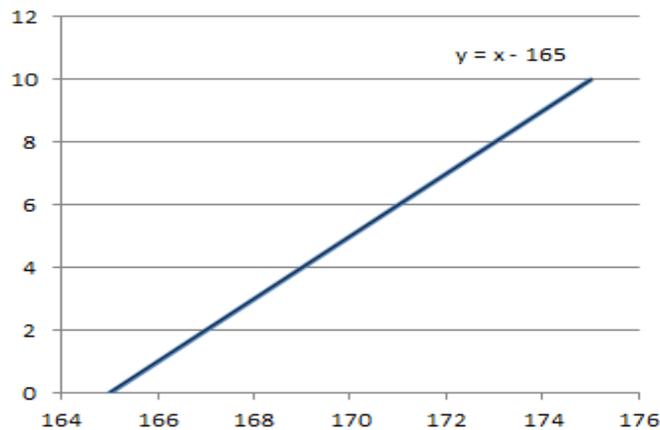


Figura 4.7. Ecuación de la recta de datos proporcionados por el acelerómetro.

En la figura 4.8 podemos observar la lectura realizada por el PIC en la simulación tanto a 0 grados como a 10 grados.

A su vez cada grado de inclinación representa una marcha que será posicionada en los sistemas CVT a través del motor a pasos.

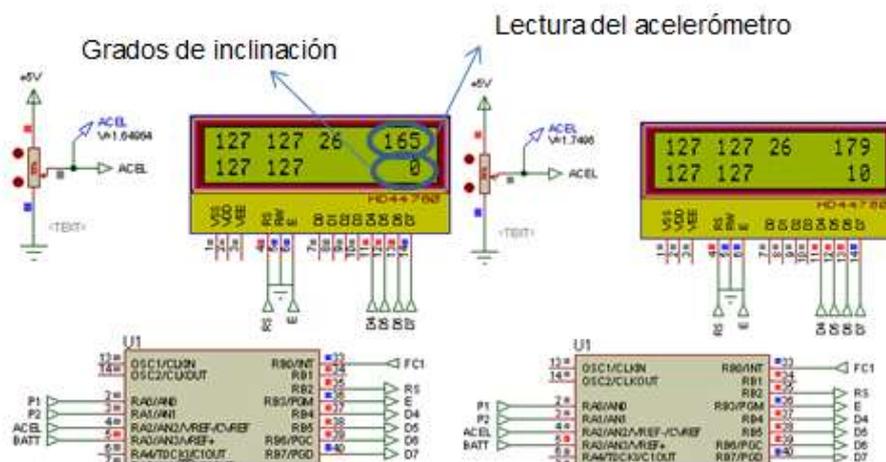


Figura 4.8. Simulación lectura del acelerómetro.

Además se analizó la lectura del estado de carga de las baterías, y su representación en los 4 leds presentes en el prototipo, según la figura 4.9.

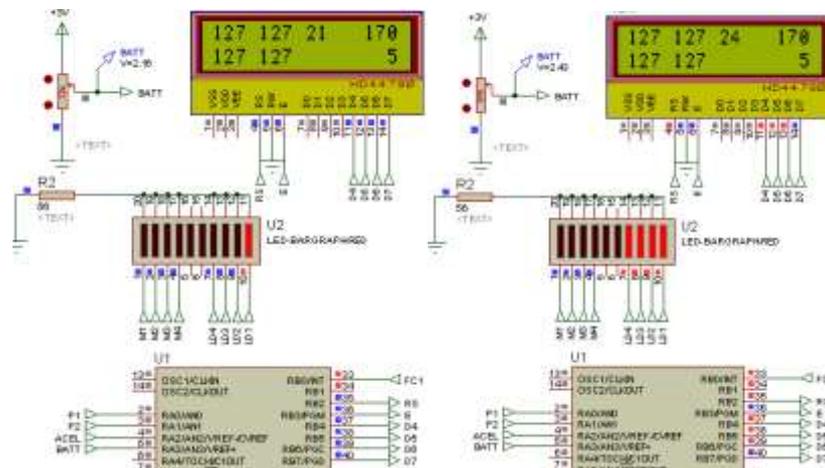


Figura 4.9. Simulación lectura del estado de carga de las baterías.

