



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

TÍTULO DEL PROYECTO:

“DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE ASISTENCIA A LA CONDUCCIÓN PARA VEHÍCULOS DE TRANSMISIÓN MANUAL A FIN DE ASISTIR A PERSONAS DISCAPACITADAS CON MOVILIDAD REDUCIDA EN AMBAS PIERNAS.”

REALIZADO POR:

JHONNY VELOZ VARGAS
MAURICIO GERMÁN PÉREZ MEJÍA

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

INGENIERO MECATRÓNICO e INGENIERO MECÁNICO

Año 2014

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Los suscritos, Ing. Fernando Olmedo e Ing. Luis Echeverría , Director y Codirector respectivamente, certificamos que el proyecto titulado **“DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE ASISTENCIA A LA CONDUCCIÓN PARA VEHÍCULOS DE TRANSMISIÓN MANUAL A FIN DE ASISTIR A PERSONAS DISCAPACITADAS CON MOVILIDAD REDUCIDA EN AMBAS PIERNAS.”**, fue realizado en su totalidad por Jhonny Veloz Vargas y Mauricio Germán Pérez Mejía , como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico e Ingeniero Mecánico respectivamente.

Ing. Fernando Olmedo
DIRECTOR

Ing. Luis Echeverría
CODIRECTOR

Sangolquí, 2014 – 01 - 20

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE ASISTENCIA A LA CONDUCCIÓN PARA VEHÍCULOS DE TRANSMISIÓN MANUAL A FIN DE ASISTIR A PERSONAS DISCAPACITADAS CON MOVILIDAD REDUCIDA EN AMBAS PIERNAS.”

ELABORADO POR:

Jhonny
Veloz Vargas

Mauricio Germán
Pérez Mejía

**CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA E INGENIERÍA
MECÁNICA**

Ing. Luis Echeverría
Dir. Carrera de Ingeniería Mecatrónica

Ing. Ángelo Villavicencio
Dir. Carrera de Ingeniería Mecánica

Sangolquí, 2014 – 01 - 20

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA E INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros: Jhonny Veloz Vargas y Mauricio Germán Pérez Mejía

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: **“DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE ASISTENCIA A LA CONDUCCIÓN PARA VEHÍCULOS DE TRANSMISIÓN MANUAL A FIN DE ASISTIR A PERSONAS DISCAPACITADAS CON MOVILIDAD REDUCIDA EN AMBAS PIERNAS.”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Jhonny
Veloz Vargas

Mauricio Germán
Pérez Mejía

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a los propósitos de Dios que tendrá él para sí mismo, para con todos los ecuatorianos, para los míos y hasta para conmigo mismo. No sabemos cómo él actúa, cuando lo hace o por qué, simplemente necesitamos dejarnos llevar por su voluntad y tener fe de poder caerle en gracia y así conseguir todos nuestros propósitos. Por esto dedico este proyecto a sus propósitos porque es la única manera de honrar su gloria que yo conozca.

Estoy seguro que a mis dos madres Graciela Vargas y Francisca Vargas les encantaría que así fuera, por eso en este mundo se lo dedico a ellas dos que han logrado hacer de mí lo que soy y hemos luchado juntos para alcanzar siempre nuestros objetivos, metas y sueños.

Jhonny Veloz Vargas

DEDICATORIA

El presente proyecto es dedicado a mis padres Franklin y Fanny, quienes con todo su apoyo esfuerzo y fortaleza me han ayudado a concluir satisfactoriamente nuestro proyecto haciendo de un sueño una realidad en mi vida.

Dedico a Dios que nos brinda sabiduría, amor paciencia y enfoque en los momentos más difíciles, que me fortaleció para poder dar solución a todos los problemas que se presentaron en todo el trayecto del proyecto de grado y en mi formación universitaria.

También dedico a nuestros directores de proyecto quienes nos compartieron sus conocimientos y su tiempo para poder desarrollar totalmente nuestro proyecto con resultados excelentes.

Mauricio Germán Pérez Mejía

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por haberme dejando cumplir ya uno de mis sueños imposibles ya que sin él ni siquiera me hubiera imaginado que aquí en este país podamos hacer tecnología automotriz en un proyecto de grado. A él es que le agradezco:

La vida entera de mis dos madres antes mencionadas, mis amigos y mi familia más cercana por haber estado ahí con nosotros en las buenas y en las malas, permitiendo que el mundo que yo conozca sea como lo reconozco hoy en día.

A su correcta elección de ponerme, a estudiar lo que él sabía, en algún momento iba yo llegar a amar, como es mi carrera en ingeniería mecatrónica, además como tutores del proyecto, Ing. Fernando Olmedo e Ing. Luis Echeverría que han sabido guiar el diseño del proyecto, facilitarnos los equipos, tiempo e incluso confiar en nosotros como personas.

A su correcta elección de ponerme como compañero de tesis a un amigo, que supo aguantar todo los retos y problemas que se nos vinieron encima, sin refutar ni negarse a nada por nada, de no ser tampoco se hubiese alcanzado los objetivos ya que representa la ayuda idónea para conseguir desarrollar toda la mecánica necesaria en este proyecto.

Jhonny Veloz Vargas

AGRADECIMIENTOS

Primordialmente agradezco a Dios, ya que gracias a su bendición guía y enseñanzas a lo largo de mi vida soy hoy por hoy un hombre capaz y seguro de tomar mis propias decisiones y poder construir mi futuro hacia el camino al éxito.

A mis padres Franklin y Fanny, por traerme al mundo y enseñarme los valores éticos y morales en el transcurso de mi vida y ser un hombre de bien y poder aportar a la sociedad y a la patria con ideas e ideales para el progreso y desarrollo hacia la excelencia.

A Jhonny ya que fue la persona quien me compartió la idea del proyecto y juntos poder plasmar en la construcción todo lo que diseñábamos y así ejecutar un proyecto que sabemos va a ser un gran aporte al desarrollo de la sociedad.

A Franklin Ricardo por ser un gran hermano quien me brindo todo su apoyo a lo largo de mi formación profesional y tener tanto potencial para poder guiarme y así poder elegir la mejor opción dentro de todo ámbito de mi vida.

Mauricio Germán Pérez Mejía

INDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	i
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	vi
INDICE DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xxiii
INDICE DE ANEXOS	xxiv
RESUMEN	xxv
ABSTRACT	xxvi
CAPÍTULO 1	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Área de influencia.....	4
1.3 Alcance del proyecto	5
1.4 Objetivos.....	5
1.4.1. General	5

1.4.2.	Específicos	6
1.5	Justificación	6
CAPÍTULO 2	8
2.1	Planteamiento y dirección del problema	8
2.1.1.	Mecanismos de accionamiento “Renault Stepway”	13
2.1.2.	Soluciones desarrolladas	56
2.1.3.	Dimensionamiento del problema.....	58
CAPÍTULO 3	59
3.1	Planteamiento de posibles ideas de solución	59
3.2	Trazado de la posible solución y justificación	67
CAPÍTULO 4	74
4.1	Diseño concurrente	74
4.2	MECANICA	77
4.2.1.	Dimensionamiento de actuadores	77
4.2.2.	Dimensionamiento de los actuadores principales	80
4.2.3.	Elementos de control final para el freno y acelerador.....	90
4.2.4.	Elemento de control final “Embrague”	95
4.2.5.	Abastecimiento de energía.....	101

4.2.6.	Diseño del mecanismo para actuador de embrague	141
4.2.7.	Diseño del mecanismo para actuador de freno	177
4.2.8.	Diseño del mecanismo para actuador de acelerador	184
4.2.9.	Tablas de costos.....	201
4.3	ELÉCTRICA - ELECTRÓNICA Y SOFTWARE	203
4.3.1.	Fuente de Energía.....	203
4.3.2.	Dimensionamiento de los principales circuitos integrados a utilizarse ..	211
4.3.3.	Dimensionamiento de la fuente de energía para los controladores	216
4.3.4.	Diseño electrónico y de software.....	223
4.4	MECATRÓNICA.....	235
4.4.1.	Integración de hardware y software	235
4.4.2.	Algoritmos de software	241
4.4.3.	Puesta a punto de diseño	252
CAPÍTULO 5	274
5.1	ELEMENTOS DE ACONDICIONAMIENTO.....	274
5.1.1.	Tabla No. 5.1 de costos de equipo industrial	274
5.1.2.	Tabla No. 5.2 costos de elementos de acondicionamiento eléctrico- electrónico	276
5.1.3.	Tabla No. 5.3 costos de elementos de acondicionamiento mecánico....	277

5.2	ELEMENTOS POR MANUFACTURA	278
5.2.1.	Tabla No. 5.4 de costos elementos manufacturados.....	278
5.3	INSTALACIÓN	278
5.3.1.	Montaje del sistema mecánico.....	278
5.3.2.	Montaje del sistema eléctrico y electrónico	287
5.3.3.	Tablas de costos.....	291
CAPÍTULO 6		292
6.1	PRESENTACIÓN DEL PROTOTIPO DE PRUEBAS.....	292
6.2	MANUAL DE USUARIO	300
6.3	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	305
6.4	BIBLIOGRAFIA Y ANEXOS	308

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura No. 1.1: Alex Zanardi - Vehículo Adaptado.....	2
Figura No. 1.2: Toyota Prius con tecnología de Google.....	3
Figura No. 1.3: Steve Mahan – Vehículo de Google	4
Figura No. 2.1: Renault Stepway 2011	11
Figura No. 2.2: Matrícula del vehículo propuesto	12
Figura No. 2.3: Licencias para conducir	13
Figura No. 2.4: Elementos de embrague de fricción.....	15
Figura No. 2.5: Despiece-Embrague Renault Stepway.....	16
Figura No. 2.6: Principio de funcionamiento - Embrague	17
Figura No. 2.7: Curva de carga del pedal.....	19
Figura No. 2.8: Guarda de embrague	21
Figura No. 2.9: Equipo de medición – Fuerza industrial	22
Figura No. 2.10: Toma de datos – Fuerza y recorrido	23
Figura No. 2.11: Pedal de embrague	24
Figura No. 2.12: Diagrama cuerpo libre - Pedal de embrague.....	25
Figura No. 2.13: Curva - Fuerza-recorrido	27
Figura No. 2.14: Posibles puntos de acción	29
Figura No. 2.15: Frenado en <<X>> con compensador independiente de frenada ...	32
Figura No. 2.16: Sistema de frenos - tubería	33
Figura No. 2.17: Sistema de frenos - Renault Stepway	34
Figura No. 2.18: Servofreno y periféricos - Renault Stepway.....	35

Figura No. 2.19: Pedal y cilindro primario - Renault Stepway.....	36
Figura No. 2.20: Servofreno.....	37
Figura No. 2.21: Diagrama de fuerzas: asistida y no asistida	38
Figura No. 2.22: Servofreno – Posición de reposo	39
Figura No. 2.23: Servofreno – Posición de frenado.....	40
Figura No. 2.24: <i>Pedales- Renault Stepway</i>	43
Figura No. 2.25: Pedal Freno	44
Figura No. 2.26: Mecanismo acelerador	46
Figura No. 2.27: Tapiz y molde - Acelerador	47
Figura No. 2.28: Muelle de reposición de la mariposa	48
Figura No. 2.29: Pedal Acelerador.....	49
Figura No. 2.30: La distribución	51
Figura No. 2.31: Batería y Alternador	52
Figura No. 2.32: Espacios disponibles para instalación.....	54
Figura No. 2.33: Adaptaciones Paravan.....	56
Figura No. 3.1: Tecnología Servotube	61
Figura No. 3.2: Servotube vs cilindro neumático	62
Figura No. 3.3: Posicionamiento con un sistema electromecánico.....	67
Figura No. 3.4: Diagrama neumático Freno y/o acelerador.....	69
Figura No. 3.5: Diagrama neumático para desembrague	70
Figura No. 3.6: Cojinete.....	71
Figura No. 3.7: Diagrama de control Freno y acelerador	72
Figura No. 3.8: Diagrama de control para el embrague.....	72

Figura No. 3.9: Mecanismo cables-cilindros	73
Figura No. 4.1: Sistema.....	74
Figura No. 4.2: Cilindros neumáticos	77
Figura No. 4.3: Cilindros de simple y doble efecto	78
Figura No. 4.4: Calculo de fuerza en cilindros	80
Figura No. 4.5: Simulación mecanismos embrague y freno	81
Figura No. 4.6: Simulación del movimiento - Embrague	82
Figura No. 4.7: Simulación del movimiento - Freno	82
Figura No. 4.8: Simulación del movimiento - Cable	83
Figura No. 4.9: Mecanismo del acelerador original.....	84
Figura No. 4.10: Mecanismo propuesto para el acelerador	85
Figura No. 4.11: HMI instalada en la parte frontal	86
Figura No. 4.12: Catalogo de cilindros neumáticos – Numatics.....	88
Figura No. 4.13: Simulación de válvula proporcional de presión.....	90
Figura No. 4.14: Transductor proporcional de presión seleccionado	91
Figura No. 4.15: Simulación circuito neumático para acelerador y freno	94
Figura No. 4.16: Simulación del movimiento - Embrague	97
Figura No. 4.17: Simulación de movimiento de retorno - embrague.....	98
Figura No. 4.18: Simulación del movimiento amortiguado - Embrague.....	100
Figura No. 4.19: Tabla de conversión.....	111
Figura No. 4.20: Compresor R87 Gast.....	114
Figura No. 4.21: Simulación - montaje del compresor	114
Figura No. 4.22: Rendimiento compresor R86/87	116

Figura No. 4.23: Deposito	120
Figura No. 4.24: Batería adicional	122
Figura No. 4.25: Calidad de aire según la DIN ISO 8573-1	123
Figura No. 4.26: Filtro regulador	124
Figura No. 4.27: Válvula check	125
Figura No. 4.28: Válvula check	126
Figura No. 4.29: Manómetro.....	126
Figura No. 4.30: Válvula de seguridad	127
Figura No. 4.31: Esquema del circuito neumático.....	128
Figura No. 4.32: Abastecimiento de energía.....	129
Figura No. 4.33: Circuito de utilización.....	130
Figura No. 4.34: Circuito neumático	131
Figura No. 4.35: Esquema general de diseño.....	132
Figura No. 4.36: Sujeción de la llanta de emergencia.....	133
Figura No. 4.37: Sujeción de la llanta de emergencia.....	134
Figura No. 4.38: Compresor Gast 86/87R series	134
Figura No. 4.39: simulación de viga con dos cargas puntuales	135
Figura No. 4.40: simulación de viga con una carga puntual.....	136
Figura No. 4.41: Diagrama de cuerpo libre.....	137
Figura No. 4.42: Esfuerzo de fluencia	138
Figura No. 4.43: Esfuerzo de fluencia acero ATSM-A36	140
Figura No. 4.44: Esfuerzo de fluencia acero ATSM-A36	141
Figura No. 4.45: Esquema de mecanismo de desembrague.....	143
Figura No. 4.46: Esquema de mecanismo de desembrague.....	144

Figura No. 4.47: Mordaza y cable para embrague de motocicleta.....	144
Figura No. 4.48: Sujeción de pedal.....	145
Figura No. 4.49: Hoja de datos propietaria.....	148
Figura No. 4.50: Esquema de áreas críticas.....	150
Figura No. 4.51: Área sometida a aplastamiento.....	150
Figura No. 4.52: Área proyectada.....	152
Figura No. 4.53: Área sometida a tracción.....	153
Figura No. 4.54: Módulo de elasticidad del aluminio.....	154
Figura No. 4.55: Sujeción cable vástago.....	155
Figura No. 4.56: Fijación para cable de camión y cabezales.....	156
Figura No. 4.57: Ángulo de aluminio.....	158
Figura No. 4.58: Angulo de acero de milímetros.....	159
Figura No. 4.59: simulación- larguero del Renault Stepway.....	160
Figura No. 4.60: simulación- larguero del Renault Stepway.....	161
Figura No. 4.61: Orificios no pasantes a perforarse.....	162
Figura No. 4.62: Conjunto de poleas de guiado.....	163
Figura No. 4.63: Dimensiones del Conjunto de polea.....	163
Figura No. 4.64: Rodamiento para vidrio.....	164
Figura No. 4.65: Perno allen 1/8.....	164
Figura No. 4.66: Acondicionamiento para perno allen 1/8.....	165
Figura No. 4.67: Acondicionamiento del rodamiento.....	165
Figura No. 4.68: Ensamble del conjunto de polea.....	166
Figura No. 4.69: Cable de acero para motocicleta.....	167
Figura No. 4.70: Esquema del traslado de movimiento.....	168

Figura No. 4.71: Conjunto de polea (1)	169
Figura No. 4.72: Placa de acero número (1)	169
Figura No. 4.73: Placa de acero número (2)	170
Figura No. 4.74: Alineación del cable	171
Figura No. 4.75: Placa de acero número (2)	171
Figura No. 4.76: Cálculo de soldadura por filete	172
Figura No. 4.77: Esfuerzo permisible en filete de soldadura	173
Figura No. 4.78: Caso de soldadura a flexión	174
Figura No. 4.79: Esfuerzo permisible para soldadura de filete	175
Figura No. 4.80: Alineación de conjuntos de poleas	177
Figura No. 4.81: Esquema del mecanismo de frenado	177
Figura No. 4.82: Fuerzas de flexión sobre la placa (1)	178
Figura No. 4.83: Simulación deflexión para la placa (1)	179
Figura No. 4.84: Vista lateral de la placa (1)	180
Figura No. 4.85: Alineación y montaje	182
Figura No. 4.86: Simulación del mecanismo de frenado ensamblado	183
Figura No. 4.87: Ensamble de los dos mecanismos	183
Figura No. 4.88: Esquema del mecanismo de aceleración	184
Figura No. 4.89: Puntos críticos de diseño	185
Figura No. 4.90: Primer análisis al aplastamiento	188
Figura No. 4.91: Análisis al esfuerzo cortante	189
Figura No. 4.92: Módulo de elasticidad para el nylon	191
Figura No. 4.93: Esquema de esfuerzo cortante en los pernos	192
Figura No. 4.94: Esfuerzo de fluencia en pernos	193

Figura No. 4.95: Parámetros de análisis	195
Figura No. 4.96: Esfuerzo de fluencia del nylon	196
Figura No. 4.97: Sujeciones cable-cilindro.....	197
Figura No. 4.98: Fijación al motor.....	198
Figura No. 4.99: Fijación al motor instalado	198
Figura No. 4.100: Fijación empernada.....	200
Figura No. 4.101: Mecanismo de aceleración probado.....	201
Figura No. 4.102: Voltaje en el encendido del Renault Stepway	204
Figura No. 4.103: Voltaje en el encendido con batería adicional	205
Figura No. 4.104: Voltaje en el encendido del compresor Gast	206
Figura No. 4.105: Voltaje con compresor y batería adicional	208
Figura No. 4.106: Inversor de tensión.....	209
Figura No. 4.107: Calibre de cable de cobre flexible	210
Figura No. 4.108: Arduino Uno R3	213
Figura No. 4.109: Arduino Uno R3	214
Figura No. 4.110: Voltaje del alternador Niva.....	217
Figura No. 4.111: Voltaje del alternador Renault Stepway	218
Figura No. 4.112: Regulador de voltaje	219
Figura No. 4.113: Regulador de voltaje en el encendido.....	220
Figura No. 4.114: Regulador de voltaje en el encendido.....	221
Figura No. 4.115: Regulador de voltaje LM2596	222
Figura No. 4.116: Características - regulador de voltaje LM2596	222
Figura No. 4.117: Filtro RC pasa bajos.....	223
Figura No. 4.118: Señales de la salida análoga.....	224

Figura No. 4.119: Señales de la salida análoga.....	225
Figura No. 4.120: Señal de voltaje con el MCP41010.....	226
Figura No. 4.121: Esquema de desarrollo Arduino UNO.....	227
Figura No. 4.122: LM324 en configuración amplificador de voltaje	228
Figura No. 4.123: Acondicionamiento del joystick	229
Figura No. 4.124: Algoritmo – funcionamiento Transductor proporcional.....	230
Figura No. 4.125: Esquema de desarrollo Arduino Mega ADK.....	231
Figura No. 4.126: Pulsador en disposición Pull-up	232
Figura No. 4.127: Modulo Relé 12VDC con 8 canales	233
Figura No. 4.128: Algoritmo – Válvulas direccionales	234
Figura No. 4.129: Recomendaciones Real Decreto 2272/1985	235
Figura No. 4.130: Algoritmo – Válvulas direccionales	237
Figura No. 4.131: Implementación del circuito de control	239
Figura No. 4.132: Implementación de los mecanismos	239
Figura No. 4.133: Ajuste de las variables físicas	240
Figura No. 4.134: Curva de histéresis - Acelerador.....	241
Figura No. 4.135: Esquema del controlador - Acelerador	242
Figura No. 4.136: Curva de histéresis – Freno	242
Figura No. 4.137: Esquema del controlador – Freno.....	243
Figura No. 4.138: Esquema del controlador – Freno.....	244
Figura No. 4.139: Esquema del controlador – Freno.....	244
Figura No. 4.140: Esquema del controlador – Freno.....	245
Figura No. 4.141: Pulsos digitales vs Velocidad de embragado (1).....	247
Figura No. 4.142: Pulsos digitales vs Velocidad de embragado (2).....	248

Figura No. 4.143: Pulsos digitales vs Velocidad de embragado (3)	249
Figura No. 4.144: Ensayos del mecanismo de desembrague	251
Figura No. 4.145: Interfaz de usuario	252
Figura No. 4.146: Acondicionamiento del joystick	252
Figura No. 4.147: Instalación del joystick	253
Figura No. 4.148: Ensayos de la funcionalidad del joystick.....	254
Figura No. 4.149: Botón pulsador auxiliar del joystick	255
Figura No. 4.150: Uso correcto del joystick	255
Figura No. 4.151: Botones pulsadores	256
Figura No. 4.152: Acondicionamiento del guarda polvos	257
Figura No. 4.153: Movimiento de la palanca de velocidades	258
Figura No. 4.154: Modificación del control electrónico.....	259
Figura No. 4.155: Algoritmo Mega ADK – Modificado	261
Figura No. 4.156: Cable flexible multipolar	262
Figura No. 4.157: Elementos para instalación neumática.....	263
Figura No. 4.158: Válvula de apertura del circuito de utilización	265
Figura No. 4.159: Pressure Switch.....	266
Figura No. 4.160: Modificación de los planos neumáticos.....	267
Figura No. 4.161: Válvula de paro de emergencia.....	268
Figura No. 4.162: Captador de movimiento de pedal	269
Figura No. 4.163: Válvula de apertura del circuito de utilización	270
Figura No. 4.164: Indicadores luminosos – LED	271
Figura No. 4.165: Tarjetas electrónicas de control	271
Figura No. 4.166: Instalación del sistema de control.....	272

Figura No. 4.167: Válvula de apertura del circuito de utilización	273
Figura No. 5.1: Ensamble del bastidor	278
Figura No. 5.2: Sujeción empernada.....	279
Figura No. 5.3: Bastidor - compresor.....	279
Figura No. 5.4: Mecanismos de frenado y desembrague	280
Figura No. 5.5: Montaje de las poleas (1).....	280
Figura No. 5.6: Conjunto de poleas de frenado	281
Figura No. 5.7: Conjunto de poleas de desembragado.....	282
Figura No. 5.8: Modificaciones imprevistas	283
Figura No. 5.9: Elementos de los mecanismos instalados	284
Figura No. 5.10: Mecanismo de aceleración.....	284
Figura No. 5.11: Acondicionamiento de la mariposa	285
Figura No. 5.12: Acondicionamiento de la pieza de guiado	285
Figura No. 5.13: Calibración y ajustes.....	286
Figura No. 5.14: Instalación del cable original del auto	286
Figura No. 5.15: Mecanismo de aceleración instalado	287
Figura No. 5.16: Conexiones a la batería principal.....	287
Figura No. 5.17: Orificio de entrada en la cabina	288
Figura No. 5.18: Esquema de conexión eléctrica.....	289
Figura No. 5.19: Instalación del inversor y batería auxiliar.....	289
Figura No. 5.20: Instalación del joystick	290
Figura No. 5.21: Instalación del cable de teléfono.....	290
Figura No. 6.1: Portada del proyecto	292

Figura No. 6.2: Apariencia externa del Renault Stepway	294
Figura No. 6.3: Automatización del pedal de embrague.....	295
Figura No. 6.4: Versatilidad y funcionalidad	296
Figura No. 6.5: Freno de emergencia.....	298
Figura No. 6.6: Partes principales	300
Figura No. 6.7: Modos de conducción	300
Figura No. 6.8: Precauciones	301
Figura No. 6.9: Manejo de la Interfaz de usuario	301
Figura No. 6.10: Frenado y acelerado.....	302
Figura No. 6.11: Frenado y desembragado	302
Figura No. 6.12: Puesta en marcha	303
Figura No. 6.13: Cambio de marcha	303
Figura No. 6.14: Cambio de marcha	304

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla No. 2.1: Características mecánicas Renault Stepway	10
Tabla No. 2.2: Dimensionamiento del problema – Embrague.....	26
Tabla No. 2.3: Dimensionamiento del problema – Freno.....	44
Tabla No. 2.4: Dimensionamiento del problema – Acelerador	49
Tabla No. 2.5: Resumen para selección de actuadores	58
Tabla No. 4.1: Tabla de costos de elementos de acondicionamiento	202
Tabla No. 4.2: Características Arduino Uno R3	212
Tabla No. 4.3: Características Arduino Mega ADK.....	213
Tabla No. 5.1: Cosos de equipo industrial.....	274
Tabla No. 5.2: Cosos de acondicionamiento eléctrico-electrónico.....	276
Tabla No. 5.3: Cosos de elementos de acondicionamiento mecánico	277
Tabla No. 5.4: Cosos de elementos manufacturados	278
Tabla No. 5.5: Cosos de elementos de acondicionamiento mecánico	291

INDICE DE ANEXOS

ANEXO A: Dimensionamiento

ANEXO B: Tecnología proporcional

ANEXO C: Tablas de diseño

ANEXO D: Real Decreto 2272/1985

ANEXO E: Ensayos de tracción

ANEXO F: Manual de usuario

ANEXO G: Programa de prueba

ANEXO H: Planos

RESUMEN

El sistema de asistencia a la conducción es la investigación y ejecución de una solución más segura, eficiente y ergonómica para la conducción de un vehículo de transmisión manual y que asista a un conductor con discapacidad física en ambas piernas, pensando siempre que ni la solución más costosa ni la económica, sería la mejor opción. De esta manera se puede llegar a mediar los objetivos con el costo y así poder ofrecer una solución asequible al mercado ecuatoriano. Luego están presentes el diseño y construcción de este módulo mecánico-electrónico, llamados hoy en día servomecanismos o mecanismos mecatrónicos. Los cuales resultan ser los acondicionamientos de tres mecanismos mecánicos sobre los pedales de embrague, freno y acelerador en un automóvil de marca Renault Stepway, que con ayuda de la electrónica en control e informática se les implementa un sistema de control capaz de responder a una interfaz de usuario compuesta por botones digitales y potenciómetros y lograr así que el conductor pueda conducir y maniobrar el automóvil como si lo hiciera con los pies. Ya que en el país solo se realizan modificaciones puramente mecánicas, el proyecto consiguió muchas ventajas por sobre estas modificaciones, al tener todas las prestaciones que tiene un carro de transmisión manual y que una adaptación extranjera puede conseguir solamente en automóviles con transmisión automática perdiendo el deleite de realizar un cambio de marchas, exigir el desempeño máximo del vehículo cuando el conductor así lo requiera.

Palabras claves: *servomecanismos, asistencia, vehículo, transmisión, interfaz.*

ABSTRACT

The assistance system for driving investigation and implementation of a safe, efficient and ergonomic solution for driving a manual transmission vehicle and attend a driver with physical disability in both legs, always thinking that neither the more expensive or economical solution, would be the best option. In this way we can mediate objectives with costs and offer you an affordable solution for the Ecuadorian's market. Then the design and construction the mechanical-electronic' module are present, Today they are known as mechatronic or servo mechanisms. which resulted in the conditioning of mechanical mechanisms on the three pedals, clutch, brake and throttle of the Renault Stepway's car. that with the electronics and computer monitoring's help were implemented a control system able to responding to a user interface containing some digital buttons and knobs to achieve the driver can drive and maneuver the car just as you would with your feet . Since in the country only purely mechanical modifications are made, the project got many advantages over these changes, because have all the benefits of having a manual transmission's car and a foreign adaptation can only get in cars with automatic transmission, that lose the delight performing a gear change, or demand the highest performance of the vehicle when the driver requires it.

Keywords: *servomechanisms, assistance, vehicle, transmission interface.*

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES. “DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE ASISTENCIA A LA CONDUCCIÓN PARA VEHÍCULOS DE TRANSMISIÓN MANUAL A FIN DE ASISTIR A PERSONAS DISCAPACITADAS CON MOVILIDAD REDUCIDA EN AMBAS PIERNAS”

1.1 Antecedentes

La redacción del presente se basa en los términos y definiciones según la norma: (EN ISO, 1999:2012 V2, pp. 8-9)

Lograr que el transporte sea accesible significa mejorar los factores ambientales permitiendo y facilitando la participación de todo ciudadano en una vida activa y completa.

Debido a que en el país existe un importante déficit de atención sobre la necesidad de transporte y movilidad para personas con discapacidad, especificando esta: la carencia anatómica/funcional ya sea total o parcial de sus miembros inferiores o piernas. El presente proyecto pretende formar parte de una posible solución a esta necesidad primordial para aquellas personas con discapacidad y que en adelante por motivos prácticos de mención referiremos como CONDUCTOR.

El desarrollo de productos de apoyo que se puedan añadir a un vehículo de motor a combustión para ayudar al conductor a variar y/o reducir la velocidad de dicho vehículo han estado evolucionando alrededor del mundo desde simples pero funcionales adaptaciones puramente mecánicas como es el caso de Alex Zanardi, Italiano de 45 años, ex piloto de Champ Car y de Fórmula 1 que sufrió la amputación de las piernas tras un accidente en el circuito alemán de Lausitz. En la Figura No. 1.1 podemos observarlo.



Figura No. 1.1: Alex Zanardi - Vehículo Adaptado.

Fuente: (Miranda, 2012)

Recientemente realizó una carrera en el circuito donde tuvo el accidente, completando una gran carrera, llegando a circular con un BMW parecido al que pilotaba entonces, los 311 km/h, récord para un piloto con discapacidad. Además ha llegado a pilotar en 2006 nuevamente un Fórmula 1, obviamente en un vehículo adaptado mecánicamente a sus necesidades.

Por otro lado Google pionero en el campo de los automóviles con piloto automático posee ya un vehículo con un (IMS)¹ sistema Mecatrónico inteligente capaz de regular los frenos, el acelerador y el volante de un vehículo a combustión en función del entorno que lo rodea y circular por las calles transitadas, el automóvil recorrió en el estado de Nevada USA más de 225.000km sin ayuda humana aunque siempre bajo supervisión y en situaciones de circulación propicias posee la opción de cambiar de automático a manual cuando el sistema registra que se ha pisado el freno, el acelerador o el volante podemos apreciarlo en la Figura No. 1.2.



Figura No. 1.2: Toyota Prius con tecnología de Google

Fuente: (Cochesdevalencia.es, 2012)

Además Google ya le apuesta a la discapacidad probando su prototipo con Steve Mahan un hombre con una discapacidad visual de un 95% quien realizó un recorrido

¹ Mechatronic Systems Devices, Design, Control, Operation and Monitoring, Clarence W. de Silva, p. 1-4

por su ciudad en un Toyota Prius haciendo dos paradas una por su lavandería y otra en un local de comidas rápidas haciendo visible el alcance de la tecnología google. En la Figura No. 1.3 observaremos una foto de Steve Mahan haciendo uso del auto de google.



Figura No. 1.3: Steve Mahan – Vehículo de Google

Fuente: (20Minutos.es, 2012)

1.2 Área de influencia

El proyecto será capaz de solventar los movimientos y fuerzas requeridos para maniobrar embrague, freno y acelerador de automóviles de caja de transmisión manual, asistiendo a personas discapacitadas que tienen impedido el movimiento de sus piernas y que trasladarse de un lugar a otro diariamente puede ser toda una hazaña. Se integrarán más a la sociedad, igualándolas en derecho y oportunidades eliminando poco a poco las barreras u obstáculos que garanticen su fácil movilidad.

1.3 Alcance del proyecto

Diseñar e instalar para el vehículo propuesto un sistema mecatrónico dotado de servomecanismos capaces de operar y relevar las fuerzas de accionamiento realizadas por un conductor sobre los pedales de embrague, freno, acelerador y permita asistir a personas discapacitadas que tienen impedido el movimiento de sus piernas, pudiendo el sistema ser comandado electrónicamente desde un interfaz de usuario que estará dispuesto al alcance de sus dos manos, asumiendo que la persona podrá hacer uso de ellas sin ninguna complicación. Apoyar la dirección del proyecto con las recomendaciones de las normativas y reglamentos del (Anexo D, Real Decreto 2272/1985)-Constitución Española, Los resultados que serán expuestos a la comunidad politécnica de la ESPE y público en general mediante una presentación del funcionamiento del prototipo con aquel conductor que muestre su desempeño.

1.4 Objetivos

1.4.1. General

Diseñar e instalar en el vehículo propuesto un sistema dotado de servomecanismos¹ que permitan asistir a personas que tienen impedido el movimiento de sus piernas, en la conducción de un automóvil de transmisión manual, pudiendo dicho sistema interactuar con el conductor mediante un interfaz de usuario dispuesto en el alcance de sus manos.

¹ Servomecanismo. Es un sistema formado de partes mecánicas y electrónicas que puede tomar ciertas decisiones al realizar un trabajo, condicionado a un grupo pequeño de variables.

1.4.2. Específicos

1. Encontrar la solución deseada para el vehículo propuesto, analizarla y evaluarla para su ejecución.
2. Diseñar e implementar dicha solución integrando los conocimientos, elementos: mecánicos, electrónicos y de software.
3. Exponer resultados donde podamos apreciar visualmente las cualidades del prototipo con la ayuda de aquella persona que exija su desempeño.
4. Lograr ventajas sobre las adaptaciones artesanales que se implementan actualmente en el país

1.5 Justificación

Existen ayudas técnicas mecánicas disponibles en el mercado ecuatoriano y programas gubernamentales como ortesis, prótesis, miembros ortopédicos, pero las soluciones electrónicas son limitadas al igual que la investigación científica en el tema de discapacidades en las universidades del país para lo cual recientemente se está aconteciendo políticas educativas para el desarrollo de temas aplicados a las discapacidades.

En la actualidad, Ecuador posee soluciones extraídas de experiencias de otros países y adaptadas a nuestra realidad pero exclusivamente de tipo mecánico y artesanal.

En el tema relacionado con ayudas para el transporte y la movilidad, existe un importante déficit de atención. No obstante existe la posibilidad de importar autos adaptados con el fin de suplir estas necesidades que por el momento son la única solución en el mercado ecuatoriano, pero una de sus principales desventajas de esta solución se pronuncia cuando el vehículo sufre fallos y se tiene que exportar dicho vehículo para su análisis y acomodo, esto hace que nos convirtamos aún más en consumidores de tecnología.

La Universidad de las fuerzas armadas “ESPE” pionera en la carrera de ingeniería más solicitada del Ecuador ”Mecatrónica” ha permitido ver la realidad tecnológica desde otra perspectiva, rompiendo las barreras del conocimiento existentes entre las ingenierías convencionales brindándonos la oportunidad de trabajos interdisciplinarios encontrando para este caso en particular posibles soluciones más eficientes con las cuales podamos acudir al llamado de toda persona a la que movilizarse desde un lugar a otro diariamente puede llegar a ser toda una hazaña.

El presente promueve la iniciativa de crear una mejorada técnica de asistencia a la conducción para personas discapacitadas que tienen impedido de movimiento en sus piernas, aumentando ventajas sobre las soluciones actuales sin necesidad de importar un vehículo como un todo y que además el sistema tenga posibilidades futuras de instalarse en vehículos comerciales en el mercado automotriz ecuatoriano. Además tenemos que considerar el aporte que estaría brindando, no un proyecto de grado, sino más bien el aporte de una universidad politécnica al país.

CAPÍTULO 2

2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA

2.1 Planteamiento y dirección del problema

El principal problema dentro de la industria actual para el desarrollo de nuevos productos o maquinas, es el diseño tradicional donde el diseño en el área de la ingeniería mecánica, la electrónica en control y de software se lo suele realizar cada uno por separado, ya sean en etapas o por partes sin que ninguna de las áreas de la ingeniería estén en contacto permanente unas con las otras.

Así todos los paramentos, condiciones y limitaciones sobresalen solo si uno de los diseños esta culminado, esto hace deficiente la etapa de desarrollo de un producto o máquina pues de no encontrar solución a los problemas que se suceden constantemente se necesitará rediseñar.

Por este motivo es que primeramente se plantearan las condiciones y limitaciones desde una perspectiva mecatrónica que será la base fundamental para la correcta selección y/o diseño de los servomecanismos que se desarrollaran en el proyecto.

Si una persona se acostumbra a utilizar palancas/botones como embrague, acelerador y freno, en lugar de los pedales, no significa que este limitada en la

actividad de conducir en el tránsito, sino que está aprendiendo a conducir con estructuras y mecanismos diferentes.

De este concepto parte el proyecto para trabajar en el diseño, desarrollo y adaptación de los productos de apoyo para el vehículo propuesto.

Siendo el embrague, freno y acelerador los mecanismos de accionamiento de cualquier auto con transmisión manual, para alcanzar los objetivos propuestos analizaremos el problema e investigaremos en la solución únicamente para los mecanismos de accionamiento del Renault Stepway 2011, dejando solamente abierta la posibilidad de instalar en autos distintos del mencionado.

Ahora podemos ver las características del Renault Stepway 2011 en la Tabla No. 2.1.

DESEMPEÑO

<i>Aceleración 0 - 100 <u>km</u>/h (s)</i>	10,6 <i>(gasolina)</i>	10,5 (alcohol)
<i>Motor: Potencia máxima</i> <i>(HP/RPM)</i>	110 / 5750	110 / 5750
<i>Motor: Torque máximo</i> <i>(KGM/RPM)</i>	15.1 / 3750	15.1 / 3750

DIRECCIÓN

<i>Dirección</i>	<i>Hidráulica</i>
------------------	--------------------------

FRENOS

<i>Frenos delanteros</i>	<i>Discos ventilados con 259 mm de diámetro</i>
<i>Frenos traseros</i>	<i>Tambores con 203 mm de diámetro.</i>
<i>Circuito de frenos</i>	<i>Circuito doble 'X'</i>

MOTOR

<i>Cilindrada (cm³)</i>	1598 <u>cm</u>³
<i>Número de Cilindros</i>	4 cilindros en línea
<i>Número de válvulas</i>	16
<i>Tipo de combustible</i>	gasolina y/o alcohol
<i>Tipo de inyección</i>	Inyección electrónica multipunto secuencial
<i>Tracción</i>	Delantera

NÚMERO DE MARCHAS

<i>Número de marchas</i>	5
--------------------------	----------

TRANSMISIÓN

<i>Tipo de cambio mecánico, 5 velocidades y marcha atrás</i>	
--	--

Tabla No. 2.1: Características mecánicas Renault Stepway

Fuente: (Renault, 2011)

En la Figura No. 2.1 podemos apreciar una imagen del vehículo utilizado.



Figura No. 2.1: Renault Stepway 2011

Fuente: (Renault, 2011)

- Vehículo particular y matriculado en el Estado Ecuatoriano.
- Placa: **PBT8171**
- Nombres y Apellidos: Vargas Astudillo Graciela Conchita
- Cedula de Ciudadanía: 1500249519

Debido a la naturaleza del proyecto se presenta además como referencia el documento que nos califica como estudiantes aprobados en escuela de conducción Figura No. 2.3. Que nos permite tener el conocimiento adicional necesario para el desarrollo del proyecto.

En la Figura No. 2.2. Se puede apreciar la procedencia y legalidad del automóvil en el estado ecuatoriano.

PLACA ANTERIOR IMPORTA		ESPECIE UNICA DE MATRICULA C.N.T.T.S.V		FORMULARIO A1386428	
PLACA ACTUAL PBT8171		2011 PARTICULAR		FECHA MATRICU. 07/07/2011	
MARCA RENAULT		CLASE AUTOMOVIL		TIPO SEDAN	
ANO FABR. 2011		MODELO STEPWAY 1.6 MT		PAIS ORIGEN COLOM	
MOTOR A690Q063699		COLOR 1 CREMA		COLOR 2 CREMA	
CHASIS 9FBBSRALSBM005349		CARR. COMB. PASAJ. MT G 5		TONELAJE 0.75 T	
OBSERVACIONES		CADUCA 31/12/2015		CILINDRAJE 1600	
JEFATURA QUITO		CODIGO RENA13714A69F		FORMULARIO A1386428	
APELIDOS Y NOMBRES VARGAS ASTUDILLO GRACIELA CONGHITA					
G.C./PASAPORTE/RUC 1500249519		DIRECCION AV 15 DE NOVIEMBRE S/N		MARANO	
DIRECCION AV 15 DE NOVIEMBRE S/N		DIRECCION MARANO		TELEFONO 062886857	
COOPERATIVA		DIRECCION MARANO		TELEFONO 062886857	
AVALUO US\$ 17500.00		TOTAL MATRICULA US\$ 271.17		ELIZABETH OTAVALO C.N.T.T.S.V	
TOTAL MATRICULA US\$ 271.17		ELIZABETH OTAVALO C.N.T.T.S.V		C.P.T.	

Figura No. 2.2: Matrícula del vehículo propuesto

Fuente: (Química Ariston, 2011)

En la Figura No. 2.3. Se puede apreciar las licencias de conducir de ambos integrantes del proyecto



Figura No. 2.3: Licencias para conducir

2.1.1. Mecanismos de accionamiento “Renault Stepway”

Por motivos prácticos de ilustración, análisis e investigación se recurrió al concesionario donde se adquirió el vehículo: Vallemotors S.A. Nissan – Renault, ubicado en Quito-Sangolquí en busca de información y manuales ilustrativos que pudieran ser de ayuda para el proyecto.

A pesar de los esfuerzos realizados los directivos de la empresa se comportaron celosos respecto de facilitarnos el manual de taller del Renault Stepway puesto que es un vehículo recién ingresado al país y no quieren filtrar información a talleres no autorizados, nos dieron dos opciones validas, pues la primera seria comprar el manual de taller pero el costo y los requerimientos nos lo impidieron puesto que no estaba contemplado en el presupuesto.

La segunda opción más razonable y la que se escogió por motivos de costos y rapidez fue trabajar con el manual de taller de Renault Logan pues los técnicos autorizados por la marca informaron que este vehículo es el patrón o modelo original de la gama media de Renault como son: Logan, Sandero, Sandero Stepway y Duster, además que es un manual que está colgado en el internet y que ellos también lo usan para todos estos autos.

Realizando la búsqueda se encontró el manual y efectivamente las ilustraciones nos sirven pues las disposición del motor, periféricos del motor, transmisión, embrague, frenos, acelerador, pedales y otras piezas/partes son prácticamente las

mismas, lo que cambia sustancialmente son el chasis, compacto, carrocería, interior y suspensión nombrando a todos entre lo más sobresaliente y que para efecto del proyecto es de utilidad y sirve perfectamente en lo que se requiere.

2.1.1.1. Análisis del Funcionamiento del Mecanismo de Embrague

“El embrague es el sistema encargado de transmitir o interrumpir el movimiento del motor a través del cigüeñal a la caja de velocidades.

El accionamiento se realiza mediante un pedal por el propio conductor desde el interior del vehículo, en su puesto de conducción. Cuando el pedal esta sin pisar el movimiento de giro se transmite íntegramente y decimos que esta embragado: cuando es accionado totalmente, el desacople es completo y decimos entonces que está desembragado”. (Hermógenes Martínez, 2010, p. 770-1038)

El embrague tiene como misión:

- Acoplar (embragar) o desacoplar (desembragar) el par de fuerza generado por el motor de combustión de la caja de cambios a voluntad del conductor.
- En el arranque segura una unión suave y progresiva entre el motor y las ruedas evitando un arranque desenfrenado y la falta de control en el aumento de la velocidad.

- Desacoplar temporalmente el motor de los elementos del sistema de transmisión al cambiar de marcha y/o en mantener velocidad constante sin frenado a causa del sistema mencionado evitando un apago brusco del motor si fuera el caso de la primera marcha.

Los principales elementos que componen el embrague actual se puede ver en la Figura No. 2.4.

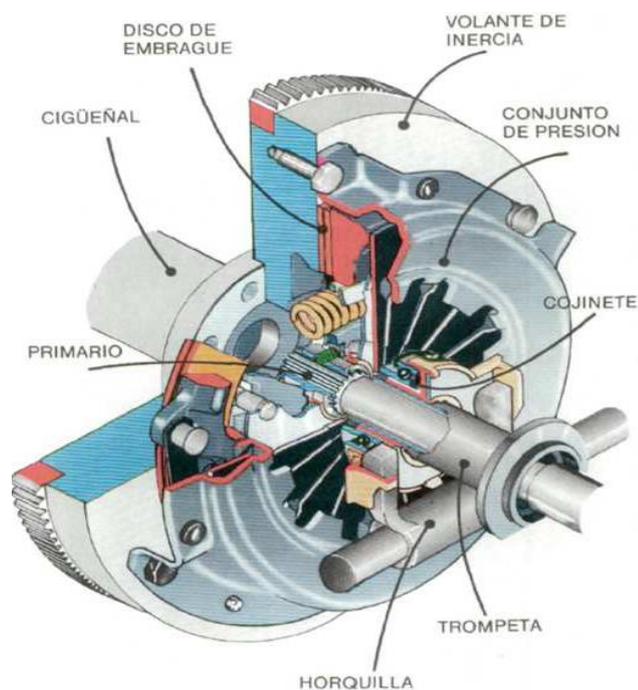


Figura No. 2.4: Elementos de embrague de fricción

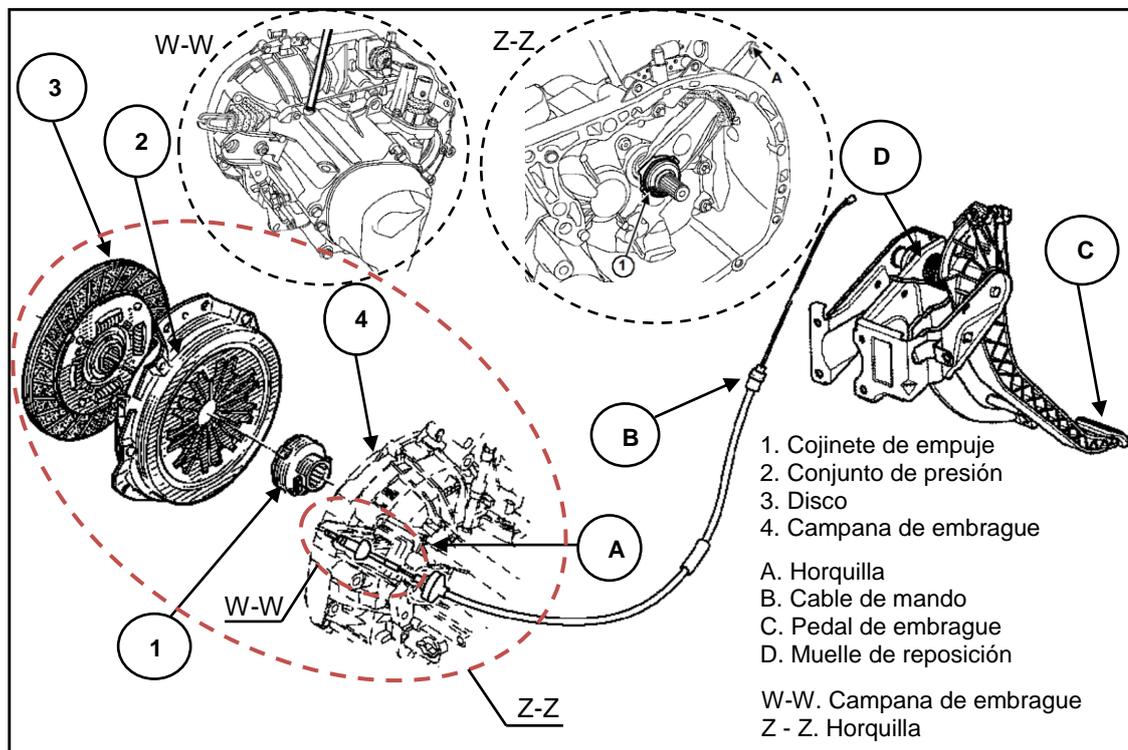
Fuente: (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61)

El Conjunto de presión que contiene la carcasa, el diafragma y el plato de presión. Sirve de soporte y transmite la acción del cojinete.

El disco que transmite el par proporcionado por el motor, amortigua y filtra las vibraciones antes de la entrada a la caja de velocidades, suaviza y modeliza las arrancadas haciéndolas progresivas, disipa la energía liberada en la arrancada y cambios de marcha del vehículo.

El cojinete de embrague que se encarga de recibir la carga del pedal para transmitirle al conjunto de presión. Este se desliza sobre la trompeta.

Podemos observar la Figura No. 2.5 el despiece del embrague y el mecanismo de accionamiento en el vehículo propuesto.



109143

Figura No. 2.5: Despiece-Embrague Renault Stepway

Fuente: (Logan, 2011)

Para visualizar el problema en el sistema de embrague tenemos que analizar su funcionamiento y con ayuda de la gráfica Figura No. 2.6 podemos describirlo.

Cuando el pedal (C) de embrague está libre de carga alguna, el diafragma que es una “arandela de Belleville (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61)”, Mantiene una carga sobre el plato de presión (F) quien aplica dicha carga sobre el disco de embrague (3) y este a su vez gracias a sus forros de fricción se mantiene fijo contra el volante que está unido al cigüeñal que es la salida de potencia del motor, de esta manera el motor transfiere su giro y fuerza hasta la entrada de la transmisión como muestra la Figura No. 2.6.

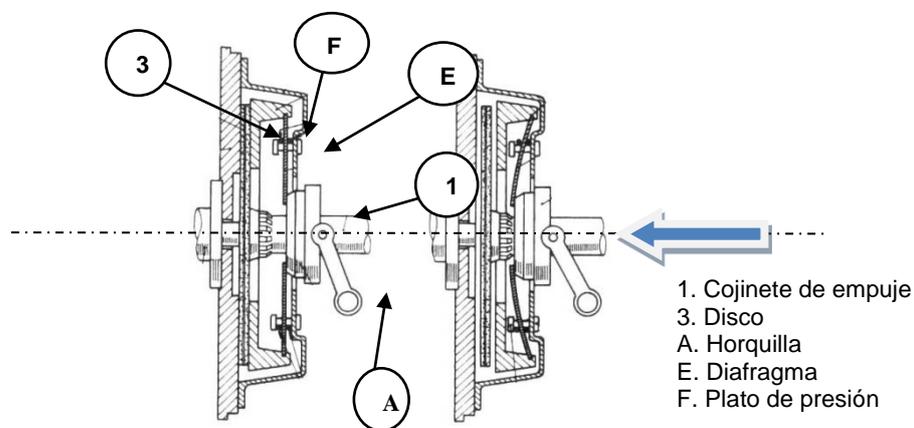


Figura No. 2.6: Principio de funcionamiento - Embrague

Fuente: (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61)

Cuando el pedal de embrague (C) está sometido a una fuerza externa como la provocada por el pie de un conductor, un mecanismo de palancas comprendidos por el resorte de reposición del pedal de embrague (D), el cable de mando (B) y la

horquilla (A) presionan el cojinete de empuje (1) que se encuentra apoyado en el centro del diafragma (E) y ocasionando un movimiento lineal sobre el eje concéntrico (trompeta) de todo el mecanismo de 2 a 4 mm aproximadamente dependiendo del tipo de embrague.

Al ser empujado el centro del diafragma hacia adentro, su parte exterior trabaja en sentido contrario y hace que la placa de presión (F) separe del disco de embrague (3) del volante-cigüeñal. Así el disco de embrague queda en movimiento libre y el motor sigue girando. Para profundizar más en el principio de funcionamiento del embrague una opción es recurrir (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61), que es la fuente principal con que se realizó la explicación anterior que nos da la perspectiva del problema en cuanto a los requerimientos y condiciones mecánicas, pero ya que el mecanismo a diseñarse va a ser controlado electrónicamente, es necesario profundizar el funcionamiento del conjunto de presión del embrague pues este nos proporcionara los requerimientos y condiciones necesarias para el diseño electrónico de control y software.

En la electrónica y control lo que interesa como ingenieros de desarrollo para tener un criterio de diseño son los requerimientos y condiciones de la variable física a controlar y lo más importante para determinar los costos, es la existencia de una proporcionalidad lineal entre dicha variable y la salida del elemento final de control. Para nuestro caso es de vital importancia analizar el mecanismo de embrague del automóvil y determinar si existe dicha proporcionalidad lineal entre el movimiento que se le imprime al pedal y la carga transmitida hasta el conjunto de presión para

lograr el desacople y acople de la transmisión. Esto determinara la complejidad y costos del diseño electrónico de control y software.

En la tesis consultada Camarena, ha realizado ensayos en un vehículo Volkswagen Golf 1.9 TDI 105 CV. Un vehículo de similares características al propuesto en este proyecto y que además entran en el mismo tipo de vehículo según la clasificación de potencia que predicen estadísticamente las veces que un vehículo utilizará el pedal de embrague por cada kilómetro de trayecto: *turismo hasta 100Kw* (Camarena 2011, p. 90). Esta clasificación nos ayuda a determinar que la carga a la que está expuesta todo el mecanismo de embrague del Volkswagen Golf y el Renault Stepway son muy similares entre si, de esta manera podemos hacer uso de la siguiente información que se muestra en la Figura No. 2.7.

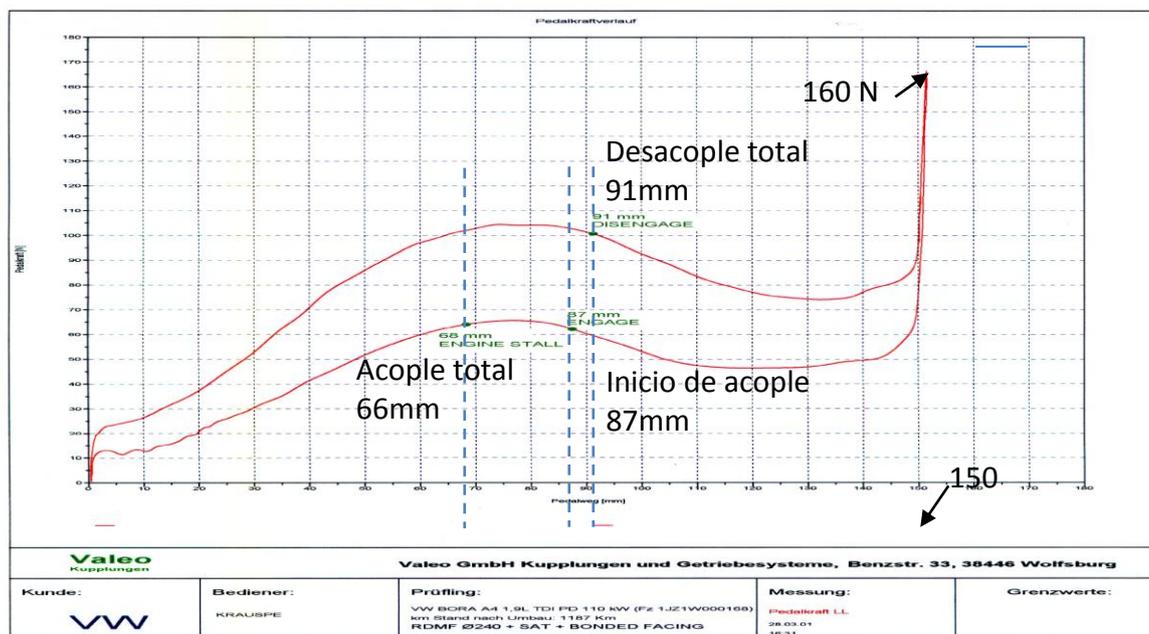


Figura No. 2.7: Curva de carga del pedal

Fuente: (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61)

La grafica expuesta es la curva de carga que soporta el pedal del Volkswagen Golf durante su trayecto de desembrague (curva superior) y embrague (curva inferior). Se ha utilizado un equipo especializado en la toma de este tipo variables físicas gracias a Valeo empresa especializada en productos automotriz alrededor del mundo, lo cual nos garantiza que grafica es confiable.

La curva característica que define a la gráfica anterior es la curva de carga característica de las arandelas de Belleville, en este caso es la curva de carga característica del diafragma. Analizando dicha grafica podemos concluir, que no existe proporcionalidad lineal entre la fuerza aplicada sobre el pedal y el recorrido del mismo, de esta manera cualquier opción de control proporcional queda anulado.

Para conseguir gobernar el movimiento del pedal de embrague se tendrá que plantear soluciones más complejas como el control de posición/velocidad ya que como se observa en la gráfica existe puntos específicos de acople y desacople del disco de embrague, una histéresis mecánica debido al deslizamiento entre carcasa y diafragma (Camarena 2011, p. 37), 21 milímetros de carrera entre el inicio de acople y acople total del disco en el embrague que es el tipo de control que conlleva el diseño de sistema de control P, PI, PD o PID. Pero este será una de las últimas posibilidades en las que incursionaremos por motivos de costo. Antes de eso se intentará solucionar el problema con amortiguación de velocidad como ya se mencionó anteriormente esperando obtener resultados satisfactorios.

El Renault Stepway posee, un sistema de embrague de fricción monodisco de diafragma con accionamiento mecánico que consta de un Pedal, resorte de reposición y un cable de mando todo calibrado para un funcionamiento a mitad de carrera lo que quiere decir que tenemos un juego libre en el inicio del recorrido del pedal debido a la guarda de embrague (Figura No. 2.8), que es un espacio libre entre el cojinete y el diafragma que sirve para alargar la vida útil de los rodamientos y absorbiendo intrínsecamente el recorrido del diafragma al desgaste del disco sin tener que realizar constantemente una corrección de la ergonomía del pedal mediante el tornillo (5), (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61). Entonces para poder dejar planteado el problema, se ha realizado la toma de datos y medidas necesarias para la futura toma de decisiones.

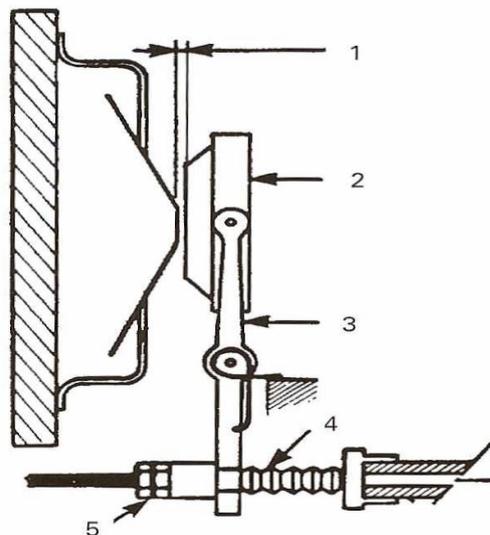


Figura No. 2.8: Guarda de embrague

Fuente: (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61)

En primer lugar se procedió a medir la fuerza necesaria para poder realizar el desembrague, y ya que en la universidad contamos con equipos de medición industriales se seleccionó la celda de carga mostrado en la Figura No. 2.9. Como medidor de fuerza industrial y el respectivo puente de medición para acondicionamiento de la señal, se calibró con ayuda de un multímetro y de esta manera obtener una medida muy real

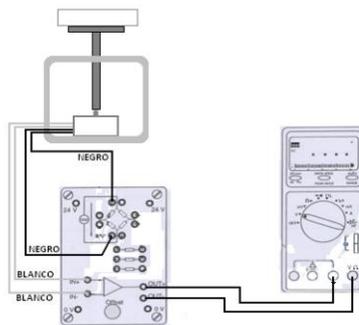


Figura No. 2.9: Equipo de medición – Fuerza industrial

Fuente: (Echeverría)

El instrumento facilita la medición ya que únicamente se colocó la celda de carga (G) sobre el pedal como lo muestra la Figura No. 2.10.

El conductor lo pisa y se toma la medida, *procedimiento implementado en los tres pedales* como lo muestra la Figura No. 2.11.

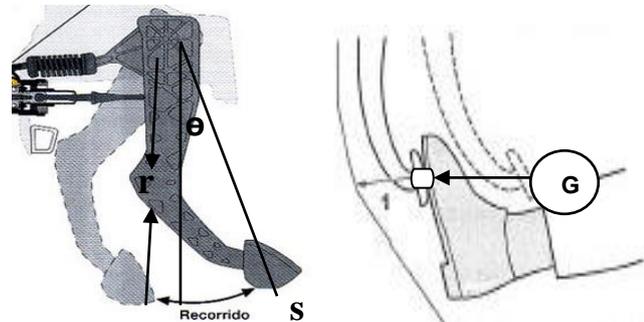


Figura No. 2.10: Toma de datos – Fuerza y recorrido

Fuente: (holding, 2011)

Midiendo el ángulo (θ) y la longitud del pedal (r), se calculó, la distancia que recorre cada pedal, la Fuerza presente en la horquilla (A) pues es un posible punto de diseño. *Procedimiento implementado en los tres pedales.* (Sullivan M, 2003, pp. 326-327) y (Mecanica I, 2012)

$$S = r * \theta \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Dónde:

S : es la longitud de arco de circunferencia [mm]

r : es el radio de circunferencia [mm]

θ : es el ángulo que sustiende el arco cuya longitud es S [rad]

Ejemplo de cálculo para el pedal de embrague en la Figura No. 2.11.

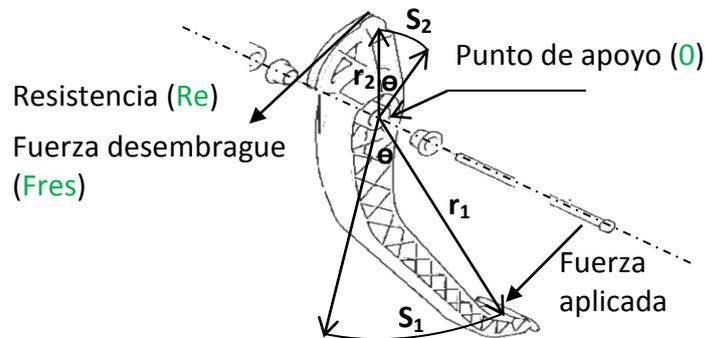


Figura No. 2.11: Pedal de embrague

Fuente: (Renault, 2011)

$$1^\circ \text{ grado} = \frac{\pi}{180} \text{ radianes} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde: (Anexo A)

$$\theta = 29^\circ \text{ grados}$$

$$r_1 = 300 \text{ mm}$$

$$r_2 = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Fuerza aplicada} = 130 \text{ N}$$

Entonces:

$$S_1 = 300 * 29 * \frac{\pi}{180} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$S_1 = 151,84 \text{ mm}$$

$$S_1 = 152 \text{ mm}$$

Si realizamos una suma de momentos respecto al punto de apoyo (O) para conseguir analizar la fuerza F_{res} que actúa sobre el brazo de resistencia (Hibberler, 2004, pp.114 - 117) y justificar la simplificación del DCL Figura No. 2.12 y realizar un análisis estático para el pedal de embrague vamos a considerar solamente el

instante en el que la fuerza aplicada F_a es la máxima obtenida durante las toma de datos que se consiguió con el auto encendido y el pedal pisado a fondo.(Figura No. 2.12)

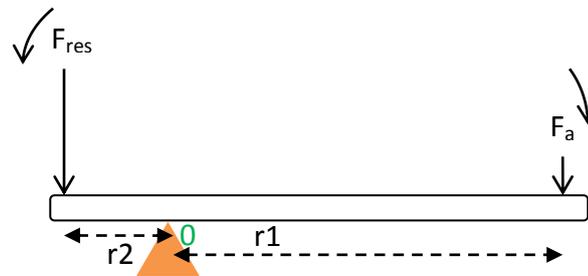


Figura No. 2.12: Diagrama cuerpo libre - Pedal de embrague

Entonces tenemos planteando la ecuación de momentos:

$$\sum +M_0 = \sum F * d = 0 \quad (Ec. 2.3)$$

$$M_0^{F_{res}} - M_0^{F_a} = 0$$

$$F_{res} * r_2 - F_a * r_1 = 0$$

$$F_{res} * 100 - 130 * 300 = 0$$

$$F_{res} = 390N$$

A continuación presentamos Tabla No. 2.2 para dimensionamiento del problema.

Descripción	Símbolo	Medida	Unidad
Brazo de la Fuerza	r1	300	mm
Brazo de la Resistencia	r2	100	mm
Ángulo de trabajo	θ	29	grados°
Recorrido útil de pedal	s1	100	mm
Recorrido útil de resistencia	s2	33	mm
Recorrido de pedal	S1	152	mm
Recorrido de resistencia	S2	51	mm
Fuerza aplicada	Fa	130	N
Fuerza de resistencia	Fres	390	N

Tabla No. 2.2: Dimensionamiento del problema – Embrague

Experiencia obtenida: en el momento que el conductor pisa el pedal en aproximadamente 20 mm la fuerza aplicada (F_a) tiene que vencer únicamente la provocada por el muelle de reposición que es mínima aproximadamente 3N, cuando el conductor sigue desembragando, desde los 20mm hasta los 120mm la fuerza se incrementa instantáneamente hasta los 100 N, de aquí la medición es fluctuante (limitación del equipo) hasta los 126 N cuando estamos en 120mm de recorrido, Entonces la fuerza aplicada queda prácticamente constante hasta terminar el recorrido del pedal a unos 130N en los 150mm de recorrido total del pedal, una diferencia de 4N durante los 30 mm restantes del recorrido, es la carga

suministrada por el muelle de reposición del pedal, de esta manera podemos obviar el análisis del muelle de reposición pues comparando las magnitudes de fuerzas, la fuerza ejercida sobre el plato de presión domina durante todo el recorrido útil de desembrague (100mm).

Como podemos observar en la toma de datos se obtuvo resultados similares a los obtenidos por (Camarena Lillo, 2011, pp. 59-61), en el Volkswagen Golf.

Por otra parte la Figura No. 2.13 son medidas secuenciales en tiempo real, a pesar de ello podemos decir los datos obtenidos son los necesarios para el desarrollo del proyecto, pues lo que nos interesa es la fuerza máxima aplicada al pedal de embrague y el recorrido que este realiza. Entonces por criterio de diseño podemos hacer uso de la gráfica de curva de carga de pedal de Camarena, y orientar al dimensionamiento del problema para el presente proyecto en la Figura No. 2.13.

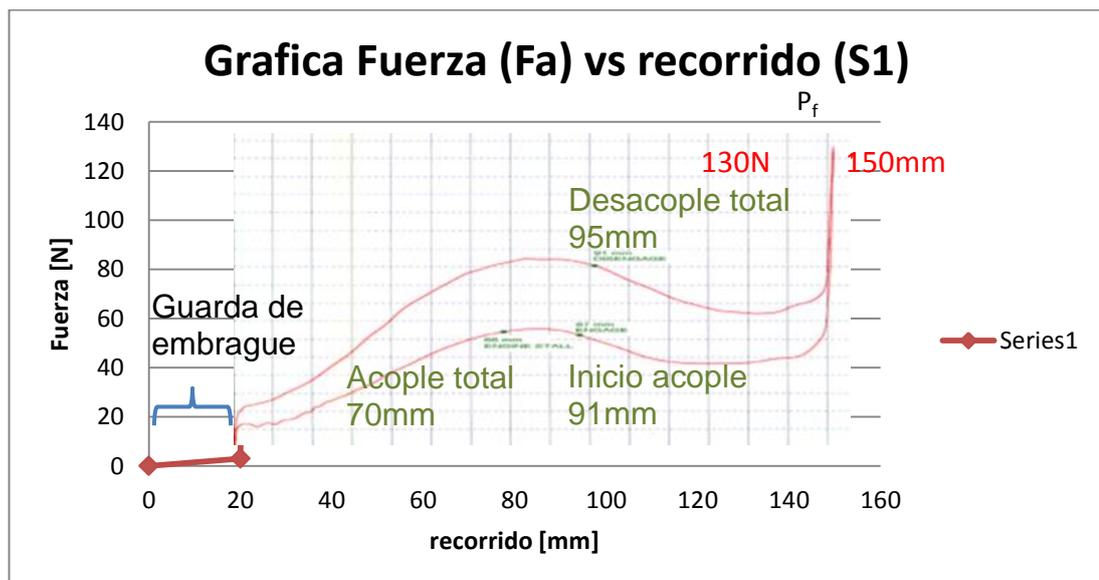


Figura No. 2.13: Curva - Fuerza-recorrido

Otro parámetro que definirá la selección del correcto actuador es su velocidad de respuesta en el arranque, por lo que también se realizó toma de datos del tiempo que demora el pie humano en presionar a fondo el pedal de embrague cuando el conductor realiza el cambio de marchas muy rápido, definiendo muy rápido como la velocidad promedio máxima que se puede lograr en el Renault Stepway sin causarle daño mecánico y obtener su máximo desempeño o como comúnmente se le dice, un máximo que es una aceleración 0 - 100 km/h en 10,6 segundos para este vehículo (Anexo A).

- Tiempo de desembrague (t): 0.63 segundos.
- Recorrido del pedal (e): 0.152 metros

Debido a razones críticas para el proyecto solo trabajaremos desde el pedal hasta la sección (W-W) de la Figura No. 2.14. Del sistema de embrague para análisis, diseño y desarrollo, pues si hablamos de disco de embrague, mecanismo de diafragma o cojinete de empuje como posibles puntos de acción para el servomecanismo entramos en conflicto con uno de los objetivos ya que debemos afectar al mínimo la estética, funcionalidad, el valor del automóvil, se perdería la garantía del fabricante si desarmamos la campana del sistema de embrague y sería muy costoso hacerlo.

En la Figura No. 2.14 Tenemos planteado los posibles puntos de acción para el mecanismo de desembrague.

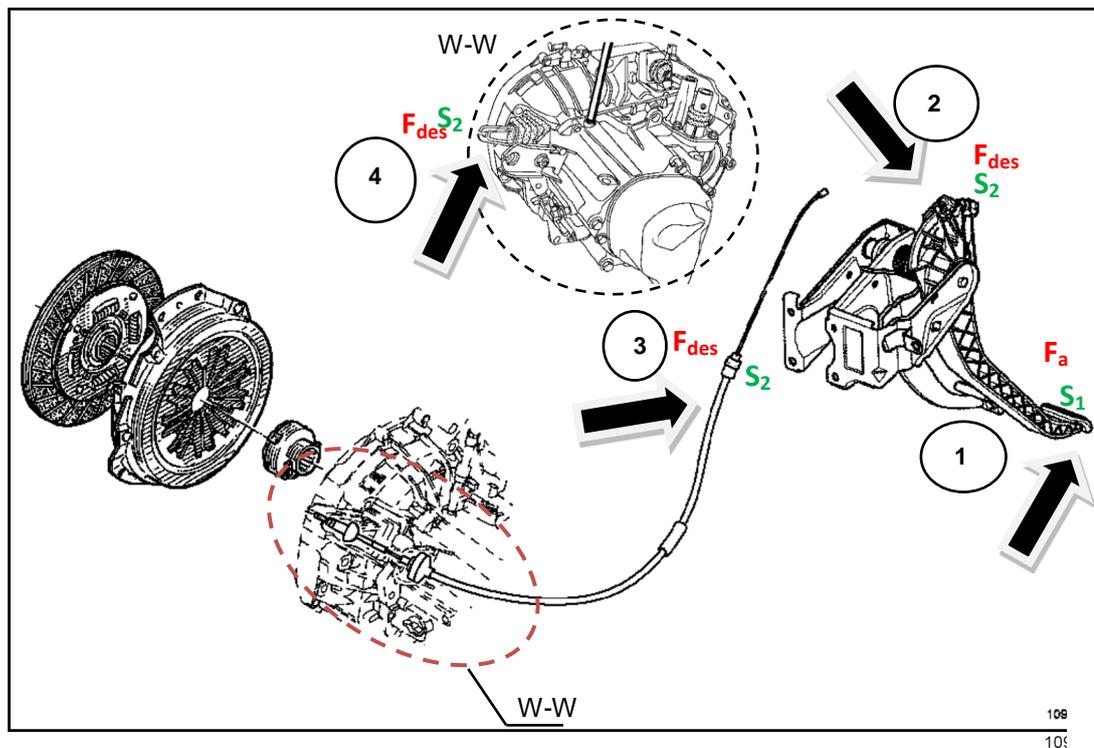


Figura No. 2.14: Posibles puntos de acción

Fuente: (Renault, 2011)

Los posibles puntos de acción son:

- El brazo de fuerza del pedal con sus parámetros F_a y S_1
- El brazo de resistencia del pedal son sus parámetros F_{res} y S_2
- El cable de mando con sus parámetros F_{res} y S_2
- Punto exterior de la horquilla con sus parámetros F_{res} y S_2

En conclusión, para acercarnos al movimiento que realiza el pie humano sobre el pedal de embrague necesitamos un actuador que realice un arranque rápido y un retroceso paulatino variable de esta manera podemos poner el automóvil en movimiento de una manera suave y progresiva sin que sufra un arranque desenfrenado

Siendo así, se plantea el problema con la siguiente necesidad:

- Actuador capaz de suplir cualquiera de las fuerzas mencionadas F_a o F_{res} en un tiempo igual o menor al medido 0.63 segundos y que en el retorno sea capaz de mantener dicha fuerza amortiguando su velocidad para conseguir un desplazamiento con velocidad variable.
- La variable física a controlar en este caso es la velocidad y posición de retorno del pedal, debido a que la necesidad exige un movimiento paulatino con velocidad variable. La primera marcha exige una velocidad lenta del retroceso del pedal, las siguientes marchas exigen un movimiento paulatino pero a una velocidad mayor que en la primera marcha.

Sea la opción que fuese aun dependerá de otros parámetros y análisis que aclararemos más adelante conforme avanza el proyecto.

2.1.1.2. Análisis del Funcionamiento del Mecanismo de Freno

“La finalidad de los frenos en un automóvil es la de conseguir detener o aminorar la marcha del mismo (desacelerar) en las condiciones que determine su conductor; para ello, la energía cinética que desarrolla el vehículo tiene que ser absorbida, en su totalidad o en parte, por medio de rozamiento, es decir, transformándola en calor.

Para ello se equipa al vehículo con una serie de mecanismos que se encargan de conseguirlo, permitiendo realizarlo en las mejores condiciones de seguridad: tiempo y distancia mínimos, conservación de la trayectoria del vehículo, con una frenada proporcional al esfuerzo del conductor, en diversas condiciones de carga, etc.”
(Hermógenes Martínez, 2010, p. 770-1038)

El automóvil propuesto viene equipado con frenos ABS sin ESP, un sistema antibloqueo de frenos sin programa de electrónica para estabilidad.

El mecanismo de frenos está dotado con dos sistemas de frenado; sistema de frenos de disco para las ruedas delanteras y sistema de frenos de tambor para las ruedas traseras con un mecanismo de freno de estacionamiento o comúnmente conocido como freno de mano.

Comandados por un solo y único sistema del tipo hidráulico en diagonal como se muestra en la Figura No. 2.15.

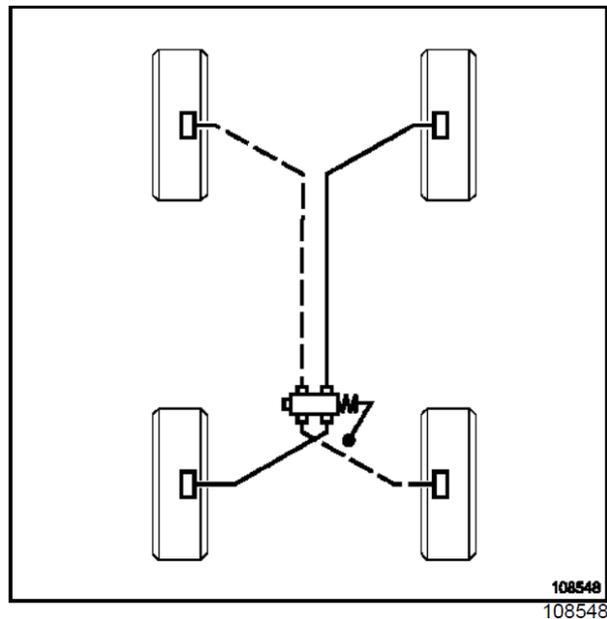


Figura No. 2.15: Frenado en <<X>> con compensador independiente de frenada

Fuente: (Renault, 2011)

El sistema hidráulico es el encargado de amplificar proporcional y linealmente la fuerza aplicada al pedal de freno, es decir las pastillas de freno reciben una presión a través del líquido de frenos y lo transforman en una fuerza de fricción sobre el disco de frenos en las ruedas logrando desacelerar el auto. (Hermógenes Martínez, 2010, p. 770-1038)

La tubería del sistema de frenado es rígida en la mayor parte del automóvil donde no es afectada por movimientos de la dirección o suspensión en tales casos la tubería es flexible como se muestra a continuación en la Figura No. 2.16.

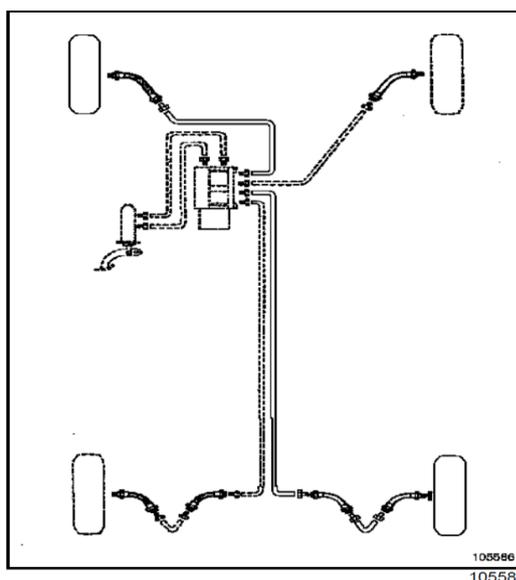


Figura No. 2.16: Sistema de frenos - tubería

Fuente: (Renault, 2011)

Según el manual de taller Renault el sistema ABS consta de (Figura No. 2.17):

- 4 captadores de velocidad de rueda.
- 1 conjunto de amplificador de frenado.
- 1 grupo electrobomba compuesto de 1 bomba hidráulica doble, 1 unidad de modulación de presión (8 electroválvulas), 1 calculador y 1 captador de presión.

En la Figura No. 2.17 se puede visualizar el sistema de frenos.

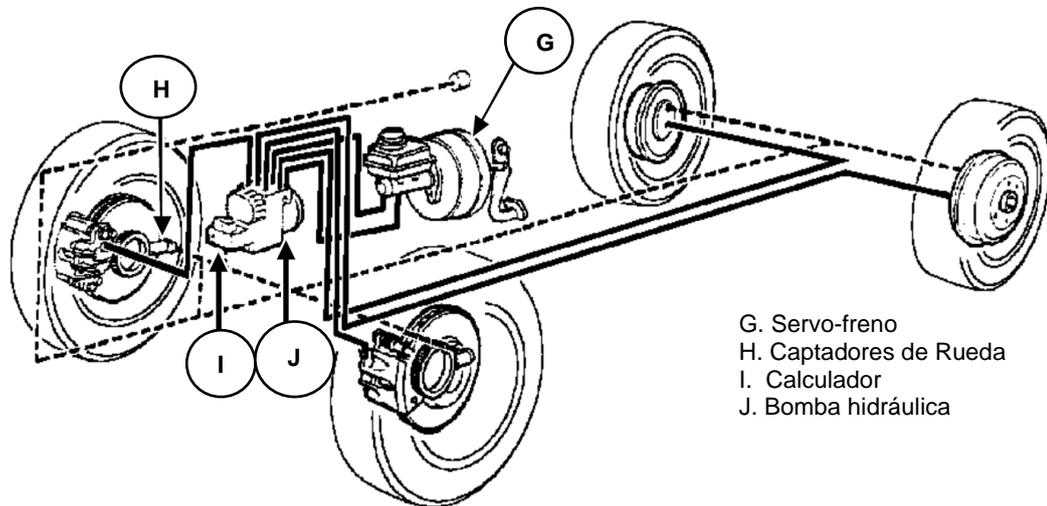


Figura No. 2.17: Sistema de frenos - Renault Stepway

Fuente: (Renault, 2011)

Otro elemento auxiliar que posee es el servofreno ubicado debajo del capot y fijado en la carrocería del auto, diseñado para reducir el esfuerzo que el conductor debe aplicar sobre el pedal de freno, siempre que el vehículo este encendido ya sea que este o no movimiento.

Mostramos también en la Figura No. 2.18 el servofreno montado en el automóvil.

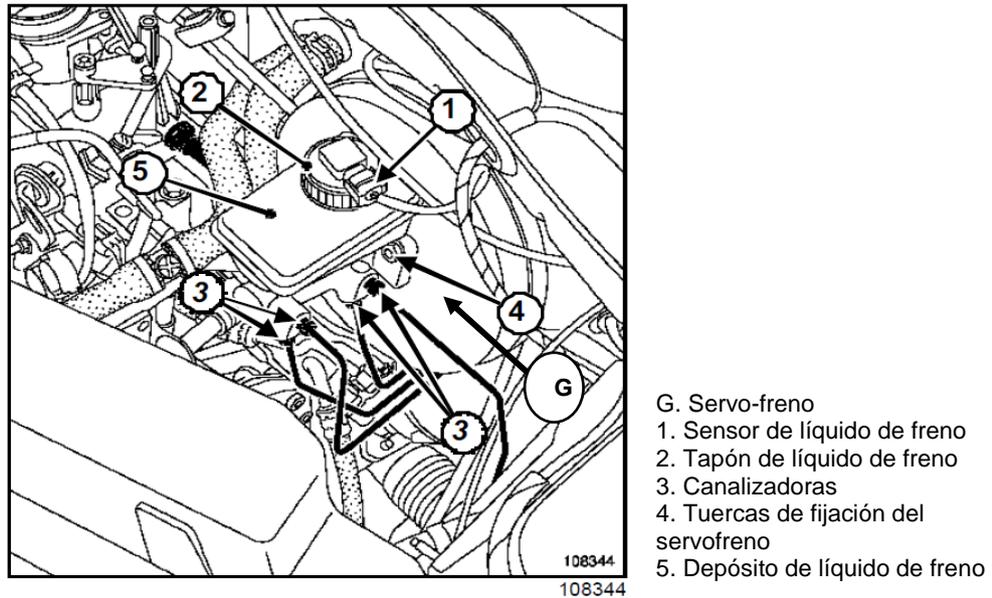


Figura No. 2.18: Servofreno y periféricos - Renault Stepway

Fuente: (Renault, 2011)

Por último el servofreno está conectado al pedal de freno mediante el cilindro primario de la bomba de freno, es decir quien recibe la fuerza adicional suministrada por el servofreno.

Este cilindro es mostrado en la Figura No. 2.18.

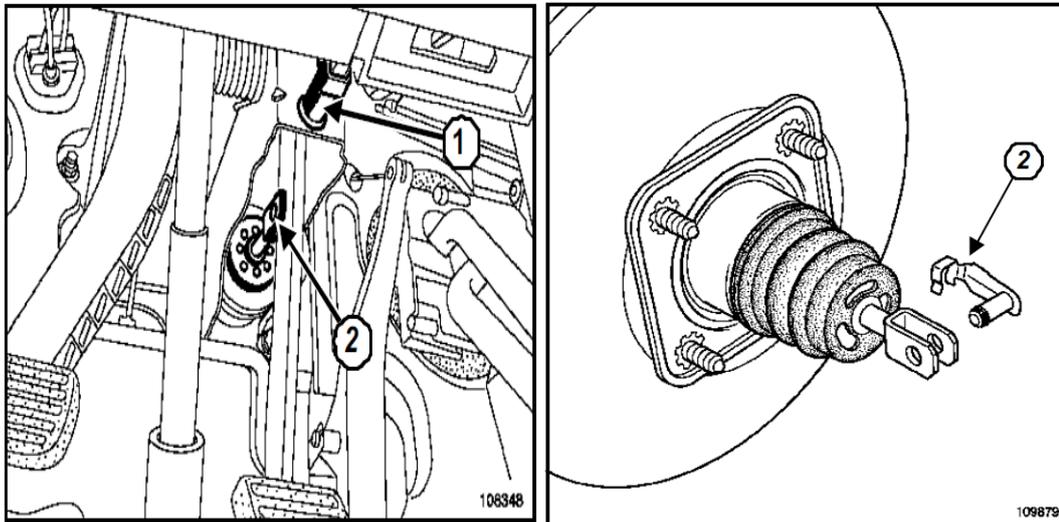


Figura No. 2.19: Pedal y cilindro primario - Renault Stepway

Fuente: (Renault, 2011)

Esta parte del mecanismo de freno está en el habitáculo, el cilindro primario está fijado al pedal mediante un eje de doble seguridad (2) y adicional está fijado sobre la estructura de los pedales el contactor de las luces de stop (1).

Es importante comprender el funcionamiento del servofreno, pues de este depende la fuerza aplicada sobre el pedal de freno.

En la Figura No. 2.20 podemos observar la posición del servofreno en el sistema de frenos de un vehículo, al observar la disposición de este mecanismo en el Renault, podemos dar alusión a la explicación que hace Lumbreras, en su proyecto de tesis.

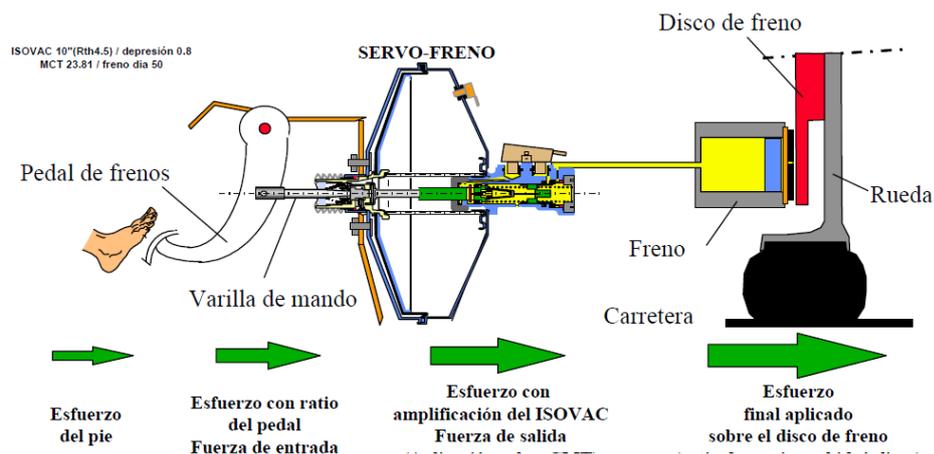


Figura No. 2.20: Servofreno

Fuente: (Lumbreras Fernández, 2009, Anexos A_B, pp. 9-12)

Como se muestra en la Figura No. 2.20 cuando el vehículo está encendido, la admisión de aire en el colector de admisión del motor crea una depresión en el conducto de admisión de aire, entonces el servofreno que se encuentra en contacto con este, capta este vacío o presión negativa, como el servofreno está diseñado para transformar energía de una presión en una fuerza de empuje mediante un diafragma que es el elemento principal que determina la fuerza de asistencia, la depresión generada por la admisión de aire en la cámara de combustión de los pistones es aprovechada por este mecanismo haciendo que el conductor tenga que realizar una fuerza (Fuerza de entrada) mucho menor que la que tendría que hacerlo si no hubiese asistencia del servofreno.

Observando el diagrama de fuerzas no asistida vs asistida podemos notar que la diferencia de fuerzas es mucha, esto se puede comprobar en el sistema de frenos de un carro Volkswagen escarabajo, la fuerza que se tiene que hacer para frenar es considerablemente mucho más (suele ser 3 veces más) que la que se necesita en un carro actual como se muestra en la Figura No. 2.21. Este pasa a ser un requerimiento del proyecto para ser instalado en un vehículo diferente del propuesto.

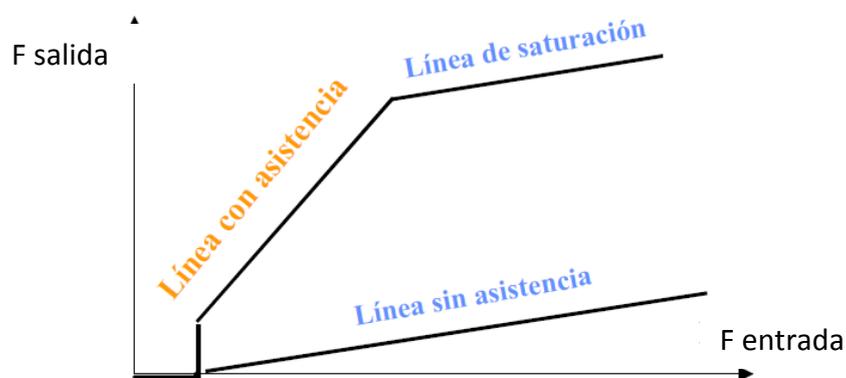


Figura No. 2.21: Diagrama de fuerzas: asistida y no asistida

Fuente: (Lumbreras Fernández, 2009, Anexos A_B, pp. 9-12)

Ahora, existen dos posiciones en las que el servofreno puede estar, la primera es la de reposo. En esta posición las dos caras del diafragma de membrana, es decir las dos cámaras trasera y delantera se encuentran a la misma depresión aproximadamente 0.8 bares (con el vehículo encendido), por lo que no existe trabajo realizado por parte del mecanismo de servofreno.

De esta manera el pedal de freno se mantiene en la posición inicial como lo muestra la Figura No. 2.22.

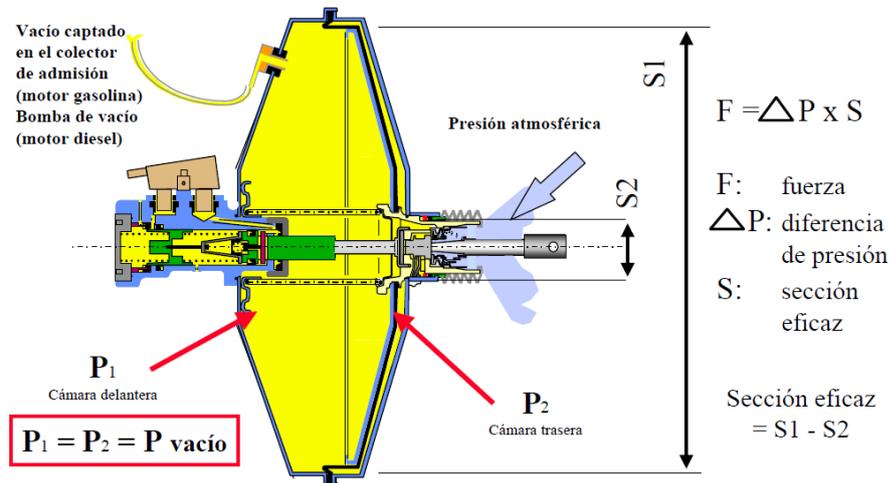


Figura No. 2.22: Servofreno – Posición de reposo

Fuente: (Lumbreras Fernández, 2009, Anexos A_B, pp. 9-12)

La posición 2 del mecanismo de servofreno es la posición de frenado, esta etapa tiene lugar cuando se aplica un esfuerzo en el pedal de freno. La cámara delantera del servofreno se encuentra a presión de vacío, pero la cámara trasera se encuentra a presión atmosférica, ya que una válvula atmosférica se ha abierto permitiendo el paso de aire a esta cámara. Esta diferencia de presiones entre ambas cámaras provoca la amplificación de la fuerza realizada en el pedal de freno, así la fuerza de entrada es decir la fuerza realizada por el pistón de empuje en el cilindro maestro y la fuerza asistida proporcionada por el diafragma de membrana hacen que la fuerza de salida, sea mayor.

Todo el subconjunto de válvula atmosférica, falda, diafragma de membrana y pistón de empuje se desplazan acompañando el movimiento de la varilla de empuje y pedal de freno como lo muestra la siguiente Figura No. 2.23.

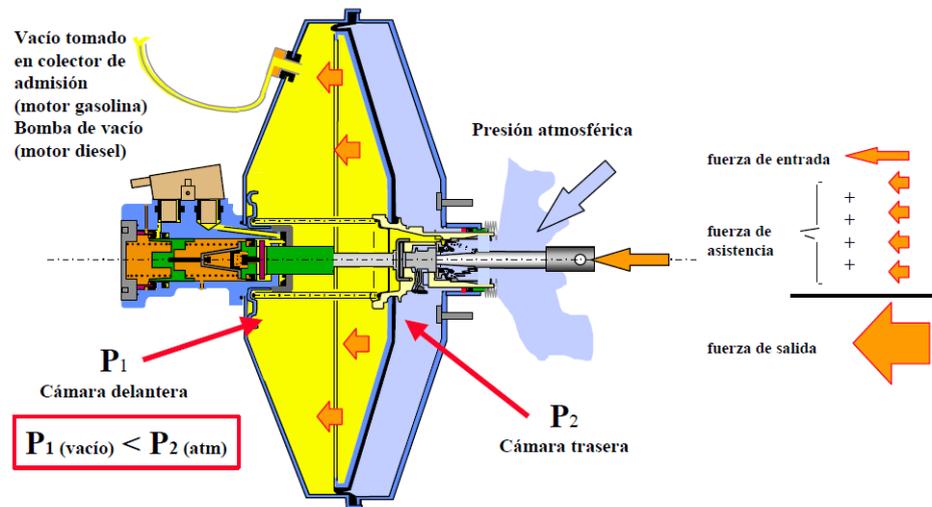


Figura No. 2.23: Servofreno – Posición de frenado

Fuente: (Lumbreras Fernández, 2009, Anexos A_B, pp. 9-12)

Para mantener la posición de del pedal en un punto deseado por el conductor, la válvula atmosférica está diseñada para equilibrar las fuerzas (fuerza de entrada, fuerza de asistencia y fuerza de salida), es decir cuando ya no existe una fuerza de ataque (nueva fuerza de entrada) si no que únicamente se mantiene la posición, manteniendo la fuerza entrada el mecanismo de servofreno deja de asistir, así este no causa un frenado no deseado. Para profundizar más en el funcionamiento se puede recurrir a (Lumbreras Fernández, 2009, Anexos A_B, pp. 9-12)

Hay que tener en cuenta que el servofreno está diseñado para funcionar con el vehículo encendido y optimiza su funcionamiento en régimen ralentí del motor o cuando las RPM del motor alcanzan el régimen necesario para gobernar la carga que ha dispuesto el conductor mediante la posición de la válvula de mariposa, es decir que el servofreno es insuficiente en el periodo de tiempo que se demore el motor en acelerar y llegar al equilibrio donde las rpm sean constantes. Esta insuficiencia se nota solo cuando se acelera bruscamente, buscando alcanzar la potencia máxima del motor, y por motivos de emergencia se frena casi al mismo tiempo, La cantidad de aire en relación de mezcla aire/combustible es mayor por lo que el calculador aumentará la cantidad de combustible para hacer girar el motor más rápidamente, en esta transición el caudal de aire disminuye momentáneamente haciendo que la presión negativa en el servofreno también decaiga. Por el contrario cuando no se está pisando el pedal del acelerador y el vehículo esta con freno de maquina o a su vez en movimiento libre, el funcionamiento del servofreno es óptimo.

Este análisis se lo realiza por motivos de control para el servomecanismo, es decir, se podría llegar a optimizar la funcionalidad del automóvil si condicionamos el servomecanismo del freno para que optimice la función del servofreno en este punto crítico. Es importante concluir que no siempre una misma posición de pedal de freno ejecuta la misma fuerza de frenado, dependerá de otros parámetros a los que está sujeto el mecanismo de servofreno como régimen, carga y válvula de mariposa del motor. Es decir el control de posición del pedal no sería el más óptimo.

Para vehículos de altas prestaciones donde encontramos pedal de acelerador electrónico, existe ya por parte del calculador una corrección de la fuerza de asistencia del servofreno controlando electrónicamente la posición de la mariposa. De esta manera el funcionamiento del servofreno es óptimo en cualquier instante sin importar régimen y carga del motor.

Se puede decir que para futuras instalaciones de este proyecto en un carro diferente del propuesto, se aconsejaría un vehículo con acelerador electrónico.

Para el servomecanismo de freno existe una proporcionalidad lineal directa entre las variables físicas a controlar, para el caso son la fuerza aplicada en el pedal vs fuerza de frenado aplicado sobre las ruedas.

El conductor decide cuándo y cuanta fuerza aplicar al pedal del freno, esto facilita el diseño electrónico de control y software, pues un control proporcional sería el indicado para este servomecanismo.

Si bien es cierto existe varios puntos de acción para el servomecanismo del freno en lo todo lo que se ha expuesto anteriormente, pero el factor más importante en este momento que define y deja por fuera cualquier opción es la garantía y funcionalidad del auto.

En la casa Renault donde se compró el auto, se aclaró que no podemos modificar desde el eje de doble seguridad (1) del cilindro primario (Figura No. 2.19) hasta las mordazas y tambores de los frenos ubicados en las ruedas del auto.

Dejando solo la posibilidad de actuar directamente sobre el pedal (Figura No. 2.24).

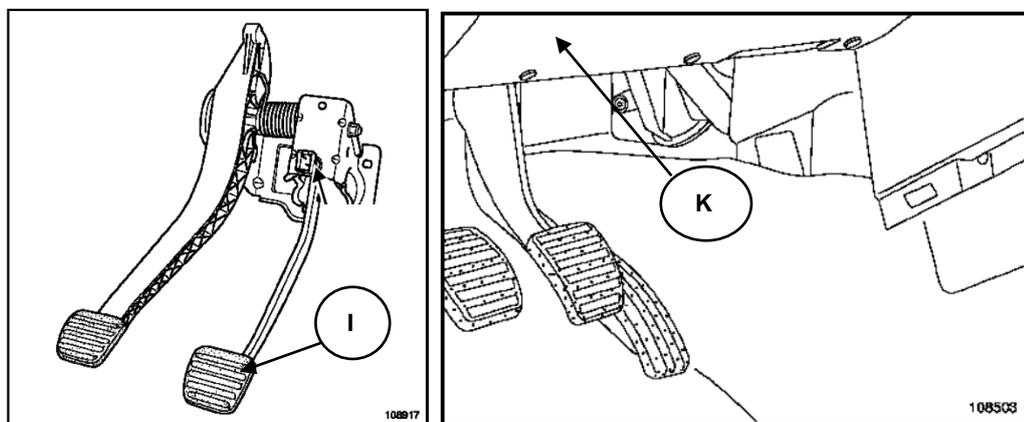


Figura No. 2.24: Pedales- Renault Stepway

Fuente: (Renault, 2011)

En la Figura No. 2.24 también observamos que los pedales no están 100% descubiertos así como tampoco es de fácil acceso entorno operativo para el desarrollo e instalación del proyecto pues el tablero (K) bloquea el libre acceso hacia todo el pedal. De esta manera se resuelve como punto de acción para el servomecanismo el final del brazo de fuerza del pedal (I).