En la parte izquierda de la figura 4.9 con un voltaje simulado de 2.15V, se observa solo un led encendido lo que indica una carga de solo el 25% en las baterías, en la parte derecha de esta figura con un voltaje simulado de 2.43V, se encuentran encendidos los 4 leds representando que el sistema está cargado en un 100%.

Una vez que el sistema de control pasó por las simulaciones requeridas, se implementaron todos los circuitos en un Protoboard, donde se lograron medir los voltajes antes simulados y determinar el correcto funcionamiento de los diferentes circuitos descritos en el capítulo 3.

En cuanto al motor a pasos se debió corregir el número de pulsos que deben ser dados para que los sistemas CVT se muevan del extremo inferior al superior. Según el manual de los sistemas CVT NUVINCI N360, se requiere de un giro de 270° para este movimiento.

Ya que la relación de transmisión entre el motor PAP y los shifter de los sistemas CVT es de 4.5, se requiere que el motor PAP gire 1215° , el motor PAP tiene un giro de 1.8° por cada pulso por lo que se requieren

675 pulsos para lograr el cambio de relación de transmisión entre sus límites máximo y mínimo.

Con dicho número de pulsos el sistema presentaba un atascamiento, debido a que el número de pulsos realmente requerido es menor. Una vez medido el recorrido necesario para realizar un movimiento completo del sistema se determinó que el número de pulsos necesario es de 650 lo que corresponde a un giro de 260° , en los shifters del sistema CVT.

Para realizar la implementación de los circuitos en baquelita se optó por implementar placas separadas, ya que de esta manera se aísla el sistema de control del sistema de potencia. Dando así mayor seguridad contra fallas del sistema de control por una falla en el sistema de potencia.

Además el sistema de potencia para el motor PAP y los servomotores cuentan con una protección para sobre corriente, el fusible dimensionado de 5A, permite el correcto funcionamiento de dichos motores en las pruebas de frenado, desplazamiento y variación de la relación de transmisión realizadas.

El dimensionamiento de dicho fusible se lo realizó por medio de la mediación del consumo de corriente de los 2 servomotores de frenado y el motor PAP de donde se obtuvo:

Tabla 4.9: Consumo de Corriente Motores Auxiliares

Tipo de Motor	Corriente (A)
PAP	2.3
Servo 1	1
Servo 2	1

Analizado este consumo de corriente de 4.3 A, se dimensionó un fusible normalizado de 5A.

4.3.2 Sistema de potencia (Sabertooth).

El sistema de potencia y control de los motores de tracción está regido por la tarjeta Sabertooth 2x25 esta tarjeta está probada en sistemas eléctricos de hasta 50 Amperes corriente pico y 25 Amperes nominal, por canal este driver cuenta con 2 canales de salida. Además cuenta con dos sistemas de protección que son:

- Protección para sobrecorriente.
- Protección térmica.

Se realizó la prueba de arranque directo de los motores de tracción usados, donde se pudo determinar una corriente de arranque de 15A, pero esta corriente disminuyó al implementar el arranque suave a los motores llegando a medir corrientes pico de 7A.

El sistema Sabertooth 2x25, satisface ampliamente los requerimientos de corriente del prototipo.

4.4 Pruebas de campo y desempeño.

En esta sección presentaremos la velocidad máxima que puede alcanzar la silla de ruedas, las distancias máximas de recorrido, el desempeño en diversos tipos de suelos.

4.4.1 Velocidad máxima alcanzada.

La velocidad máxima que puede alcanzar la silla de ruedas se tomó tras varias mediciones en varias superficies de terreno llegando así a establecer el valor de esta velocidad tras analizar los datos que se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 4.10: Velocidades máximas alcanzadas

Tipos de superficie	Prueba #1	Prueba #2	Prueba #3	Promedio
Asfalto	8.4	8.2	8.2	8.26 [km/h]
Cemento	8	8.1	7.8	7.96 [km/h]
Adoquín	8	8.3	7.8	8.03 [km/h]

Como podemos notar la velocidad máxima alcanzada por la silla en condiciones de peso promedio (70 Kg) es la de 8,26 [km/h] recorrido sobre asfalto, esta velocidad está dentro de los rangos aceptables para sistemas de este tipo.