A continuación para dejar planteado el problema realizamos el mismo procedimiento que se hizo con el pedal de embrague en la Figura No. 2.25. Con la fuerza máxima aplicada al freno F_{af} que se midió cuando el pedal llega al tope de su recorrido mientras el auto está acelerando a 120 km/h y un régimen mayor a 5000 rpm.

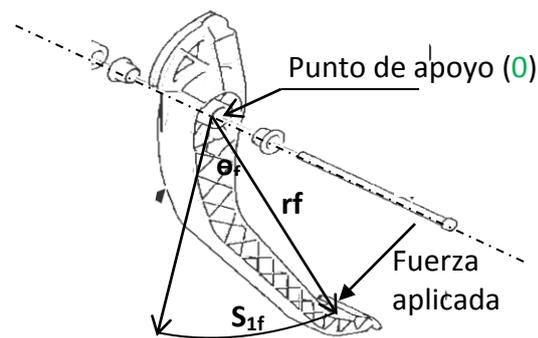


Figura No. 2.25: Pedal Freno

Se obtuvo la siguiente Tabla No. 2.3.

Descripción	Símbolo	Medida	Unidad
Brazo de la Fuerza	rf_1	330	mm
Ángulo de trabajo	θ_f	17	grados°
Recorrido de pedal	S_{1f}	100	mm
Fuerza aplicada	F_{af}	200	N

Tabla No. 2.3: Dimensionamiento del problema – Freno

De igual manera como se hizo al evaluar el pedal embrague se ha encontrado un tiempo promedio que se demora el conductor en pisar el pedal de freno a fondo en

una condición crítica como lo es cuando el auto se encuentra acelerando a una velocidad de 100Km/h. (Anexo A)

- Tiempo de frenado (t): 0.310 segundos.
- Recorrido del pedal (e): 0.100 metros

Entonces, el posible punto de acción es:

1. El brazo de fuerza del pedal con sus parámetros F_{af} y S_{1f}

En conclusión, Debido a todo el diseño tecnológico de altas prestaciones que posee el vehículo en el sistema de frenos, solo es posible actuar sobre él mediante el pedal, así no afectamos el sistema más crítico en los automóviles como lo es él de los frenos. Además existe una proporcionalidad lineal entre las variables físicas a controlar.

Siendo así, se plantea el problema con la siguiente necesidad:

- Actuador capaz de suplir una fuerza mayor que 200 N, recorrer 0.1 metros en menos de 0.31 segundos. Solo de esta manera conseguiremos obtener un freno de emergencia que pueda igualar a la respuesta del pie humano.
- El efecto causado por el amplificador de fuerza de frenado o servofreno determina un parámetro importante para facilidad de diseño del

servomecanismo, estableciendo la variable física a controlar en este pedal y es la fuerza aplicada a dicho pedal, no la posición.

2.1.1.3. Análisis del Funcionamiento del Mecanismo de Acelerador

El mecanismo de acelerador es muy simple en cuanto a su mecánica de funcionamiento, es un sistema tradicional, el accionamiento de la mariposa se produce con la acción del conductor sobre el pedal del acelerador, transmitida directamente por medio de un cable de mando (N) hasta la válvula de mariposa (M). (Figura No. 2.26)

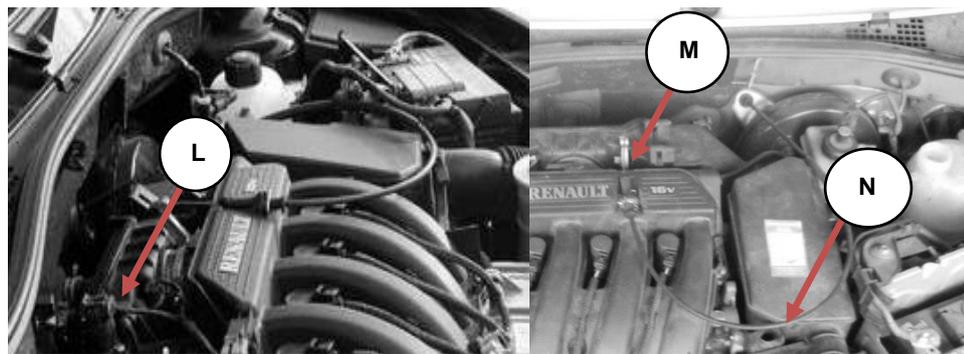


Figura No. 2.26: Mecanismo acelerador

En el caso del Renault Stepway que posee un motor con inyección electrónica, la Válvula de mariposa regula únicamente la apertura de fluido (aire) para la mezcla aire/combustible. Posee un captador de ángulo de la mariposa (L), y otros captadores como el de caudal de aire en la admisión y gases de escape que se encarga de informarle al calculador del auto cuanto combustible debe inyectar en la cámara de los cilindros para una combustión aire/combustible homogénea.

Por las mismas razones mencionadas ya anteriormente se decidió analizar como posibles puntos de acción, desde el gancho de sujeción de la válvula de mariposa (M) hasta el pedal (P).

Pero en el pedal del acelerador existe un problema con el tablero (K), el tapizado (T) y un molde que existe debajo de él que sirve para apoyar el peso de la persona al subir al auto y también los pies al hacer uso de los pedales. Al acelerar a fondo, el pedal topa con la moqueta y el molde que hacen las veces de tope de final de carrera para la válvula de mariposa como se muestra en la foto y Figura No. 2.27.

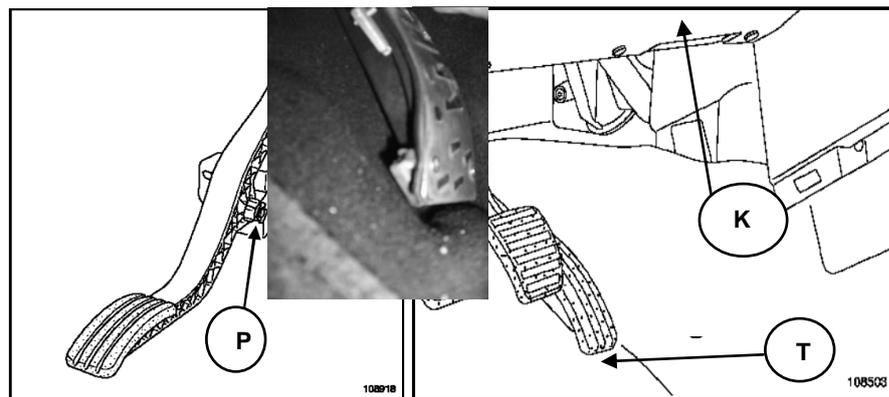


Figura No. 2.27: Tapiz y molde - Acelerador

Fuente: (Renault, 2011)

Al no tener espacio entorno operativo para desarrollo e instalación del servomecanismo en este punto se elimina el pedal como posible punto de acción.

Por lo tanto nos queda el cable de mando y el gancho de la válvula de mariposa, los cuales están sujetos a las mismas condiciones de fuerza más no de movimiento.

Para el caso tenemos que un muelle de reposición (R) en la válvula de mariposa, permitiendo que el gancho (M) siempre permanezca en la posición cerrada de ralentí, lo que quiere decir que la fuerza medida en el acelerador es la fuerza de resistencia proporcionada por el muelle circular (F_{muelle}) y que es directamente proporcional al ángulo de apertura. La fuerza que tendrá que gobernar el actuador del servomecanismo será la fuerza máxima medida. En la Figura No. 2.28 se presenta este muelle (M).

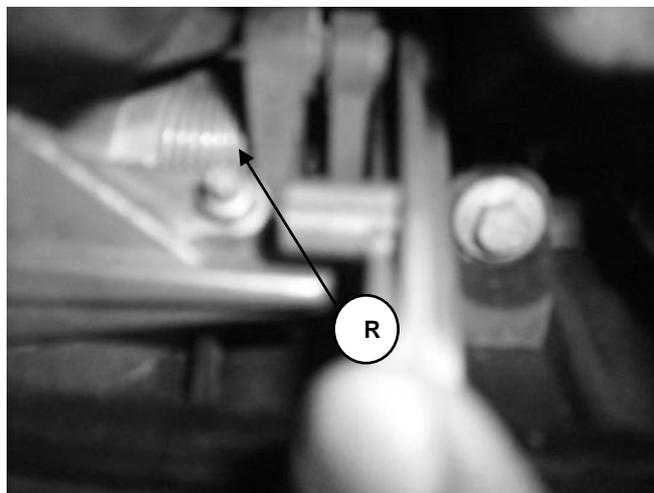


Figura No. 2.28: Muelle de reposición de la mariposa

A continuación para dejar planteado el problema realizamos el mismo procedimiento que se hizo anteriormente midiendo la fuerza máxima aplicada al acelerador F_{max_a} cuando el automóvil está acelerado a fondo y el motor se encuentra a más de 6 mil revoluciones por minuto, ya que en esta condición el motor vibra tanto que necesita mayor fuerza de empuje sobre el pedal para para mantener el vehículo acelerando al máximo rendimiento.

Se obtuvo la siguiente Figura No. 2.29.

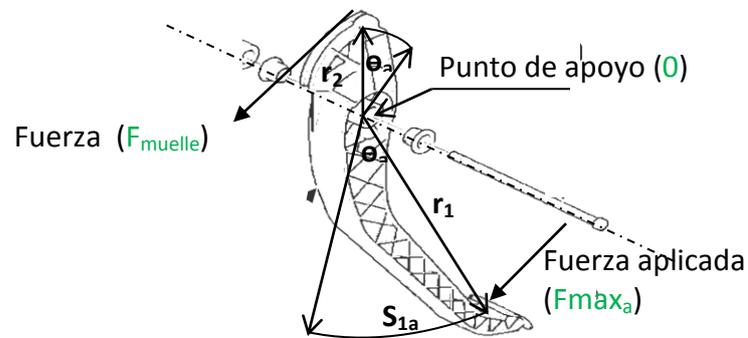


Figura No. 2.29: Pedal Acelerador

Y la siguiente Tabla No. 2.4. Del dimensionamiento del problema

Descripción	Símbolo	Medida	Unidad
Brazo de la Fuerza	r_{1a}	240	mm
Brazo de la Resistencia	r_{2a}	160	mm
Ángulo de trabajo	θ_a	18	grados°
Recorrido de pedal	S_{1a}	75	mm
Recorrido de resistencia	S_{2a}	45	mm
Fuerza aplicada	F_{max_a}	30	N
Fuerza de resistencia	F_{muelle}	50	N

Tabla No. 2.4: Dimensionamiento del problema – Acelerador

También se tomó datos del tiempo que se tarda en acelerar el motor al máximo en la condición crítica que se produce cuando el auto se encuentra en ralentí y debe

pasa a acelerar a fondo sin marcha, teniendo en cuenta que no podemos acelerar a fondo bruscamente pues causaría que el motor se ahogue. Para este caso se lo hizo progresivamente. (Anexo A)

- Tiempo de aceleración (t): 0.8 segundos.
- Recorrido del pedal (e): 0.075 metros

Entonces, Ya que uno de los objetivos del proyecto es no causar impacto mecánico, es decir no modificar sustancialmente ningún elemento original de auto el posible punto de acción es:

1. El cable de la válvula de mariposa con sus parámetros F_{muelle} y S_{2a}

En conclusión, el servomecanismo tendrá que estar expuesto a las altas temperaturas que genera el motor dentro del capot, un parámetro importante a tener en cuenta al momento de la selección de un actuador que gobierne la válvula de mariposa.

Siendo así, se plantea el problema con la siguiente necesidad:

- Actuador capaz de suplir una fuerza mayor que 50 Nétones y recorrer 0.075 metros en un tiempo igual a 0.8 segundos. Solo de esta manera conseguiremos obtener una aceleración del vehículo tan rápida como la que se obtiene con el pie

humano y aprovechar todo el desempeño con el que ha sido diseñado el Renault Stepway.

- La variable física a controlar en sistema de aceleración del automóvil pueden ser, la posición o la fuerza pues ambas variables se encuentran una en función de la otra por una relación de proporcionalidad lineal constante.

2.1.1.4. Análisis de fuentes disponibles de energía

En un vehículo podemos disponer de 2 fuentes de energía principales las cuales son:

Energía mecánica proporcionada por el motor a combustión y que se podría tomar de la distribución (D) para vehículos livianos como es nuestro caso, pero como se observa en la foto en la Figura. 2.23.

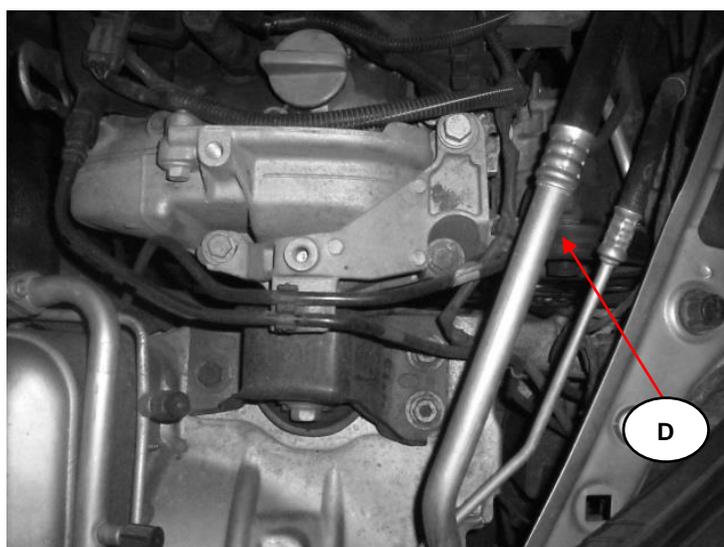


Figura No. 2.30: La distribución

El diseño de vehículo propuesto es demasiado compacto e intentar adicionar una salida de energía más, conseguiría tener que modificar mecánicamente el vehículo e incluso bajar el motor, lo cual interfiere directamente con los objetivos principales del proyecto. Así queda descalificada esta opción.

Energía eléctrica proporcionada por el alternador y la batería del automóvil, obviamente la energía con la que estos son abastecidos es la misma proporcionada por el motor de combustión que se mencionó anteriormente, pero lo importante es no tener que modificar el vehículo para obtener energía lista para usarse. En este caso la batería es una fuente de corriente de 12V a 60Ah 600A-Id y el alternador de 14V y 90A continuos que podemos observar en la Figura No. 2.31.

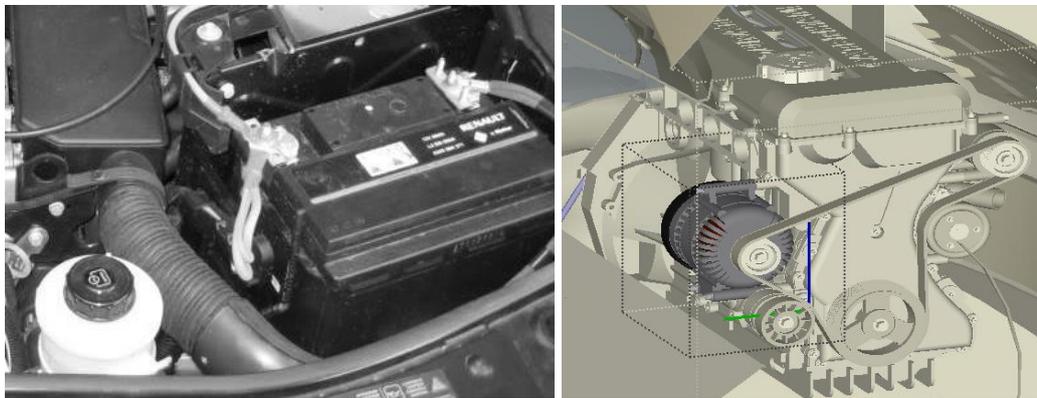


Figura No. 2.31: Batería y Alternador

Por lo tanto el proyecto parte de esta limitación:

FUENTE DE ENERGIA

- Pasivo, con el automóvil apagado: Batería 12V 60Ah 600A-Id
- Activo, con el automóvil encendido: Batería 12V 60Ah 600A-Id y Alternador 14V 90A continuos

2.1.1.5. Análisis del espacio disponible para la instalación

Debido a que el proyecto necesita de un área de potencia, mecanismos y controladores, necesitamos distintos espacios disponibles en el vehículo, para lo cual presentamos los posibles a usarse en la Figura No. 2.32.

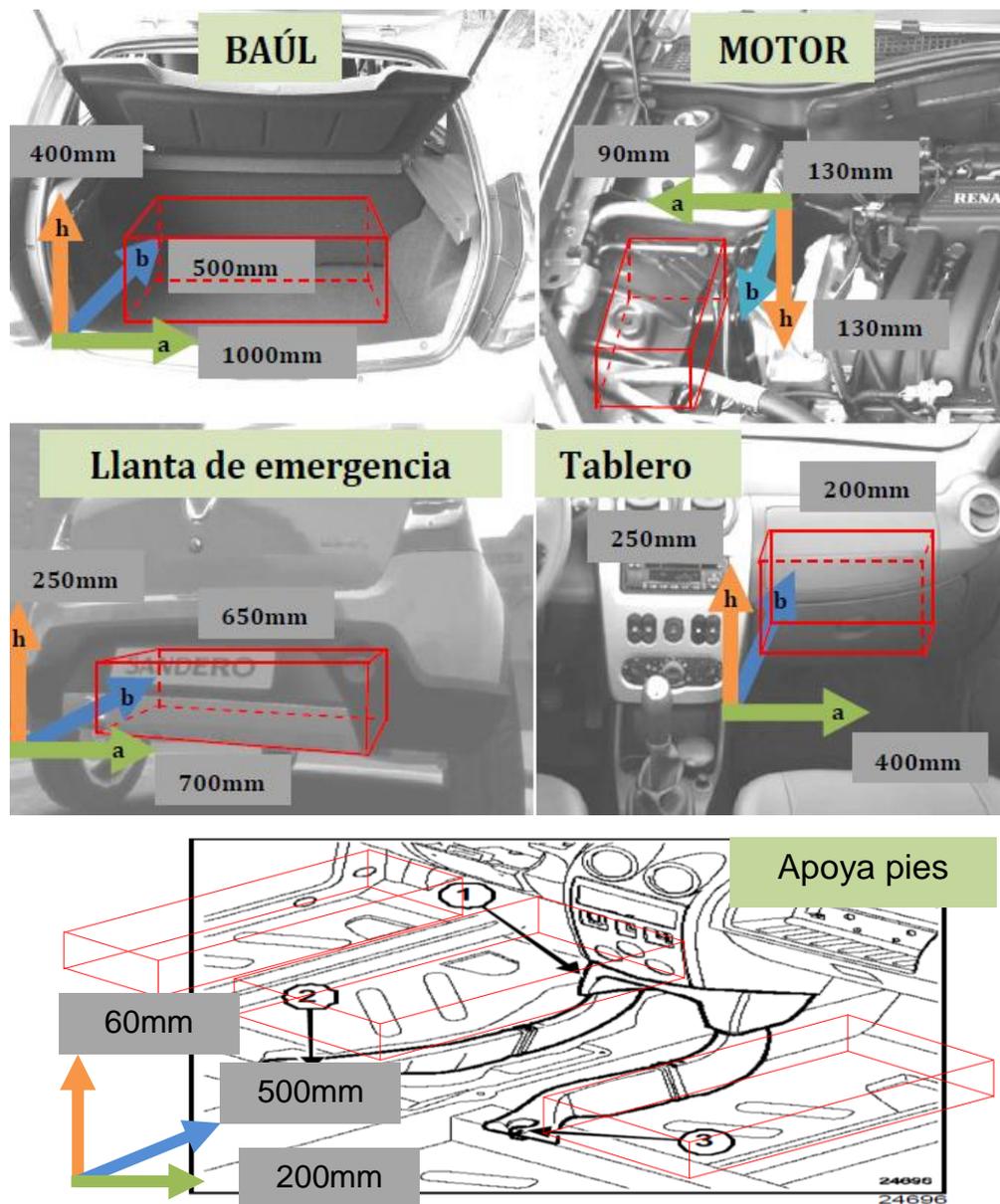


Figura No. 2.32: Espacios disponibles para instalación

Se han analizado y evaluado estos espacios disponibles versus impacto mecánico, funcional y estético de automóvil y se encontró que son ideales para instalar las partes del proyecto, teniendo en cuenta que el mecanismo a instalarse en el pedal de freno solo puede ser ubicado en el pedal, se decidió entonces trasladar el movimiento mediante cables y/o poleas hasta el espacio disponible en el apoya pies (Figura No. 2.32). Este espacio es perfecto para ubicar la parte mecánica del servomecanismo siempre y cuando no ocupe un espacio mayor al volumen disponible.

En vista de que el mecanismo para el freno se lo desarrollara en el pedal, el punto de acción para el mecanismo del embrague también se implantará en el pedal y sufrirá el mismo traslado del movimiento mediante cables y/o poleas hasta el mencionado espacio disponible, pues solo así se invertirá menos tiempo y costo al no desarrollar diferentes diseños, además no afectaremos la estética y espacio entorno operativo del automóvil para un manejo cómodo y seguro en las 2 modalidades de conducción.

Por lo tanto los servomecanismos freno y embrague parten de esta limitación:

Espacio disponible para ser instalados son:

- 4 espacios en el habitáculo debajo de los pies del conductor: 6cm de altura X 20cm de ancho X 50 cm de largo.

2.1.2. Soluciones desarrolladas

Actualmente en el país nos encontramos con una tesis de la EPN-Escuela Politécnica Nacional, titulado “diseño y construcción de un módulo automático de automóvil ortopédico para uso de una persona con discapacidad para desplazarse” del cual se pudo aprender de la experiencia obtenida en dicho proyecto pero no se tomó nada de ella pues los objetivos alcanzados discrepan totalmente con los objetivos que este proyecto quiere alcanzar.

Luego están las soluciones internacionales, que son las que actualmente ingresan al país, los países pioneros en esta área son España, Argentina y Alemania que es uno de los países adelantados en la ingeniería Mecatrónica.

En Alemania, Paravan group technologies es una de las empresas pioneras en proyectos de automóviles que se conducen a control remoto, de lo cual uno de sus productos estrella es un auto adaptado para distintas discapacidades incluso tetraplejia. Se puede observar esta instalación en la Figura No. 2.33.



Figura No. 2.33: Adaptaciones Paravan

Fuente: (Paravan, 2013)

Tal como se observa en la foto este es uno de sus productos más sobresalientes que posee esta empresa, el vehículo es capaz de conducirse únicamente con un solo joystick, aunque también se lo puede hacer con dos, de esta manera con una mano se controla el volante y con la otra la velocidad del automóvil. La adaptación incorpora tecnología de punta empezando por servomotores de altas prestaciones, interfaz de usuario muy amigable y estéticamente deseable, controladores muy especializados en control por redundancia para evitar fallos, incluso usan la computadora de fábrica del propio automóvil siempre que posea comunicación Can OBDII. Uno de los limitantes de este tipo de adaptación es su costo, pues ya que procede de ingeniería industrial especializada y de altas prestaciones el valor asciende a por lo menos 34000€, es como comprarse otro auto de transmisión automática.

2.1.3. Dimensionamiento del problema

2.1.3.1. Tabla No. 2.5 resumen para selección de actuadores

Actuador	Nivel de electrónica y software	Variable a controlar	Fuente de energía disponible	Tipo de movimiento	Movimiento recorrido [mm]	Tipo de fuerza	Fuerza aplicada [N]	Tiempo de respuesta
Embrague	moderado	Velocidad de retroceso	Pasivo: Batería 12V 60Ah 600A-I Id Activo: Batería 12V 60Ah 600A-I Id Alternador 14V 90A continuos	lineal o rotatorio	150	constante	130	0.63
Freno	Bajo-moderado	Fuerza		lineal o rotatorio	100	variable	200	0.31
Acelerador	Bajo-moderado	Posición		lineal o rotatorio	50	variable	50	0.8
Actuador	Observaciones							
Embrague	Recorrido útil de aproximadamente 100mm en el avance y 21mm de recorrido en el retroceso para lograr un sincronismo en el acople, podemos tratar de controlar la velocidad de retroceso con amortiguamiento.							
Freno	El efecto causado por el amplificador de fuerza de frenado o servofreno condiciona el control de servomecanismo, existe proporcionalidad lineal entre las variables físicas a controlar.							
Acelerador	Tendrá que estar expuesto a las altas temperaturas que genera el motor dentro del capot, la posición de la válvula de mariposa está en función de la fuerza del muelle o viceversa							

Tabla No. 2.5: Resumen para selección de actuadores

CAPÍTULO 3

3. ALTERNATIVAS DE SOLUCION

3.1 Planteamiento de posibles ideas de solución

Después de haber obtenido los requerimientos en cuando al dimensionamiento de los actuadores, están presentes las siguientes alternativas para elegir un actuador para los servomecanismos:

- Cilindros hidráulicos (Actuador lineal)
- Motor paso a paso (actuador rotatorio)
- Servomotores (actuador rotatorio)
- Servomotores lineales (actuador lineal)
- Cilindros neumáticos (actuador lineal)

Debido a las limitaciones y requerimientos para la instalación podemos ir filtrando estas alternativas sin necesidad de una matriz de selección.

Un cilindro hidráulico por su naturaleza física, presión y propiedades físicas del fluido con el que trabaja, es utilizado para mecanismos de potencia donde se requiera una fuerza relativamente elevada si es comparada con las fuerzas que buscamos para el proyecto, además posee una velocidad de respuesta lenta debido a estas grades fuerzas, entonces al no ser este el caso ya que necesitamos mecanismos de velocidad

de respuesta muy rápida con fuerzas relativamente pequeñas , se eliminó esta opción como posible solución.

Un motor paso a paso puede conseguir suplir con los requerimientos que el proyecto solicita, pero la limitación principal para la instalación es el espacio disponible. Un motor paso a paso que sea capaz de controlar una fuerza real de 200 N en el caso del freno, que es el valor más alto de los tres pedales, solamente el motor ocuparía un volumen de 12x12x24 [cm] en el mejor de los casos, aunque como posee desplazamientos angulares discretos se puede obtener una excelente precisión en el control de posición angular a un bajo costo si se desarrolla el controlador que obviamente tomaría un tiempo de diseño, pero el actuador por sí solo no cabe en el espacio del apoya pies que como máximo posee 6cm de altura disponible. Por lo tanto también se eliminó esta alternativa.

Un servomotor rotatorio que cumpla con los requerimientos, de igual manera no cumple con la limitación de espacio disponible, además que el costo del servomotor supera los \$1000 dólares sin el servo drive que cuesta como mínimo otros \$1000 más, es decir solo en suplir los actuadores para freno y embrague estaríamos ya en el límite del presupuesto eliminando también esta posibilidad.

Luego están los servomotores lineales, que son capaces de suplir fuerzas superiores a los requerimientos del proyecto pero su velocidad de respuesta es demasiado lenta por su forma constructiva, piñón-cremallera o husillo-bolas, esto sucede porque el actuador principal sigue siendo un motor rotatorio y se tiene que

transformar el movimiento a lineal mediante los mecanismos descritos, esto trae consecuencias de pérdida de precisión, repetibilidad y velocidad de respuesta lenta.

A pesar de esto existen en el mercado una nueva tecnología llamada servotube que son motores lineales síncronos donde el motor por su naturaleza constructiva está en una disposición lineal, si hacemos una semejanza con el motor eléctrico convencional que posee un rotor cilíndrico con bobinados y una guía cilíndrica en la carcasa, con imanes permanentes produciendo así movimiento giratorio. Esta tecnología usa un módulo lineal donde se alojan los bobinados y una guía lineal imantada compuesta de una sucesión de polos norte-sur produciendo por naturaleza de construcción un movimiento lineal como se muestra en la Figura. 3.1.

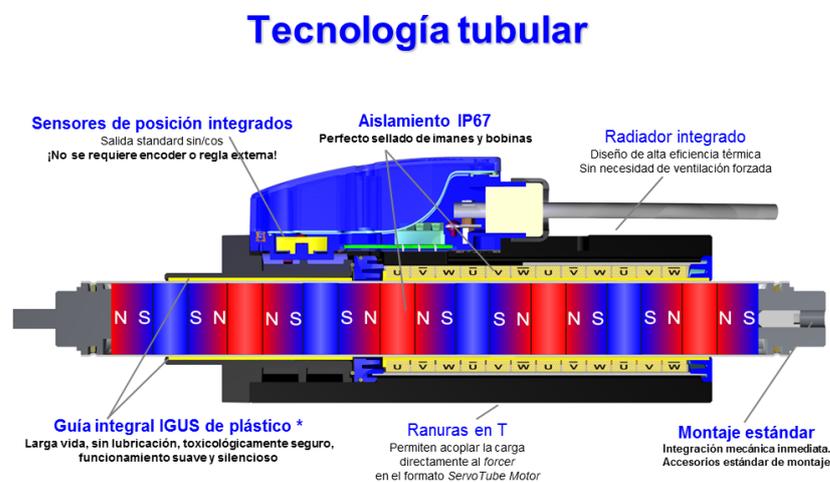


Figura No. 3.1: Tecnología Servotube

Fuente: (Mecánica Moderna)

Utiliza un drive para excitar los bobinados muy parecidos a los drive para controlar los motores brushless rotativos, las ventajas principales se suceden en las

prestaciones dinámicas que ofrece pues al reducir masa y rozamientos se consiguen fuerzas, velocidades y aceleraciones elevadas, precisiones y repetibilidades en el orden de las micras. También incorporan sensores de medición integrados lo que lo hace confiable y de una fácil puesta en funcionamiento siempre que se posee el servo drive o controlador.

Esta es una posible opción a utilizarse pues es el espacio disponible es suficiente para instalar este tipo de motor. Aunque aún nos queda la opción de cilindros neumáticos que es una opción factible pues también cumple con los requerimientos y limitaciones planteados.

Para concluir vamos a ver un cuadro comparativo entre estas dos opciones en la Figura No. 3.2.

	Neumática	ServoTube
<i>Instalación</i>	Compleja (tubos, silenciadores, electroválvulas, filtros de aire, reguladores, manómetros...)	Simple (conexión trifásica a servodrive monofásico)
<i>Accesorios estándar de neumática</i>	Sí	Sí
<i>Paradas intermedias</i>	Inestables, imprecisas y muy requeridas de mantenimiento constante	Prácticamente ilimitadas, precisas, memorizadas en el servodrive o PLC externo
<i>Arranque y parada</i>	Bruscos, sin control	Con rampas libremente configurables
<i>Control de la velocidad</i>	Manual, muy limitado, impreciso, inestable	Electrónico, desde 0 a la nominal, altamente preciso y estable
<i>Control de la fuerza</i>	Muy limitado, extremadamente impreciso, muy condicionado por factores externos	Desde 0 hasta la nominal, altamente preciso, independiente de factores externos
<i>Ajuste de la carrera (p.ej. para cambios de formato del producto)</i>	Manual, ajustando topes	Automático, selección en el servodrive o desde PLC externo
<i>Disponibilidad del vástago para movimientos rotativos (activados desde motor externo)</i>	No	Sí
<i>Dependencia de instalaciones externas a la máquina</i>	Necesita compresor o red de distribución de aire comprimido. Sensible a la estabilidad de la presión en el suministro	Independiente (no requiere aire)
<i>Clasificación de aislamiento (esencial en sectores como alimentación, química y farmacia)</i>	Posibilidad de fugas (p.ej. precipitación del aceite en suspensión en el aire comprimido), limpieza problemática	IP67, sin lubricación ni fluidos, apto para industria alimentaria, fácil limpieza con chorro de agua
<i>Ruido audible</i>	Alto	Inapreciable

Figura No. 3.2: Servotube vs cilindro neumático

Fuente: (Mecánica Moderna)

Como se puede analizar en la tabla comparativa, la mejor solución para el proyecto pretende ser el servotube que ofrece mejores características de rendimiento, facilidad de uso, calidad, mantención del equipo, mejor impacto ambiental pero analizando el problema y pensamos en el hecho de presionar los pedales del vehículo el servotube o cualquier clase de motor eléctrico necesitará consumir energía tanto en el avance, en mantener la posición, como el retroceso de los pedales, en los cilindros neumáticos necesitamos de energía en el avance (aire comprimido de abastecimiento) para poder presionar los pedales, se mantiene la posición del pedal manteniendo la energía en el cilindro (aire comprimido en la cámara del cilindro) y en el retroceso simplemente se libera la energía consumida (aire libre) sin necesidad de constante consumo de energía.

A pesar de esto se realizó la investigación de cuánto podría llegar a costar un sistema de estos “servotube”.

Entonces surgió el limitante para adquirir esta tecnología y es su alto costo pues 1 servotube más 1 servo drive cuesta \$3700 dólares sin costear en flete de envió a nuestro país pues esta tecnología se tiene que importar particularmente y comercializarlo, pues no existe un proveedor en Ecuador, de tal manera que el servotube sale del presupuesto del proyecto por lo que esta opción también se eliminó.

De esta manera hemos filtrado todas las posibilidades que creíamos eran factibles para el proyecto, quedándonos como la única y posible solución, que

pretende ser la mejor, los cilindros neumáticos, ya que estos son relativamente baratos, un cilindro cuesta alrededor de los \$200, el sistema de producción con unidad de mantenimiento puede llegar a costar \$800, en electrónica, control y software \$1000 mecanismos e instalación \$1000, obviamente este es un sondeo abrupto de precios pero que dan perspectiva de la solución, de esta manera la solución neumática entra dentro del presupuesto y cumplen con los requerimientos y limitaciones.

Para el diseño electrónico, se investigó en soluciones desarrolladas en el país respecto a la ingeniería electrónica automotriz específicamente sistemas embebidos, aunque no se ha desarrollado nada parecido a los calculadores o cerebros de los automóviles de hoy en día, si se ha desarrollado un escáner universal para vehículos, mediante comunicación OBD II con bus CAN, proyecto de grado desarrollado en la ESPE-Sangolquí para la obtención de título en ingeniería en electrónica y control, donde se puede obtener información precisa y muy útil para el proyecto como son: las rpm del motor, velocidad, temperaturas de motor y periféricos, incluso se podría modificar parámetros del calculador para corregir la inyección electrónica en función de una necesidad. A pesar de los resultados obtenidos por nuestros compañeros, analizamos y evaluamos la factibilidad de usar dicho proyecto y poder implementarlo junto con el presente, pero dichos resultados no convergen hacia los objetivos que se planteó en un inicio, pues uno de ellos a largo plazo es el de instalar los servomecanismos en el Renault Stepway dejando abierta la posibilidad de ser instalado en cualquier otro vehículo.

El problema principal de dicho escáner radica en no poder ser utilizado en todos los modelos de vehículos en el mercado ecuatoriano ya que solo unos pocos utilizan el protocolo de comunicación CAN-OBD II. En segunda estancia solo la implementación de un chip para realizar la comunicación CAN costaría cerca de los \$1000 dólares, que obviamente salen fuera del presupuesto.

Con esta premisa dejamos por fuera cualquier opción que conlleve usar el calculador o computador a bordo del vehículo como parte del diseño electrónico y de software. Entonces se decide diseñar un controlador particular que gobierne los servomecanismos y no interfiera con la electrónica del vehículo, de esta manera tampoco perjudicamos la funcionalidad y garantía del automóvil.

Como consecuencia nos queda utilizar las dos opciones de tecnología que hemos aprendido durante la carrera y que son con las que más experiencia contamos al momento:

- PLC - Controladores lógicos programables
- Microcontroladores y Microprocesadores

Por ser la opción más robusta e industrial, eficiente y eficaz en tiempo de desarrollo se investigó el costo de realizar el controlador con un PLC Siemens-Logo que es la opción más económica en el mercado. El costo por utilizar este PLC es de más \$400 solo en el equipo, pero presenta limitaciones en la programación, las restricciones principales que se presentan son las capacidades físicas, pues solo posee

dos entradas y salidas analógicas que en primera instancia no son suficientes para el proyecto, así que se tendría que expandir lo cual influye en la compra de tarjeta de expansión analógica y por ello aumenta el costo unos \$400 dólares más. Existe también la opción de importar desde china un PLC con sus tarjetas de expansión que costaría la mitad de lo que cuesta en la marca siemens, pero la importación es un problema, pues está implícito el tiempo de llegada y de desarrollo, ya que por parte de los desarrolladores del presente proyecto, es mayor la experiencia obtenida en programación "C" que utilizan los microcontroladores como Arduino, una plataforma de desarrollo de software libre que ofrece la visualización de variables físicas en tiempo real únicamente con conectarse a una PC mediante comunicación serial Rs232. Esto determinó en su totalidad el uso de esta tecnología puesto que para el desarrollo de un producto es esencial poder realizar este tipo de visualización en tiempo real para poder realizar la integración de hardware, software y detección de fallos. Arduino permite hacer esto fácilmente y sin costos adicionales.

De tal manera se decidió por implementar un controlador en base a microprocesadores y microcontroladores, ya que por el diseño e implementación de todo el sistema electrónico y de control se podría llegar a invertir un valor aproximado de \$500 con la interfaz de usuario para el control de los servomecanismos incluido. Por esta razón justificamos el uso de esta tecnología en el proyecto pues el presupuesto es uno de los grandes limitantes para realizarlo.

3.2 Trazado de la posible solución y justificación

Debido a que la solución para el problema planteado va a ser un sistema neumático, primero necesitaremos dimensionar de los elementos para el sistema de utilización como se muestra en la Figura No. 3.3.

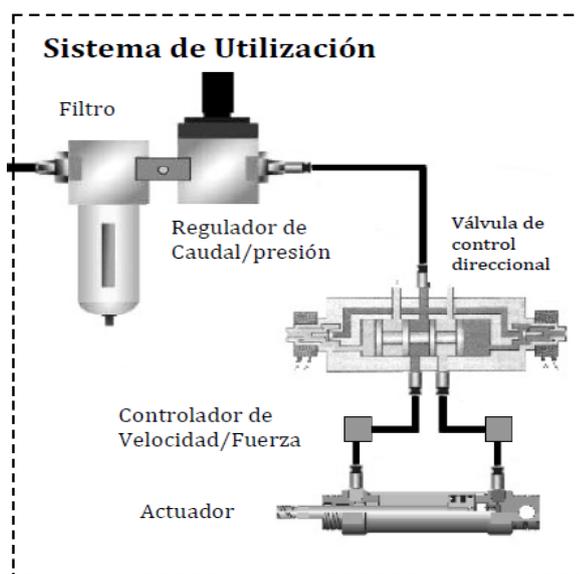


Figura No. 3.3: Posicionamiento con un sistema electromecánico

Fuente: (Festo)

Luego tendremos que seleccionar y/o diseñar los elementos de control final, como controladores, que en el caso de la tecnología neumática se refiere a tres tipos o niveles empezando por transductores electro-neumáticos de presión o caudal, válvulas proporcionales y sistemas de posicionamiento. Puesto que los sistemas de posicionamiento para un cilindro neumático es el nivel más alto en tecnología neumática, así también elevan considerablemente el costo de un proyecto, de tal forma se decidió empezar con la tecnología de más bajo nivel para la neumática por los costos relativamente bajos, que son los transductores electro-neumáticos de

presión o caudal que transforman una señal eléctrica de [0–10]Volt [0-20]mA o [4-20]mA en una salida de presión o caudal proporcional a dicha señal eléctrica y si no se obtiene buenos resultados, se pasara al siguiente nivel que son las válvulas proporcionales que realizan el mismo trabajo de los traductores electro-neumáticos de una forma más precisa y eficaz ya que llevan integrada una electrónica de control que los transductores no poseen.

Ya que la variable a controlar en el freno es la fuerza y los cilindros neumáticos son capaces de generar una fuerza como función de presión de trabajo. Podemos gobernar dicha fuerza si controlamos la presión, así que el transductor electro-neumático es el ideal para el servomecanismo de frenado, transformando una señal eléctrica en la fuerza necesaria para el frenado [0-200] N_{ewtones}. (Figura No. 3.4)

Ahora bien, si recordamos la variable a controlar en el acelerador, es posición o fuerza ya que una está en función de la otra, se decidió controlar la posición variando la fuerza del cilindro que gobernara a la válvula de mariposa, de tal manera el transductor electro-neumático del freno puede servir también para el control del acelerador seleccionado su función (acelerar o frenar) con una válvula de control direccional que es menos costosa. Justificando nuestra decisión al analizar la necesidad de presionar ambos pedales a la vez, tal necesidad no existe pues solo podemos hacer una función a la vez, o bien aceleramos el auto o bien lo frenamos, tal como lo hace el pie derecho del conductor. De esta manera se optimiza costos innecesarios, siempre y cuando se obtengan resultados satisfactorios esta solución pretende ser la mejor opción. De no ser así se tendrá que seleccionar y/ diseñar otro

sistema único para el acelerador. A continuación se muestra un diagrama del circuito electro-neumático para las pruebas del funcionamiento del mecanismo (Figura No. 3.5)

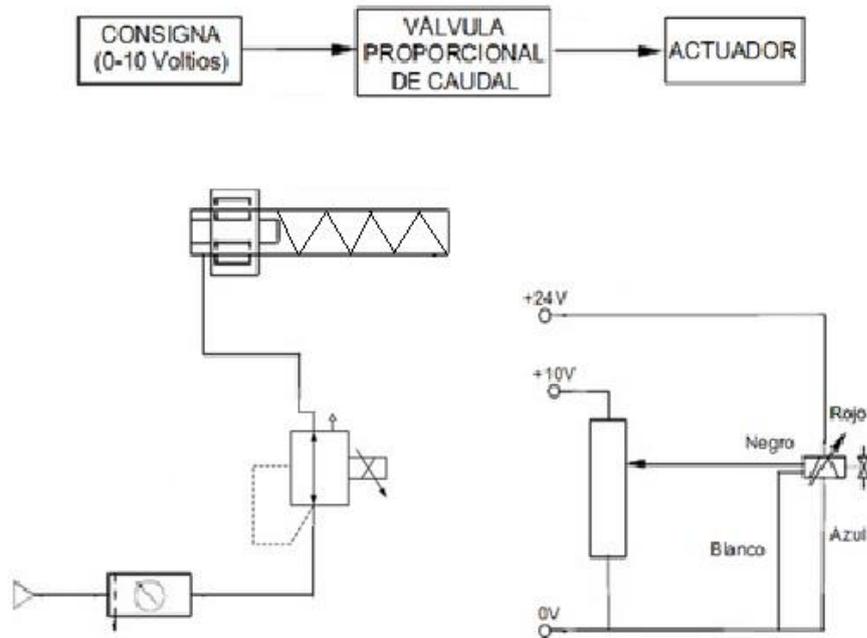


Figura No. 3.4: Diagrama neumático Freno y/o acelerador

Para el control del pedal de embrague, necesitamos 2 condiciones principales, la primera es ocupar la máxima velocidad aprovechable del cilindro en el empuje y controlar la velocidad de retorno con amortiguamiento neumático ya que la naturaleza de los cilindros ayudan a esta condición.

En la Figura No. 3.6 podemos observar el esquema neumático para el mecanismo de desembrague

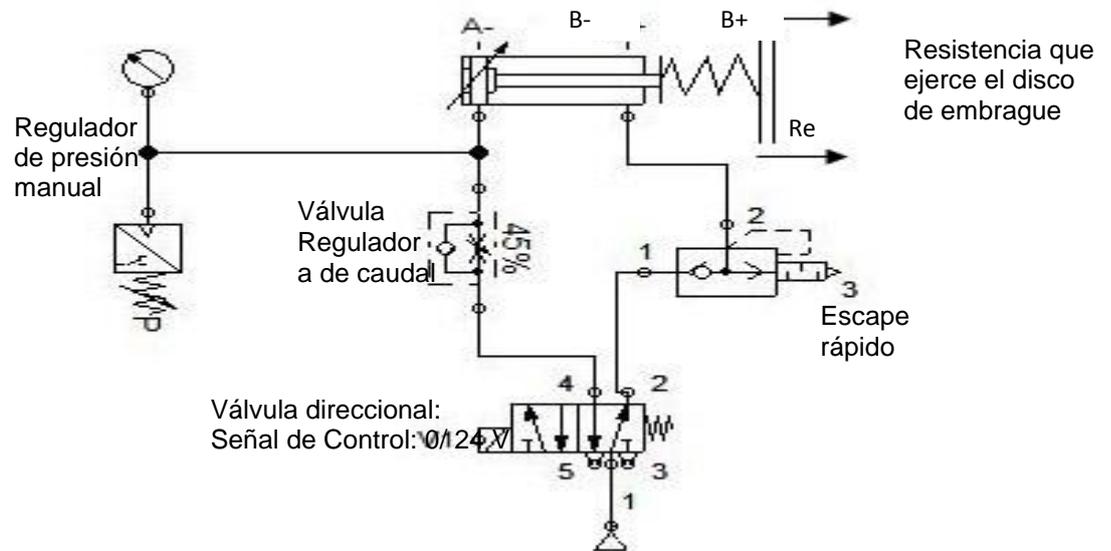


Figura No. 3.5: Diagrama neumático para desembrague

El circuito planteado es un esquema neumático básico para el control de velocidad de un cilindro de doble efecto con regulación en el escape, adicional a este se pretende colocar un regulador de presión manual para conseguir movimientos más suaves evitando que el cilindro aprecie el rozamiento de todo el sistema. Procedimientos realizados en los laboratorios que con dicha experiencia asumen tendrán un mejor resultado.

Se deberá tener en cuenta los espacios disponibles en vehículo para lograr instalar todo el sistema de utilización en el vehículo. Una vez conseguido esto se deberá plantear el dimensionamiento del abastecimiento de energía que cualquier

servomecanismo necesita y que para este caso son compresor, motor y acumulador como se puede apreciar en la Figura No. 3.6.

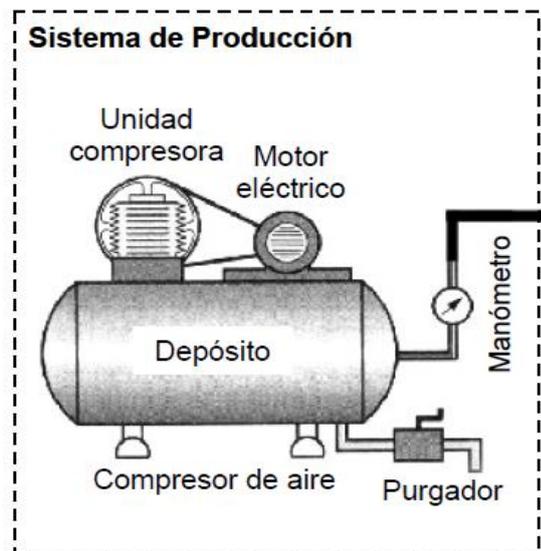


Figura No. 3.6: Cojinete

Fuente: (Festo)

Si los resultados son buenos continuaremos con el sistema de control donde evitaremos en la medida de lo posible tener que utilizar electrónica y software muy complejo, ya que por el factor de seguridad que necesitan estos servomecanismos, mientras menos componentes electrónicos y programación compleja sean implementados, menos riesgos de fallo del sistema conseguiremos.

Por tanto partiremos por implementar soluciones de control de lazo abierto para los mecanismos de freno y acelerador, esto debido a la autonomía que presentan entre ellos, la única condición por la que estarán sujetos será que si se frena no se acelera y viceversa.

En la Figura No. 3.7 observaremos los esquemas de control.

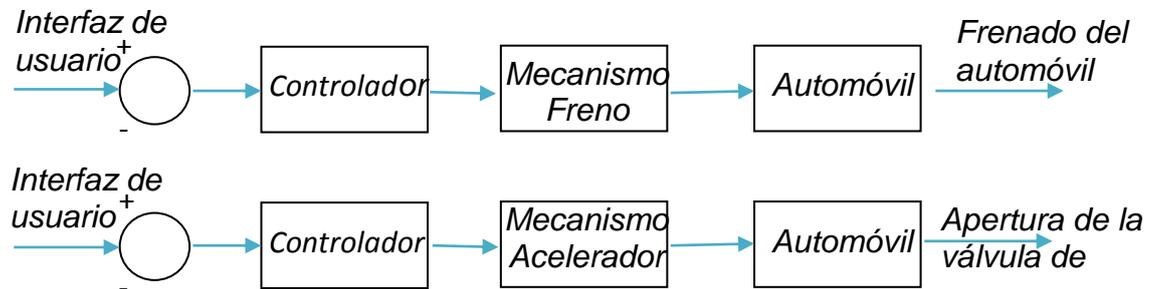


Figura No. 3.7: Diagrama de control Freno y acelerador

Debido a que el movimiento del pedal de embrague está sujeto al movimiento del pedal del acelerador, se pretende implementar un control condicionado a la interfaz de usuario para saber cuándo y cuánto se pretende acelerar el vehículo, entonces el controlador determinara cuando y a qué velocidad desembragar contemplando los puntos críticos como son la primera marcha en el momento de la puesta en marcha del vehículo como se muestra en la Figura No. 3.8.

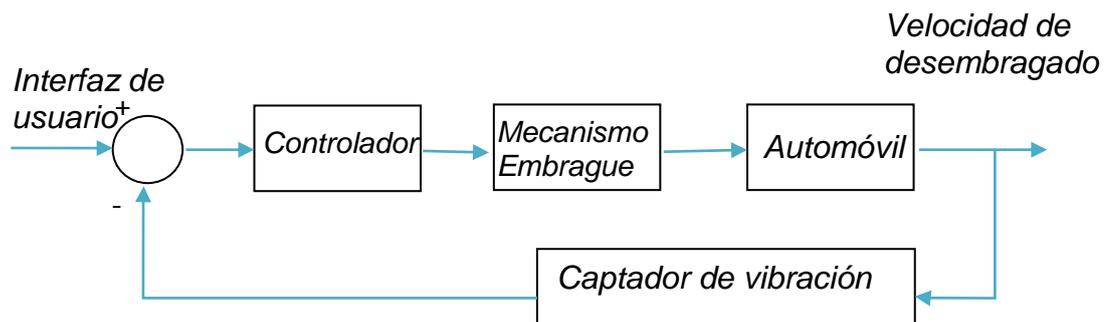


Figura No. 3.8: Diagrama de control para el embrague

Para continuar se necesitará del diseño del mecanismo que tendrá que cumplir con los requerimientos, para lo cual se ha pensado en desarrollarlo mediante el

traslado de movimiento de los pedales mediante cables y/o poleas (Figura No. 3.9), así podemos realizar los movimientos desde el espacio disponible en el apoyo pies que está en el habitáculo del vehículo. Los cables también ayudan con uno de los principales objetivos del proyecto que es no modificar la funcionalidad del vehículo, de esta manera se podrá usar el automóvil en los dos modos posibles:

- No asistido, que es la modalidad original del vehículo
- Asistido, que es la modalidad con asistencia de los servomecanismos.

Además, sin importar la modalidad con la que se esté conduciendo el auto, se podrá pasar de manera sencilla y rápida de un modo al otro. En la Figura No. 3.9 podemos apreciar un esquema mencionado.

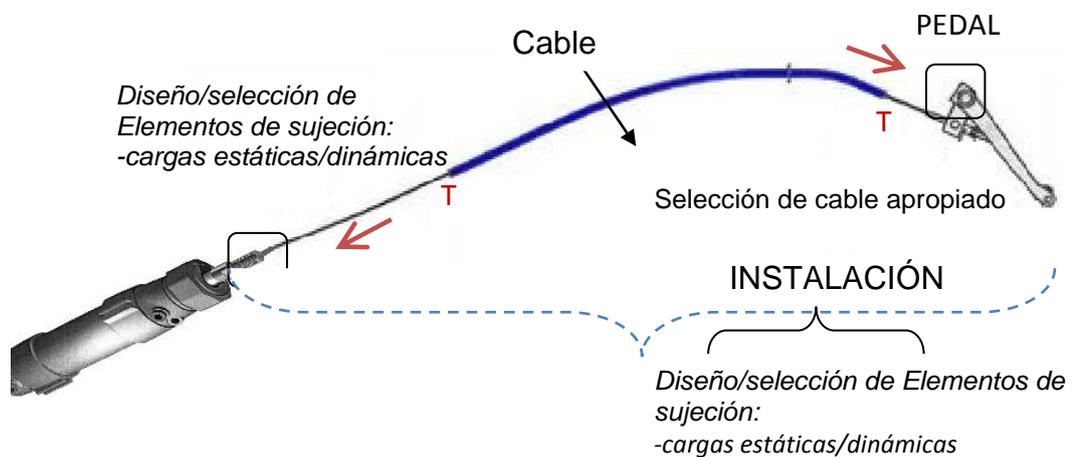


Figura No. 3.9: Mecanismo cables-cilindros

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO

4.1 Diseño concurrente

Justificando el título del proyecto como: “Diseño e instalación de un *sistema* de asistencia a la conducción para vehículos de transmisión manual a fin de asistir a personas discapacitadas con movilidad reducida en ambas piernas”. Hacemos mención al hecho de que en la mecatrónica se trabaja con término sistemas deduciendo que “*un sistema* puede concebirse como una caja con una entrada y una salida y de la cual no nos interesa su contenido, si no la relación que existe entre la entrada y la salida” tal como se muestra en la Figura No. 4.1. (Bolton W, 2011, p. 2)

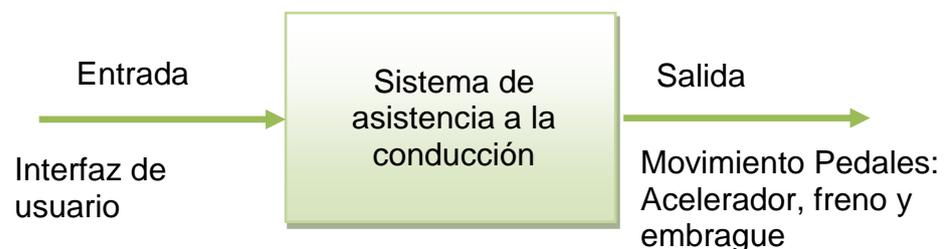


Figura No. 4.1: Sistema

Fuente: (Bolton W, 2011, p. 2)

Para continuar el desarrollo del sistema se tuvo que plantear el grado de electrónica que queremos incorporar en los mecanismos (la parte mecánica) para alcanzar los objetivos. Para ello citamos la clasificación propuesta por la Sociedad Japonesa para la Promoción de la Industria de Maquinaria (JSPMI) A finales de los años 70 clasificó los productos mecatrónicos en 4 categorías. (Meca12a-blogs, 2010)

- Clase I: Primariamente productos mecánicos con electrónica incorporada para mejorar la funcionalidad. Ejemplos: máquinas de control numérico y motores de velocidad variable en máquinas de manufactura.
- Clase II: Sistemas mecánicos tradicionales con una cantidad significativa de dispositivos que incorporan electrónica. Las interfaces de usuario externas permanecen inalteradas. Ejemplos: las máquinas de coser modernas y los sistemas de manufactura automática.
- Clase III: Sistemas que mantienen la funcionalidad de los sistemas mecánicos tradicionales, pero los mecanismos internos son reemplazados por electrónica. Ejemplo: el reloj de pulsera digital.
- Clase IV: Productos diseñados con tecnologías mecánicas y electrónicas por medio de la integración sinérgica. Ejemplos: las fotocopadoras, las lavadoras y secadoras inteligentes, las arroceras y los hornos automáticos.

Analizando dicha clasificación podemos decir que el proyecto persigue alcanzar a desarrollar un producto mecatrónico clase I.

Los requisitos, restricciones y condiciones para el diseño mecatrónico están planteados, de aquí en adelante se necesitara converger criterios, análisis, evaluaciones y consideraciones de las ingenierías en mecánica, electrónica y

software de control al momento de tomar una decisión ya sean de selección, diseño, compra o implementación de cualquier elemento u equipo necesarios para la obtención del sistema.

El diseño para un rendimiento óptimo no necesariamente debe conducir al diseño más económico, sin embargo para lograr un diseño óptimo es útil contar con una ecuación que tome en cuenta todos los factores o criterios como rendimiento, calidad, coste, velocidad, facilidad de uso, seguridad, impacto ambiental, etc. Esto se puede lograr gracias al diseño mecatrónico capaz de analizar al producto como un único problema.

Por su puesto que en un principio, un modelo anticipado del problema en vista de la complejidad del diseño puede ser muy útil como se lo ha hecho hasta ahora, pero de aquí en adelante es útil incorporar nuevas herramientas de modelado y simulación para conseguir un diseño interactivo, necesario ya que al tener poca información científica sobre el sistema que se está diseñado, desarrollar un modelo de suficiente detalle y complejidad (bajo o moderado) mediante el análisis y simulación por computador ayudara a generar información útil para la toma de decisiones del diseño y el modelo se lo puede ir refinando constantemente.

4.2 MECANICA

4.2.1. Dimensionamiento de actuadores

Antes de continuar se recomienda revisar las unidades normalizadas del sistema internacional SI y sus equivalencias con el sistema inglés, ya que se trabajara todo el desarrollo del proyecto con dichas unidades de medida. (Roldan V, 2002, pp. 1/11-1//13). Los cilindros neumáticos “son elementos de movimiento rectilíneo, que transforman la energía (presión) del aire comprimido en una fuerza mecánica de movimiento lineal”. (Carnicer, 1997, p. 79)

Por su forma física que es lo que interesa al proyecto debido al espacio físico disponible los debemos clasificarlos principalmente en dos tipos (Figura No. 4.2):

- Cilindros redondos
- Cilindros cuadrados

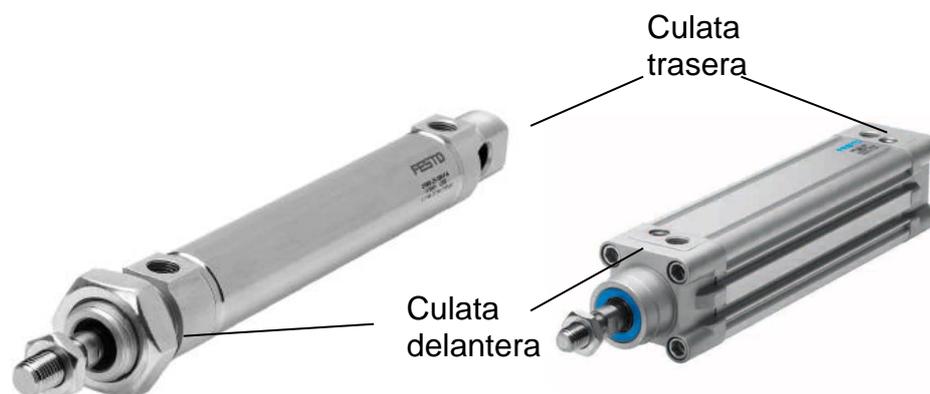


Figura No. 4.2: Cilindros neumáticos

Fuente: (Festo)

Tal como observamos en la gráfica los cilindros con carcaza cuadrada son físicamente en volumen más grandes y no poseen el sistema de fijación, que por el contrario los cilindros con carcaza redonda poseen en sus culatas delanteras y traseras sistemas de fijación que facilitarían en este caso el diseño de los mecanismos, además que en volumen no ocupan demasiado espacio ideal para el espacio del apoya pies del vehículo.

Según su estructura (Figura No. 4.3) existen cilindros de:

- simple efecto
- doble efecto

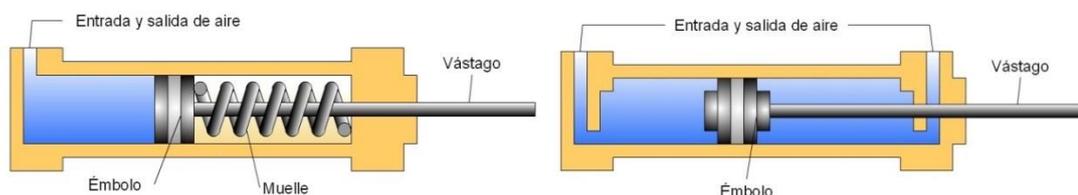


Figura No. 4.3: Cilindros de simple y doble efecto

Fuente: (Portaleso, 2011)

Simple efecto: el desplazamiento del embolo en el avance es causado por la presión del aire comprimido que recibe en una de sus cámaras, suele ser la que produce el trabajo o transferencia de energía. Regresa a su posición inicial por efecto de la acción de fuerza del muelle o por algún otro medio externo como carga o movimientos mecánicos.

Doble efecto: el avance y retroceso se consigue por medio de la presión del aire comprimido en cualquiera de las cámaras. La transferencia de energía puede ejercerse en ambas direcciones o solamente en una de acuerdo a la disposición para el trabajo del cilindro. Regresa a su posición inicial por medio de presión de aire en una de sus cámaras o por algún otro medio externo como carga o movimientos mecánicos.

Recordando el análisis del problema en cada pedal, podemos deducir que la selección del cilindro corresponde a uno de doble efecto, pues necesitamos transferir energía ya sea en el avance/retroceso del cilindro para presionar cada uno de los pedales, luego la resistencia intrínseca a la que están sujetos cada pedal serán las veces del muelle de retorno que necesitaremos para volver el pistón de cilindro a su estado inicial.

De tal manera se procede a seleccionar los cilindros para los pedales de acuerdo a la carga que cada uno de ellos van manejar.

Si bien es cierto existe una fórmula para calcular la carga que puede manejar un cilindro de acuerdo al diámetro del embolo (Neumática nivel básico - (Festo)).

(Figura No. 4.4)

$$F_{th} = A \cdot p$$

F_{th} = Fuerza teórica del émbolo (N)
 A = Superficie útil del émbolo (m²)
 $\quad = \left(\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \right)$
 p = Presión de trabajo (Pa)
 D = Diámetro del cilindro (m)

Figura No. 4.4: Calculo de fuerza en cilindros

Fuente: (Festo)

Donde también se recomienda considerar una fuerza de fricción del 10% de la fuerza nominal del embolo para condiciones de funcionamiento normales, presiones entre 400 y 800 kPa equivalentes a 4 y 8 bares.

4.2.2. Dimensionamiento de los actuadores principales

Para dimensionar los cilindros neumáticos es necesario determinar el modo de trabajo, pues un cilindro puede realizar un trabajo en el avance, en el retroceso o en ambos. Para el proyecto se determinó que únicamente se realizara trabajo en el avance o en el retroceso, entonces se ha considerado el espacio entorno operativo disponible en el apoya pies de vehículo y con ayuda de una simulación se logró determinar que la mejor solución posible de instalar el mecanismo sin afectar la funcionalidad y estética del automóvil.

Para los mecanismos de freno y embrague que están por disposición física en el mismo espacio físico tenemos la siguiente Figura No. 4.5.

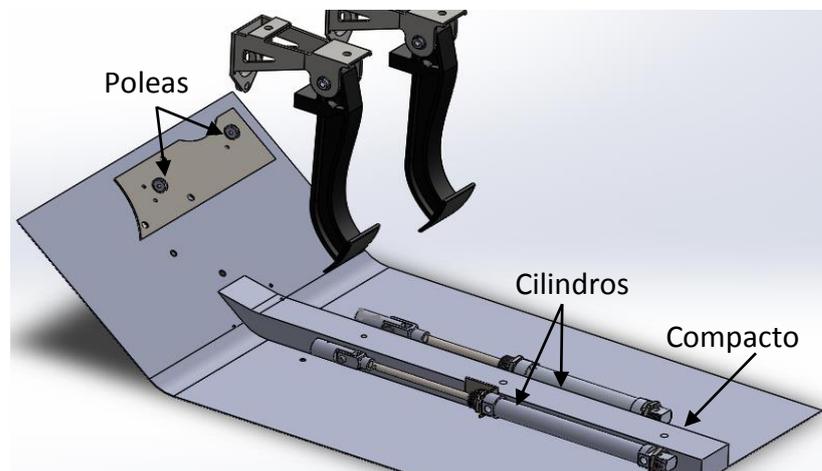


Figura No. 4.5: Simulación mecanismos embrague y freno

Como se observa en la simulación el espacio disponible es perfecto para los actuadores cilindros (embrague y freno) en la disposición del cilindro “expandida”, además la fijación de los cilindros se la puede hacer directamente al larguero o compacto del automóvil, pues esta estructura atraviesa toda la carrocería del auto y justo en el espacio disponible podemos disponer de ella, pues es una estructura muy resistente, diseñada para soportar grandes impactos en el caso de un choque automovilístico, por lo que fácilmente puede soportar las cargas de embrague y freno que son relativamente pequeñas en comparación con las fuerzas de impacto. De esta manera se facilita el traslado del movimiento de los pedales mediante un cable de acero.

Como se muestra a continuación en la Figura No. 4.6.

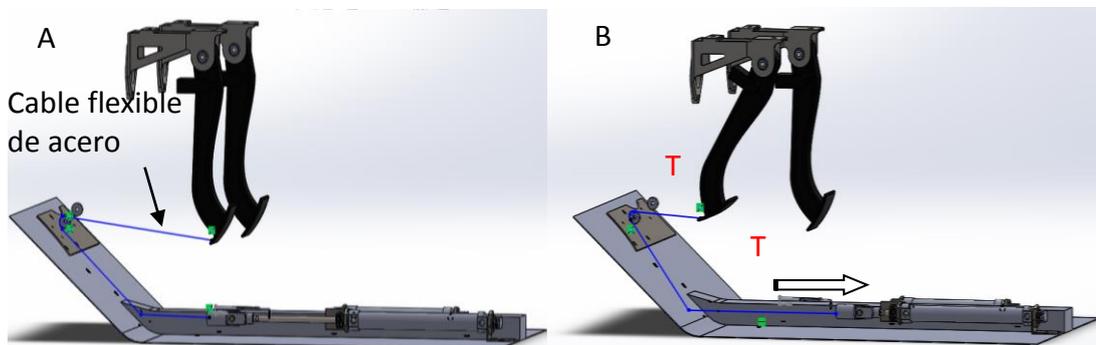


Figura No. 4.6: Simulación del movimiento - Embrague

En la posición expandida (A) el cilindro neumático no está realizando trabajo alguno, de tal manera que el pedal de embrague permanece en su posición inicial sin realizar el desembrague. Cuando el cilindro neumático es alimentado con presión en su cámara de retroceso (B), el cilindro se contrae tensionando un cable flexible de acero y transmitiendo su fuerza hacia el pedal transformando a su vez el movimiento lineal del cilindro en un movimiento circular en el pedal. Por lo tanto cilindro realizará un trabajo en el retroceso.

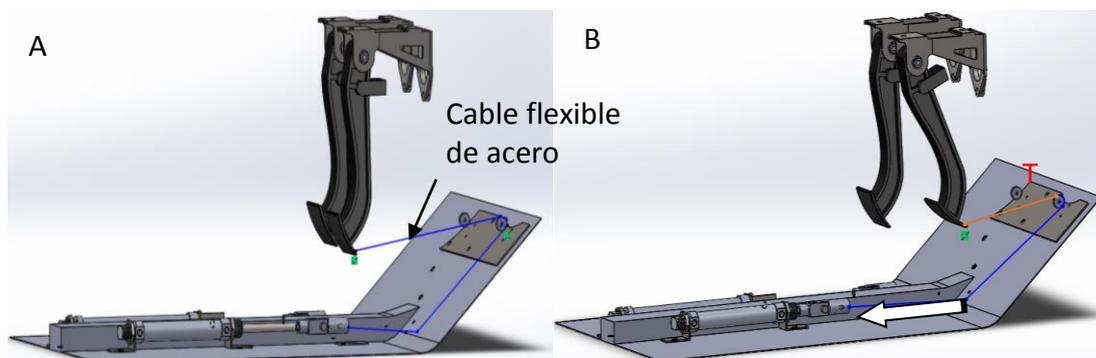


Figura No. 4.7: Simulación del movimiento - Freno

Como podemos observar en la Figura No. 4.7. La idea es implementar también el mismo tipo de mecanismo cable-polea en el servomecanismo para el freno, ya que embrague y freno son los mecanismos que se puede instalar cada uno en el pedal.

Además la utilización del mecanismo Cable-Polea, sirve para lograr uno de los principales objetivos del proyecto, que es permitir al usuario el manejo del vehículo en los dos modos de conducción: asistido y no asistido sin necesidad de realizar una maniobra tediosa, que requiera de esfuerzo excesivo o incluso tener que desconectar los mecanismos. La siguiente Figura No. 4.8 nos muestra cómo se logra esto.

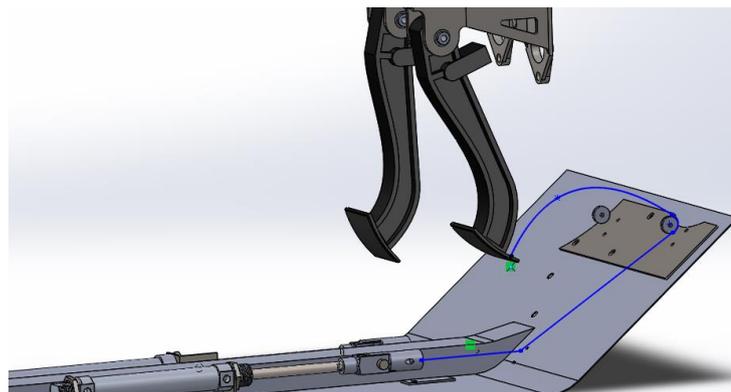


Figura No. 4.8: Simulación del movimiento - Cable

Para una conducción en modo no asistido, el pie del conductor presiona el pedal como comúnmente lo haría, de tal forma que el cable flexible de acero que está sujeto al pedal se deforma, creando una curva necesaria para absorber el movimiento sin necesidad de transmitir la fuerza hacia el cilindro, de esta manera no existe resistencia alguna por parte del servomecanismo hacia los pedales. Entonces

conseguiamos pasar de modo asistido a modo manual con solo presionar los pedales o viceversa con solo presionar los botones de interfaz de usuario.

En el mecanismo de acelerador después de haber analizado varias opciones de mecanismos que no afecten la funcionalidad del auto se encontró la siguiente solución que determina el trabajo del cilindro también en retroceso.

En su diseño original el mecanismo del acelerador está representado en la Figura No. 4.9 donde el pedal contiene fijo un extremo del cable, y por el otro extremo esta fijo al gancho de la válvula de la mariposa.

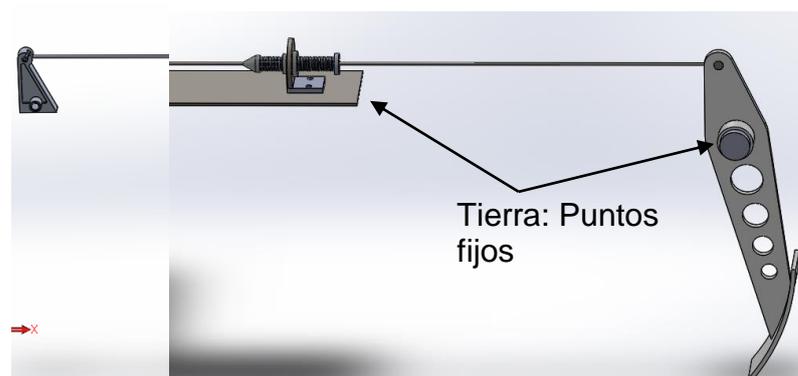


Figura No. 4.9: Mecanismo del acelerador original

Para no afectar funcionalidad ni modificar ninguna pieza o elemento del automóvil, pretendemos interferir en el recorrido del cable aumentando un mecanismo que simule ser el cable pero a la vez nos permita ingresar el cilindro que gobernará la mariposa cuando no se haga uso del pedal, así nos permita los dos modos de manejo: asistido y no asistido.

Como se muestra en la simulación en la Figura No. 4.10.

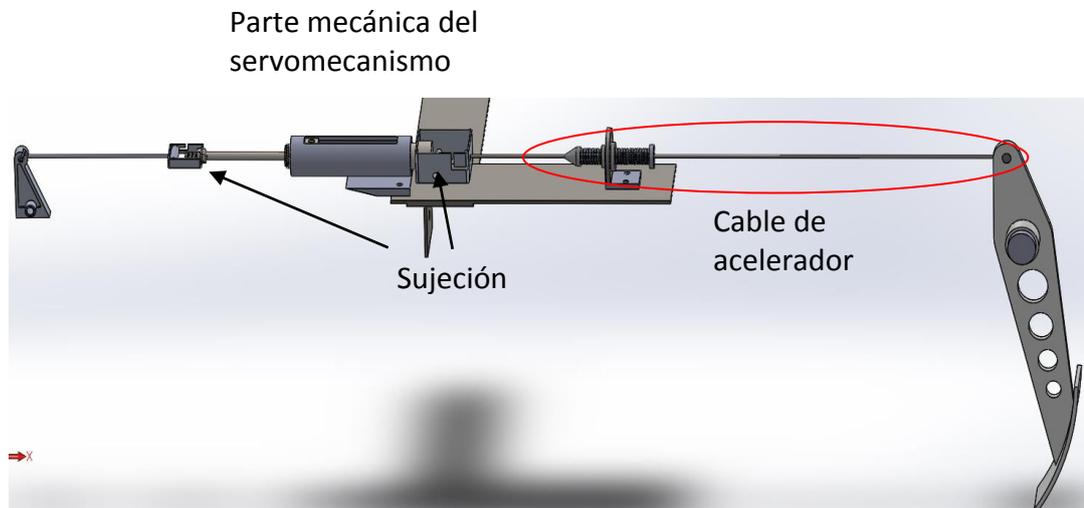


Figura No. 4.10: Mecanismo propuesto para el acelerador

Como se puede observar, el mecanismo ahora forma parte del recorrido del cable aumentado su longitud pero sin modificarlo. El extremo posterior del cilindro el cual se encuentra expandido está sujeto al cable del acelerador por medio de una pieza de sujeción, el extremo final del vástago está sujeto de igual forma a una extensión de cable que se fija en el gancho de la mariposa con una mordaza como el que posee el cable original. De esta manera cuando el conductor pisa el pedal del acelerador, la tensión se transmite primero a través del cable del acelerador, luego pasa por todo el cilindro y este lo comunica a la extensión de cable y finalmente llega al gancho de la mariposa.

Debido a que el cilindro transfiere directamente la tensión del cable del acelerador, esto causa en él, un movimiento lineal para lo cual se maquinaría una pieza de guiado y apoyo del movimiento en (A) en la Figura No. 4.11.

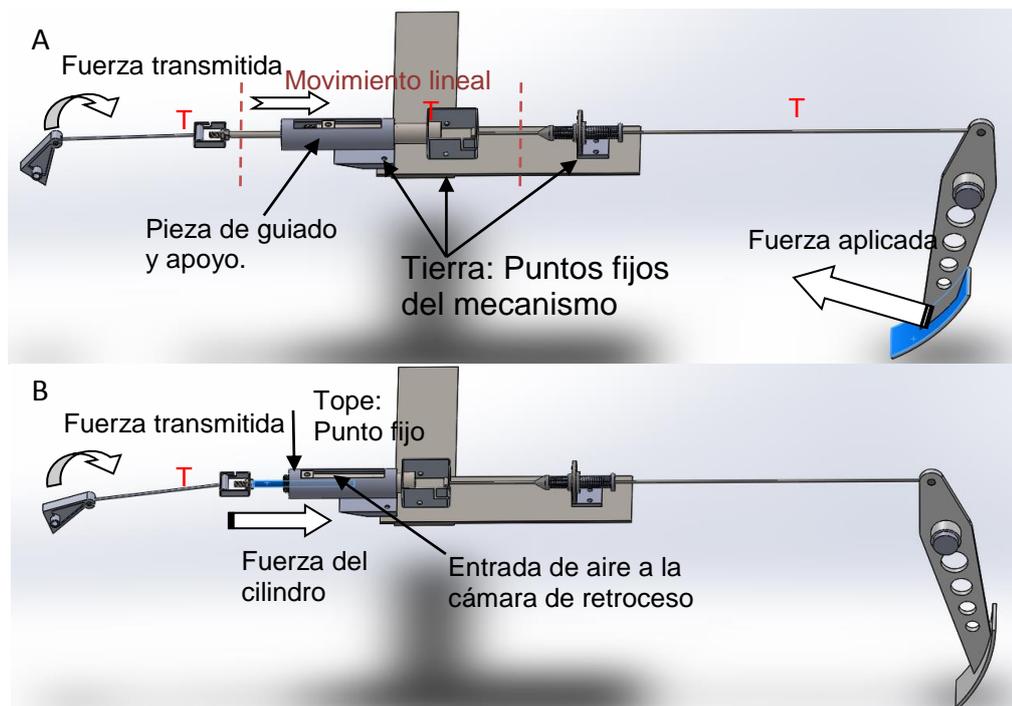


Figura No. 4.11: HMI instalada en la parte frontal

Como se puede observar en la sección (B) de la Figura No. 4.11. La pieza de guiado del movimiento servirá también para apoyo del cilindro el momento en que se ejecute la conducción asistida, pues la presión de trabajo ingresaría a la cámara de retroceso del cilindro, contrayéndolo, la pieza de guiado y apoyo mantiene un tope que interrumpe el movimiento del cilindro y este se apoya en él para lograr transferir la fuerza proporcionada por la presión hasta el gancho de la mariposa. Más adelante se realizará el diseño del mecanismo donde se complementará la explicación del

funcionamiento del mismo. Por el momento solo es de interés saber la disposición de trabajo del cilindro del acelerador y es en retroceso.

Antes de realizar cálculos superficiales, se decidió acudir a los catálogos propietarios donde se especifica la carga o fuerza real que pueden manejar los cilindros que se encuentran en el mercado ecuatoriano.

En este punto se decidió hacer la compra de los elementos con la empresa Ecuatoriana Unitech que representa a las marcas Numatics, Mindman, schulz. Pues se recibe por parte de la empresa asesoramiento, ayuda integral para el desarrollo del proyecto, uso de equipo neumático y del laboratorio de la empresa para pruebas de funcionamiento y descuentos en la compra de todos los elementos necesarios para el proyecto, razones suficientes después de haber incursionado en otras empresas que ofrecieron menos de lo que se mencionó. (Unitech, 2003)

Por parte de la empresa se recomendó usar cilindros de marca americana Numatics por ser de mejor calidad. Se presenta a continuación la tabla propietaria Numatics de fuerzas en mini cilindros *ISO 6432 CETOP RP 52 P Series* que son cilindros estándar que cumple con la norma mencionada es decir que podemos confiar en la calidad del producto para trabajar en condiciones de funcionamiento de hasta 10 bar de presión dentro de sus cámaras y un rango de temperatura que va desde los -23°C a 74°C , cualidad del actuador esencial para el trabajo del mecanismo de acelerador ya que se realizó una medida de la temperatura dentro del capot y se obtuvo una media de 60°C en alrededores y periféricos del motor, por lo

que el cilindro que gobernará la válvula de mariposa estará trabajando a esta temperatura en el peor de los escenarios (120 minutos en tráfico hora pico). Además podemos encontrar piezas para intercambiabilidad y sujeción en el mercado fácilmente.

En la tabla el propietario, Figura No. 4.12 nos muestra la fuerza real en [N, (lbf)] que puede ejercer el embolo, teniendo en cuenta ya la fuerza de rozamiento por lo que podemos directamente seleccionar el cilindro de acuerdo a nuestra necesidad:

Cylinder Forces (double acting) mm (inches)



Cylinder Type	Piston Diameter (mm)	Thrust at 6 Bar (N)	Retract at 6 Bar (N)
OM; OP	8	23.0 (5.17)	15.0 (3.37)
OM; OP	10	40.0 (8.99)	32.0 (7.19)
OM; OP	12	54.0 (12.14)	37.0 (8.32)
OM; OP, OS; OR; SP, SM	16	105.0 (23.60)	88.0 (19.78)
OM; OP, OS; OR; SP, SM	20	172.0 (38.67)	142.0 (31.92)
OM; OP, OS; OR; SP, SM	25	265.0 (59.51)	218.0 (49.00)
OM; OP, OS; OR	32	440.0 (98.91)	380.0 (85.42)
OM; OP, OS; OR	40	690.0 (155.11)	600.0 (134.88)
OM; OP, OS; OR	50	1100.0 (247.28)	950.0 (213.56)
OM; OP, OS; OR	63	1770.0 (397.90)	1650.0 (370.92)

Figura No. 4.12: Catalogo de cilindros neumáticos – Numatics

Fuente: (Numatics, 2013)

- Carga para el cilindro de acelerador: 50 N → Ø 12: 50mm (carrera estándar)
- Carga para el cilindro de embrague: 130 N → Ø 20: 150mm (carrera estándar)
- Carga para el cilindro de freno: 200 N → Ø 25: 100mm (carrera estándar)

Un parámetro de diseño importante en los cilindros neumáticos es valor propio de pandeo λ un efecto que aparece solo cuando el vástago del cilindro este sometido a compresión. Debido a que nuestros cilindros estarán trabajando en retroceso, el vástago va estar sometido a una fuerza de tracción y no de compresión por lo que este factor de diseño no es relevante.

El pedido se realizó del tipo OP: Estándar, doble efecto con embolo imantado para sensor magnético, así podemos medir la posición del pedal en puntos específicos que necesitaremos más adelante en el control y software.

Una vez que logramos dimensionar los actuadores principales, empezamos por definir los elementos o componentes finales de control. En neumática estos elementos vienen siendo las válvulas direcciones y/o válvulas proporcionales.

Puesto que en el análisis de los mecanismos de frenado y aceleración del vehículo se demostró una proporcionalidad lineal entres sus variables físicas y visto que los actuadores seleccionados trabajan con la misma variable física que en el caso es la presión, se decidió por utilizar un mismo elemento de control para ambos actuadores. Como se mencionó en el capítulo III, se utilizará un transductor de presión para controlar la fuerza que se ejerce sobre cada pedal, de esta manera gobernamos la fuerza aplicada en el pedal de freno y la posición en el pedal de acelerador.

4.2.3. Elementos de control final para el freno y acelerador

Con ayuda de la herramienta de simulación para neumática e hidráulica, Automation Studio, se realizó un esquema en el que podemos observar cómo se comporta la tecnología proporcional, si bien esta herramienta solo permite simular comportamiento de la esta tecnología en la hidráulica proporcional, es suficiente para comprender el tipo de control que se quiere implementar pues si vemos a una válvula proporcional como un sistema su salida o propósito es la misma. La hidráulica trabaja con presiones elevadas a comparación de la neumática, pero también se controla velocidad y fuerza en un cilindro, así pues la siguiente simulación utiliza una válvula proporcional de presión controlada por un valor de referencia (Rueda WH) [0 -10] simula una entrada de voltaje, la disposición del cilindro es la más apegada a nuestros diseños modificando la constante del resorte de reposición para simular un fuerza creciente proporcional al recorrido, la presión de salida que maneja la válvula proporcional está en función de la fuera del resorte para de esta manera obtener una posición específica de acuerdo a una presión regulada. (Figura No. 4.13)

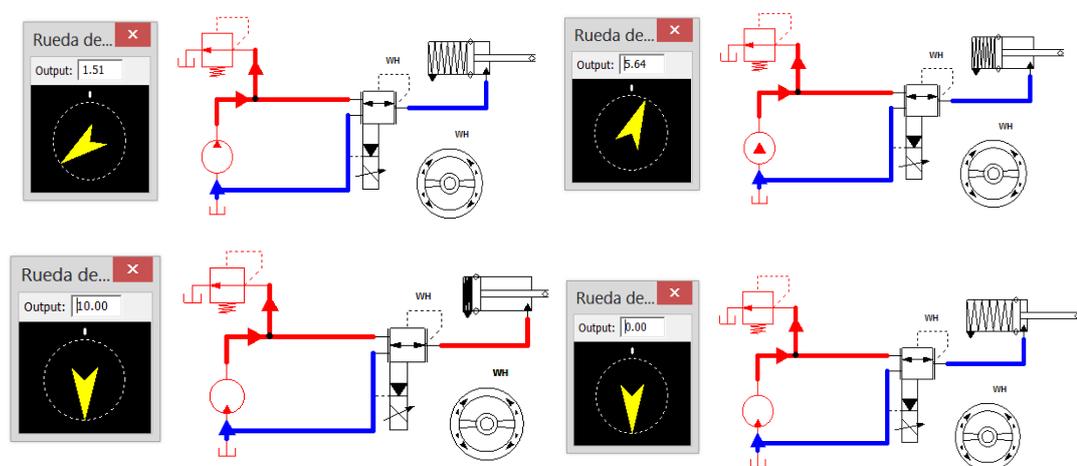
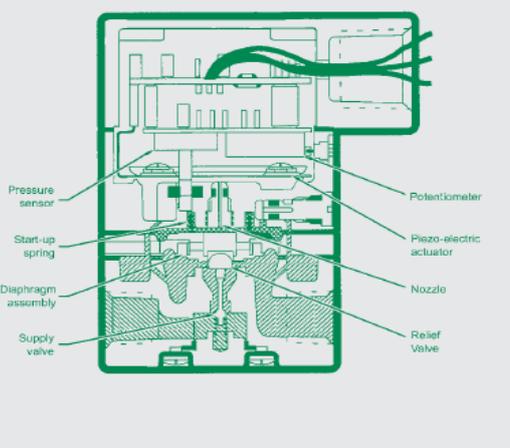


Figura No. 4.13: Simulación de válvula proporcional de presión

Entonces se seleccionó un equipo acorde a nuestras necesidades sin realizar un sobredimensionamiento del equipo y represente un costo innecesario, para ello nos valemos del criterio obtenido en la investigación de esta tecnología. (Anexo B)



Miniature Electropneumatic Transducer I/P, E/P R85 Series

Application

The R85 Series I/P, E/P transducers are a series of compact electronic pressure regulators that convert an electrical signal (current or voltage) to a proportional pneumatic output. Utilizing internal solid-state feedback circuitry, the R85 provides precise, stable pressure outputs to final control elements. Immunity to the effects of vibration or mounting position, high tolerance to impure air, and low air consumption make this unit ideal for use in demanding applications.

The heart of this unique technology is a bimorph piezo actuator that is encapsulated in a protective skin. This protective skin provides defense against the humidity and contaminant often found in process operating environments.

Features

- Reliable in harsh environments
- Low air consumption - 3 SCFH typical
- High accuracy - +/-0.10% of span
- NEMA-4X (IP65) enclosure
- Vibration/position insensitive
- Compact size
- Wall, panel (included), pipe (included), or din rail mounting
- Supply pressures up to 100 PSIG
- Built-in volume booster - 10 SCFM flow
- Input/output ports on front and back
- Conduit fitting or din connector
- Split range operation
- Field reversible
- CE Approved

Specifications

Miniature Electropneumatic Transducer I/P, E/P R85 Series	
Port sizes	Pneumatic: 1/4 Electric: 1/2 NPT
Media	Clean, dry, oil-free, air filtered to 0.3 micron
Mounting	Wall, Panel (included), 2" pipe (included), or DIN rail (optional)
Materials	Housing: Chromate treated aluminum with baked paint. NEMA-4X (IP65) Elastomers: Buna-N Trim: Stainless steel, brass, zinc plated steel
Weight:	13.0 oz (0.4 kg)
Inputs	4-20mA 0-10 VDC 0-5 VDC
Outputs	3-15 PSIG 3-27 PSIG 2-60 PSIG 2-100 PSIG 0.21-1.03 BAR 0.21-1.86 BAR 0.14-4.14 BAR 0.14-6.89 BAR
Air Consumption	1.5 SCFH 0.04 m3/hr at mid range typical
Supply pressure:	100 PSIG (7.0 BAR) maximum Note: Supply pressure must be at a minimum of 5 PSIG above maximum output
Flow Capacity at mid range	4.5 SCFM (7.6 m3/hr) at 25 PSIG (1.7 BAR) supply 12 SCFM (20 m3/hr) at 100 PSIG (7 BAR) supply
Relief Capacity	2.0 SCFM (3.4 m3/hr) at 5 PSIG (35 kPa) above set point
Temperature limits	Operating: -40° to +160° F (-40° to +71° C) Storage: -40° to +200° F (-40° to +93° C)
Loop load, I/P Transducer	7.5 VDC @ 20mA
Supply Voltage, E/P Transducer	7-30 VDC, less than 3mA
Signal impedance	7-30 VDC, less than 3mA

Notes:

Electrical Connections – For both I/P and E/P models, the 1/2" conduit electrical connections are made to the red (+) and black (-) leads. The green lead is used for case ground. For both I/P and E/P models, the 43650 DIN electrical connections are made to terminal 1 (+) and terminal 2 (-). Terminal 3 is not used. Ground is for case ground.

Figura No. 4.14: Transductor proporcional de presión seleccionado

Fuente: (Numatics, 2013)

La Figura No. 4.14 es la hoja de datos y características de un transductor de presión, con una unidad mecánica con principio de asiento y semiesfera como elemento de mando principal, accionamiento pilotado mediante actuador piezoeléctrico y diafragma, la unidad electrónica es de lazo cerrado lo que hace que su respuesta sea más precisa, confiable y además lo importante es que la hace inmune a las vibraciones que es un factor presente con el auto en movimiento. No posee comunicaciones ni control en cascada pues esto aumentaría el costo.

- Producto por catálogo: **R853-02FA**
- Señal de entrada o de referencia: [0 - 10] V
- Rango de salida: [2 - 100] PSI

Se seleccionó un rango de voltaje como señal de control por la facilidad y bajos costos que se obtienen en el diseño electrónico de una salida análoga de esta magnitud física y poder controlar la válvula digitalmente. Si bien es cierto un rango de voltaje de 5V resultaría un diseño más económico y rápido, pero a pesar que el catálogo ofrece dicho valor como señal de mando, el factor tiempo determinó comprar un equipo con rango de 0 a 10 Voltios ya que la empresa tenía en stock únicamente un equipo con estas características.

El rango a su salida en presión es el más alto que ofrece el catálogo ya que se seleccionó los cilindros para una presión de trabajo de 6bar y la válvula podría entonces gobernar hasta 7 bar.

El hecho de que la empresa tenga en stock esta válvula, también determinó su selección respecto de las válvulas proporcionales más costosas, pues se realizó pruebas físicas simulando las fuerzas de diseño en el laboratorio de la empresa y se obtuvo resultados excelentes, el comportamiento del transductor de presión fue el esperado. Entonces ahora que ya tenemos el elemento de control final para nuestros actuadores de freno y acelerador, necesitamos los elementos de mando de energía, ya que tendremos que direccionar la energía o presión de trabajo en nuestro caso hacia cada uno de los dos cilindros dependiendo de la decisión del conductor.

Para esto necesitamos completar nuestro circuito neumático con válvulas direccionales, que en general son de dos o tres posiciones de conmutación. Donde cada posición efectúa una actuación distinta en la distribución de aire. Todas las válvulas tienen su propio sistema de mando: manual, pedal, mecánico, neumático y por último el que nos interesa eléctrico y/o electroneumático. Para seleccionar este tipo de equipos se necesita de un conocimiento de su funcionamiento, construcción y accionamiento, lo cual hace referencia al (Anexo B) pues las válvulas direccionales son la base del diseño de una válvula proporcional.

La mayoría de válvulas direccionales presentes en el mercado son pilotadas internamente ya que una acción directa de su elemento de control ocuparía un solenoide y cuerpo de la válvula demasiado grandes, elevando considerablemente los costos. De esta manera las opciones más comerciales disponibles son las pilotadas interna u externamente.

Ya que un pilotaje requiere todo el tiempo de una presión mínima de al menos (50 psi, aunque depende del fabricante), para su correcto funcionamiento. Por esta razón se escogió válvulas direccionales con pilotaje externo pues el regulador proporcional de presión va estar un nivel antes que estas válvulas direccionales, lo que quiere decir que no siempre va una presión mínima de 50psi.

Hemos simulado con ayuda de la herramienta FluidSIM de festo, el funcionamiento del circuito neumático antes de realizar la compra y se obtuvo los resultados esperados.

En la Figura No. 4.15 se aprecia el circuito neumático para los mecanismos de frenado y aceleración.

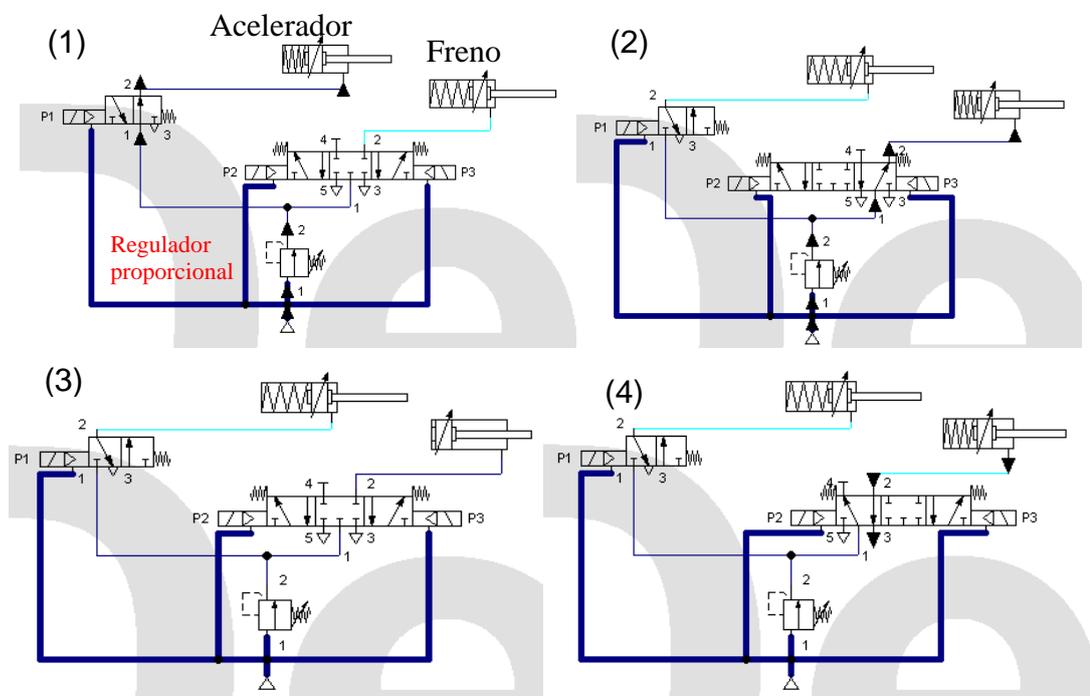


Figura No. 4.15: Simulación circuito neumático para acelerador y freno

Se necesitó de una válvula 3/2 accionamiento eléctrico (12VDC), pilotaje externo, retorno por muelle y normalmente cerrada. Para direccionar el fluido hacia el cilindro que controlará el acelerador. Una válvula 5/3 accionamiento eléctrico (12VDC), pilotaje externo, retorno por muelle y normalmente cerrada. Para direccionar el fluido hacia el pedal de frenado.

Con este circuito logramos (1) acelerar y no frenar, (2) frenar y no acelerar (3) mantener frenado el auto sin consumo de energía, incluso acelerar y soltar el freno después de una condición (en pendiente se puede mantener frenado el auto mientras se está arrancando evitando el típico resbalamiento) y por ultimo (4) dejar de frenar y acelerar.

Aunque en el mando electroneumático es más común manejar voltajes de 24 VDC, es importante la selección de un mando de 12 VDC ya que la energía disponible en el automóvil maneja una tensión de 12 VDC. Para el control de este tipo de válvulas únicamente se necesita que el controlador posea en su arquitectura, salidas digitales.

4.2.4. Elemento de control final “Embrague”

Para el control del mecanismo de embrague es necesario incursionar en la solución pues no existe ninguna solución en el mercado que realice directamente el movimiento requerido en este pedal.

Con la experiencia como conductores en vehículos livianos y la obtenida durante dos años manejando el automóvil Renault Stepway, se plantea los requerimientos de movimiento.

La condición más crítica está dada por la puesta en marcha del vehículo en primera marcha y en pendiente. Para un arranque suave y progresivo, es necesario acelerar ligeramente el motor y al mismo tiempo retirar el pedal de embrague, hasta un punto donde el motor inicia el acople con la caja de transmisión, es necesario mantener esta posición del pedal hasta que el vehículo ha iniciado un pequeño movimiento (La potencia del motor se empieza a transmitir a las ruedas del auto).

Enseguida se va retirando más el pedal de embrague conforme se va acelerando más el motor, este movimiento del embrague es paulatino y lento independiente de movimiento en el pedal del acelerador siempre que este le esté imprimiendo mayor potencia al motor. Si en caso se deja presionar el pedal de acelerador, es necesario volver a pisar el pedal de embrague a fondo si el acople entre el motor y la caja de transmisión no ha terminado de concluir en su totalidad.

Para el cambio de marchas con el vehículo en movimiento, el movimiento resulta ser menos complicado, una vez que la palanca de cambios a enlazado la marcha requerida, se puede soltar el pedal de embrague paulatinamente a una velocidad un poco más rápida que en la primera marcha pero independiente del pedal del acelerador, este se puede soltar sin problemas de un cale en el motor que produzca

que se apague. Así este movimiento es simplemente el control de velocidad de un cilindro neumático

De aquí partimos, pues la solución para el control de velocidad de un cilindro está regida a las válvulas estranguladoras o reguladoras de caudal, estas permiten controlar la velocidad con la que ingresa o sale el fluido a las cámaras del cilindro regulando su apertura manualmente [0 - 100]% obteniendo distintas velocidades del vástago ya sean en su avance o retroceso.

Si bien es cierto, el pedal de embrague tiene mínimo 2 velocidades necesarias para manejar la caja de transmisión. Lo cual hace referencia a utilizar una válvula de control proporcional de caudal. Se ha realizado pruebas en el laboratorio tratando de encontrar una solución más económica y se halló la siguiente. (Figura No. 4.16)

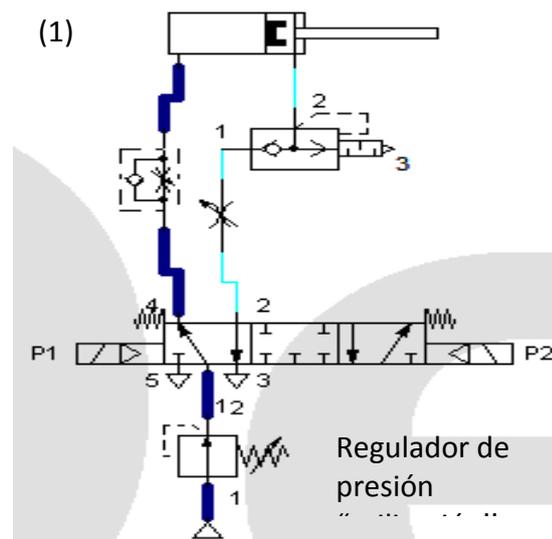


Figura No. 4.16: Simulación del movimiento - Embrague

En esta simulación (1) se puede observar que se ha utilizado, dos válvulas reguladoras de caudal manuales dispuestas, una en el avance con dirección de estrangulación y otra para el retroceso del cilindro, una válvula de escape rápido para que en el avance el cilindro pueda adquirir la máxima velocidad posible. Una válvula direccional 5/3 accionamiento eléctrico 12VDC pilotaje interno, retorno por muelle y normalmente cerrada. El primer movimiento simulado (1) es cuando se pisa el pedal de embrague a fondo, la válvula direccional permite el paso del aire comprimido para un avance, la estranguladora de un solo sentido deja pasar libremente el fluido hacia la cámara del cilindro, la válvula de escape rápido deja salir el aire libremente de la otra cámara, permitiéndonos conectar la válvula estranguladora para el retroceso. Solo así obtenemos un avance rápido y un retroceso controlado. La válvula direccional regresa a su posición central manteniendo el pedal de embrague a fondo, sin necesidad de un consumo de energía hasta que el conductor decida poner en marcha el vehículo. En el movimiento (2) simulado en la Figura No. 4.17 la válvula direccional envía aire comprimido a la cámara de retroceso del cilindro.