En el capítulo de diseño mecánico se planteó una velocidad de diseño esta velocidad es de $2,45\text{m/s} = 8,82\text{Km/h}$. la velocidad planteada es menor que la medida y esta se encuentra dentro del rango que se deseaba tener; cumpliendo así con los datos de diseño planteados.

4.4.2 Distancia máxima de recorrido.

La distancia máxima de recorrido está dada por la capacidad que poseen las baterías de entregar la corriente y el voltaje necesarios para un óptimo desarrollo de la silla de ruedas.

La tabulación de las mediciones realizadas así como de los resultados obtenidos están dados por la siguiente tabla:

Tabla 4.11: Distancia total de recorrido

# Pruebas	Distancia recorrida
Primera	16 [Km]
Segunda	15,7 [Km]
Tercera	15 [Km]

Podemos de esta manera obtener un promedio de estas distancias siendo este de 15,57 [Km/h].

Con esto determinamos una deficiencia en la distancia máxima de recorrido, esto se debe al incremento del uso de los motores de frenado y el motor PAP, en las pruebas realizadas.

La distancia máxima se midió una vez cargadas completamente las baterías y usadas hasta obtener un nivel de carga de 50%, de esta manera se determinó la autonomía por carga del prototipo.

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones.

- Luego de haber sido sometido a las pruebas descritas con anterioridad el sistema de transmisión CVT trabaja dentro del rango de valores que se especifica en los catálogos del mismo. Este se desenvuelve de manera óptima y adecuada logrando así un cambio gradual y continuo dentro del rango en el que fue diseñado sin tener que desacoplar los motores del sistema de transmisión.
- El sistema permite realizar el cambio de relación de transmisión mientras la silla está en marcha logrando así que el eje de salida siempre tenga el torque entregado por los motores.
- Para una mayor apreciación del desempeño de este sistema se requiere rampas o inclinaciones más prolongadas esto permitirá que el sistema pueda permanecer en una relación de transmisión escogida por el usuario o en nuestro caso por las lecturas de inclinación obtenidas en el acelerómetro, durante el tiempo que se emplee en recorrer dicha rampa.
- Las rampas sobre las que se circulan las sillas de ruedas no tienen suficiente longitud de recorrido como para apreciar un cambio significativo en las relaciones de transmisión brindadas por las CVT'S. Es por eso que este tipo de sistemas puede ser utilizado e implementado en aplicaciones que se desenvuelvan en lugares abiertos y amplios; que presenten desniveles constantes y extensos.

- Se desarrolló una silla de ruedas eléctrica que cumple con todas las características afines a sillas presentes en el mercado.
- Se pudo implementar el sistema automático de cambios en las relaciones de transmisión otorgadas por las CVT'S.
- El sistema de control ha cumplido con los requerimientos planteados al inicio de este proyecto.
- El sistema de potencia implementado con la tarjeta Sabertooth 2x50 es eficiente y trabaja de manera adecuada.
- Se ha logrado obtener una maniobrabilidad muy buena gracias al sistema de dirección utilizado.
- Hemos logrado generar un sistema de automatización en cuanto a frenado, cambio de relaciones de transmisión y movimiento de la silla eléctrica gracias a las programaciones generadas.
- La silla desarrollada de tipo scooter permite un mejor manejo y acceso a lugares con caminos angostos, así como es más fácil sortear obstáculos que se presenten a lo largo de su trayectoria.
- El acelerómetro permite obtener los datos de inclinación de la silla de ruedas con respecto a la superficie de contacto de una manera
- El tiempo necesario para un cambio total de la relación de transmisión de las CVT'S es de 13 segundos.
- El sistema CVT solo se puede accionar hacia atrás por restricciones mecánicas.
- La inercia generada por el desplazamiento de la silla seguirá actuando en el sistema debido al tipo de la transmisión utilizado.
- La silla de ruedas solo cambiara la posición de las CVT'S si y solo si el joystick esta accionando los dos motores.