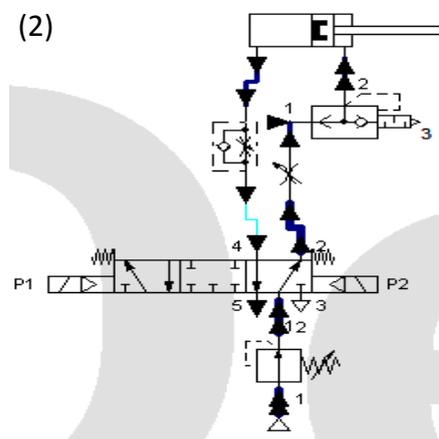


Figura No. 4.17: Simulación de movimiento de retorno - embrague

Pero ahora, la estranguladora de doble sentido limita el flujo del fluido haciendo que el aire comprimido entre en pocas cantidades, lo que consigue una velocidad del cilindro controlada. Con la otra cámara todavía a la presión de trabajo el fluido necesita salir a la atmósfera para dejar circular el vástago libremente, pero después de realizar pruebas reales cuando el cilindro maneja una carga, se determinó que al poner también una estrangulación en el escape se obtiene movimientos más continuos y suaves (experiencia obtenida en el transcurso de la carrera de ingeniería).

La regulación manual de la válvula estranguladora de un solo sentido determina, cuán rápido empieza a moverse el cilindro, y la regulación de la otra válvula estranguladora (doble sentido) determina la velocidad con la que retrocede.

Aunque de esta manera solo conseguimos regular una velocidad, necesitamos al menos dos velocidades un mantener al vástago fijo en al menos 1 punto de su recorrido. Para ello se realizó más pruebas reales en las cuales se introdujo electrónica en control y software.

En una simulación de movimiento (3) en la Figura No. 4.18 se va poder observar como el cilindro se detuvo en un punto intermedio de su recorrido después de haber alcanzado la expansión a máxima velocidad y ahora se encuentra en el retroceso.

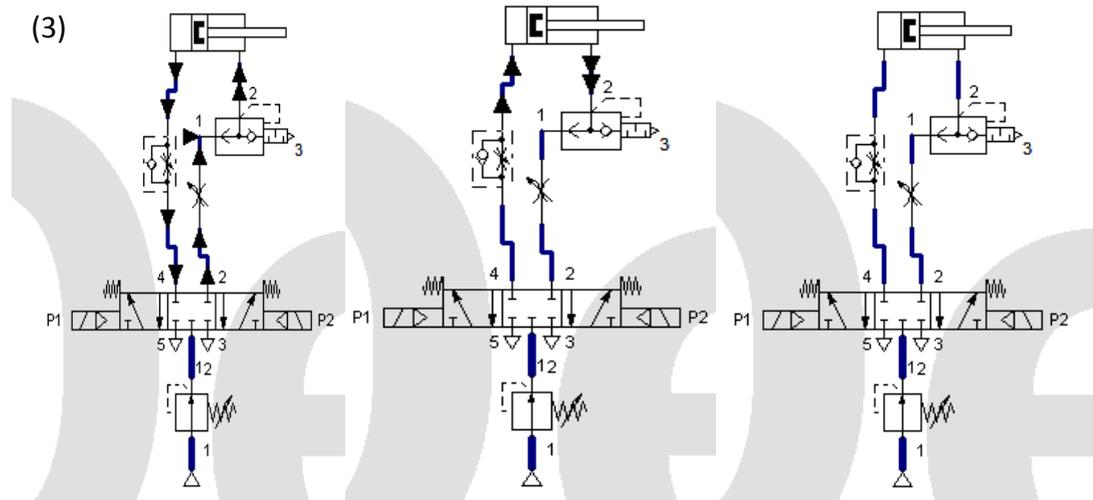


Figura No. 4.18: Simulación del movimiento amortiguado - Embrague

Esto, gracias a que la válvula direccional obstruye el paso del fluido en todas direcciones. El fluido en cada una de las cámaras no tiene a donde ir por lo que empezaran a amortiguar el movimiento hasta detener el vástago en una posición fija. En la simulación se puede apreciar este movimiento aunque en las pruebas reales esto ocurre tan rápido que pareciera que el cilindro simplemente se detiene. Se introdujo un microcontrolador que gobierne el accionamiento de la válvula direccional de esta manera podemos controlar de una forma muy precisa y rápida la acción del paso de fluido para el retroceso. En necesario este paso, pues se determinó que al accionar la válvula direccional, por ejemplo por 10ms, el vástago del cilindro

regresaba siempre hasta un mismo punto, dándonos una excelente repetibilidad y precisión.

Cuando accionábamos la válvula direccional en tiempos menores como 1ms, conseguíamos variar la velocidad de retroceso. Entonces por esta experiencia obtenida se planteó usar este circuito neumático para controlar el pedal de embrague, de esta manera dependerá del control y software para lograr conseguir el movimiento en las distintas situaciones presentes a la hora de manejo.

Como se mencionó en un principio se está incursionando en esta solución. No quiere decir que esta sea la mejor solución simplemente es una, que se planteó por motivos de accesibilidad, facilidad de diseño y costos. Es la solución a usarse a no que los resultados obtenidos en pruebas reales de funcionamiento más adelante no satisfagan los requerimientos y condiciones.

4.2.5. Abastecimiento de energía

Ya que nuestros actuadores son neumáticos, se necesita de un dimensionamiento del sistema de producción, mantenimiento y utilización de aire comprimido, nos apoyamos en formulas y criterios de Carnicer y Roldan dos libros que tratan el tema de neumática aplicada.

En primer lugar se dimensionó la unidad compresora para lo cual determinamos el consumo total de aire comprimido. Para esto se consideró el consumo de aire de

los actuadores, elementos de control final o elementos de mando y consideraciones por fugas.

Para un cilindro de doble efecto como los que vamos a usar, el gasto de aire comprimido o aire libre, se sucede por el volumen de las cámaras del cilindro en avance y retroceso. Para el actuador de freno y acelerador el gasto se conseguirá únicamente en las cámaras de retroceso, para el actuador de embrague el consumo se producirá en ambas cámaras.

Para el actuador de freno y acelerador, el volumen se lo calculó con la fórmula trigonométrica de un cilindro, teniendo en cuenta que el vástago ocupa ya un volumen dentro de la cámara donde el fluido no realizara ningún trabajo.

Para el cilindro actuador de embrague se consideró las fórmulas de avance (Ec. 4.1) y retroceso (Ec. 4.2).

$$V_{avance} = \pi \frac{D_{cilindro}^2 * C_{cilindro}}{4} * \frac{1}{1000000} [litros] \quad (Ec. 4.1)$$

$$V_{retroceso} = \pi \frac{(D_{cilindro}^2 - D_{vástago}^2) * (C_{cilindro})}{4} * \frac{1}{1000000} [litros] \quad (Ec. 4.2)$$

Donde:

V_{avance} : Volumen cilindro neumatico en el avance

$V_{retroceso}$: Volumen cilindro neumatico en el retroceso

D_{embolo} : Diametro del embolo [mm]

$D_{vástago}$: *Diametro del vástago [mm]*

$C_{cilindro}$: *Carrera del cilindro [mm]*

El consumo de aire en la atmosfera en cada maniobra seria (Ec. 4.3):

$$Q_{man} = n * V \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (Ec. 4.3)$$

Donde:

Q_{man} : *Consumo de aire por maniobra*

n : *Numero de cilclos por minuto*

Pero ya que el aire al comprimirse disminuye su volumen. Por lo que el volumen del aire depende principalmente de la presión de compresión a la cual ha sido sometido. Entonces utilizamos una relación constante entre la presión y el volumen de una misma masa de aire, la ley de Boyle-Marriote (Ec. 4.4) y calcular el gasto de aire comprimido o aire libre que se consume en cada maniobra.

$$P_{atm}V_{atm} = P_{man}V_{man} \quad (Ec. 4.4)$$

Donde:

P_{atm} y V_{atm} : *Presión [Pa] y Volumen [lt] en condiciones atmosfericas*

P_{man} y V_{man} : *Presión [Pa] y Volumen [lt] en condiciones de trabajo*

Si el Caudal o gasto es: $Q = \frac{V}{t}$, entonces (Ec. 4.5):

$$P_{atm}Q_{atm} = P_{man}Q_{man} \quad (Ec. 4.5)$$

Donde:

$$P_{man} = P_{atm} + P_{trabajo}$$

$$P_{atm} = 10^5 Pa$$

Para saber cuánta cantidad de masa de aire que consumen en un minuto los cilindros a la presión de trabajo despejamos de la ecuación (Ec. 4.5) el caudal Q_{atm} de aire atmosférico que se tendrá que comprimir, para llegar a la P_{man} y permitir a los cilindros consumir Q_{man} el gasto en las maniobras.

Ejemplo de cálculo:

Realizamos el cálculo del consumo de aire comprimido para el cilindro actuador del mecanismo de freno. Se realizaran los cálculos a presión de trabajo de 7 bares pues es el punto máximo al que pueden estar sometidos los actuadores, elementos de mando y control final. Además como los cilindros están seleccionados para manejar las cargas a 6 bares y si por motivos de fricción mecánica y de pérdidas que no se pueden considerar fácilmente al momento del diseño, causando así que en el peor de los casos, los cilindros no puedan manejar las cargas fácilmente, como factor de seguridad de 1.16 para el funcionamiento real, en el caso de ser necesario, podremos subir la presión a 7 bares y de esta manera los cilindros neumáticos podrán manejar las cargas fácilmente. Entonces tenemos:

- Diámetro del embolo: 25 mm
- Diámetro del vástago: 10 mm (Catalogo numatics)

- Carrera del cilindro: 100mm
- Presión de trabajo: 7bar

Pero en el caso del freno y acelerador, no siempre se demandará la carrera máxima de sus cilindros actuadores así como tampoco se demandará de la máxima presión de trabajo.

En el peor de los escenarios, si el vehículo está en una pendiente del 20%, haciendo una media, se llega a presionar el pedal del freno hasta el 60% y el acelerador constantemente está legando hasta 80% de su recorrido total (Anexo A). El embrague por otra parte siempre demanda el total de su recorrido en el avance y retroceso, así como de la máxima presión de trabajo al 100%. De esta manera tenemos para el cilindro de frenado el volumen de aire contenido en el retroceso (Ec. 4.2):

$$V_{retroceso} = \pi \frac{(25^2 - 10^2) * (100 * 60\%)}{4} * \frac{1}{1000000} \quad (Ec. 4.2)$$

$$V_{retroceso} = 24.74 * 10^{-3} [\text{litros}]$$

Para determinar n : *Numero de cilclos por minuto* se consideró el punto de más alto consumo posible para los tres actuadores. Esto sucede con el vehículo en un escenario de tráfico en hora pico, allí los tres pedales están sujetos a ser presionados casi constante durante un minuto, esto es un factor $n = 25$.

Tenemos entonces el consumo de aire por maniobra (Ec. 4.3) con un factor en ciclos por minuto de:

$$Q_{man} = 25 * 24.74 * 10^{-3} = 618.50 * 10^{-3} \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (Ec. 4.3)$$

Al no saber con exactitud el valor de la presión de trabajo a las que trabajarán los cilindros actuadores de acelerador y freno en los puntos críticos, se realizará los cálculos con la máxima presión admisible de 7 bares por seguridad de diseño. Tenemos entonces un consumo final (Ec. 4.5) para el cilindro de frenado de:

$$Q_f = \frac{(7 + 1) * 10^5 * 618.50 * 10^{-3}}{10^5} = 4.95 \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (Ec. 4.5)$$

A continuación se consideró el consumo b de aire comprimido para el llenado del espacio muerto existente en los finales de carrera del embolo. Este valor se tomó de la tabla 11.1 “Consumos de aire comprimido en los cilindros” (Carnicer 1997, p. 84) (Anexo C).

Se ingresó en la tabla con los siguientes datos:

- Freno: Ø 25mm → $P_{trabajo}$ 7 bares
- Acelerador: Ø 12mm → $P_{trabajo}$ 7 bares
- Embrague: Ø 20mm → $P_{trabajo}$ 7 bares

Ejemplo: El consumo para el freno $b = 0.012$ litros dividido por 2 pues la tabla nos da el consumo para el avance y retroceso.

- $b_f = 0.014$ litros
- $b_a = 0.014$ litros
- $b_e = 0.028$ litros

Multiplicamos b por $n = 25$ para obtener el consumo en ciclos por minuto.

- $Q_{bf} = 0.35 \frac{lt}{min}$
- $Q_{ba} = 0.35 \frac{lt}{min}$
- $Q_{be} = 0.7 \frac{lt}{min}$

Se asumió una longitud de 5 a 10 metros como máximo de tubería flexible de diámetro 6mm en el exterior y 5mm en el interior, trabajando a una presión de 7 bares. La pérdida en la tubería es de menos de 0.01 bares, casi despreciable así que se puede hacer uso de este diámetro. *Tabla No.3 Calculo de perdida de carga y diámetro de tuberías en función de la presión de trabajo y caudal de aire libre.* (Roldan 2002, p. 3/76) (Anexo C)

Por último se consideró las pérdidas en las válvulas direccionales, estranguladoras y válvula o transductor proporcional.

Numatics recomienda considerar para sus elementos como válvulas direccionales, reguladoras, lógicas, etc. Un consumo típico de 1SCFH = 0.5 [lt/min]. Así que, multiplicamos por 5 elementos de mando (simulaciones). Para el transductor proporcional este dato viene dado en el catálogo que es de 3 SCFH = 1.41 [lt/min].

Por lo tanto el Q_{T-e} el consumo específico total de aire por parte del circuito neumático vendría dado por la ecuación (Ec. 4.6):

$$Q_{T-e} = Q_f + Q_a + Q_e + Q_{bf} + Q_{ba} + Q_{be} + 0.50 + 1.41 \quad (\text{Ec. 4.6})$$

$$Q_{T-e} = 4.95 + 0.68 + 17.34 + 0.35 + 0.35 + 0.70 + 0.50 * 5 + 1.41$$

$$Q_{T-e} = 28.28 \frac{lt}{min}$$

Apoyándonos en un segundo libro de Carnicer, “teoría y cálculos de instalaciones de aire comprimido”, Realizamos lo que recomienda. Consideramos un 10% en pérdidas por fugas Q_{fugas} lo que quiere decir que del consumo específico calculado Q_{T-e} debemos aumentar un 10% de este consumo para asegurar un cálculo real, ya que en la práctica no es posible eliminar totalmente las fugas en un sistema neumático. (Carnicer R , 1997, pp. 200-2001)

$$Q_{fugas} = 2.83 \frac{lt}{min}$$

Además, si consideramos que en un futuro, puede que se necesite montar algunos elementos de mando, control final o actuadores adicionales a los que se ha diseñado hasta el momento, se sumó un 25% del Q_{T-e} para sobredimensionar a la unidad compresora Q_{sb} y de esta manera no causarle daños por el aumento de consumo en un futuro.

$$Q_{sb} = 7.07 \frac{lt}{min}$$

Entonces el consumo total del sistema:

$$Q_T = Q_{T-e} + Q_{fugas} + Q_{sb}$$

$$Q_T = 38.18 \frac{lt}{min}$$

$$Q_T \approx 1.35 SCFM$$

Entre los diferentes tipos de compresores en el mercado, se escoge al compresor de pistón, debido al alto rendimiento con altas relaciones de compresión, fácil mantenimiento e instalación, bajos costos y que además son los más utilizados actualmente en la industria, pero sobre todo la empresa recomendó son ideales por el costo para pequeñas aplicaciones como la del presente proyecto.

Puesto que no existe una norma que especifique como realizar la selección de un compresor, y ya que esto representa solo una parte del proyecto, no se profundizó sobre el tema, que abarcaría todo un completo análisis termodinámico y de gases, que obviamente generaría un tiempo de diseño no contemplado. Por esta razón se recurrió a la experiencia obtenida durante 10 años de los profesionales de la empresa

Unitech, quienes han diseñado e instalado sistemas neumáticos en todas las regiones del país, costa, sierra y oriente.

De tal forma, se considera para selección del tamaño del compresor en la región costa a nivel del mar, un cuarto del consumo total calculado Q_T . Para la región sierra específicamente ciudades hasta una altitud de 3000 metros sobre el nivel del mar, un tercio del consumo total calculado Q_T , esto debido a que la altitud sobre el nivel del mar, tiene un notable efecto sobre la densidad del aire y su composición modificando el ciclo termodinámico de compresión, así las prestaciones y rendimiento volumétrico de un compresor disminuyen considerablemente 33.33% en nuestro caso.

Entonces si:

$$Q_T: \text{ esta en Scfm}$$

La Potencia del compresor estará dada en caballos de fuerza [HP].

$$P_{\text{compresor}} = \frac{Q_T}{3} = 0.45 \text{ HP}$$

$$P_{\text{compresor}} = \frac{1.35}{3} = 0.45 \text{ HP}$$

$$P_{\text{compresor}} = 0.5 \text{ HP}$$

En el Ecuador, la ciudad más alta como Tungurahua, llega hasta los 3264 metros sobre el nivel del mar. Lo cual quiere decir que la consideración, está bien pues la diferencia de altura entre la consideración de diseño respecto de la ciudad más alta es

pequeña. De esta manera el servomecanismo de asistencia a la conducción puede funcionar en cualquier región del país.

Para cerciorarnos de que la selección que se realizó anteriormente, sea aceptable en la medida de lo posible. Se investigó sobre información de este tipo de selección, y se encontró una empresa mexicana con 42 años de edad “CBS Compresores” que fabrica compresores, la cual ha desarrollado un manual de selección rápida, donde nos muestra una tabla en la Figura No. 4.19 para elegir la potencia del compresor adecuado según el consumo del sistema.

cfm/scfm/pcm	dm ³ /m ³ /l/min	Nm ³ / min	gl / min	lts / seg	Compresor
1.0	28.320	0.0283	7.492	0.472	.25 HP
2.6	73.632	0.0736	19.479	1.227	.5 HP
3.0	84.960	0.0850	22.476	1.416	.75 HP
4.0	113.280	0.1133	29.968	1.888	1 Hp
5.2	147.264	0.1472	38.958	2.454	2 HP
6.0	169.920	0.1699	44.952	2.832	2 HP
8.0	226.560	0.2265	59.936	3.776	2 HP
340.0	9628.800	9.6277	2547.280	160.480	100 HP
360.0	10195.200	10.194	2697.120	169.920	100 HP
400.0	11328.000	11.327	2996.800	188.800	100 HP

Leyenda:

pcm - pies cúbicos por minuto.
 dm³/m - decímetros cúbicos por minuto.
 l/min - litros por minuto.
 Nm³/min - Normal metro cúbico por minuto.
 gl/min - galones por minuto..
 lts/seg - litros por segundo.
 compresor - HP adecuado al consumo.

Figura No. 4.19: Tabla de conversión

Fuente: (CBS compresores, 2013)

Como podemos observar en la Figura No. 4.19, para un gasto de hasta 2.6scfm, un compresor de 05HP está bien, pues si por el efecto de altura, el rendimiento volumétrico del compresor disminuye, un compresor de medio caballo de fuerza podría gobernar hasta menos un 33.33% o del gasto mencionado en tabla, es decir 1.82scfm, mayor al gasto para el sistema que se está diseñando. Por tanto nos apoyamos de esta exposición para justificar la selección de la potencia del compresor.

La necesidad de un sistema de aire comprimido y más de un compresor de pistón requiere un depósito de aire donde este se almacene y los elementos de utilización puedan consumir el aire a una presión de trabajo sin percibir pulsaciones de aire procedente del compresor que generan picos de presión, además el depósito refrigera el aire recogiendo hasta el 70% de aceite y agua condensada procedentes del compresor y la humedad del aire respectivamente. Pero sobre todo el volumen del depósito determina la regulación automática de carga-descarga para el sistema y un funcionamiento correcto del compresor para alargar su vida útil.

La selección de la capacidad para el depósito de aire comprimido está determinada por el caudal del compresor, gasto de sistema y banda de presión de carga-descarga.

Para ello Carnicer menciona que un compresor de pistón no debe arrancar más de diez veces en una hora y en ningún caso más de quince veces por hora. Si bien es cierto tampoco existe una norma que determine la selección del mismo, por esta

razón se investigó sobre una fórmula (Ec.4.7) que nos permita dimensionar el deposito. (Ec. 4.7) (AtlasCopco, 2009)

$$V_L = \frac{(0.25 * Q_c) * P_1 * T_0}{F * (P_2 - P_1) * T_1} \quad (Ec. 4.7)$$

Donde V_L es el volumen del tanque en $[m^3]$ necesario para arrancar el compresor con un **máximo de 10 veces en una hora**, Q_c es la capacidad teórica del compresor multiplicada por un 25% (debido a la caída de rendimiento volumétrico de los compresores al ir aumentando la presión y al consumo del sistema existente mientras se produce la carga) $[m^3/s]$, P_1 es la presión de entrada al tanque o presión mínima regulada en [bar], T_0 es la temperatura en el tanque en $[^{\circ}K]$, en el momento de la carga que por lo general llega hasta unos $313.15^{\circ}K$, T_1 es la temperatura de aspiración del aire o temperatura ambiente $298.15^{\circ}K$, P_2 es la presión máxima regulada a la que alcanzara llegar el compresor en [bar], que diferenciada con la P_1 forman la banda de presión de carga-descarga. F que es la frecuencia del ciclo de utilización del compresor, es decir el tiempo que permanecerá encendido el compresor para llegar a la carga máxima, el manual de “AtlasCopco” considera como frecuencia maxima $F_{max} = 1/30$, 1 ciclo de 30 segundos, es decir el tiempo de encendido mínimo no debe ser menor a 30 segundos puesto que de no ser así, un ciclo de trabajo demasiado corto causaría un desgaste prematuro de los elementos consumibles del compresor.

Por motivos de oportunidad, se decidió comprar un compresor marca Gast que no está comercializado en el país, pero ya que este muestra notables ventajas

respecto de sus pequeñas dimensiones físicas, hace de su uso perfecto para el espacio disponible en el vehículo. Con esto podemos hallar de catálogo los parámetros necesarios para hacer el cálculo del depósito.

A continuación presentamos el compresor en la Figura No. 4.20.



Figura No. 4.20: Compresor R87 Gast

Fuente: (Gast, 2013)

La simulación de montaje se la puede apreciar en la Figura No. 4.21 que permitió elegir a este compresor como el ideal para el proyecto.

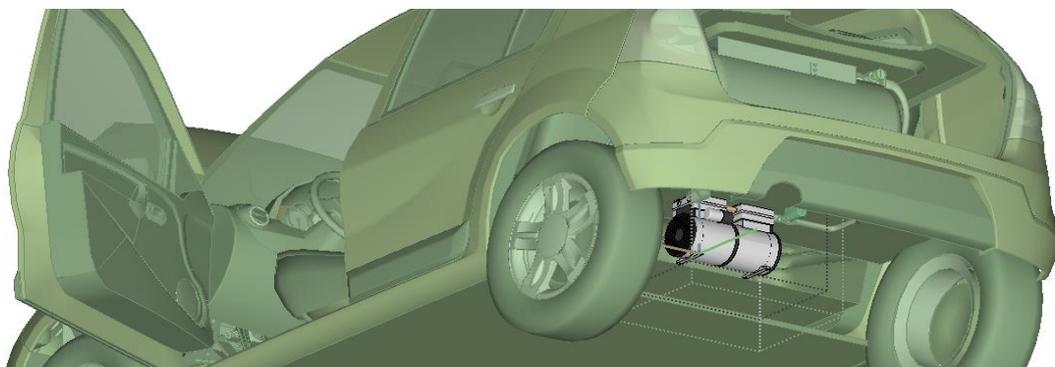


Figura No. 4.21: Simulación - montaje del compresor

Como se puede observar el compresor es ideal para montarlo en el espacio de la llanta de emergencia, pues sus dimensiones son de aproximadamente 20cm x 25cm x 35cm con los elementos necesarios para su funcionamiento.

Las características del compresor son las siguientes:

- Compresor de alta presión: 175 PSI (Versión personalizada)
- Flujo nominal: 5.3 SCFM
- Motor de Voltaje dual: 110/220 VAC 50/60 Hz
- Potencia: 1HP
- Peso: 20 kg
- Dimensiones: 9.54 x 5.00 x 7.08 (in)

Otra ventaja que obtuvimos para este compresor, es que la empresa Gast, nos da la curva de rendimiento volumétrico, esencial para obtener datos más precisos en los cálculos de diseño.

En la Figura No. 4.22 se presenta la curva de rendimiento del compresor Gast.

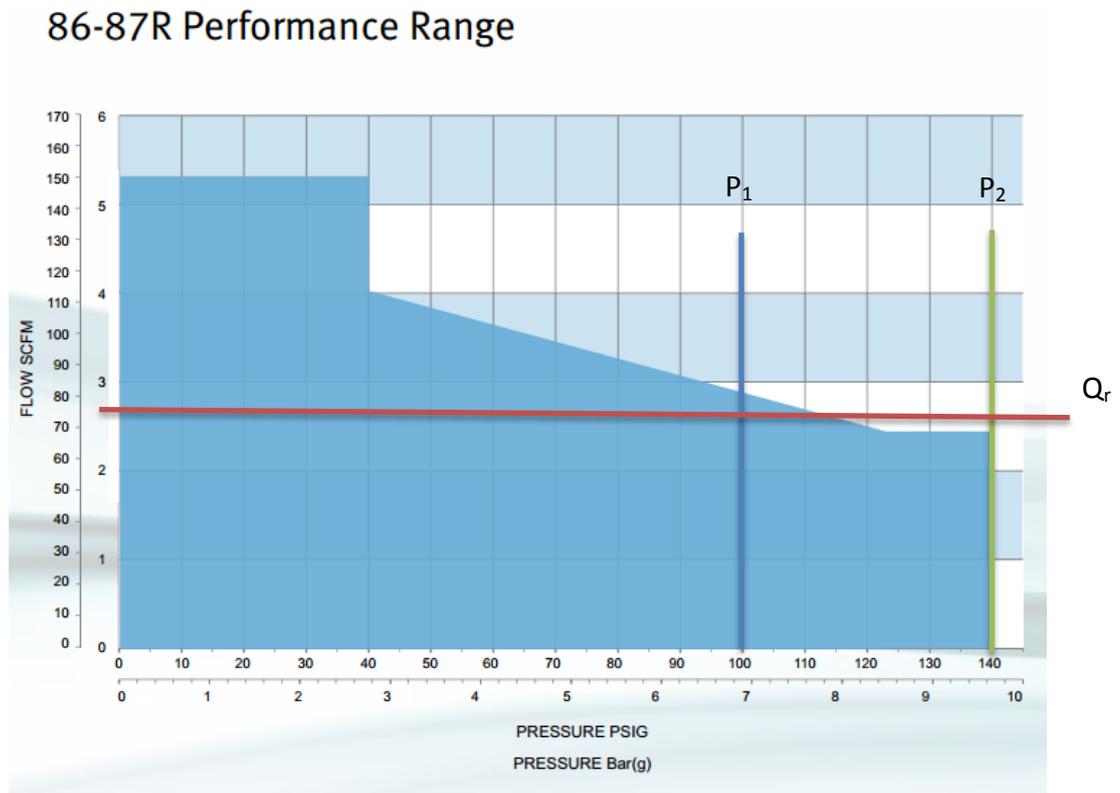


Figura No. 4.22: Rendimiento compresor R86/87

Una desventaja es el tipo de tensión que usa, pues como la mayoría de compresores comercializados en el país, el voltaje de funcionamiento es de 110 Voltios en corriente alterna. Lo cual implica tener que transformar la corriente directa 12VDC en corriente alterna antes de alimentar al compresor.

Para los datos de la ecuación (Ec. 4.7), el parámetro $(0.25 \cdot Q_c)$, podemos encontrarlo directamente en la gráfica.

El caudal real Q_r que puede suministrar el compresor por encima de los **100 PSI** (P_1 , la presión mínima regulada), es aproximadamente 2.8 scfm a nivel del mar. Le restamos el 33.33% debido al efecto de la altura y obtuvimos el caudal real sobre nivel del mar (3000 m) $Q_{r-snm} = 1.87$ scfm.

Entonces la capacidad del compresor ($0.25 * Q_c$) = **0.52 scfm**, lo obtuvimos de la diferencia entre Q_{r-snm} y el gasto total del sistema ($Q_T = 1.35$ scfm), puesto que el flujo que abastecerá el compresor volumen del tanque V_L será únicamente el sobrante de lo que el sistema no consuma de la capacidad total del compresor.

La **frecuencia será la máxima** (1/30) para que el compresor arranque 10 veces en una hora con un ciclo de trabajo de 30 segundos. P_2 la presión máxima regulada igual a **140PSI** que es la presión máxima con la que trabaja la curva de rendimiento (Figura No. 4.22), lo cual quiere decir que el fabricante recomienda, llegar a trabajar hasta esta presión como máximo para no exigir demasiado el compresor y alargar su vida útil.

$$V_L = \frac{(0,000243884) * 6.9 * 313.15}{\frac{1}{30} * (2.76) * 298.15} \quad (Ec. 4.7)$$

$$V_L = 0.019 \text{ m}^3 = 19 \text{ litros}$$

Con un tanque de 19 litros de volumen, el compresor arrancará 1 ciclo de encendido de 30 segundos cada 6 minutos.

Para cuidar la integridad de la fuente de energía disponible en el vehículo (batería y alternador), se realizó un diseño acorde a la demanda que puede suplir dicha fuente de energía.

El alternador puede suplir la energía necesaria para mantener encendidos todos los sistemas con lo que el vehículo viene equipado como aire acondicionado, limpia parabrisas, vidrios eléctricos, luces, radio, etc. Además está diseñado para suplir una carga extra a la batería en el caso de que esta se encuentre a baja carga. No se puede saber exactamente el valor específico de esta carga, pero solo necesitamos saber que existe.

Para mantener prendido el compresor, con el vehículo encendido, el alternador es quien tendrá que suplir esta energía, lo cual quiere decir que tendría que al menos suplir 1HP de potencia adicional, es decir alrededor de 60 amperios durante 30 segundos. Si el alternador del Renault Stepway es de 90A continuo, en el peor de los escenarios cuando el vehículo lleve encendido todos sus componentes, no podrá con esta carga, de esta manera existe la batería, quien entrará en funcionamiento ayudando al alternador con la demanda actual.

Entonces, el problema radica, en que la batería que posee el vehículo va a sufrir una descarga profunda puesto que está en su límite de carga que es 12V 60Ah. Cuando el compresor se apague, el alternador empezará a cargar la batería. Pero una batería convencional de auto, cuando ha sufrido una descarga profunda necesita de al menos unos 15 minutos para recuperar su capacidad total. Es decir si el compresor se

enciende cada 6 minutos en el peor de los escenarios, la batería llegará a descargarse totalmente al punto de no pueda con la demanda de energía por el sistema neumático ni la del auto, causando fallos al alternador e incluso en el sistema eléctrico de vehículo.

Para evitar estos fallos, y aumentar la autonomía del sistema neumático, se realizó dos modificaciones sustanciales, una modificación en el diseño neumático (Ec. 4.7) y otra modificación eléctrica en el vehículo.

Primero, aumentamos el volumen del tanque, de esta manera el depósito suplirá por más tiempo la demanda de gasto de aire comprimido del sistema neumático, permitiendo a la batería recargarse por más tiempo. Un tanque normalizado de por lo menos el doble de volumen calculado es uno de 50 litros, 2.63 veces más grande ideal para el espacio disponible en el porta equipaje del vehículo. De esta manera se eligió por comprar un tanque de estas dimensiones como repuesto de los compresores marca Schulz, es decir depósitos que están diseñados bajo las normas ASME VIII, Div. 1- 1995 y representa un costo mucho menor que diseñar y fabricar un tanque desde cero.

En la Figura No. 4.23 podemos apreciar el espacio que ocupa el depósito en el porta equipaje del auto.



Figura No. 4.23: Deposito

Con el depósito de 50 litros, que es 2.63 veces más grande, el compresor arrancará 2.63 veces menos (10 dividido por 2.63), que es aproximadamente 4 veces en una hora. Entonces utilizando la misma fórmula (Ec.4.7), hallamos el tiempo que permanecerá encendido el compresor con un depósito de $V_L = 50$ litros.

El tiempo es alrededor de 1 minuto y medio. Como el compresor arrancará cada cuarto de hora, la batería podrá cargarse por al menos unos 13 minutos y medio. Pero ya que la batería tendrá que suplir de corriente por más tiempo. Se realizó la siguiente modificación.

Segundo, para aumentar más la confiabilidad de sistema neumático y no causarle daños al sistema eléctrico del vehículo, se resolvió adaptar una batería adicional al vehículo. Se decidió por la compra de una batería de gel Narada 12VDC 115Ah @ C20h de ciclo profundo especialmente diseñadas y utilizadas para aplicaciones de audio, refrigeración y aplicaciones que demanden de una descarga de alta corriente en un lapso corto de tiempo y necesiten regenerarse rápidamente. Una batería como esta puede fácilmente entregar toda su carga hasta llegar al 70% de descarga, y recargarse a su totalidad en unos 5 minutos aproximadamente dependiendo de la carga extra del alternador. (Fondear)

Además una batería como esta posee menos resistencia intrínseca en sus terminales lo que quiere decir que la demanda de alta corriente la suplirá la batería Narada, y pueda la misma rápidamente recargarse y estar lista para una nueva descarga. Ya que estas baterías no son eficientes en descargas lentas como las de las luces y otros elementos del vehículo, la batería convencional que posee el vehículo, de ser necesario es quien suplirá esta demanda.

Batería que se instalará lo más cerca posible del compresor de tal manera que no exista mucha longitud de cable entre la batería y compresor para evitar al mínimo la caída de tensión que se produce por la resistencia de los cables de alimentación.

En la Figura No. 4.24 puede observarse la disposición de la batería.

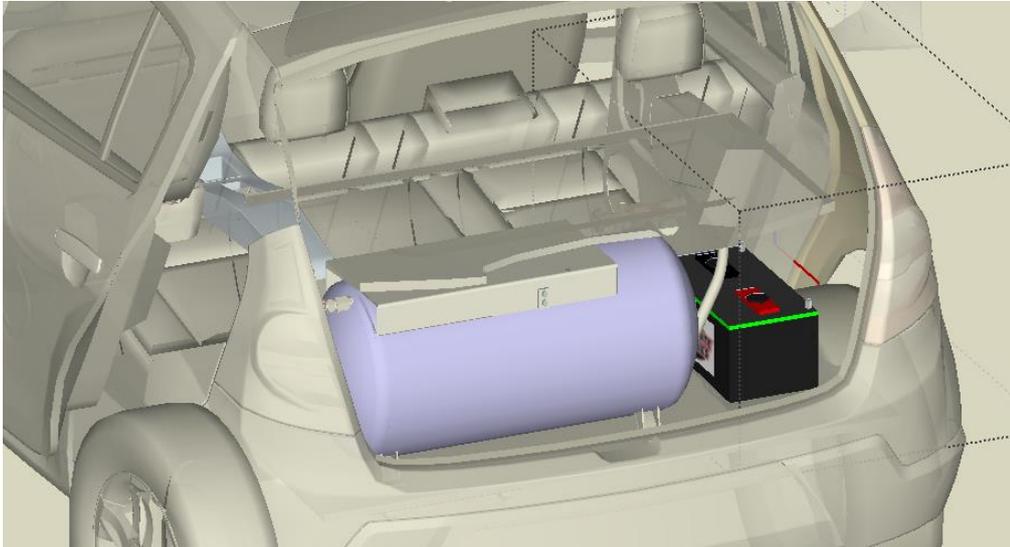


Figura No. 4.24: Batería adicional

Para continuar con el dimensionamiento de la unidad compresora es necesario dimensionar la unidad de mantenimiento para lo cual nos basamos en la norma DIN ISO 8573-1. Donde indica las clases de calidad de aire según la aplicación dada.

Aplicaciones	Cuerpos sólidos (μm)	Punto de condensación del agua ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$)	Contenido máx. de aceite (mg/m^3)	Clase de filtración recomendada
Minería	40	–	25	40 μm
Lavandería	40	10	5	40 μm
Máquinas soldadoras	40	10	25	40 μm
Máquinas herramienta	40	3	25	40 μm
Cilindros neumáticos	40	3	25	40 μm
Válvulas neumáticas	40 o bien 50	3	25	40 o bien 50 μm
Máquinas de embalaje	40	3	1	5 μm – 1 μm
Reguladores finos de presión	5	3	1	5 μm – 1 μm
Aire de medición	1	3	1	5 μm – 1 μm
Aire en almacén	1	-20	1	5 μm – 1 μm
Aire para pintura	1	3	0,1	5 μm – 1 μm
Técnica de detectores	1	-20 o bien -40	0,1	5 μm – 1 μm
Aire puro para respirar	0,01	–	–	-0,01 μm

Clase de calidad del aire (DIN ISO 8573-1)	Tamaño máx. de las partículas en μm	Densidad máx. de las partículas en mg/m^3 (ISO 554)	Punto máx. de condensación bajo presión en $^{\circ}\text{C}$	Contenido máx. de aceite residual en mg/m^3 (ISO 554)
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	3	5
5	40	10	7	25
6	–	–	10	–
7	–	–	sin definir	–

Figura No. 4.25: Calidad de aire según la DIN ISO 8573-1

Fuente: (Itescam)

Para cumplir con la norma según la Figura No. 4.25 se necesitara de un filtro de aire que elimine las impurezas del aire hasta partículas de 5 μm pues se está utilizando un regulador fino de presión como es el traductor de presión proporcional. Si se enfría el aire se deberá cuidar que el punto de rocío máximo sea hasta -20 $^{\circ}\text{C}$. Por último se necesitará de un filtro coalescente que separe las partículas de aceite provenientes del compresor hasta que el residuo sea de 1 mg/m^3 como máximo.

Se seleccionó un filtro regulador de hasta 5 micras, necesario para limpiar el aire de trabajo de los actuadores y elementos de control final, además el mismo equipo nos regula la salida de presión aire que va desde el tanque hasta la utilización. Como lo muestra la Figura No. 4.26.

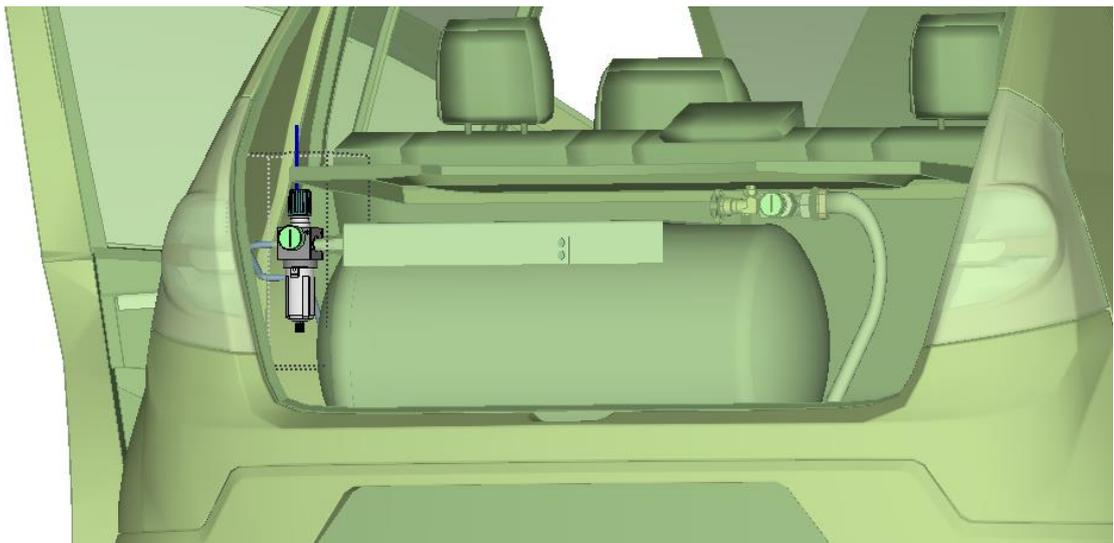


Figura No. 4.26: Filtro regulador

Para el secado de aire no se seleccionó ningún equipo en especial, pues el espacio que ocuparía un enfriador de aire es demasiado voluminoso, además la utilización es demasiado pequeña y el alto costo de un equipo de estos no representa para la demostración del funcionamiento del sistema. Es decir para el presente proyecto no es de vital importancia enfriar el aire de trabajo.

Tampoco hubo la necesidad de seleccionar un filtro coalescente pues el compresor Gast que seleccionamos es un compresor libre de mantenimiento y trabaja sin lubricación.

Para concluir con el diseño y dimensionamiento de la unidad compresora, es necesario mencionar los elementos o accesorios que hacen funcionar correctamente a la unidad compresora como una unidad automática de carga-descarga.

Válvula check, garantiza que el flujo de aire no se desplace hacia atrás cuando el compresor se apague, además asegura que no exista aire a presión en las cámaras de los cilindros, pues posee un pequeño orificio de desfogue o alivio esencial para liberar el aire a presión de las cámaras cuando el compresor se apaga. En la Figura No. 4.27 se observa la instalación.

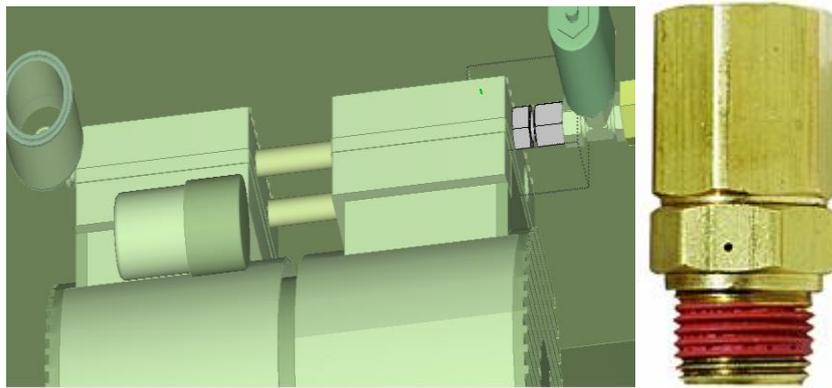


Figura No. 4.27: Válvula check

Fuente: (Gast, 2013)

Presostato, cumple su función como un interruptor eléctrico para manejo de altas corrientes. Este equipo abre y cierra el circuito de encendido del compresor según la calibración de presiones o banda de presión de regulación carga-descarga. Para el proyecto como ya selecciono, se calibro para que cierre el circuito en 100PSI y lo abra a los 140PSI.

El montaje se lo puede apreciar en la Figura No. 4.28.

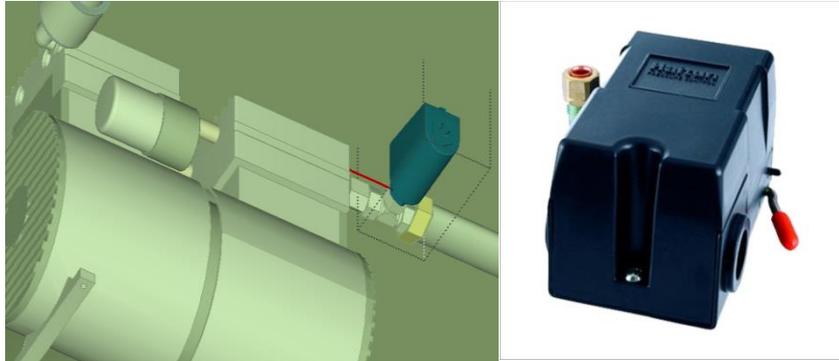


Figura No. 4.28: Válvula check

Fuente: (Unitech, 2003)

Manómetro, o medidor de presión esencial para monitorear la presión de entrada al depósito o banda de presión. Instalado como se puede ver en la Figura No. 4.29.

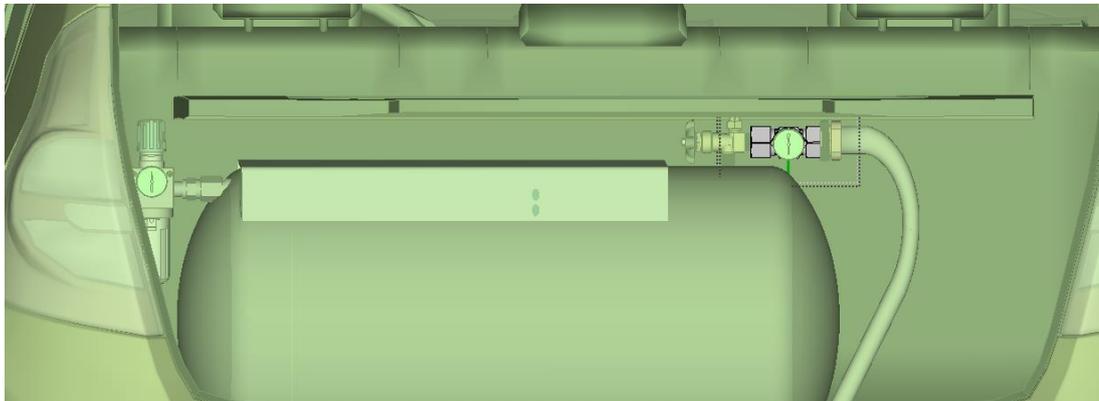


Figura No. 4.29: Manómetro

Válvula de seguridad, es la válvula de alivio de presión. En caso de que el presostato falle y el compresor permanezca encendido, esta válvula está diseñada

para abrirse a una presión determinada, para el caso 160PSI, no permitiendo que el deposito se sature y explote se la puede apreciar en la Figura No. 4.30.

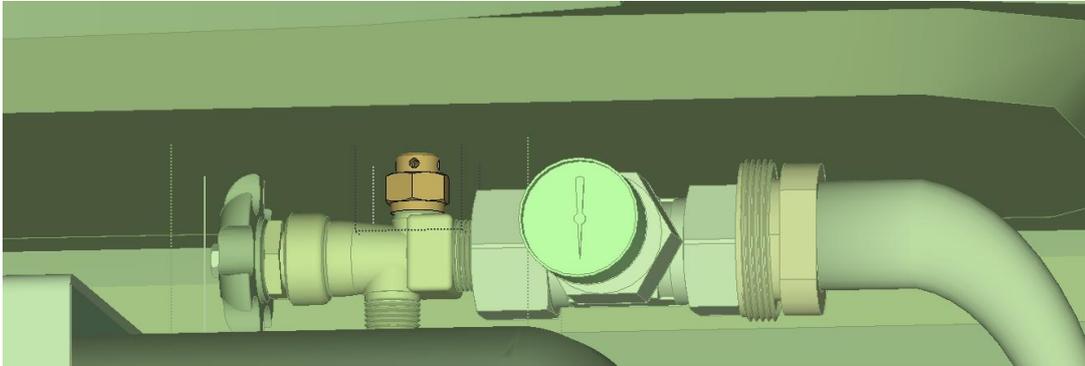


Figura No. 4.30: Válvula de seguridad

Estos son los requerimientos mínimos para que el abastecimiento de energía de los servomecanismos este en correcto funcionamiento.

A continuación se presenta en la Figura No. 4.31 un esquema completo del circuito neumático a utilizarse y ser instalado en el auto.