- El sistema de frenado puede ser estudiado y mejorado analizando de una manera más amplia su funcionamiento y las condiciones en las cuales trabajarían.
- El sistema presenta deficiencias en el sistema de frenado por lo que este puede ser mejorado o cambiado, debido a que el sistema no es capaz de bloquear el prototipo en caso de que se requiera detenerse en una pendiente.
- El sistema tuvo una autonomía por carga menor a la calculada, esto se debe al incremento del uso de los motores de frenado y el motor PAP, cuando el sistema se usa en lugares abiertos.
- Se logró finalizar el proyecto dentro del presupuesto planificado.
- El sistema podría ser implementado en otras aplicaciones sin pasar las restricciones mencionadas durante este proyecto, a cerca del sistema de frenado y de la marcha en reversa.

5.2 Recomendaciones

- El sistema de transmisión CVT no es recomendable para uso en este tipo de aplicaciones debido al mecanismo de freewheel el mismo que no permite un frenado adecuado.
- Se recomienda el uso de otro tipo de baterías con el fin de mejorar la capacidad de corriente así como de reducir el peso de la silla.
- El cambio de materiales estructurales puede mejorar el rendimiento reduciendo el peso del sistema pero esto ocasionaría elevar costos.
- Se recomienda investigar el sistema de frenado para que este sea mejorado o a su vez cambiarlo por un sistema más eficiente y seguro.

- Se requiere un límite de tiempo desde el arranque hasta que el sistema de control analice y detecte cada uno de los sensores.
- No se debe utilizar el botón de encendido_apagado como paro de marcha de la silla eléctrica ya que el uso de esta, desgasta los componentes electrónicos acortando su eficiencia y vida útil, por los continuos picos de corriente.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Muñoz E., Paredes L. (2011). “Diseño, construcción e implementación de un sistema de control a través de un joystick para el desplazamiento semiautomático de la silla de ruedas eléctrica modelo xfg-103fl”. Tesis de grado, Escuela Politécnica Superior del Ejército, Sede Latacunga, Ecuador.
- Norman S. Nise. (2002). Sistemas de Control Para Ingeniería. Mexico: Pomona, California State Polytechnic University: Editorial Continental.
- MOTT Robert L.; Diseño de Elementos de Maquinas, Prentice Hall, Cuarta Edición, pagina 185.
- ASM HAND BOOK; Propieties and Selección: Irons, Steels, and Hight Performance Alloys; Volumen [1]; Editorial ASM (International); Página 335.
- Norma INEN 1 623:2000; Aceros. Perfiles estructurales conformados en frio. Requisitos e inspección; Edición primera segunda revisión; pagina 17.
- Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley _ Charles R. Mischke; sexta edición; editorial McGraw-Hill; Capítulo 3 (Esfuerzo); pagina 125.
- Fallbrook Technologies (10 de septiembre de 2011). «Company History». Fecha de consulta: febrero 01, 2013 de la World Wide Web: <http://www.fallbrooktech.com/about/company-history>.

- Cocemfe (14 de febrero de 2013). «Observatorio de la accesibilidad». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.observatoriodelaaccesibilidad.es/productos-apoyo/productos>.
- GuiaMovilidad (11 de Mayo de 2011). «Historia de las sillas de ruedas». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.guiamovilidad.com/noticias/129-historia-de-las-sillas-de-ruedas.html>.
- Creative Common (11 de Mayo de 2011). «Historia de las sillas de ruedas». Consultado el 15 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.chairdex.com/stypes.htm>.
- Sapiensman (17 de Julio de 2012). «Fundamentos del control automático industrial». Consultado el 17 de febrero de 2013 de la World Wide Web: http://www.sapiensman.com/control_automatgico/index.htm.
- Robot Bioins (27 de Agosto de 2005). «servomotores y motores a pasos». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web: http://www.ime.eb.br/~pinho/micro/trabalhos/Robot_Bioins_I.pdf.
- Sergio R. Tirado (11 de septiembre de 2009). «Motores de corriente directa». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://www.monografias.com/trabajos74/motores-corriente-directa/motores-corriente-directa2.shtml>.
- Jorge Antonio Polania Puentes (octubre 2010). «Control de motores eléctricos». Consultado el 21 de febrero de 2013 de la World Wide Web: <http://es.scribd.com/doc/50089575/11/>

- Industrias Unicon (2005). [Especificaciones de Producto]. Consultado el día 24 de febrero del 2013 de la World Wide Web: http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html.
- LUMETAL (2008). [Propiedades Metálicas de Aleaciones de Aluminio]. Consultado el día 24 de febrero del 2013 de la World Wide Web: http://www.lumetalplastic.com/dural_carac_mec.html.
- Acero Grado Maquinaria (2011).[acero AISI - SAE 1045], consultado el 06 de abril del 2013 de la Word Wide Web: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>.
- Scribd, UTEC, Javier Fajardo (2009). [Coeficientes de fricción cinética y estática]. Consultado el día 26 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://es.scribd.com/doc/22590266/Coeficientes-de-friccion-Cinetica-y-Estatica>.
- Ingemecanica, tutorial 121, sección 3(2010). [Correas de Trasmisión Cálculo y Diseño]. Consultado el día 27 de febrero del 2013 de la World Wide Web:<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html#seccion3>.
- Dinámica, (2009). [Correa dentada de poliuretano]. Consultado el día 27 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://www.dinamica.net/repositori/documents/productes/es/correa-dentada-poliuretano.pdf>

- Good Year, (2008) Correas dentadas de caucho « <http://www.jocartransmisiones.com/PDF's/07-Caucho>. Consultado el 29 de febrero de 2013
- Colnago, (2010). [Frenos de disco]. Consultado el día 29 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://www.colnago.com/es/frenos-de-disco/>
- HITEC, (2012). [HS-815BB Mega Sail Control Servo]. Consultado el día 29 de febrero del 2013 de la World Wide Web: <http://www.hitecrd.com/products/se0rvos/analog/boat/hs-815bb.html>
- Potentiometer Joystick. P3 America. Fecha de consulta: diciembre 8, 2012 desde <http://www.p3america.com/pp/802.htm>
- MMA7361L. FreeScale Semiconductor. Fecha de consulta: enero 23, 2013 desde <https://www.sparkfun.com/datasheets/Components/General/MMA7361L.pdf>
- Dimensionengineering, (abril, 2012). Sabertooth 2x25 V2 User's Guide, www.dimensionengineering.com/datasheets/Sabertooth2x25v2.pdf
- ReActiv, (2009). Manual del Propietario IzzyGo P4. Recuperado de <http://www.reactiv.com.mx/manuales/electricas/izzygoP4.pdf>.

GLOSARIO

A

AISI: American Iron and Steel Institute. Instituto Americano del hierro y el acero

ASTM: American Section of the International Association for Testing Materials. Sección Americana de la Asociación Internacional para prueba de materiales.

C

CVT: Continuously variable transmission. Sistema de transmisión Variable Continua.

CVP: Continuously Variable Planetary. Sistema continuo variable planetario.

F

FS: factor de seguridad, un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos.

I

INEN: Instituto Ecuatoriano de Normalización.

J

Joystick: palanca de mando es un dispositivo de control, dotado de 2 o 3 ejes.

N

NUVINCI: fabricante del sistema CVT N360 utilizado en el presente proyecto.

P

PIC: Peripheral Interface Controller. Controlador de Interfaz Periférico.

PWM: Pulse width modulation. Modulación por ancho de pulso.

S

SAE: Society of Automotive Engineers. Sociedad de Ingenieros Automotrices.

Software: Conjunto de instrucciones que se ejecutan en el PIC, computadora.