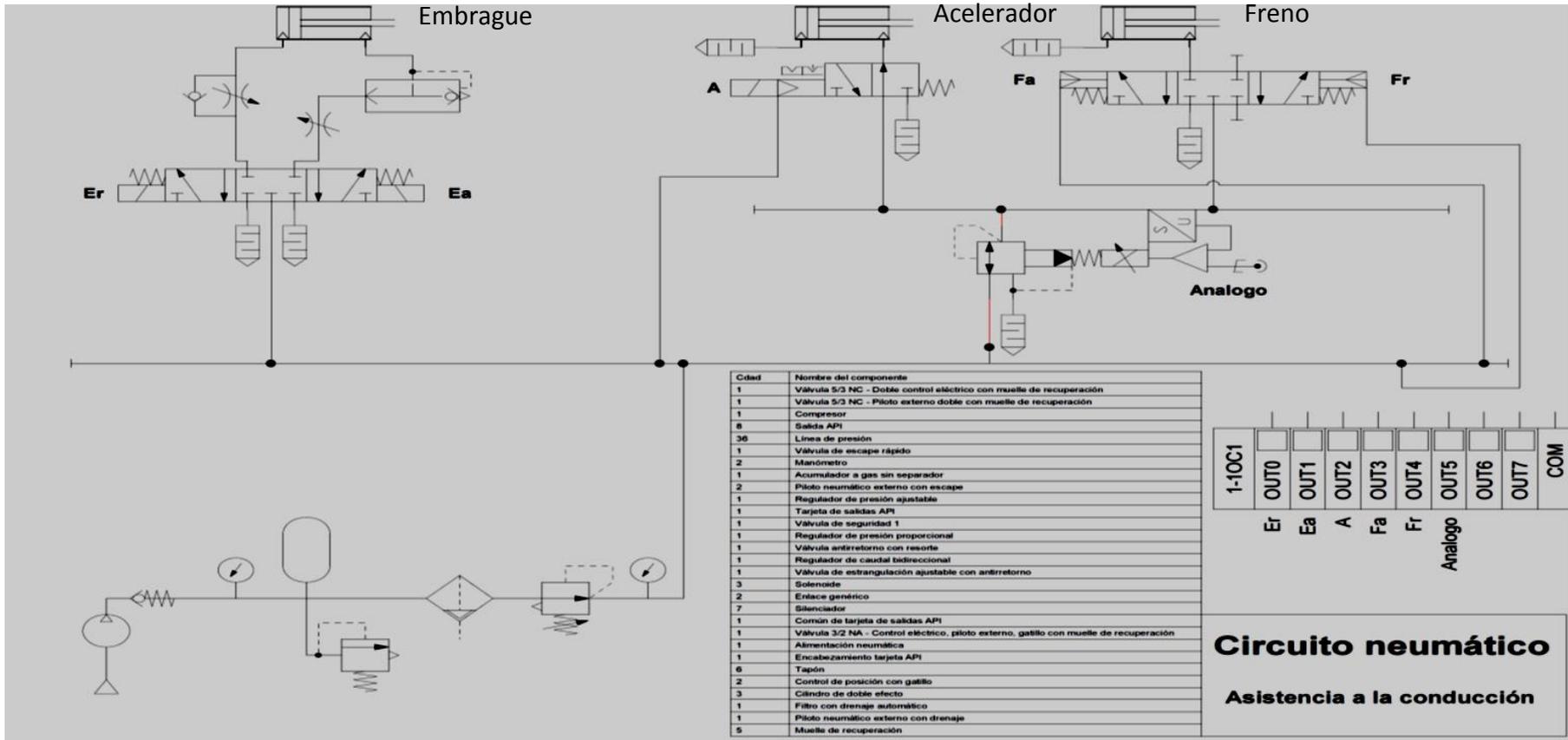


Figura No. 4.31: Esquema del circuito neumático

En la Figura No. 4.32 podemos observar la simulación del sistema de abastecimiento de energía montado sobre la parte posterior del Renault. El compresor se instalará mediante un bastidor que se sujetará a la carrocería y/o compacto del auto. Estar expuesto a exterior ayudará a enfriar en compresor mientras el auto este en movimiento, pero se debe garantizar que en un escenario de lluvia, este o se vea afectado por las salpicaduras por parte de las llantas traseras.

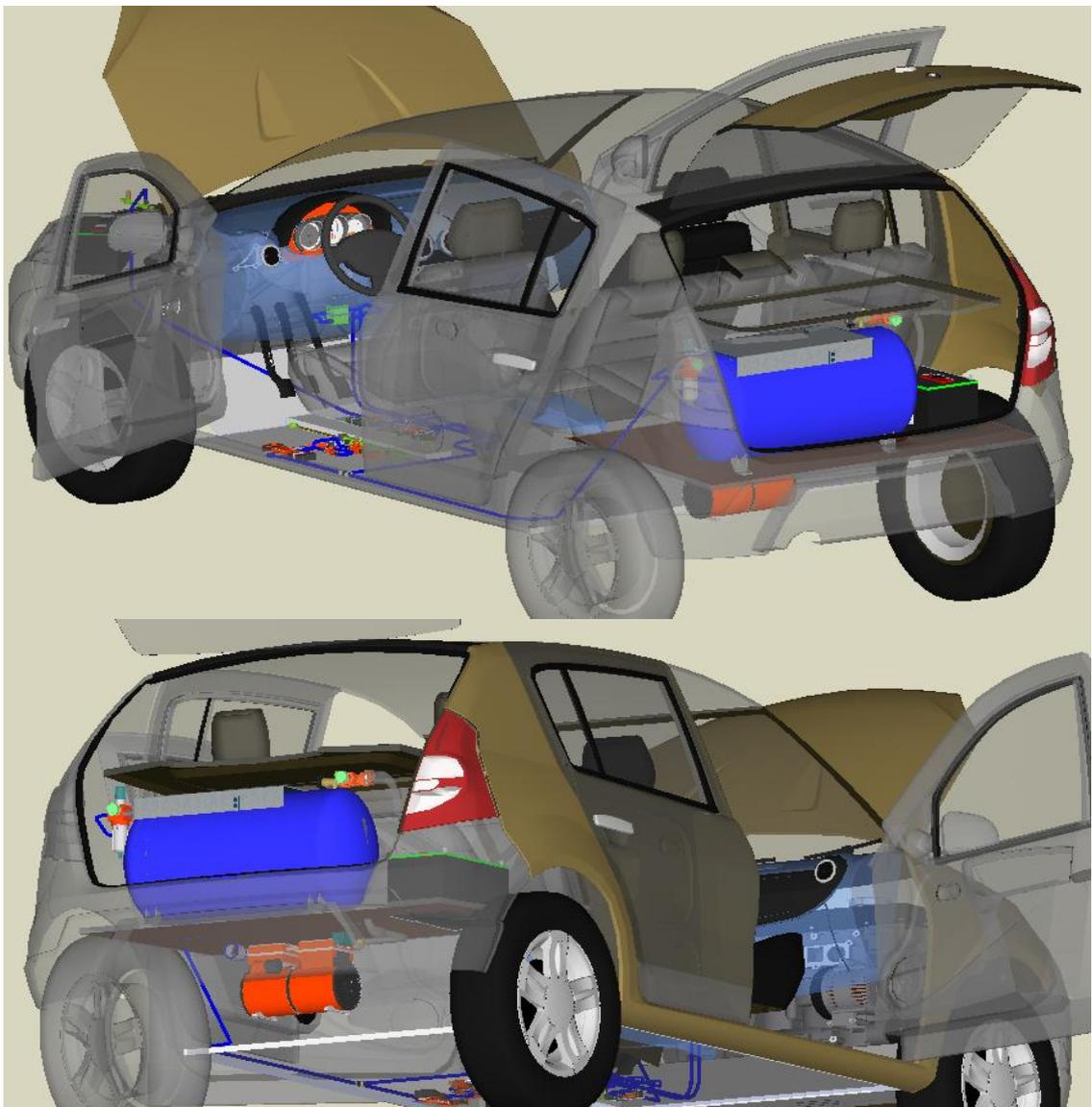


Figura No. 4.32: Abastecimiento de energía

En la Figura No. 4.33 se observa el circuito de utilización, que abarca el espacio del apoyapiés del conductor para los actuadores de embrague y freno, el transductor de presión proporcional se instalará por detrás del tablero ya que el espacio allí es ideal para este equipo, por último el actuador del acelerador estará ubicado debajo del capot del auto.

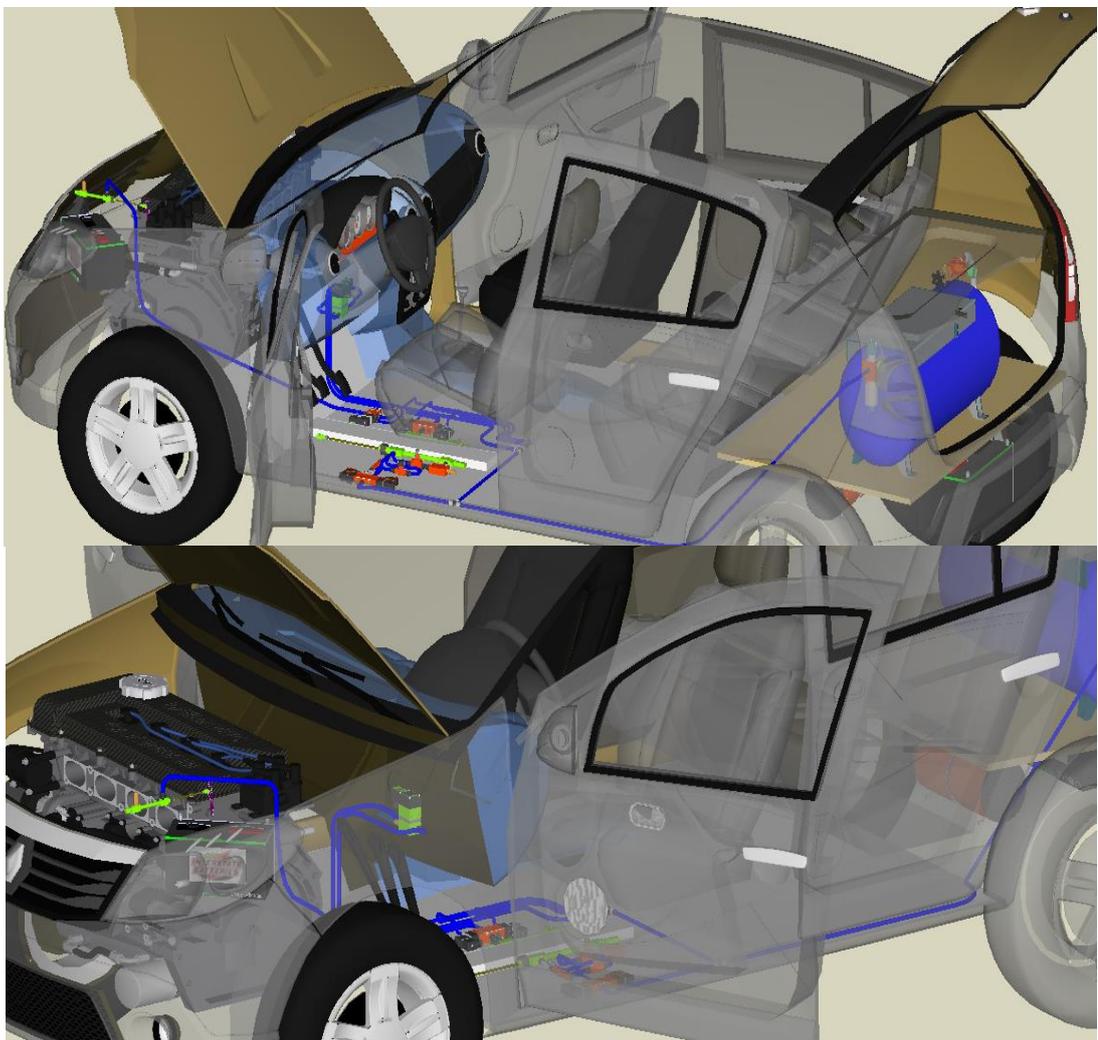


Figura No. 4.33: Circuito de utilización

En la Figura No. 4.34 se aprecia un acercamiento de estas instalaciones.

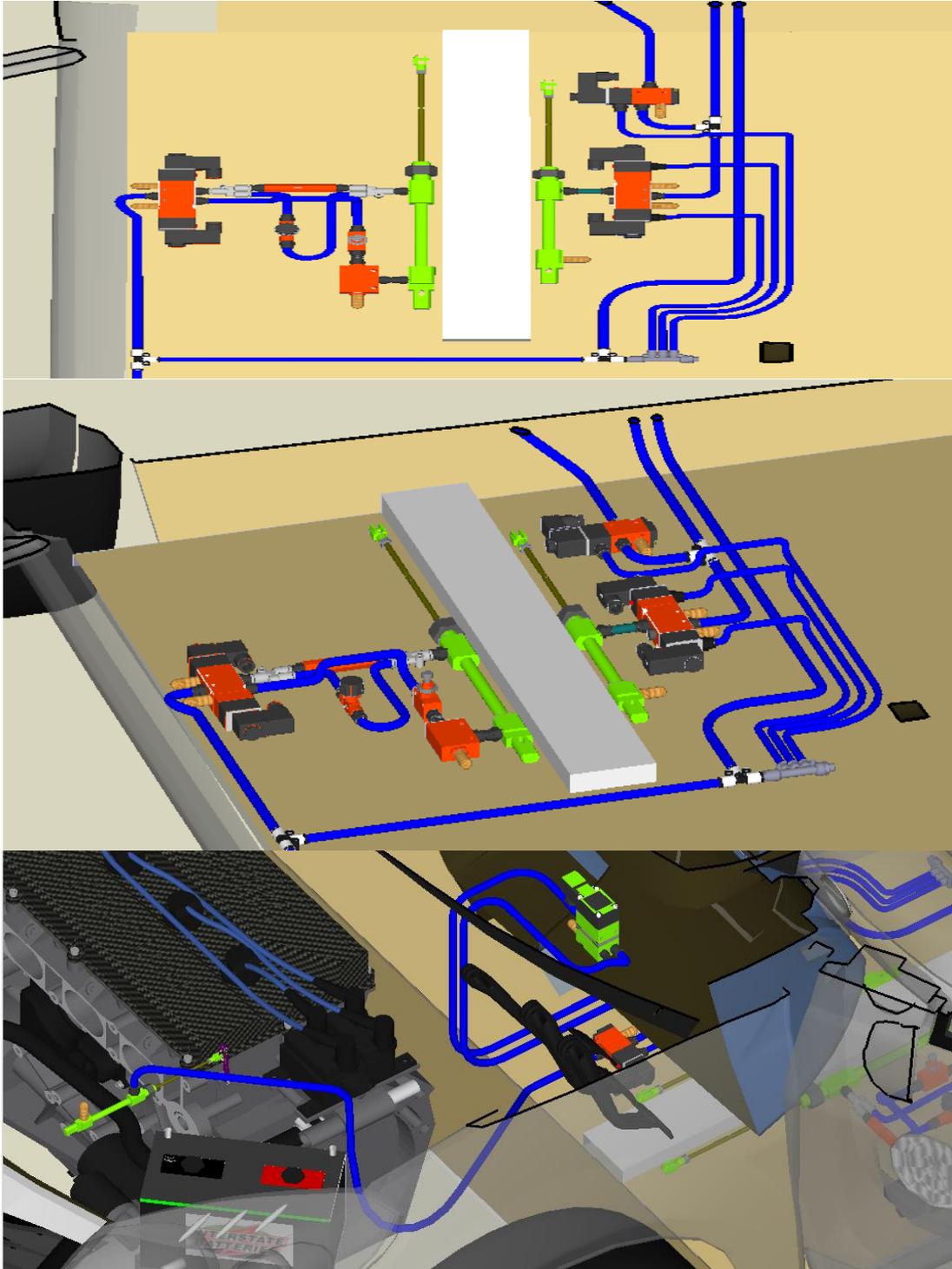


Figura No. 4.34: Circuito neumático

A continuación se presenta en la Figura No. 4.35 un esquema general como guía y dirección de diseño de manera tal que se pueda comprender los siguientes apartados.



Figura No. 4.35: Esquema general de diseño

Como se puede observar en la Figura No. 4.35, Esta parte de diseño mecánico se divide en tres partes principales que son el diseño de un bastidor para el montaje del compresor, los mecanismos de frenado y desembrague, y por último el diseño del mecanismo de aceleración.

4.2.5.1. Diseño del bastidor para montaje del compresor

La idea principal para montar el compresor fue, utilizar el espacio que está dispuesto para la llanta de emergencia, ya que este espacio está dispuesto al ambiente, ideal para enfriar el motor y compresor durante su funcionamiento, de esta manera aumentar su eficiencia y vida útil del mismo.

Para esto se aprovechó el mecanismo de sujeción de la llanta de emergencia del mismo auto, que es ideal para montar el compresor ya que el neumático inflado junto con el aro que conforma que lo conformen pesa 22kg que es prácticamente el mismo peso del compresor de 20kg. Es decir de esta manera aprovechamos el diseño original del auto evitándonos tiempo en diseño innecesario.

En la Figura No. 4.36 podemos observar la pieza de sujeción original del Renault Stepway.

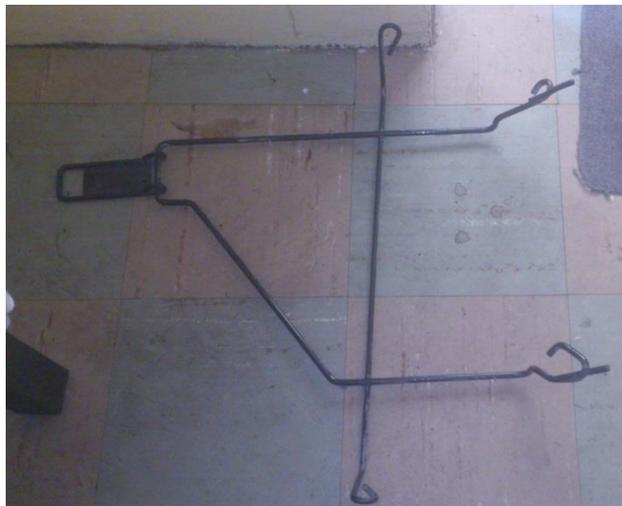


Figura No. 4.36: Sujeción de la llanta de emergencia

Entonces, ya que esta sujeción es capaz de soportar las fuerzas estáticas dinámicas que se producen cuando el auto está en movimiento, simplemente se acondiciono una placa de acero capaz de fijar al compresor mediante los 4 pernos de fábrica que este posee para su fijación y además soportar el peso del compresor como se muestra en la Figura No. 4.37.

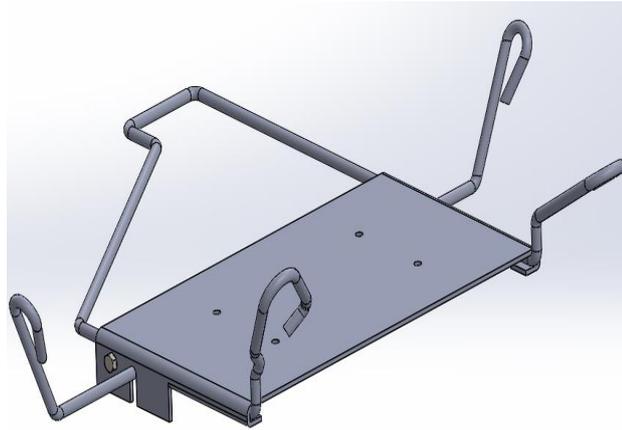


Figura No. 4.37: Sujeción de la llanta de emergencia

Para asegurar que la placa en la Figura No. 4.37 de acero no fleje por el peso del compresor se calculó el espesor necesario que esta debería tener la palca de acero y no falle por flexión. Entonces se simulo con la herramienta Mdsolid el punto más crítico de diseño para el caso del compresor que se puede apreciar en la Figura No. 4.38.

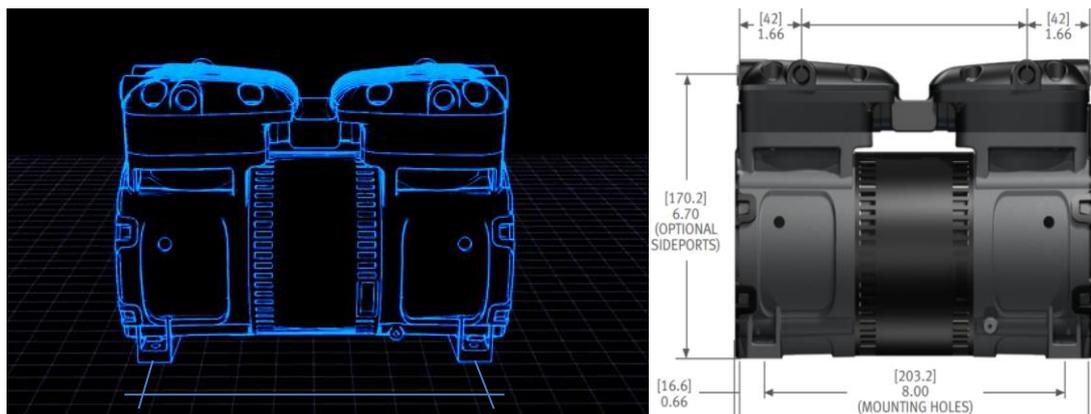


Figura No. 4.38: Compresor Gast 86/87R series

Como se puede observar en la Figura No. 4.38 el compresor descansa todo su peso distribuyéndose sobre las dos estructuras de montaje que forman dos cargas puntales sobre la placa de acero.

De esta forma se simuló esta carga con la herramienta Mdsolid en la Figura No. 4.39 para lograr analizar cuál sería el escenario más crítico.

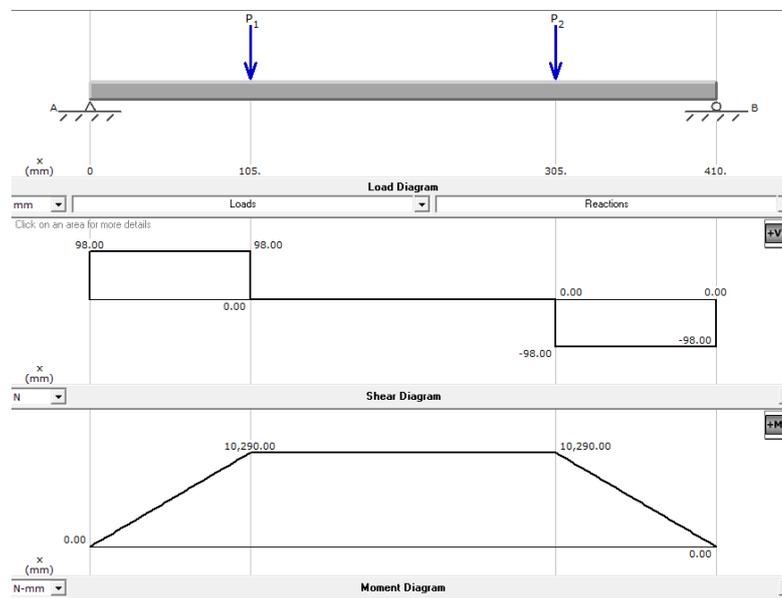


Figura No. 4.39: simulación de viga con dos cargas puntuales

Si bien es cierto, esta simulación es la que debemos asumir para el diseño del espesor de la palca de acero, pero ya que cuando el carro está en movimiento puede haber el caso crítico de que el automóvil caiga sobre un rompe velocidades, golpeando fuertemente a todo el auto y lo que este lleva consigo.

Es decir amplificando la fuerza dinámica del peso del compresor por un instante. Ahora la amortiguación del automóvil opaca en gran medida este efecto, soportando todas estas cargas y al no tener datos exactos y un estudio de este tipo de cargas dinámicas llevaría demasiado tiempo.

Se resuelve por sobredimensionar el diseño con la siguiente consideración propuesta en la Figura No. 4.40 que es la placa soportando una solo carga puntual con el peso completo del compresor y además asignarle un factor de seguridad adicional.

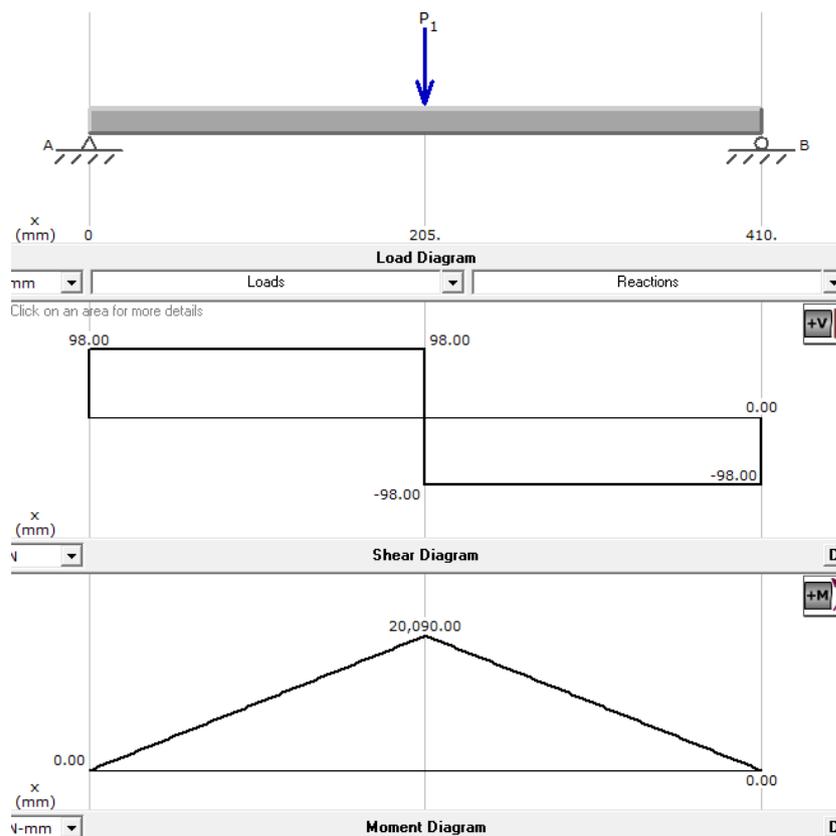


Figura No. 4.40: simulación de viga con una carga puntual

Entonces para ello se planteó primeramente se calculó el momento flector.

En la Figura No. 4.41 se plantea el diagrama de cuerpo libre con el cual se resuelve este caso respecto de la simulación de la No. 4.40.

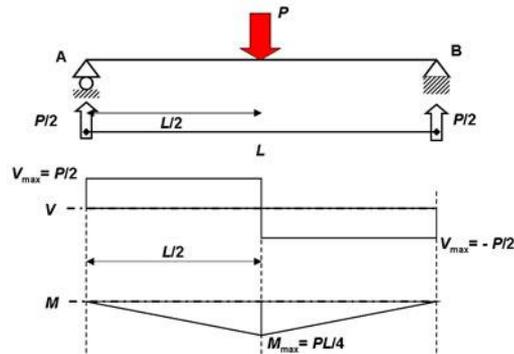


Figura No. 4.41: Diagrama de cuerpo libre

Entonces tenemos la (Ec.4.8) de momento según (Hibberler, 2004, pp.114 - 117)

$$M_0 = \sum V_{max} * d = 0 \quad (Ec. 4.8)$$

Dónde:

V_{max} : es la Fuerza cortante maxima

Así a (Ec. 4.8) nos queda:

$$M_{flector} = \frac{P_{peso}}{2} * 205mm \quad (Ec. 4.8)$$

$$M_{flector} = 196N * 205mm$$

$$M_{flector} = 20090 Nmm$$

Ahora, se plantea la ecuación (Ec.4.9) en la Figura No. 4.42 de esfuerzo de fluencia. (R.C Hibbeler, 2006, p. 297)

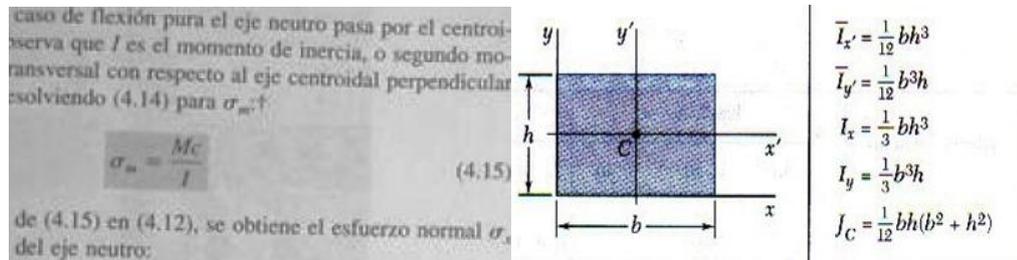


Figura No. 4.42: Esfuerzo de fluencia

Fuente: (R.C Hibbeler, 2006, p. 297)

Así tenemos la (Ec. 4.9) de esta manera:

$$\sigma_y = \frac{M * c}{I} \quad (Ec. 4.9)$$

Dónde:

$M =$ Momento Flector en la placa

$c =$ Distancia del eje neutro

$I =$ Momento de inercia de la placa

$\sigma_y =$ Esfuerzo de Fluencia de la placa

Si el momento de inercia (Ec. 4.10) es:

$$I = \frac{1}{12}b * h^3 \quad (Ec. 4.10)$$

Donde h viene a ser el espesor e que se requiere calcular, tenemos entonces:

$$I = \frac{1}{12} * 230mm * e^3$$

$$I = 19.167 mm * e^3$$

Remplazamos sobre la (Ec. 4.9) para obtener el esfuerzo de fluencia de la placa:

$$\sigma_y = \frac{M * c}{I} \quad (Ec. 4.9)$$

$$250 MPa = \frac{20090Nmm * e/2}{19.167mm * e^3}$$

$$250 MPa = \frac{524.09 N}{e^2}$$

Entonces el espesor se consiguió:

$$e^2 = \frac{294 N}{250 \frac{N}{mm^2}}$$

$$e = 1.4479 mm$$

Ya que como se mencionó anteriormente se adicionará un factor de seguridad, entonces se utilizó una placa de acero de 4 milímetros ya que en el taller donde se trabajó se tenía a disponibilidad esta medida. Con ello se calculó el factor de seguridad que corresponde a un momento de inercia de la (Ec. 4.10):

$$I = \frac{1}{12} * 230mm * (4mm)^3 \quad (Ec. 4.10)$$

$$I = 1226.7 mm^4$$

Con ello se obtiene un esfuerzo de fluencia admisible de:

$$\sigma_{adm} = \frac{M * c}{I} \quad (Ec. 4.9)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{20090 Nmm * 2mm}{1226.7 mm^4}$$

$$\sigma_{adm} = 32.755 MPa$$

Se utilizó el esfuerzo de fluencia de la placa de acero ASTM A36 mostrado en la Figura No. 4.43 que es $\sigma_y = 250 MPa$ para compararlo con el σ_{adm} .

746 Apéndice B. Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería ^{1,2} (Unidades utilizadas en Estados Unidos)										
Material	Peso específico lb/in. ³	Resistencia última			Fluencia ³		Módulo de elasticidad, 10 ⁶ psi	Módulo de rigidez, 10 ⁶ psi	Coeficiente de expansión, 10 ⁻⁶ /°F	Cantidad porcentual de elongación en 2 in.
		Tensión, ksi	Compresión, ² ksi	Cor-tante, ksi	Tensión, ksi	Cor-tante, ksi				
Acero Estructural (ASTM-A36)	0.284	58			36	21	29	11.2	6.5	21
Alta resistencia-baja aleación ASTM-A709 Grado 50	0.284	65			50	29	29	11.2	6.5	21

Figura No. 4.43: Esfuerzo de fluencia acero ATSM-A36

Fuente: (Ferdinand P & Russell E, 1993, pp. 297-701)

De esta forma se determinó que la placa de espesor de 4mm no entrará a fluencia ya que el $\sigma_{adm} = 32.755 MPa < \sigma_y = 250 MPa$.

Entonces el factor de seguridad se calcula con la (Ec. 4.11):

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{adm}} \quad (Ec. 4.11)$$

$$FS = \frac{250 MPa}{32.755 MPa}$$

$$FS = 7.63$$

4.2.6. Diseño del mecanismo para actuador de embrague

Para el diseño de este mecanismo, primeramente se incursionó en uno de los mecanismos más simples para trasladar el movimiento del pedal hasta el espacio debajo del apoyapiés del conductor.

El mecanismo es el de cable-camisa, ya que es un dispositivo muy utilizado en la misma área de pedales de embrague y acelerador en automóviles medianos. En este mecanismo la camisa del cable actúa como apoyo y guiado del cable para lograr trasladar la tensión que circula por el mismo, logrando formar curvaturas necesarias para llegar hasta el punto de traslado.

A manera de experiencia se presenta a continuación en la Figura No. 4.44 la instalación de pruebas que se realizó sobre los mecanismos de frenado y embragado en el Renault Stepway.



Figura No. 4.44: Esfuerzo de fluencia acero ATSM-A36

Se fabricó dos camisas para cable de acero de 5 milímetros de diámetro con recubrimiento interior de nailon, se fijaron con sujeciones empotradas al compacto del vehículo, tal como se muestra en la Figura No. 4.44.

Luego se puso en funcionamiento con los cilindros ya instalados, para determinar si el mecanismo es eficiente, pero no se encontró los resultados esperados.

Experiencia: A pesar de haber lubricado las camisas y el cable para lograr el deslizamiento entre ambos, la fricción que ocurría entre estos dos elementos por la curvaturas necesarias para llevar los movimientos de los pedales hasta los vástagos, causaba calentamiento en el cable, este se deformaba rápidamente causando trabamientos, imposibilitando un movimiento fluido y constante de los pedales.

Esto fue causado por los materiales comunes utilizados para fabricar la camisa del cable. No se encontró una solución sencilla y considerablemente razonable para solucionar este mecanismo ya que los cables de repuesto para los autos que vienen ya con camisa de fábrica utilizan materiales especiales para lograr un buen funcionamiento y una larga vida útil pero son de dimensiones estándar y no se ajustan a nuestros requerimientos.

De esta forma se decide realizar un mecanismo de cable-poleas, mediante el cual se logra los mismos objetivos.

En la Figura No. 4.45 podemos observar el esquema del mecanismo para el pedal de embrague.

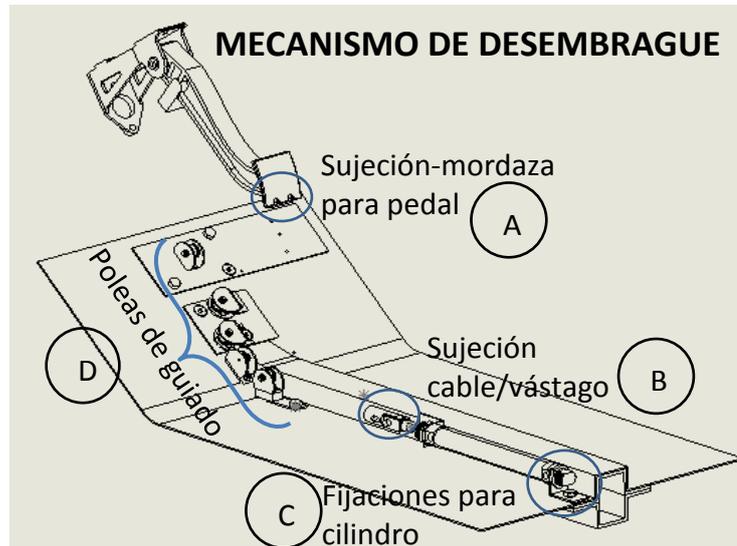


Figura No. 4.45: Esquema de mecanismo de desembrague

4.2.6.1. Diseño de la mordaza para pedal

Como se pudo observar en la Figura No. 4.45 el mecanismo consta de 4 partes fundamentales para su diseño. Empezando por la Sujeción-mordaza para pedal (A), que es un conjunto de dos piezas principales que cumplen con la función de amordazar el cable de acero en la longitud necesaria para ajustar el mecanismo.

En la Figura No. 4.46 se puede observar despiece de esta sujeción.

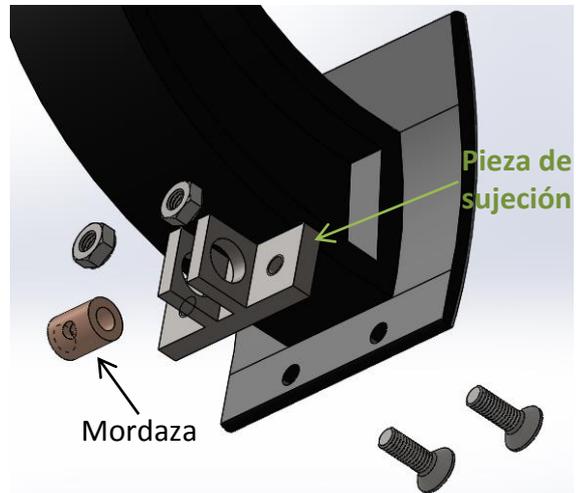


Figura No. 4.46: Esquema de mecanismo de desembrague

La mordaza es un elemento que permite fijar el cable y tensionarlo para que el vástago del cilindro pueda transmitir la tensión hasta el pedal, tal como se muestra en la siguiente Figura No. 4.47.



Figura No. 4.47: Mordaza y cable para embrague de motocicleta

Esta pieza se puede conseguir en una tienda de repuestos para motocicletas, está fabricada en acero de bajo carbono con tornillos del mismo material DIN/ISO clase 5.8 en dureza. Al no ser una pieza manufacturada por nosotros y no tener más información explícita sobre los materiales usados para fabricar esta pieza. Se realizó ensayos de tracción en los laboratorios de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, donde se determinó que este elemento y otros como los pernos de 4 milímetros de diámetro usados para fijar la pieza de sujeción soportarán las fuerzas de frenado que son las más críticas para este diseño. (Anexo E)

La pieza de sujeción en la Figura No. 4.48 es un acondicionamiento para los pedales, se fabricó esta pieza en aluminio con las dimensiones necesarias para asegurar un funcionamiento seguro, capaz de soportar la fuerza dinámica más crítica que es la provocada por el cilindro de frenado.

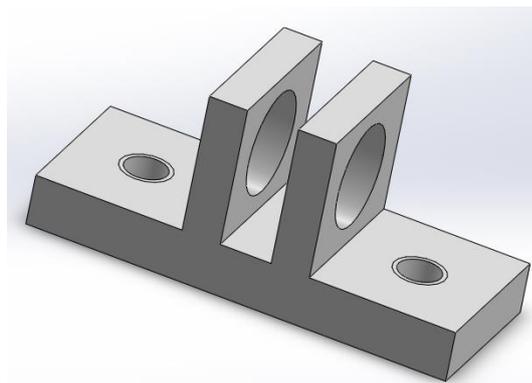


Figura No. 4.48: Sujeción de pedal

Si bien es cierto este diseño corresponde al diseño para el cilindro de desembrague del auto, Pero por motivos de seguridad, facilidad de diseño y

construcción, los cálculos están respecto de la fuerza más crítica entre los mecanismos de frenado y desembragado que prácticamente son mecanismos iguales.

Por lo tanto se calculó la fuerza real F_{real-f} que circula a través del cable de acero, a partir de la fuerza dinámica a la que estará sometida esta pieza.

De la ecuación (Ec. 4.12) de (Joseph W, 1986, pp. 14-46) que nos dice que la Fuerza dinámica es igual al producto de la masa por la aceleración provocada a esta para generar un movimiento:

$$F = m * a \quad (Ec. 4.12)$$

Entonces la (Ec. 4.12) nos queda :

$$F_{df} = m_{Pedal-f} * a_{Pedal-f} \quad (Ec. 4.12)$$

Donde:

F_{df} : Fuerza dinamica ejercida por el cilindro de frenado

$m_{Pedal-f}$: Masa del pedal de freno

$a_{Pedal-f}$: Aceleracion del pedal de freno

Suponiendo a las fuerzas estáticas medidas en un principio, como constantes durante todo el recorrido de los pedales, es decir para el pedal de freno se necesitara ejercer un fuerza de $F_{estática} = 200N$ y moverla a través del recorrido del pedal, entonces podemos suponer para el punto más crítico que la $m_{Pedal-f}$ la masa

(Ec. 4.12), que se ha de mover durante todo el recorrido de los pedales es la que gobierna la fuerza estática, de tal manera que:

$$m_{Pedal-f} = 200N * \frac{1 Kg}{9.8 m/s^2} \quad (Ec. 4.12)$$

$$m_{Pedal-f} = 20.41 Kg$$

Ahora bien, para encontrar la aceleración imprimida sobre esta masa, se plantea la ecuación (Ec. 4.13) de Movimiento rectilíneo uniformemente acelerado. (Joseph W, 1986, pp. 14-46)

$$V^2 = V_o^2 + 2 * a_{Pedal-f} * (xfr - x_o) \quad (Ec. 4.13)$$

Donde:

V^2 : La velocidad maxima que puede alcanzar el vastago del cilindro

V_o^2 : La velocidad inicial del vastago del cilindro (Reposo)

$(xfr - x_o)$: La diferencia de la distancia comprendida entre V^2 y V_o^2

Entonces se determina en la aceleración que puede conseguir el cilindro del mecanismo de frenado (Ec. 4.14):

$$a_{Pedal-f} = \frac{V^2}{2 * xfr} \quad (Ec. 4.14)$$

Si bien es cierto, la velocidad que puede alcanzar un cilindro neumático dependerá de muchos factores, como diámetros de alimentación, longitud de la manguera desde el punto de alimentación, presión mínima de trabajo, etc. Para este caso se resolvió escoger la velocidad máxima por catálogo que pueden llegar a

conseguir los cilindros comprados manejando la carga para la que están diseñados, en la Figura No. 4.49 se puede observar el dato de fábrica con el que se puede llegar a obtener la máxima aceleración posible.

Specification:

Model	MCM1					
Tube I.D. (mm)	8	10	12	16	20	25
Port size	M5 × 0.8			G 1/8		
Medium	Air					
Max. operating pressure kgf/cm ²	7 kgf/cm ²					
Min. operating pressure kgf/cm ²	1	0.8	0.6			
Proof pressure	10 kgf/cm ²					
Ambient temperature	−5~ +60°C (No freezing)					
Available speed range	50~500 mm/sec					
Lubricator	Not required					
Sensor switch (band)	RCA (Matching the BA20,BA25 band) (Matching the BGS20,BGS25 band)					
	RCM (Matching the BM16~BM25 band)					
	RCS (Matching the BJ8~BJ16 band)					

Figura No. 4.49: Hoja de datos propietaria

Fuente: (Numatics, 2013)

Ya que un cilindro llega a su máxima velocidad a partir de la mitad de su recorrido total, debido a que aquí el comportamiento del fluido dentro de la cámara regula su comportamiento lo más posible (Festo). Tenemos entonces reemplazando sobre la (Ec. 4.13):

$$a_{Pedal-f} = \frac{(500 \text{ mm/s})^2}{2 * 50 \text{ mm}} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

$$a_{Pedal-f} = 2500 \text{ mm/s}^2$$

$$a_{Pedal-f} = 2.5 \text{ m/s}^2$$

Remplazando los datos obtenidos sobre la (Ec. 4.12).

$$F_{df} = 20.41 \text{ Kg} * 2.5 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Ec. 4.12})$$

$$F_{df} = 51.02 \text{ N}$$

Por lo tanto, la Fuerza real que tramite el cable llegará a ser en su punto más crítico, la fuerza estática sumada a la fuerza dinámica determinada por la (Ec. 4.15):

$$F_{real-f} = F_{df} + F_{estática} \quad (\text{Ec. 4.15})$$

$$F_{real-f} = 51.02 \text{ N} + 200 \text{ N}$$

$$F_{real-f} = 251.02 \text{ N}$$

$$F_{real-f} \approx 252 \text{ N}$$

Del conjunto sujeción-mordaza, la pieza de aluminio es la menos resistente, ya que la mordaza es de acero, por lo tanto se diseñó este elemento para no fallar a los esfuerzos más críticos a los que está sometido.

Como la fuerza real F_{real-f} transmitida por el cable va a transmitir mediante la mordaza un esfuerzo a tracción para todos los elementos de fijación de la pieza.

Son las orejas y los orificios para los pernos los que se van a someter a un esfuerzo por aplastamiento el cual puede causar un fallo en la pieza tal como se muestra en la Figura No. 4.50.

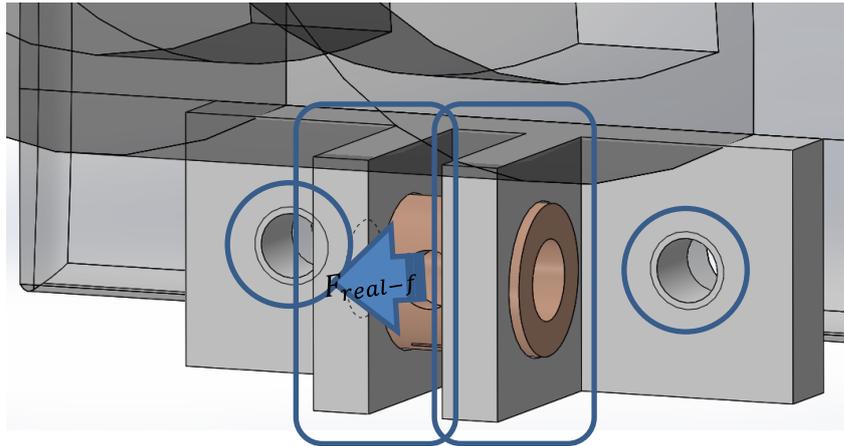


Figura No. 4.50: Esquema de áreas críticas

El primer elemento para el diseño fue la tuerca de seguridad autoblocante que se usó para fijar la pieza al pedal, puesto que es un elemento que se consigue de fábrica por catálogo como la que se muestra en la Figura No. 4.51.

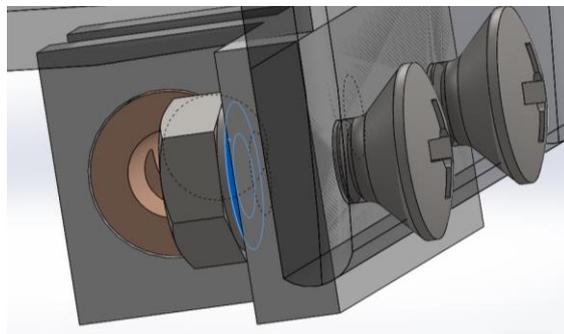


Figura No. 4.51: Área sometida a aplastamiento

En la gráfica se puede observar en color azul, el área proyectada o en este caso de contacto que tienen ambas piezas la cual puede causar fallo en la pieza de aluminio.

De esta forma se calcula el esfuerzo por aplastamiento determinado por (Ec. 4.16). (Popov Egor P, 1990, pp. 55-567)

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A_{\text{proyectada}}} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

Siendo:

F: La fuerza real transmitida por el cable

A_{proyectada}: El área proyectada

σ_{aplastamiento}: Esfuerzo de aplastamiento

Tenemos entonces el área proyectada:

$$A_{\text{proyectada}} = \pi * ((7\text{mm})^2 - (4\text{mm})^2)$$

$$A_{\text{proyectada}} = 103.67 \text{ mm}^2$$

Así el esfuerzo por aplastamiento se consiguió,

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{252 \text{ N}}{2 * 103.67 \text{ mm}^2} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 1.22 \text{ MPa}$$

Si el límite de fluencia del aluminio más usado en el mercado que es el Aluminio 6061 con un valor de 55 Mpa. (Ferdinand P & Russell E, 1993, pp. 297-701)

Entonces el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{55 \text{ MPa}}{1.22 \text{ MPa}}$$

$$FS = 45.25$$

Ahora, determinamos el espesor de las orejas de la pieza de aluminio, en la Figura No. 4.52 podemos observar el como el área proyectada está en función del espesor de las orejas de la pieza.

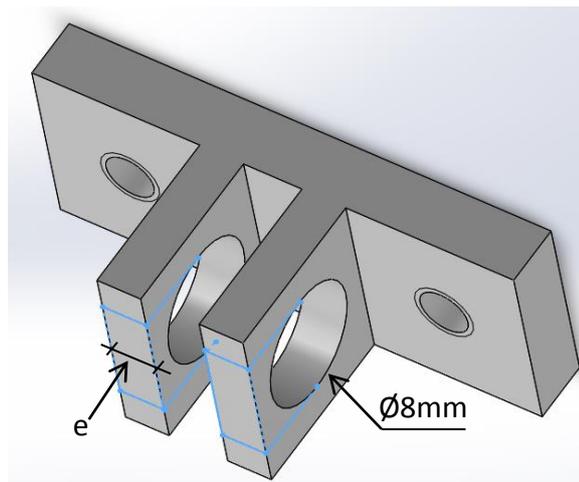


Figura No. 4.52: Área proyectada

Se dio un espesor de 3 milímetros consiguiendo que haya el espacio suficiente para poder amordazar el cable, maniobrar la mordaza una vez instalada y dándole una buena robustez visual en la medida de lo posible.

Tenemos entonces el área proyectada:

$$A_{proyectada} = 2 * 8 * 3 \text{ mm}^2$$

$$A_{proyectada} = 48 \text{ mm}^2$$

Consiguiendo así un factor de seguridad de $FS = 10.48$.

Con este espesor, nos quedó por determinar si es posible un fallo en el área angular de las orejas como se muestra en la Figura No. 4.53.

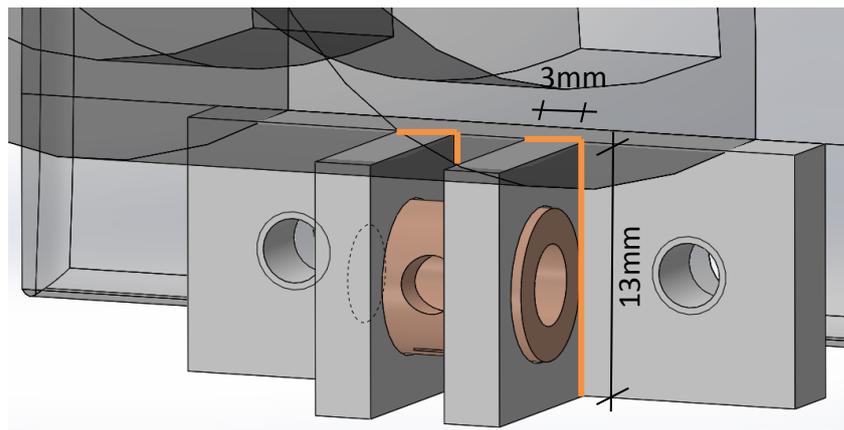


Figura No. 4.53: Área sometida a tracción

Como se analizó anteriormente, las orejas al estar sometidas a tracción o tensión, se decidió verificar el comportamiento del material en esta sección mediante la ley de Hooke que nos dice que el desplazamiento máximo para determinar la resistencia a la fluencia de un material no deberá ser mayor al 0.2%. (Popov Egor P, 1990, pp. 55-57)

Siendo el esfuerzo del material la (Ec. 4.17):

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Dónde:

$\sigma =$ Esfuerzo del material

$E =$ Módulo de elasticidad

$\varepsilon =$ Deformación unitaria

Y si:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

$$\sigma = \frac{\frac{252 \text{ N}}{2}}{13\text{mm} * 3\text{mm}}$$

$$\sigma = 3.23 \text{ MPa}$$

Entonces la deformación unitaria será:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

Donde el módulo de elasticidad para el aluminio se obtuvo por tablas como se muestra en la Figura No. 454. (Charles R & Joseph E, 2002, pp. 326-1183)

† Often preferred.

Table A-5
Physical Constants of Materials

Material	Modulus of Elasticity E		Modulus of Rigidity G		Poisson's Ratio ν	Unit Weight w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/in ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Aluminum (all alloys)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.0	34.5	0.334	0.280	534	82.9

Figura No. 4.54: Módulo de elasticidad del aluminio

Entonces obtenemos:

$$\varepsilon = \frac{6.46 \text{ MPa}}{71700 \text{ MPa}}$$

$$\varepsilon = 0.0000451 \text{ mm/mm}$$

$$\varepsilon = 0.00451 \%$$

De tal forma que conseguimos entonces un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{0.2 \%}{0.00451 \%}$$

$$FS = 44.38$$

4.2.6.2. Diseño de la sujeción cable vástago

La sujeción cable-vástago (B) está compuesta de dos fijaciones, con una de ellas basculante, tal como se muestra en la siguiente Figura No. 4.55.

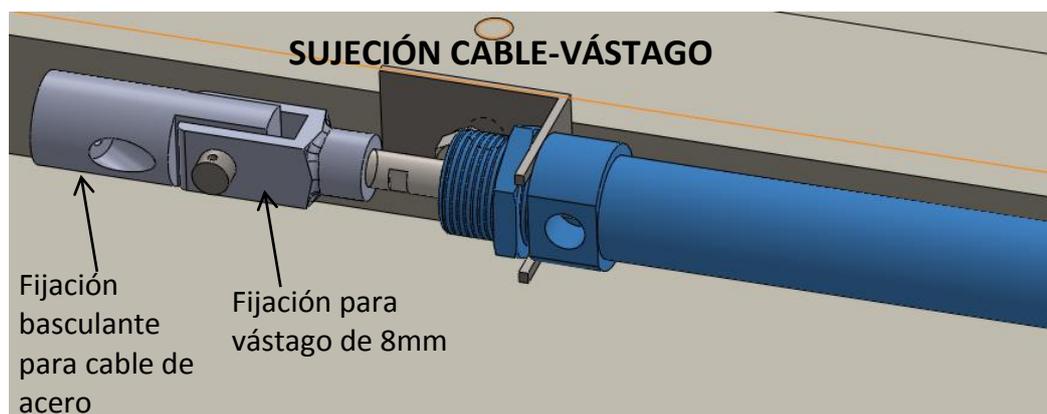


Figura No. 4.55: Sujeción cable vástago

La fijación para vástagos se adquiere por catálogo de la misma casa fabricante, para el caso nuestro Numatics, estas piezas son de acero y vienen diseñadas para las

fuerzas dinámicas máximas que cada cilindro pueda manejar hasta 100PSI. Por lo cual simplemente se seleccionó las indicadas para cada vástago en los mecanismos de frenado y desembrague.

La fijación de cable basculante, se la adquirió en un tienda de repuesto para cables de acero para mecanismos de doble embrague de camiones y cabezales, lo que quiere decir que estas piezas vienen diseñadas para soportar las fuerzas vivas que se transmiten por el cable desde el pedal hasta la horquilla del sistema de embrague para camiones y cabezales, que son cargas mucho más elevadas que la F_{real-f} , en por lo menos 2 veces más como se dimensiono este tipo de fuerzas en un principio.

Con ello, simplemente se seleccionó las sujeciones más apropiadas para implementarse en cada uno de los mecanismos. En la Figura No. 4.56 podemos observar las piezas seleccionadas y una variante de las muchas que existen en el mercado.



Figura No. 4.56: Fijación para cable de camión y cabezales

Las piezas seleccionadas, tuvieron que ser acondicionadas para que fuesen instaladas en los mecanismos, de manera que no se afecte la estética ni el diseño, pues las sujeciones eran de mayor diámetro y se les disminuyó el mismo.

El movimiento basculante de esta pieza es esencial en el buen funcionamiento del mecanismo, pues este movimiento nos permite absorber errores de instalación al centrar y guiar el cable desde la polea más cercana hasta la fijación del vástago de manera la tensión que circula por el cable no afecte a las fijaciones del cilindro ni la integridad del mismo.

Las fijaciones para cilindro (C), primeramente se investigó por ángulos de aluminio que son usados para apoyo, fijación o sostén de estantes de exhibición para mercadería. Se consultó con una tienda de aluminio y vidrio, el uso de este ángulo y se nos informó lo siguiente. Se mencionó que 8 cortes de 25mm, son usados como pie de apoyo para postrar en la pared un exhibidor estándar de vidrio que pesa alrededor de 120kg y puede soportar mercancía hasta 50 kg extra sin riegos. Lo que quiere decir, que distribuyendo la fuerza máxima, cada perfil de ángulo estaría sujeto a una carga de no menos 21.25 kgf.

En la Figura No. 4.57 se puede observar, el ángulo de aluminio certificación iso9001-2008.



Figura No. 4.57: Ángulo de aluminio

Siendo $F_{real-f} = 25,102 \text{ kgf}$, dos de estos cortes en aluminio podrían soportar fácilmente el esfuerzo de diseño.

Pero ya que resultó más económico usar ángulo de acero en las mismas dimensiones y además al comparar el módulo de elasticidad del acero $E_{acero} = 250 \text{ Gpa}$ con el del aluminio $E_{aluminio} = 71.7 \text{ Gpa}$ observamos que el acero supera en 3.5 veces el esfuerzo de fluencia del aluminio, lo que quiere decir que en acero estaremos sobredimensionando en por los menos 3 veces más con seguridad en algún posible caso de fallo. (Charles R & Joseph E, 2002, pp. 326-1183).

Se utilizó dos de estos cortes en ángulo de acero de 4 milímetros para cada cilindro, asegurando y garantizando aún más la fijación del cilindro contra el

compacto del vehículo. En la Figura No. 4.58 se puede observar la instalación del cilindro.

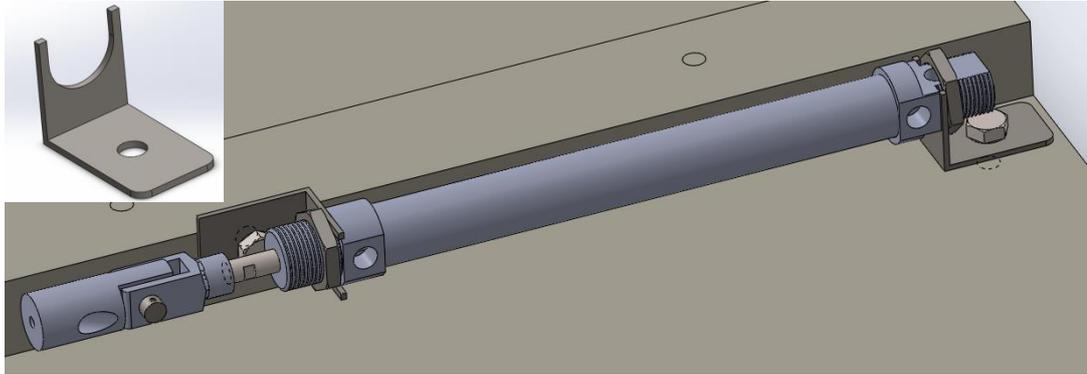


Figura No. 4.58: Angulo de acero de milímetros

Para fiabilidad del diseño, las fijaciones están dispuestas de manera que cada uno pueda absorber los cargas flexionantes que el otro genera al formar un punto de apoyo, esto debido al corte realizado en cada una de las piezas de fijación para encajar el cilindro y lograr un fácil montaje o desmontaje de los cilindros.

Además las fijaciones han sido empotradas conforme a las recomendaciones para homologación de autos modificados para competencias de rally según “el anuario de la federación internacional del automóvil 2008, campeonato entrerriano de rally”, el cual nos dice que una estructura de jaula de seguridad debe ser empotrada sobre la estructura compacta o larguero del chasis o carrocería del auto y además los pernos de fijación debe tener por lo menos un diámetro de 8 y como mínimo una calidad de 8.8 según la ISO.

De tal manera que, la elección de este espacio entorno operativo es ideal para empotrar los mecanismos al larguero delantero izquierdo del chasis o carrocería, como el que se muestra en la Figura No. 4.59.

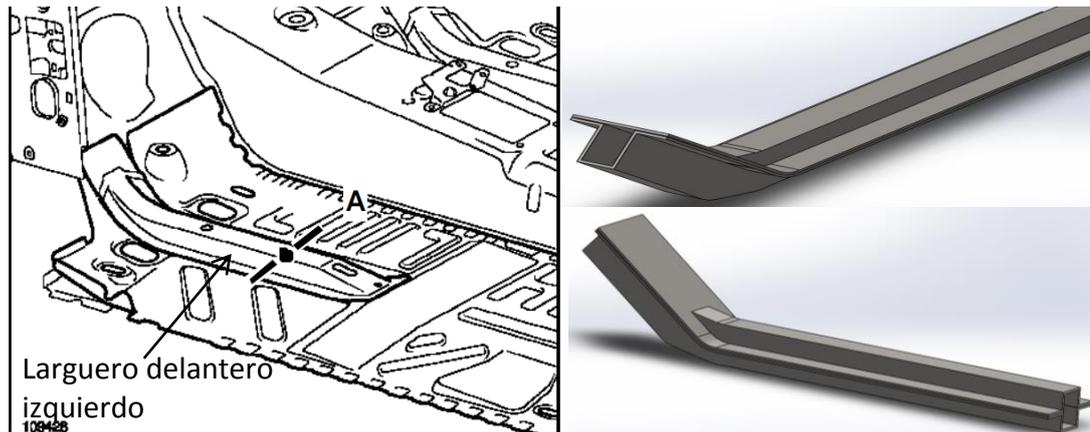
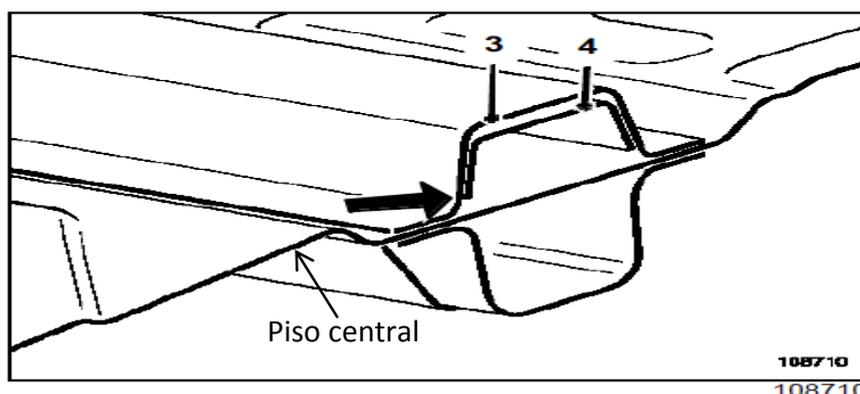


Figura No. 4.59: simulación- larguero del Renault Stepway

Fuente: (Logan, 2011)

Dicha estructura compacta está formada en su parte más delgada por acero de espesor de no menos de 4.5 milímetros, tal como se puede apreciar en la siguiente Figura No. 4.60.



Designaciones y espesores de los elementos

Número	Designación	Espesor (mm)
(3)	Tensor del piso central	2,5
(4)	Refuerzo tensor (lado izquierdo únicamente)	2

Figura No. 4.60: simulación- larguero del Renault Stepway

Fuente: (Logan, 2011)

Tenemos entonces como lo muestra la Figura No.4.60 un espesor de 6.5 milímetros en acero sobre la estructura compacta paralela al piso central, formadas por los dos tensores de piso central y el piso central, y 4.5 milímetros de espesor que forman sobre la curva elevada, el tensor y su refuerzo.

Ya que las recomendaciones sobre modificaciones estructurales en autos, consideran que el larguero es lo suficientemente resistente para empernar una jaula de seguridad sobre esta estructura, se decidió realizar orificios no pasantes con rosca interna para pernos M8 y M4 a una longitud de 5 milímetros de profundidad para conseguir instalar todos los elementos de los mecanismos de frenado y desembragado.

Esto debido a que 25.2 kgf que es aproximadamente la fuerza máxima que soportaran las fijaciones, puede considerarse despreciable, si hablamos respecto de una estructura de jaula de seguridad que resiste altos impactos a choques donde los esfuerzos de deformación para el acero de estas estructuras compactas suele ser mayor a los 300MPa que ya es una carga considerable,

Además de esta forma tampoco afectamos en su totalidad el larguero y diseño propio del auto, de manera que no exista ningún agujero que afecte la hermeticidad del automóvil. En la Figura No. 614 se puede observar los orificios realizados sobre el larguero, en total se necesitó de 17 orificios no pasantes, 9 orificios roscados para perno M8 y 8 orificios roscados para pernos M4.

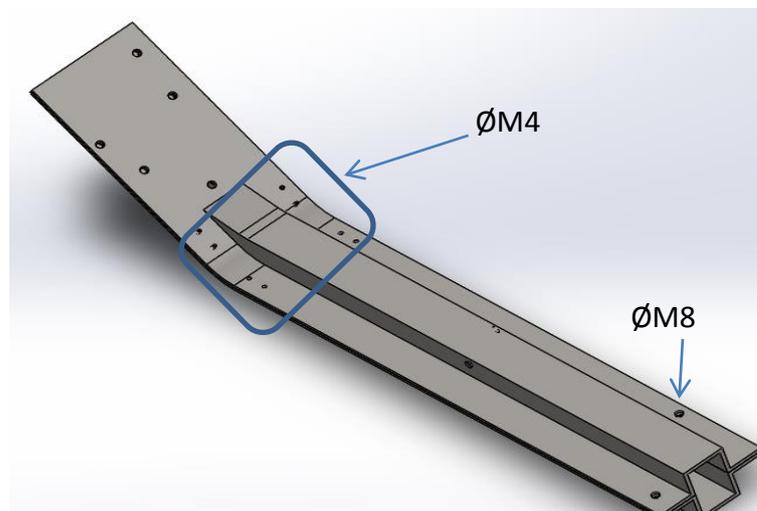


Figura No. 4.61: Orificios no pasantes a perforarse

4.2.6.3. Diseño de las Poleas de guiado

Las poleas de guiado (D), son un conjunto de piezas o elementos de vidriería, acondicionadas para formar el conjunto de polea, tal como se muestra en la Figura No. 4.62

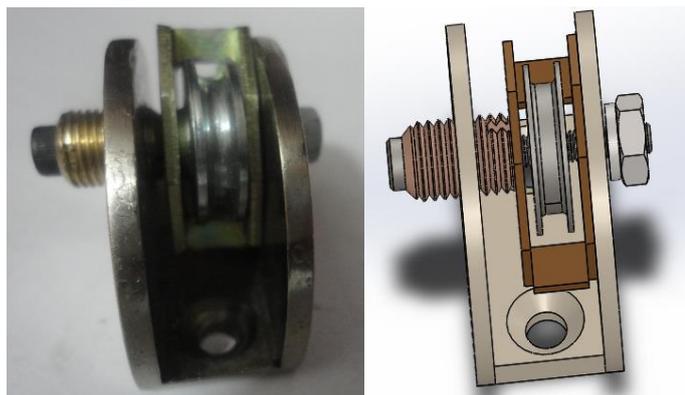


Figura No. 4.62: Conjunto de poleas de guiado

Se seleccionó por catálogo un clip de sujeción para vidrio de hasta 8mm, construido con aleación de zinc y acabado de níquel satinado como el de la Figura No. 4. 63.



Dimensiones [mm]

L	21.5	27.5	37.5
H	17.5	21.5	28.5
W	13.4	14	16.5
F	8.5	8.5	10.5

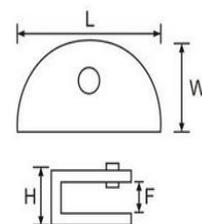


Figura No. 4.63: Dimensiones del Conjunto de polea

Se utilizó también, rodamiento para ventanas corredizas construida con banda de acero y chapa de hierro cincada, seleccionado por catálogo en el mismo tipo de tienda. En la Figura No. 4.64 se puede observar estos rodamientos en dos de sus diámetros más comunes, 18 y 25 milímetros respectivamente, se seleccionó el diámetro más pequeño por motivos de espacio entorno operativo.



Figura No. 4.64: Rodamiento para vidrio

Para completar el acondicionamiento, se utilizó pernos allen 1/8 y dureza de 12.9 “alta resistencia” como el de la Figura No. 4.65.



Figura No. 4.65: Perno allen 1/8

Se acondicionó un orificio de 1/8 para introducir el perno, ubicado sobre el eje del prisionero y pasante hasta la pared de la sujeción como se puede observar en la Figura No. 4.66.

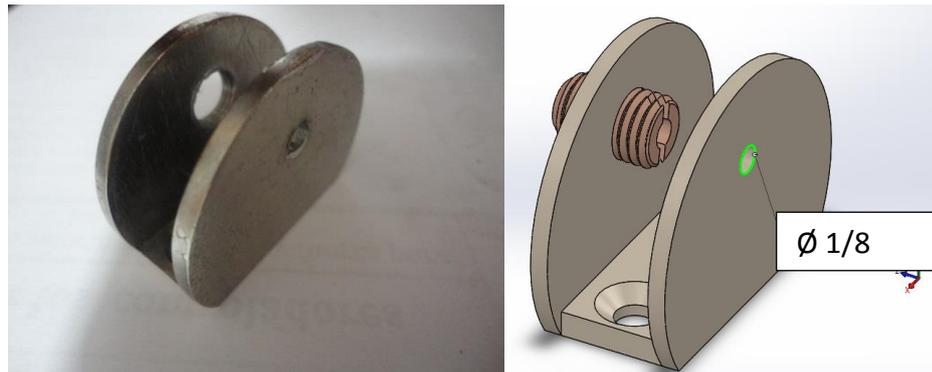


Figura No. 4.66: Acondicionamiento para perno allen 1/8

Al rodamiento se le extrajo el eje que este posee de fábrica y se cortó parte de la estructura de soporte, para obtener una mejor manipulación del conjunto de polea dentro de la fijación. En la Figura No. 4.67 observaremos, un rodamiento una vez modificado.



Figura No. 4.67: Acondicionamiento del rodamiento

Al conjunto total para el ensamble se le adiciona una arandela de presión y una tuerca para ajustar toda la sujeción. En la Figura No. 4.68 observaremos el conjunto de elementos utilizados y una vista explota del ensamble.

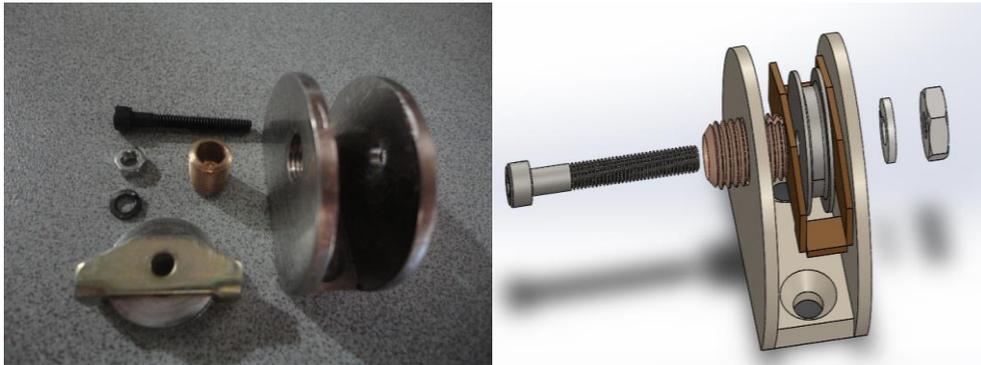


Figura No. 4.68: Ensamble del conjunto de polea

Todo el conjunto completo y ensamblado, fue sometido a ensayos de tracción y poder determinar el elemento más crítico del conjunto, así como el esfuerzo ultimo a la tensión del mismo. En el (Anexo E), podremos encontrar los resultados de estos ensayos, donde se pudo comprobar y certificar que, el elemento más vulnerable a falla o ruptura, es el perno allen 1/8 que actúa como eje pasante para la polea.

Se comprobó además que, ningún otro elemento se halla visto afectado, así como el deslizamiento entre las bolillas o rulimanes y la banda de acero todavía funcionaba correctamente después de cada prueba o ensayo. De tal forma que está justificado el uso de los rodamientos de 18mm para ventanas corredizas como elemento de acondicionamiento ideal para los mecanismos de frenado y desembragado.

A manera de conclusión en los mencionados ensayos de tracción, Se comprobó que el perno, fue capaz de soportar una carga cortante (Conjunto: Polea de guiado) y fallar por aplastamiento en una fuerza de tracción de 340 kgf, es decir todo el mecanismo completo sería capaz de soportar una carga de hasta 3400 Néwtones antes de fallar y necesitar el cambio de un nuevo perno.

El cable que se usa para transmitir el movimiento y la fuerza, es un cable de acero de 3 milímetros de diámetro, usado para repuestos de cable de embrague para motocicleta. De igual forma, al no tener información precisa sobre la dureza y los materiales utilizados para fabricar los cables, se sometió a ensayos de tracción (Anexo E), el cable junto con la mordaza para lograr determinar la resistencia de este conjunto y así concluir con este diseño. El cable utilizado se lo puede apreciar en la Figura No. 4.69.



Figura No. 4.69: Cable de acero para motocicleta

Como conclusión del ensayo realizado a este conjunto, se determinó que el elemento vulnerable es para el caso, el cable de acero de 3 mm, al fallar a los 193 kgf(1895 N) que es una carga menor a la resistencia del perno allen 1/8. De esta

manera queda justificado el uso de estos elementos como ideales para los mecanismos obteniendo así un factor de seguridad de 7.51.

Los elementos críticos son el cable de acero y el perno allen 1/8, de tal manera que estos elementos forman parte de los elementos consumibles del sistema de asistencia, los cuales deberán tomarse en cuenta para futuros mantenimientos preventivos mecánicos.

Entonces, el sistema de poleas, consta de 5 conjuntos de polea dispuestos de tal forma que el movimiento del pedal pueda trasladarse en los tres ejes, X, Y, Z y además pueda invertir el sentido de acción de la fuerza tal como se muestra en la Figura No. 4.70.

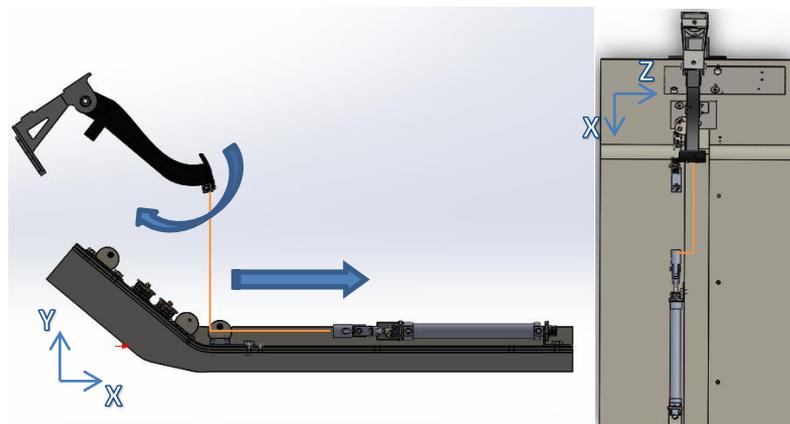


Figura No. 4.70: Esquema del traslado de movimiento

El conjunto de polea número (1) en la Figura No. 4.71 es el que permite al mecanismo invertir el sentido de acción de la fuerza aplicada al pedal.

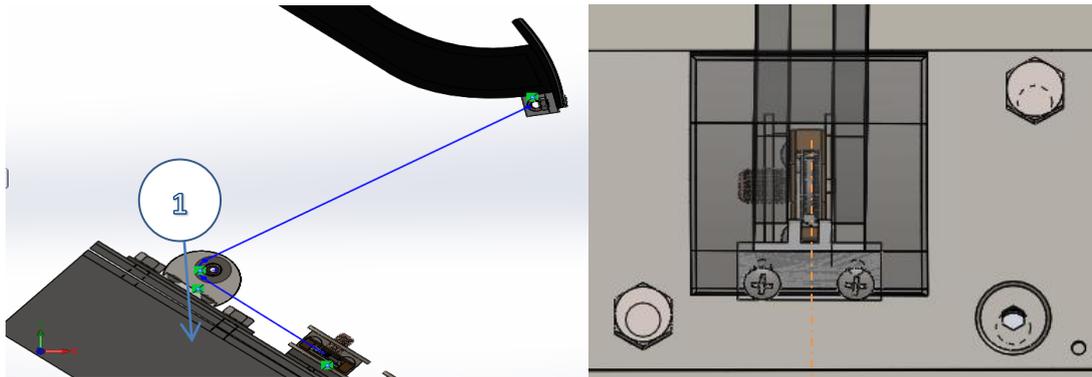


Figura No. 4.71: Conjunto de polea (1)

Para un correcto funcionamiento, en la Figura No. 4.71 el centro horizontal de la sujeción de la mordaza debió quedar perfectamente alineado con el centro de la guía de la polea y la línea de acción del pedal, así aumentar permitir un perfecto deslizamiento y aumentar la vida útil de los rodamientos.

La sujeción de la polea fue empernada a la placa de acero número (1) mediante pernos de acero inoxidable de diámetro 4, sobre la dicha placa se realizó perforaciones roscadas internamente para dicho pernos tal como se muestra en la Figura No. 4.71

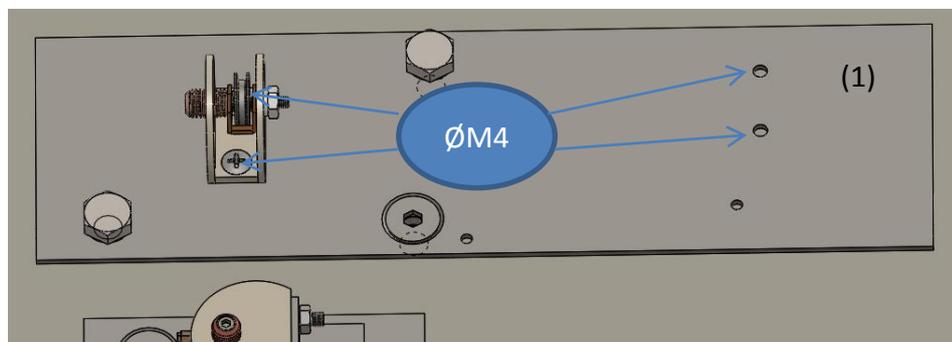


Figura No. 4.72: Placa de acero número (1)

Esta placa de acero permite alojar a los conjuntos de poleas de guiado de ambos mecanismos (desembragado y frenado), por lo que más adelante se realizará el diseño apropiado para esta placa.

El conjunto de polea (2) en la Figura No. 4.73 permite recibir la tensión que está en la línea de acción del pedal y guiarla hasta la línea de acción del cilindro neumático. Estos dos conjuntos de poleas se instalaron sobre una placa de acero (2) empotrada sobre el compacto del auto, necesaria para disminuir el impacto estructural del vehículo.

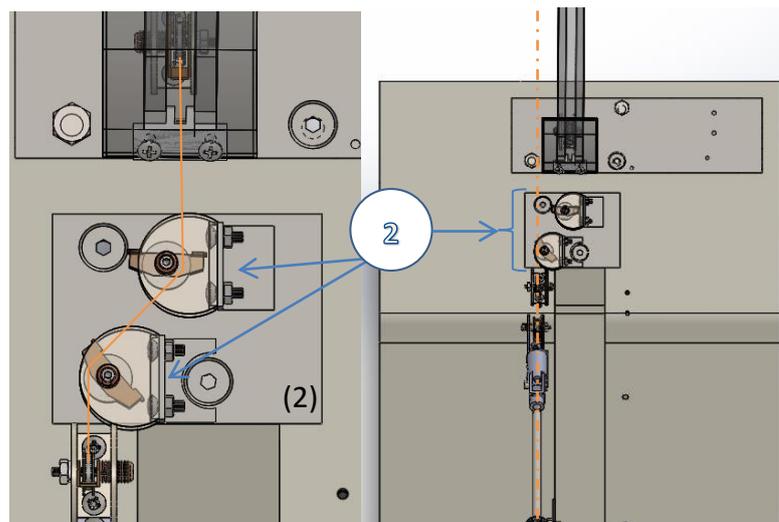


Figura No. 4.73: Placa de acero número (2)

Tal como se puede observar en la Figura No. 4.74 fue importante mantener alineados los centros de acción de las poleas. Para lo cual fue necesario acoplar dos piezas de fijación extras (cortes de ángulo de acero de 4mm), los cuales permiten a los conjuntos de poleas tomar la postura necesaria para centrar el mecanismo.

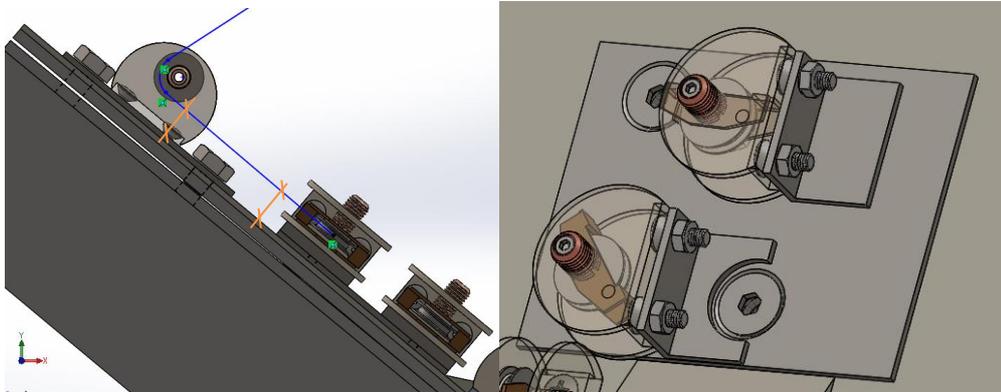


Figura No. 4.74: Alineación del cable

La fijación de los conjuntos de poleas en la Figura No. 4.74 sobre los ángulos de acero, es la misma mencionada anteriormente con pernos de acero inoxidable M4. Para la fijación de los ángulos sobre la placa de acero (2), se ajustó en la postura correcta para la perfecta alineación de los centros de las poleas y se soldó con SMAW, con un electrodo E6011, un filete a lo largo de la caras en contacto como se muestra en la Figura No. 4.75.

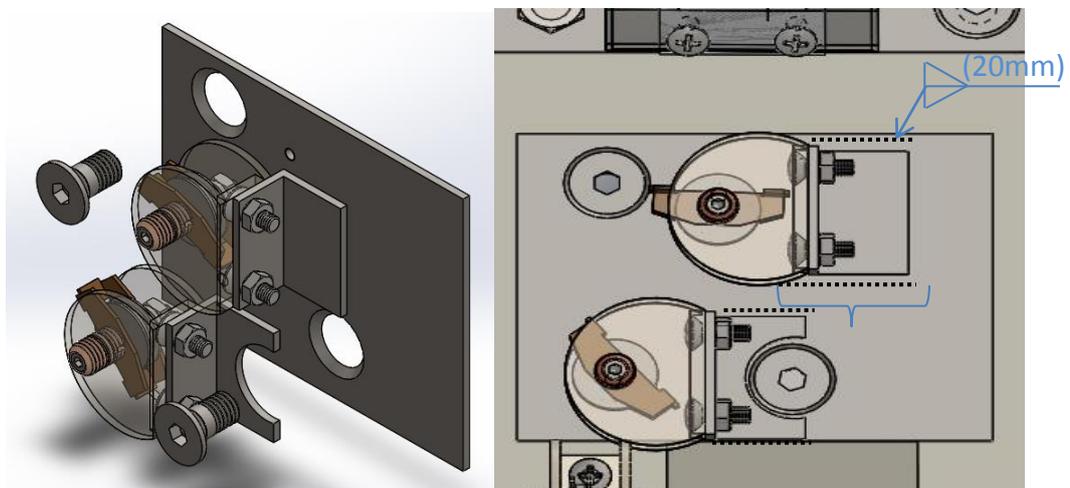
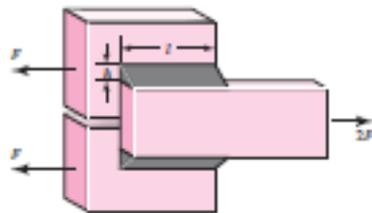


Figura No. 4.75: Placa de acero número (2)

Para asegurar que la fijación por soldadura no falle, se calculó el espesor de la garganta del filete de soldadura con el que podamos garantizar un funcionamiento fiable que no permita fallo a los esfuerzos cortante y de flexión que son los más críticos para este elemento.

Para el cálculo de filetes de soldadura en esfuerzos al cortante se analizó el caso y ecuación mostrados en Figura No. 4.76.



- Use distortion energy for significant stresses.
- Circumscribe typical cases by code.

For this model, the basis for weld analysis or design employs

$$\tau = \frac{F}{0.707hl} = \frac{1.414F}{hl}$$

Figura No. 4.76: Cálculo de soldadura por filete

Tenemos entonces la (Ec. 4.17) para cálculos en soldadura de filete es:

$$\tau = \frac{F}{0.707 * h * l} \quad (\text{Ec. 4.18})$$

Dónde:

$F = \text{Fuerza aplicada a la garganta de la soldadura} (F_{\text{real-f}} = 252\text{N})$

$h = \text{garganta de la soldadura}$

$l = \text{longitud de la soldadura}$

El valor del esfuerzo cortante permisible es de 18Ksi como la muestra la Figura No. 4.77.

Schedule A: Allowable Load for Various Sizes of Fillet Welds							
Strength Level of Weld Metal (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Allowable shear stress on throat, ksi (1000 psi) of fillet weld or partial penetration groove weld							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0

Figura No. 4.77: Esfuerzo permisible en filete de soldadura

Fuente: (Charles R & Joseph E, 2002, pp. 326-1183)

Así, el espesor de garganta nos queda:

$$h = \frac{F}{0.707 * \tau * l} \quad (Ec. 4.18)$$

$$h = \frac{252 N}{0.707 * 124.1 MPa * 2 * 20mm}$$

$$h = 0.07 mm$$

Luego, ya que el cortante no es el esfuerzo más crítico al que está sometida la soldadura, se determinó el espesor necesario para soportar el esfuerzo a la flexión.

En la Figura No. 4.78 se muestra el caso de soldadura al que está sometido los ángulos de acero.

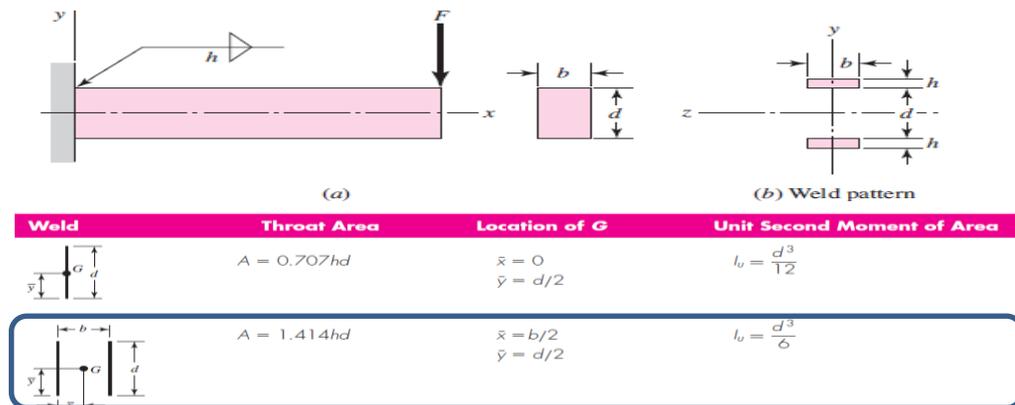


Figura No. 4.78: Caso de soldadura a flexión

Fuente: (Charles R & Joseph E, 2002, pp. 326-1183)

Tenemos entonces según la misma referencia bibliográfica la ecuación para el cálculo de soldadura de filete en esfuerzos a flexión la siguiente:

$$\tau = \frac{M * c}{I} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

Dónde:

$M =$ Momento inducido en la garganta de la soldadura

$c =$ Distancia del eje neutro

$I =$ Momento de Inercia en el area de la garganta de la soldadura

Ahora según la Figura No. 4.78, el Momento de inercia es:

$$I = \frac{(20\text{mm})^3}{6} * 0.707h \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Donde h es la garganta que se procederá a calcular.

En este caso el esfuerzo permisible se obtuvo de también de la tabla que nos proporciona el libro y se puede ver en la Figura No. 4.79.

AWS Electrode Number*	Tensile Strength kpsi (MPa)	Yield Strength, kpsi (MPa)	Percent Elongation
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*The American Welding Society (AWS) specification code numbering system for electrodes. This system uses an E prefixed to a four- or five-digit numbering system in which the first two or three digits designate the approximate tensile strength. The last digit includes variables in the welding technique, such as current supply. The next-to-last digit indicates the welding position, as, for example, flat, or vertical, or overhead. The complete set of specifications may be obtained from the AWS upon request.

Type of Loading	Type of Weld	Permissible Stress	n*
Tension	Butt	0.60S _y	1.67
Bearing	Butt	0.90S _y	1.11
Bending	Butt	0.60-0.66S _y	1.52-1.67
Simple compression	Butt	0.60S _y	1.67
Shear	Butt or fillet	0.30S _u	

Figura No. 4.79: Esfuerzo permisible para soldadura de filete

Fuente: (Charles R & Joseph E, 2002, pp. 326-1183)

Entonces tenemos:

$$0.6 * 345\text{MPa} = \frac{252\text{N} * 8\text{mm} * 10\text{mm}}{\frac{(20\text{mm})^3}{6} * 0.707h} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

$$h = \frac{252\text{N} * 8\text{mm} * 10\text{mm}}{\frac{(20\text{mm})^3}{6} * 0.707 * 0.6 * 354\text{MPa}}$$

$$h = 0.1033 \text{ mm}$$

Ya que este último espesor de garganta es mayor que el anterior calculado, este debería ser el mínimo según el diseño, pero para una garganta de soldadura el espesor mínimo debe ser de $0.5h \cdot t$ donde h es la garganta y t es el espesor de la placa entonces, si recordamos que se usó ángulo de acero de 4 milímetros, en este caso también se usa este tipo de ángulo aprovechando el material y disminuyendo costos y tiempo en diseño.

De tal forma que obtenemos entonces una garganta mínima de $h = 2mm$.

Con ello se pudo calcular el esfuerzo que soporta esta garganta que nos quedó de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{252 N}{0.707 * 2mm * 2 * 20mm} \quad (Ec. 4.19)$$

$$\tau = 4.45 MPa$$

$$\tau = 0.646 Ksi$$

Y así obtener un factor de seguridad:

$$FS = \frac{18 Ksi}{0.646 Ksi}$$

$$FS = 27.83$$

El último conjunto de poleas (3), ayudan a guiar la tensión del cable y llevarla hasta el eje paralelo al eje de acción del vástago del cilindro, las cuales tuvieron que ser alineadas lo más centrado respecto del eje del cilindro y no provocar pandeo, ni

desgaste prematuro del vástago ni del cilindro mismo como lo muestra la Figura No. 4.80.

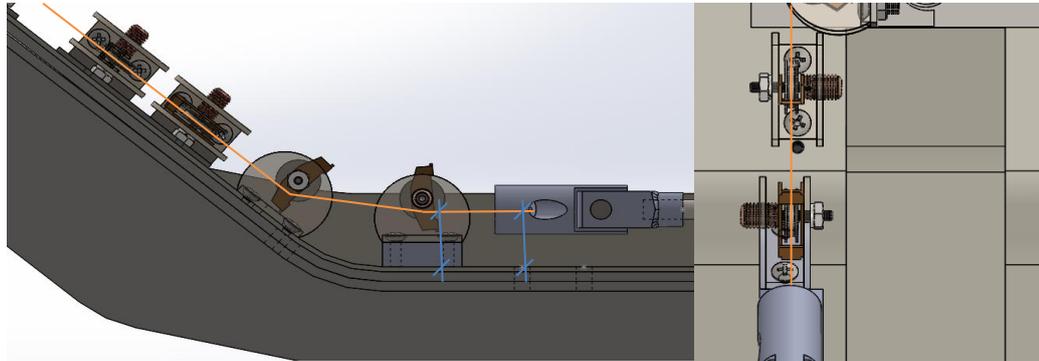


Figura No. 4.80: Alineación de conjuntos de poleas

4.2.7. Diseño del mecanismo para actuador de freno

En la Figura No. 4.81 podemos apreciar el esquema del mecanismo de frenado.

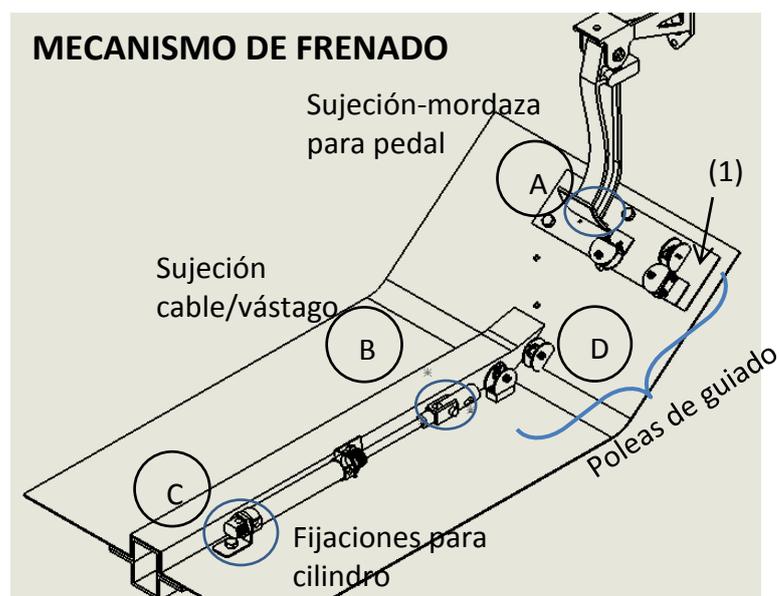


Figura No. 4.81: Esquema del mecanismo de frenado

Como se mencionó anteriormente, es el mismo mecanismo que se diseñó para el pedal de embrague pero queda por diseñar la placa de acero número (1) que es la que contiene al conjunto de poleas de guiado que debido a su posición física necesaria para funcionar, pueden causar un fallo crítico a esta placa.

Al tener dispuestos, dos de estos conjuntos de poleas alejados del punto de fijación, se genera un momento flector sobre la placa (1) como se muestra en la Figura No. 4.82.

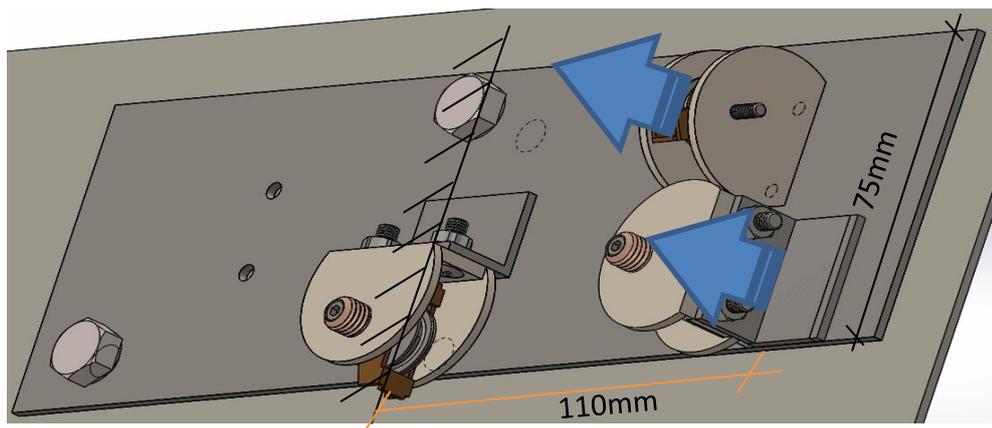


Figura No. 4.82: Fuerzas de flexión sobre la placa (1)

Cada una de estas poleas transmite la tensión del cable hasta la placa de acero, que debe permanecer siempre fija sin flejar para que el mecanismo funcione correctamente sin afectar al recorrido del pedal.

Por seguridad del diseño y facilidad del mismo, vamos asumir que ambos conjuntos de polea poseen su línea de acción de la fuerza flectora en el mismo punto, el más alejado de ambos (110mm).

En la Figura No. 4.83 podemos observar la simulación y diagrama de cuerpo libre de la placa de acero número (1) realizado con la herramienta Md-solids.

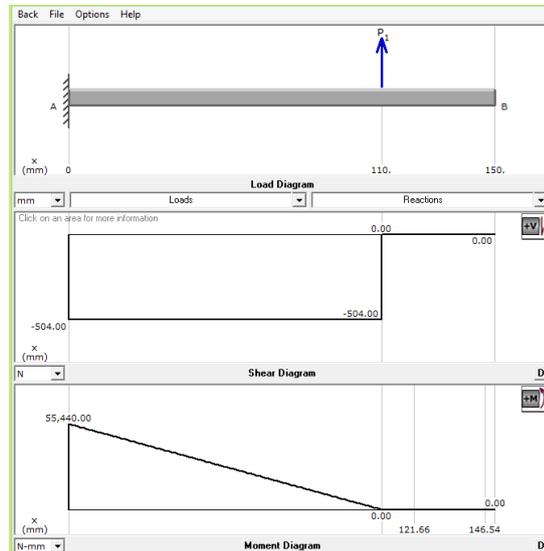


Figura No. 4.83: Simulación deflexión para la placa (1)

Calculamos el momento flector para la placa de acero (1)

$$M_0 = \sum F * d = 0 \quad (Ec. 4.8)$$

$$M_{flector} = 2 * F_{real-f} * 110mm$$

$$M_{flector} = 2 * (252N) * 110mm$$

$$M_{flector} = 55440 Nmm$$

Si la fórmula de Deflexión es:

$$\sigma = \frac{M_{flector} * c}{I} \quad (Ec. 4.9)$$

En la Figura No. 4.84 observamos el perfil lateral de la placa de acero (1).

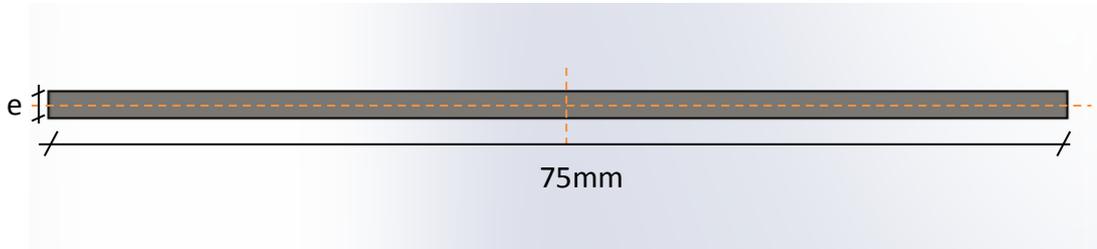


Figura No. 4.84: Vista lateral de la placa (1)

Así tenemos que la distancia al eje neutro y el momento de inercia son:

$$c = \frac{e}{2}$$

$$I = \frac{1}{12} b * e^3 \quad (\text{Ec. 4.10})$$

$$I = \frac{1}{12} (75\text{mm}) * e^3$$

Si el esfuerzo de fluencia de la placa $\sigma_y = 36 \text{ ksi}$, que son 250 MPa asumiendo el acero más común ASTM 36 como se realizó anteriormente.

Entonces se planteó la siguiente igualdad:

$$250 \text{ MPa} = \frac{55440(\text{N mm}) * e}{2 * 6.25\text{mm} * e^3} \quad (\text{Ec. 4.9})$$

Y se encontró el espesor necesario para mantener rígida la placa de acero

$$e = 4.21 \text{ mm}$$

Ya que 4.21mm no es un valor exacto, ni un valor de espesor de placas de acero comercial, además por cuestiones de logística en instalación para optimizar costos, la placa número (1) y la otra placa de acero número (2) serán de un espesor de 5 milímetros.

Con ello el momento de inercia es:

$$I = \frac{1}{12} 75mm * (5mm)^3 \quad (Ec. 4.10)$$

$$I = 781.25 mm^4$$

El esfuerzo de fluencia admisible será:

$$\sigma_{adm} = \frac{M * c}{I} \quad (Ec. 4.9)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{55440Nmm * 2.5mm}{781.25 mm^4}$$

$$\sigma_{adm} = 177.408 MPa$$

Por lo tanto obtenemos un factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{adm}}$$

$$FS = \frac{400 MPa}{177.408 MPa}$$

$$FS = 2.25$$

Para concluir con el diseño de este mecanismo, simplemente se tomó en cuenta los mismos parámetros y necesidades de instalación del mecanismo de embrague.

Así tenemos en la Figura No. 4.85 la disposición de las partes del mecanismo junto con las líneas de centralidad que se debieron mantener.

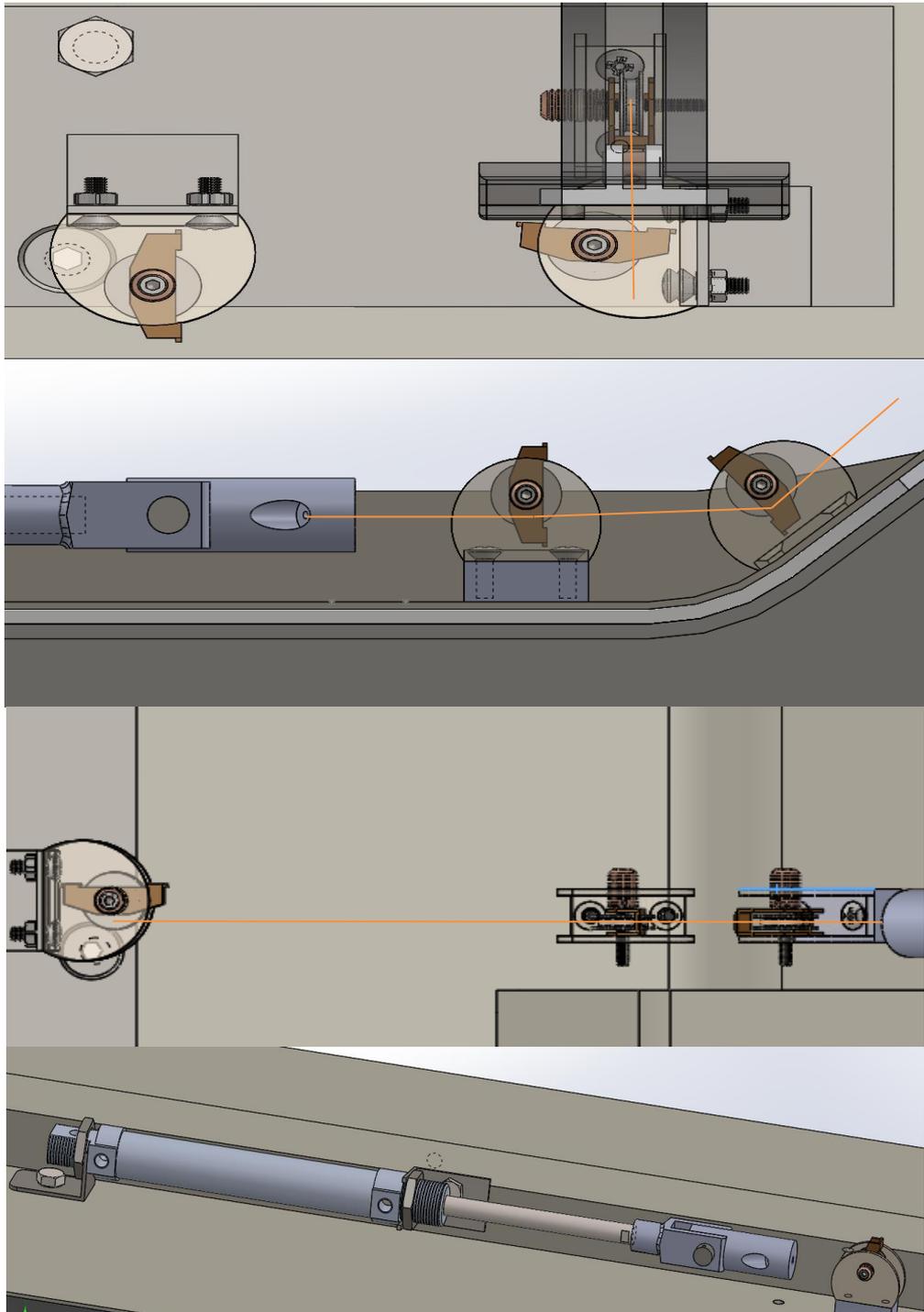


Figura No. 4.85: Alineación y montaje

Por último, en la Figura No. 4.86 podremos observar un esquema del mecanismo de frenado, una vez ensamblado.

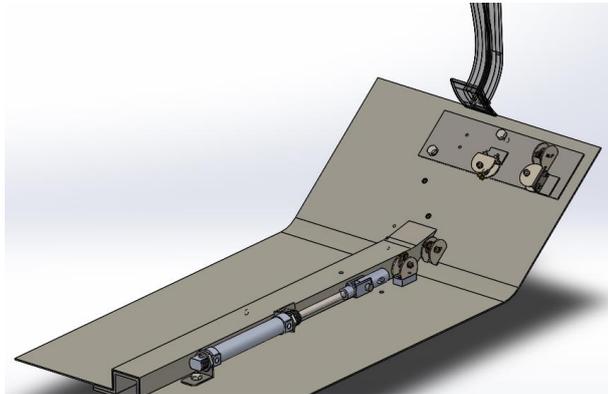


Figura No. 4.86: Simulación del mecanismo de frenado ensamblado

En la Figura No. 4.87 se observa el ensamblaje total de ambos mecanismos, una vez instalado todos los elementos.

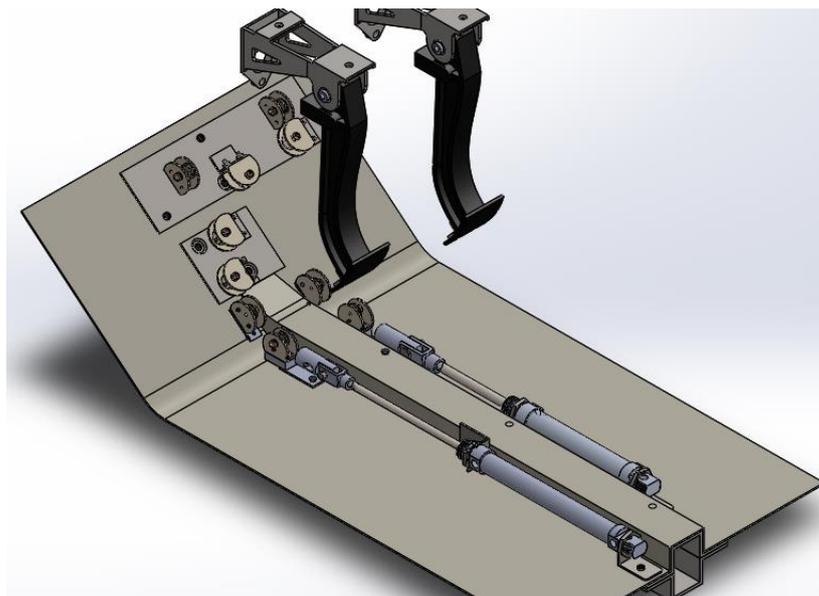


Figura No. 4.87: Ensamble de los dos mecanismos

4.2.8. Diseño del mecanismo para actuador de acelerador

En la Figura No. 4.88 se presenta el mecanismo para aceleración del auto y sus elementos que lo conforman.

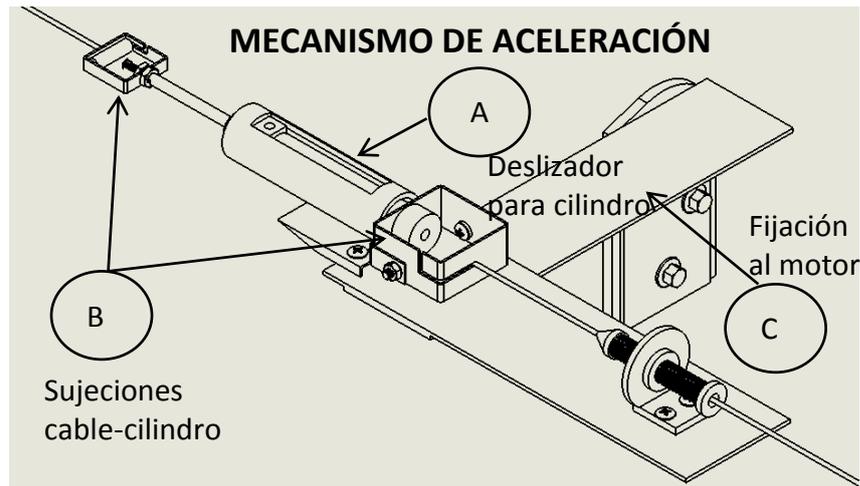


Figura No. 4.88: Esquema del mecanismo de aceleración

4.2.8.1. Diseño del deslizador para cilindro

El diseño de este elemento que actúa como apoyo y como guía deslizante al mismo tiempo, donde el cilindro puede moverse libremente sobre uno de sus ejes, fue dimensionado de acuerdo a las dimensiones del cilindro neumático de diámetro 12mm, de manera que ocupase el menor espacio posible, pero pueda cumplir su función correctamente. Para ello se simuló mediante la herramienta Solidworks, el comportamiento de esta parte del mecanismo y se analizó las posibles causas de fallo y los puntos más críticos de la pieza para diseñarla de manera que no se sucedan fallos.

En la Figura No. 4.89 se puede observar cuales son estos puntos sobre los cuales se analizó matemáticamente de manera que la pieza quede correctamente diseñada.

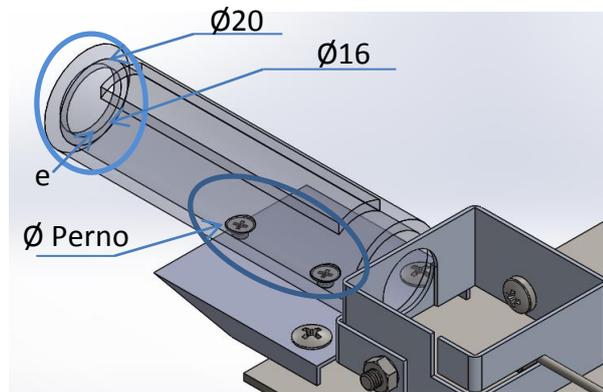


Figura No. 4.89: Puntos críticos de diseño

Como se puede observar en la Figura No. 4.89 existen dos puntos críticos que debieron diseñarse. El primero fue elegir el material con el que debe fabricarse dicha pieza de guiado, mediante el cual el grosor de pared sea capaz de soportar la fuerza de acción que gobernara el cilindro neumático (F_{real-a}) y el otro punto crítico es dimensionar el diámetro de perno necesario para soportar la fuerza y que no haga fallar al material por aplastamiento.

Así que primeramente se calculó la fuerza real del mecanismo del acelerador como se lo realizó anteriormente en el diseño del mecanismo de desembrague y frenado.

Tenemos entonces la fuerza dinámica sobre el mecanismo de aceleración:

$$F_{d-a} = m_{acelerador} * a_{acelerador} \quad (Ec. 4.12)$$

Donde:

$$F_{d-a} = \text{Fuerza del acelerador}$$

$$m_{Pedal-a} = \text{Masa del acelerador}$$

$$a_{Pedal-a} = \text{Aceleracion del mecanismo}$$

Así:

$$m_{Pedal-a} = 50N * \frac{1 Kg}{9.8 m/s^2}$$

$$m_{Pedal-a} = 5.102 Kg$$

Ahora, según la fórmula de MRUA tenemos:

$$V^2 = V_o^2 + 2 * a_{Pedal-a} * (xac - x_o) \quad (Ec. 4.9)$$

Donde:

V^2 : La velocidad maxima que puede alcanzar el vastago del cilindro

V_o^2 : La velocidad inicial del vastago del cilindro (Reposo)

$(xac - x_o)$: La diferencia de la distancia comprendida entre V^2 y V_o^2

Entonces la aceleración que conseguiría el cilindro del mecanismo de aceleración será:

$$a_{Pedal-a} = \frac{V^2}{2 * xac}$$

$$a_{Pedal-a} = \frac{(500 \text{ mm/s})^2}{2 * 25 \text{ mm}}$$

$$a_{Pedal-a} = 5000 \text{ mm/s}^2$$

$$a_{Pedal-a} = 5 \text{ m/s}^2$$

De esta forma obtenemos una fuerza dinámica:

$$F_{d-a} = 5.102 \text{ Kg} * 5 \text{ m/s}^2$$

$$F_{d-a} = 25.51 \text{ N}$$

Para conseguir una fuerza real sobre el mecanismo del acelerador de:

$$F_{real-a} = F_{d-a} + F_{estática-a} \quad (Ec. 4.15)$$

$$F_{real-a} = 25.51 \text{ N} + 50 \text{ N}$$

$$F_{real-a} = 75.51 \text{ N}$$

$$F_{real-a} \approx 76 \text{ N}$$

Para seleccionar el material, se consideró primeramente que la fuerza calculada no representa una carga considerable, de esta manera el material no tiene que ser altamente resistente sino más bien uno que muy maquinable para abaratar costos, entonces se decidió partir del hecho que, en el taller se usa el nylon como material de estas características.

Ahora, se calculó la posibilidad de fallo por aplastamiento al material en el área de contacto que posee el cilindro con la pieza como se muestra en la Figura No. 4.90.

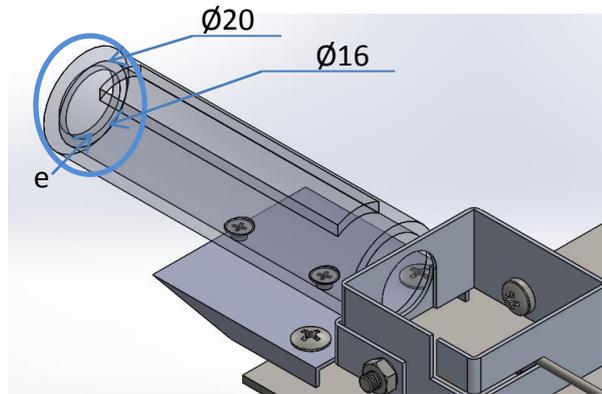


Figura No. 4.90: Primer análisis al aplastamiento

De tal manera que planteo la siguiente ecuación de esfuerzo de aplastamiento (Popov Egor P, 1990, pp. 55-567):

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 4.21})$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{\frac{\pi * (dM^2 - dm^2)}{4}}$$

Donde:

$dM =$ *Diametro mayor de contacto con el cilindro*

$dm =$ *Diametro menor de contacto con el cilindro*

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{76 \text{ N}}{\frac{\pi * (20^2 - 16^2)}{4}}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 0.67 \text{ MPa}$$

Con ello se consigue el esfuerzo de fluencia del nylon mediante la herramienta Solidworks y se calcula un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{60 \text{ MPa}}{0.67 \text{ MPa}}$$

$$FS = 89.29$$

Además se calculó también la posibilidad de fallo de la pieza por fallo al esfuerzo cortante que se genera en el anillo exterior donde el cilindro tiene contacto con la pieza como se muestra en la Figura No. 4.91.

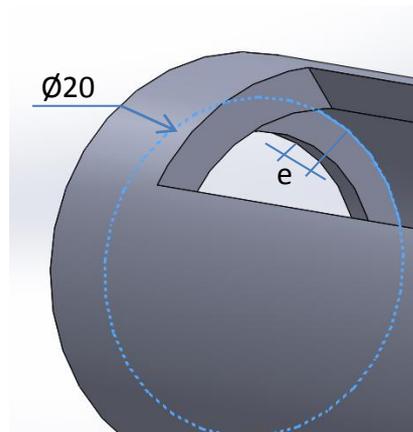


Figura No. 4.91: Análisis al esfuerzo cortante

Siendo el esfuerzo del material la siguiente ecuación tomada de la misma referencia bibliográfica anterior:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Dónde:

$\sigma = \text{Esfuerzo del material}$

$E = \text{Módulo de elasticidad}$

$\varepsilon = \text{Deformación unitaria}$

Y si el esfuerzo se determina de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

Dónde:

$P = \text{Fuerza ejercida en la pieza}$

$A = \text{Área de acción para la fuerza de trabajo FIGURA}$

Tenemos entonces:

$$\sigma = \frac{76N}{(2\pi * 10mm) * e(mm)}$$

Se planteó así obtener un factor de seguridad para asegurar que la pieza no falle en caso de que el cilindro trabaje a la máxima presión de trabajo que sería el doble de la fuerza de acción calculada. Entonces aumentamos en una unidad más por seguridad así, FS=3 con lo cual tenemos el desplazamiento máximo X que obtendrá el material y no deberá ser mayor al 0.2% según el método de la ley de Hooke:

$$FS = \frac{0.2 \%}{X \%}$$

$$X = 0.066\%$$

Entonces si la deformación unitaria es:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Donde el módulo de elasticidad para el nylon se obtuvo por referencia a las tablas de la herramienta de Solidworks como se muestra en la Figura No. 4.92.

Category:	Plastics	
Name:	Nylon 101	
Default Failure criterion:	Max von Mises Stress	
Description:		
Source:		
Sustainability:	Defined	

Property	Value	Units
Elastic Modulus in X	1000	N/mm ²
Poisson's Ration in XY	0.3	N/A
Shear Modulus in XY		N/mm ²

Figura No. 4.92: Módulo de elasticidad para el nylon

Tenemos así un esfuerzo del material:

$$\varepsilon = \frac{\sigma \text{ MPa}}{1000 \text{ MPa}}$$

$$0.066\% = \frac{\sigma \text{ MPa}}{1000 \text{ MPa}}$$

$$\sigma = 0.66 \text{ Mpa}$$

Por lo que se pudo calcular un espesor de:

$$0.66 \text{ Mpa} = \frac{76N}{(2\pi * 10\text{mm}) * e(\text{mm})}$$

$$e = 1.83 \text{ mm}$$

$$e \approx 2 \text{ mm}$$

Ahora, se presenta el dimensionamiento de los pernos a utilizarse en la sujeción de la pieza contra la fijación al motor como se muestra en la Figura No. 4.93.

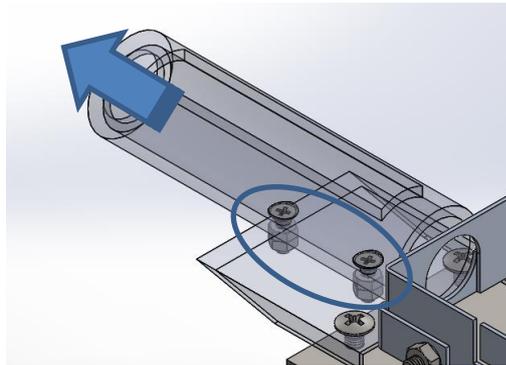


Figura No. 4.93: Esquema de esfuerzo cortante en los pernos

Tal como se observa en la gráfica, la flecha azul nos indica el sentido de acción de la fuerza en el nylon, lo cual causa que los pernos estén sometidos a un esfuerzo cortante y para ello se analizó con la siguiente ecuación tomada de la misma referencia bibliográfica anterior:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 4.22})$$

Dónde:

$\tau =$ Esfuerzo cortante

$V =$ Fuerza cortante ejercida por la unión

$A =$ Área del perno

Tenemos un área del perno igual:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

El método del cortante máximo nos dice que un material fallará si este empieza a fluir cuando está sometido a un esfuerzo cortante igual a 0.5 del esfuerzo de fluencia: (Popov Egor P, 1990, pp. 55-567)

$$\tau = 0.5 \sigma_y \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Entonces obtenemos mediante la tabla mostrada en la Figura No. 4.94 el valor del esfuerzo de fluencia de los pernos más utilizados en el mercado. Así se decidió utilizar el valor del perno con menor calidad en los diámetros más pequeños que son los más indicados a utilizarse sobre este mecanismo.

Table 8-11
Metric Mechanical-Property Classes for Steel Bolts, Screws, and Studs*

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength,† MPa	Minimum Tensile Strength,† MPa	Minimum Yield Strength,† MPa	Material	Head Marking
4.6	M5–M36	225	400	240	low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	low or medium carbon	

Figura No. 4.94: Esfuerzo de fluencia en pernos

Así, un perno de calidad 4.8 posee un esfuerzo mínimo de fluencia de 340 Mpa.

Entonces se obtuvo un esfuerzo máximo de fluencia de:

$$\tau = 170 \text{ Mpa}$$

De tal manera que la igualdad nos queda de la siguiente forma:

$$170MPa = \frac{76 N}{2 * \frac{\pi * d^2}{4}} \quad (Ec. 4.22)$$

Donde se obtuvo un diámetro de perno de:

$$d = 0.53 mm$$

Por motivos de logística e instalación se decidió ocupar pernos de 4 milímetros de diámetro, iguales a los utilizados en los mecanismos de frenado y desembragado por motivos de logística e instalación. De esta manera aseguramos también cualquier fallo a la tensión de estos pernos ya que en los ensayos de tracción estos formaron parte de la probeta.

Con esto, se consiguió también el factor de seguridad correspondiente al esfuerzo máximo de fluencia del perno de 4mm.

Tenemos entonces:

$$\tau = \frac{76 N}{2 * \frac{\pi * (4mm)^2}{4}} \quad (Ec. 4.22)$$

$$\tau = 12.095 MPa$$

Así, nos queda un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{170 MPa}{12.095 MPa}$$

$$FS = 14.05$$

Por último, para asegurar que la pieza de material de nylon, no se vea afectada por esta fuerza cortante, se analizó el comportamiento de este en el área donde actúa el cuerpo del perno sometiendo a al material a un aplastamiento. En la Figura No. 4.95 se muestra los parámetros incluidos en el análisis.

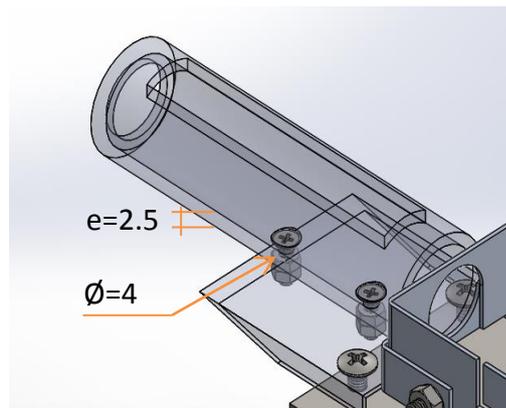


Figura No. 4.95: Parámetros de análisis

Entonces se planteó la ecuación del esfuerzo de aplastamiento:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A_{\text{proyectada}}} \quad (\text{Ec. 4.21})$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{76 \text{ N}}{2.5 \text{ mm} * 4 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 7.6 \text{ MPa}$$

Si el esfuerzo de fluencia del nylon es 60 Mpa, como lo muestra la Figura No. 4.96.

Name:	Nylon 101	
Default failure criterion:	Max von Mises Stress	
Description:		
Source:		
Sustainability:	Defined	

Property	Value	Units
Elastic Modulus in X	1000	N/mm ²
Poisson's Ration in XY	0.3	N/A
Shear Modulus in XY		N/mm ²
Mass Density	1150	kg/m ³
Tensile Strength in X	79.29	N/mm ²
Compressive Strength in X		N/mm ²
Yield Strength	60	N/mm ²
Thermal Expansion Coefficient in X	1e-005	/K

Figura No. 4.96: Esfuerzo de fluencia del nylon

Entonces obtenemos un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{60 \text{ MPa}}{7.6 \text{ MPa}}$$

$$FS = 7.89$$

4.2.8.2. Diseño de las sujeciones cable-cilindro

Para realizar estas sujeciones, simplemente se acondiciono dos cortes de perfiles cuadrados de aluminio de 25x25x6 mm y de 40x40x20 mm

Se usaron como sujeciones tipo mordaza, abriéndoles canales para ingresar el remache del cable como se muestra en la Figura No. 4.97.

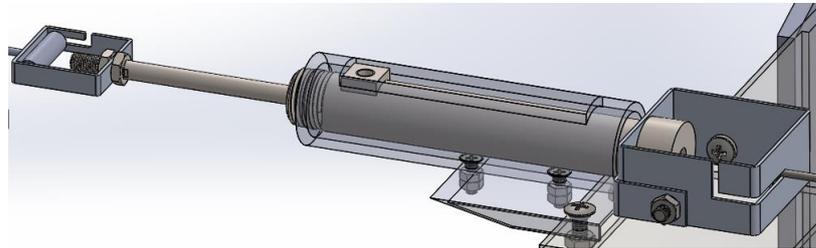


Figura No. 4.97: Sujeciones cable-cilindro

Al tener mucha complejidad de cálculos por los cortes realizados a las piezas, no tener datos precisos del material de aluminio y ya que analizando que, los 7 Kgf, no representan una carga elevada. Se procedió a realizar ensayos rápidos a las piezas a ver si soportarían la fuerza indicada, colgándole pesas de gimnasio y observando deformación visual de la pieza.

Los resultados fueron exitosos y la pieza más pequeña se deformó, al colgarle un total de peso de 18kg. Más del doble de la fuerza de acción en el mecanismo. Por lo que se decidió utilizar este tipo de piezas de cortes aluminio y ponerlas a prueba real de funcionamiento, obteniendo los resultados esperados.

4.2.8.3. Diseño de la fijación al motor

La fijación al motor consta de dos sujeciones adicionales para lograr que el mecanismo funcione correctamente, en la Figura No. 4.98 se puede observar la composición de esta fijación.

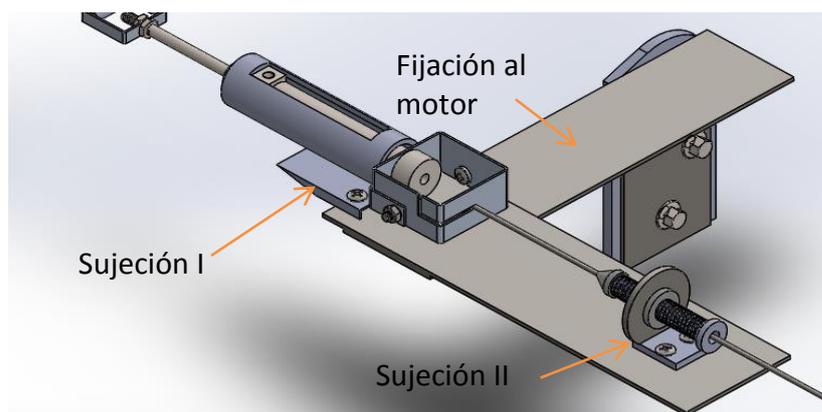


Figura No. 4.98: Fijación al motor

La sujeción I, actúa como un elemento de alineación y fijación de la pieza de nylon, ya que en esta área se encuentra la carcasa de la admisión de aire al motor y esta fijación permite un correcto alineamiento de la pieza de deslizamiento y un correcto ajuste de distancias comprendidas entre el cable original del auto y la extensión que se está instalando tal como se observa en la Figura No. 4.99.



Figura No. 4.99: Fijación al motor instalado

La sujeción II, simplemente es un acondicionamiento para lograr sujetar el cable original, dimensionado de acuerdo a la fijación original del automóvil y de esta manera lograr incorporar el cable original del auto al mecanismo sin necesidad de modificar ninguna parte pieza o incluso calibración del cable.

Ambas sujeciones están fabricadas y fijadas con materiales y elementos ya diseñados, así que no se precisó de un dimensionamiento para esta parte del mecanismo.

Para la fijación al motor, simplemente se acondicionó tres placas de acero soldadas entre si formando ángulos específicos y medidos mediante ensayos para posicionar el cilindro. El espesor de las placas de 4 milímetros se determinó por criterio ya que según Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke mencionan en su libro, que es necesario como mínimo un espesor de placa de acero de 3 milímetros para que la soldadura sea limpia sin causarle daños a la placa, además esta dimensión de placa es lo que se podía conseguir fácilmente en el taller, al haber muchos retazos de este tipo de placa.

Por motivos de fiabilidad de diseño esta orden se trabajó se envió a una empresa con experiencia en soldadura como una metal mecánica y se sujetó al motor mediante la utilización de una fijación propia del motor que se utiliza para el ducto de admisión de aire y consta de dos pernos autoblocantes de 6 milímetros de diámetro roscados a la carcasa del motor.

En la Figura No. 4.100 se puede observar la fijación empernada



Figura No. 4.100: Fijación empernada

Se concluyó por utilizar estos dos pernos, ya que la batería original del auto está fijada al compacto del auto con dos de estos mismos pernos, lo que quiere decir que estos son capaces de soportar las fuerzas dinámicas y momentos flectores ocasionadas por el peso de la batería que es aproximadamente 15kg o 150 newtones, que es mucho más que la fuerza dinámica de 76N que generaría el cilindro del mecanismo de aceleración.

Ya que todo este acondicionamiento, al realizarse en un taller no especializado en este tipo de estructuras, no se necesitó dimensionar mayor cosa, debido a que este sería el acondicionamiento menos resistente que pudiera conseguirse a bajos costos, y que por criterio puede estar excesivamente sobredimensionado, pero no afecta considerablemente para este caso de instalación al presupuesto del proyecto, además para descartar un posible fallo en caso de no estar correctamente dimensionado, se puso a pruebas reales de funcionamiento y determinar si existe fallo o no en las peores condiciones.

Todo este mecanismo se sometió a pruebas reales de funcionamiento, en situaciones como tráfico en horas pico, pendientes y viajes largos, dejándonos los resultados esperados sin falla alguna o indicios de la misma. De esta manera que da justificado la utilización de cada uno de los elementos utilizados para conformar el mecanismo de aceleración.

En la Figura No. 4.101 podemos observar todo el mecanismo instalado y probado.



Figura No. 4.101: Mecanismo de aceleración probado

4.2.9. Tablas de costos

Se presenta a continuación una pequeña tabla de costos, donde se podrá apreciar algunos de los gastos adicionales necesarios para lograr alcanzar diseñar estos mecanismos.

Esta Tabla No. 4.1 no entra dentro de la tabla de costos del proyecto, ya que simplemente representa el costo del error que se obtuvieron al realizar el desarrollo del proyecto.

Tabla de costos de elementos de acondicionamiento				
Cantidad	Descripción	*Comentario	V. Unitario (PVP)	TOTAL
1	Retazo de perfil de aluminio en ángulo		1.00	1.00
1	Retazo de perfil de aluminio en cuadrado 25x25		1.00	1.00
1	Retazo de perfil de aluminio en cuadrado 40x40		1.00	1.00
1	Gastos varios en mecanismo fallido		50.00	50.00
1	Gastos varios en ensayos de tracción		50.00	50.00
1	soldadura de la pieza de fijación al motor		10.00	10.00
1	Gastos varios en elementos electrónicos		20.00	20.00
TOTAL				133.00

Tabla No. 4.1: Tabla de costos de elementos de acondicionamiento

4.3 ELÉCTRICA - ELECTRÓNICA Y SOFTWARE

4.3.1. Fuente de Energía

4.3.1.1. Dimensionamiento de la Fuente de energía para actuadores

Como se había mencionado en el apartado (4.2.5 Abastecimiento de energía), parte del dimensionamiento de la fuente de energía se lo realizó ya, habiendo que instalar una batería adicional de Gel Narada 12VDC @ C20h de ciclo profundo.

Para justificar esta decisión presentamos a continuación una serie de graficas donde podemos exponer claramente el comportamiento del sistema eléctrico del Renault sin la batería adicional y luego con la batería Narada ya instalada en los que consideramos los dos puntos más críticos para el sistema eléctrico del vehículo.

El primer escenario crítico transcurre al momento de encender el motor a combustión del vehículo, en este punto el motor de arranque consume una gran cantidad de corriente al transformar la energía eléctrica de la batería en energía mecánica necesaria para dar movimiento al cigüeñal y vencer la enorme resistencia que presenta este. Esta cantidad de corriente consumida que aproximadamente puede llegar a ser de 400 a 500 amperios instantáneos (Hermógenes Martínez, 2010, p. 770-1038), causa un caída de voltaje instantánea y considerable capas de afectar significativamente a elementos electrónicos como los que el presente proyecto requiere instalar.

En la siguiente Figura No. 4.103 vamos a poder observar el comportamiento de la señal de voltaje una vez instalada la batería de gel adicional.

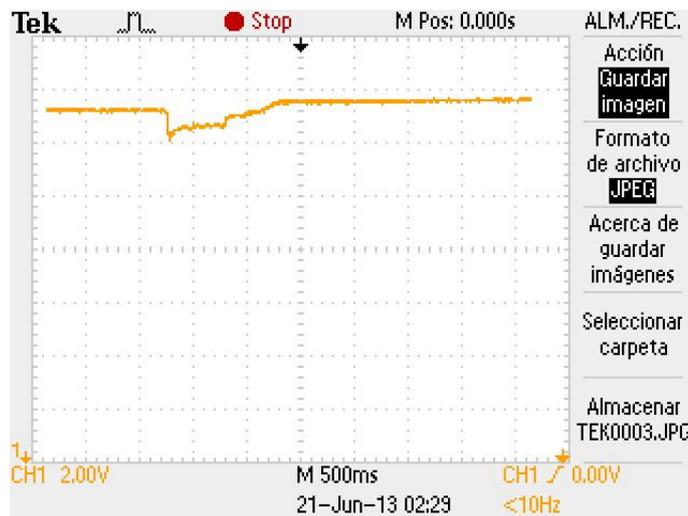


Figura No. 4.103: Voltaje en el encendido con batería adicional

La tensión en esta ocasión está en los 13VDC pues la batería esta nueva, la curva de transición de la señal de voltaje es similar a la de la gráfica anterior, la caída de tensión todavía aparece, pero la ventaja es la recuperación de la onda, pues como se puede observar las gráficas están tomadas en la misma velocidad de muestreo que es 500 ms pero ahora al voltaje le toma unos 500 ms aproximadamente recuperarse y en 1 segundo la tensión ha alcanzado el voltaje de 13.8VDC que genera el alternador del auto. Podemos concluir que la batería adicional mejora notablemente el funcionamiento del sistema eléctrico en este punto crítico.

El segundo escenario crítico ocurre con el motor encendido y el compresor Gast de 1 HP arranca y entra en funcionamiento por un tiempo aproximado de 3 minutos. Para esta toma de datos, el compresor ya fue instalado, junto con el sistema

de abastecimiento de aire comprimido, y se realizó la toma mientras el compresor llena el depósito de 50 litros. En la Figura No. 4.104 podemos observar el comportamiento del voltaje desde que el compresor arranca.

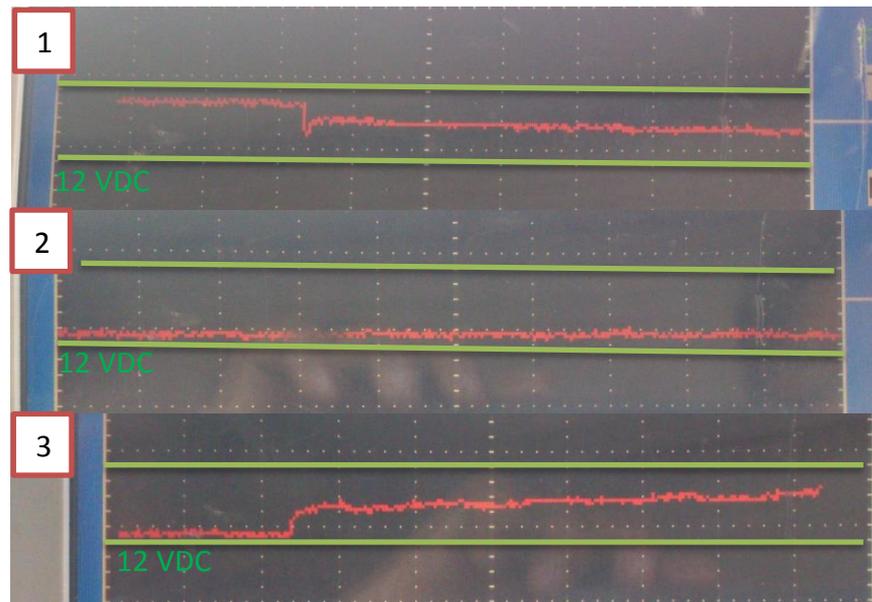


Figura No. 4.104: Voltaje en el encendido del compresor Gast

Con 2 voltios por división y 500ms por cuadro para las lecturas de los segmentos de la graficas podemos apreciar en el segmento (1) de la gráfica, la caída de voltaje que sufre el alternador cuando el compresor arranca y entra en funcionamiento para llenar el depósito y va desde 13.8V hasta los 12.8 V DC aproximadamente que es el voltaje de la batería original del auto. Para este caso quiere decir que el alternador no puede con la carga del compresor pues en esta toma de datos, esta encendido todos los elementos posibles en el auto, como luces, limpiaparabrisas, aire acondicionado, desempañador, etc. Entonces mientras el tiempo transcurre el voltaje de la batería va decayendo debido a la demanda creciente de corriente por parte del compresor, hasta

aproximadamente 1 minuto de estar encendido el compresor, el voltaje ha caído hasta los 12.2 voltios aproximadamente (2), En este punto el voltaje se mantiene constante, es decir la batería empieza a descargarse en un ciclo profundo puesto que intentará mantener esta tensión hasta agotar la mayor parte de su energía y de un momento a otro la tensión de la batería podría caer drásticamente hasta los 10 voltios pero sin poder entregar más corriente.

Esto sucedería si mantenemos este ciclo de descarga continuamente cada 6 minutos como se había diseñado el sistema neumático en un inicio.

En el segmento (3) el compresor ha completado el ciclo de llenado del depósito y se apaga, entonces el voltaje empieza a recuperar su medida normal de 13.8 voltios en aproximadamente 3 segundos.

El tiempo de encendido del compresor fue de más de 3 minutos, pues el tanque estuvo a presión atmosférica en un inicio.

En la Figura No. 4.105 podremos apreciar la transición de la señal de voltaje una vez instalada la batería adicional.

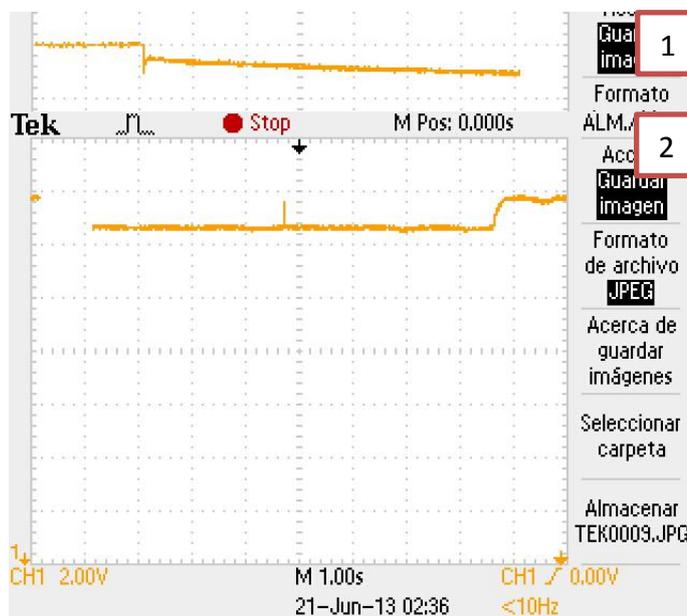


Figura No. 4.105: Voltaje con compresor y batería adicional

La curva durante la transición es muy similar a la anterior, pero hay que notar que en el segundo caso cuando la batería adicional está funcionando, el voltaje cae y permanece constante en un valor ligeramente más alto que el anterior que es 12.4Vdc, es decir en esta ocasión quien está entregando la corriente necesaria para el consumo del compresor es la batería de gel Narada, ya que para una descarga de ciclo profundo el voltaje nominal es de 12.4V aproximadamente.

Otro punto que hay que recalcar es la mejora en la recuperación del voltaje al momento que el compresor se apaga, pues en caso anterior se demoró alrededor de 3 segundos y para esta ocasión se recupera en menos de 1 segundo.

Entonces podemos concluir que el funcionamiento del sistema neumático está respaldado con la batería adicional, ya que esta causa una notable mejora en el rendimiento del sistema eléctrico del vehículo como se había considerado el apartado (4.2.5 Abastecimiento de energía).

Para el funcionamiento del compresor Gast de 1HP (745.7 **Wattios**) @ 110VAC–60Hz, es necesario dimensionar un transformador de corriente continua a corriente alterna y elevador de voltaje de 12 a 110 Voltios. En la Figura No. 4.106 se puede ver que se seleccionó un inversor de corriente para automóvil de 12VDC @ 110VAC – 60Hz, teniendo en cuenta el dato de eficiencia que el fabricante nos da para el caso un 80%, la potencia del inversor es de 1000 Wattios.



Figura No. 4.106: Inversor de tensión

El cable necesario para hacer funcionar este equipo se seleccionó en base a catálogo del fabricante de Disensa en Ecuador, que fabrica cable flexible de cobre

según las normas NEMA WC -5, ICEA S -61-402, ASTM B172, B174, UL STANDARD 83, INEN.

En la Figura No. 4.107 tenemos la tabla de selección del grosor de cable necesario para manejar los 83 amperios que exige los 1000W (inversor) a 12Voltios.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Todos los conductores fabricados por ELECTROCABLES C.A. cumplen con holgura las especificaciones establecidas en las normas de fabricación existentes para cada tipo y que son las siguientes:

Aislante de Material termoplástico, PVC 600 V. - 60 °C (*)

(*) También disponible aislamientos de PVC de 75, 90 y 105 °C

Calibre AWG ó MCM	Sección mm ²	FORMACION	ESESOR AISLAMIENTO mm	DIAMETRO EXTERIOR mm	PESO TOTAL Kg/Km	Cap. de Corriente	TIPO CABLE	Altern. de embal.
		No. de Hilos por diámetro en mm.				Para 1 conductor Al aire libre Amp.		
24	0.205	7 x 0,20	0.51	1.63	5.14	---	FXT	A,E
22	0.324	11 x 0,20	0.51	1.78	7.62	---	FXT	A,E
20	0.519	17 x 0,20	0.76	2.47	9.98	5	FXT	A,E
18	0.823	12 x 0,30	0.76	2.72	13.43	7	TFF	A,E
16	1.310	19 x 0,30	0.76	3.02	18.93	10	TFF	A,B
14	2.08	30 x 0,30	1.14	4.17	32.30	25	TW -F	A,B
12	3.31	27 x 0,40	1.14	4.67	46.50	30	TW -F	A,C
10	5.26	42 x 0,40	1.14	5.26	67.90	40	TW -F	A,D
8	8.37	7 x (17x0,30)	1.52	7.31	119.70	60	TW -F	A,B,E
6	13.30	7 x (15x0,40)	1.52	8.38	174.50	80	TW -F	A,F
4	21.15	7 x (24x0,40)	1.52	9.80	269.90	105	TW -F	A,E
2	33.62	7 x (38x0,40)	1.52	11.55	402.90	140	TW -F	A,E
1	42.36	7 x (48x0,40)	2.03	13.62	521.30	165	TW -F	A,D,E
800	405.00	37 x (39x0,60)	2.79	35.74	4326.00	680	TW -F	Z
900	456.00	37 x (44x0,60)	2.79	37.62	4812.00	730	TW -F	Z
1000	507.00	37 x (49x0,60)	2.79	39.39	5298.00	780	TW -F	Z

Conductor elaborado bajo normas:

NEMA WC -5, ICEA S -61-402, ASTM B172, B174, UL STANDARD 83, INEN

Figura No. 4.107: Calibre de cable de cobre flexible

Fuente: (Disensa, 2013)

Entonces se seleccionó cable de calibre 4 AWG en color rojo y negro para transportar la energía entre baterías, alterador y compresor.

4.3.2. Dimensionamiento de los principales circuitos integrados a utilizarse

Como se mencionó ya en el apartado 3.1 sobre las alternativas de solución, la implementación de hardware y software libre sobre la plataforma de Arduino es ideal para conseguir los objetivos, rápida y económicamente.

“Arduino es una plataforma de electrónica abierta para la creación de prototipos basada en software y hardware flexibles y fáciles de usar. Se creó para artistas, diseñadores, aficionados y cualquiera interesado en crear entornos u objetos interactivos.

Arduino puede tomar información del entorno a través de sus pines de entrada de toda una gama de sensores y puede afectar aquello que le rodea controlando luces, motores y otros actuadores. El microcontrolador en la placa Arduino se programa mediante el lenguaje de programación Arduino (basado en Wiring) y el entorno de desarrollo Arduino (basado en Processing). Los proyectos hechos con Arduino pueden ejecutarse sin necesidad de conectar a un ordenador, si bien tienen la posibilidad de hacerlo y comunicar con diferentes tipos de software (p.ej. Flash, Processing, MaxMSP).

Las placas pueden ser hechas a mano o compradas montadas de fábrica; el software puede ser descargado de forma gratuita. Los ficheros de diseño de referencia (CAD) están disponibles bajo una licencia abierta, así pues se es libre de adaptarlos a tus necesidades.” (Arduino, 2013)

De esta manera nos queda mencionar los requerimientos mínimos necesarios en un inicio para el desarrollo del proyecto.

- 5 entradas análogas, que se usaran para la interfaz de usuario mediante joystick y sensores necesarios para determinar los escenarios en los que se encuentra el vehículo.
- 10 entradas/salidas digitales necesarias para el control de las válvulas direccionales y determinar la necesidad del usuario.
- 1 salida análoga, para el control del transductor proporcional.
- Alta velocidad de respuesta entre la interfaz de usuario y la salida análoga que controlará el pedal del freno y acelerador.

Existen varias tarjetas controladoras Arduino, entre ellas se escogió las más populares y las más usadas a nivel mundial pues mientras más información y foros en el internet existan, mejor uso podemos darles a estas placas. Tenemos entonces al *Arduino Uno R3*, características (Tabla No. 4.2):

Microcontroller	ATmega328
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	14 (of which 6 provide PWM output)
Analog Input Pins	6
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	32 KB (ATmega328) of which 0.5 KB
SRAM	2 KB (ATmega328)
EEPROM	1 KB (ATmega328)
Clock Speed	16 MHz

Tabla No. 4.2: Características Arduino Uno R3

Fuente: (Arduino, 2013)

La placa está basada en el microcontrolador Atmega328 y funcionando con un cristal oscilador de 16Mhz que determina una velocidad de ciclo de máquina de 62.5 nano segundos. Con un consumo menor a 1 Amperio aun si trabajara al máximo de sus capacidades y alimentación externa en rangos industriales hasta 20V. Además cuenta con una capacidad de memoria sram y eeprom aceptable para pequeñas aplicaciones como la del presente proyecto. En la Figura No. 4.108 observamos este controlador.



Figura No. 4.108: Arduino Uno R3

Fuente: (Arduino, 2013)

Arduino Mega ADK y sus características en la Tabla No. 4.3:

Microcontroller	ATmega2560
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 15 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz

Tabla No. 4.3: Características Arduino Mega ADK

Fuente: (Arduino, 2013)

La placa está basada en el microcontrolador Atmega2560 y funcionando con un cristal oscilador de 16Mhz que determina una velocidad de ciclo de máquina de 62.5 nano segundos. Con un consumo de hasta 2 Amperios si trabajara al máximo de sus capacidades y alimentación externa en rangos industriales hasta 20V. Además cuenta con una capacidad de memoria sram y eeprom aceptable para aplicaciones de mediana envergadura suficiente para proyecto, se muestra en la Figura No. 4.109.



Figura No. 4.109: Arduino Uno R3

Fuente: (Arduino, 2013)

Se seleccionó dos de estas placas, puesto que no debemos sobrecargar de información al microcontrolador, evitando de esta manera fallos inesperados en un futuro. La idea principal es usar el Arduino Mega ADK como el procesador de información y controlador de las válvulas neumáticas direccionales y las necesidades de usuario como el embrague, cambio de aceleración a frenado incluso distinguir los escenarios como pendientes, entre otras condiciones que durante el desarrollo se vendrá necesitando. Por el contrario el Arduino Uno R3 será el encargo de únicamente monitorear el joystick (la necesidad del porcentaje de aceleración y frenado), es decir la señal análoga de entrada y transformarla en la señal del voltaje requerida para el transductor proporcional según sea el caso.

De esta manera conseguimos el paralelismo necesario entre el procesamiento de la información que se necesita para optimizar los servomecanismos y la rápida respuesta que necesitamos para el frenado del auto, ya que este es el punto más crítico del sistema de asistencia a la conducción. Es decir en todo instante el sistema de asistencia pone por prioridad la señal análoga para el control del transductor de presión que controlará el mecanismo del pedal del freno.

Para concluir con este apartado, cabe notar que ninguno de las placas de Arduino posee como tal una salida de señal análoga de corriente o voltaje que es muy diferente de los pulsos modulados (PWM) que si los poseen cada uno. Si bien es cierto podemos crear un señal de voltaje controlada mediante el uso correcto de un PWM y un circuito de filtro de señales para obtener así una voltaje regulado de 0 a 5 voltios mediante unos 256 bits configurables digitalmente. Siendo esta una posible opción a utilizarse, se requerirá de elementos electrónicos que llegan a consumir aproximadamente unos 15mA. En el peor de los casos llegaremos a ocupar tantos de estos elementos (60) para lograr un consumo de hasta 1A, que es un límite aceptable de consumo para un circuito electrónico.

4.3.3. Dimensionamiento de la fuente de energía para los controladores

Un parámetro importante con el que debe cumplir un automóvil para que pueda instalarse el sistema de asistencia a la conducción es el de poseer inyección electrónica.

Esto debido a que es necesario comprender que el sistema eléctrico de un auto a carburador y un automóvil a inyección electrónica difiere mucho en la fiabilidad de la corriente y/o voltaje continuo que entrega el alternador y su puente rectificador con el vehículo encendido.

Es decir en el caso de un vehículo que posea carburador, el puente rectificador del alternador de estos autos en general no es 100% confiable debido a las perturbaciones que presenta la señal de 13.8 Voltios que alimenta a las baterías, esto se puede fácilmente comprobar como se lo hizo para el proyecto con un osciloscopio.

En la Figura No. 4.110 (2 Voltios por división) tenemos el voltaje procedente del alternador de un vehículo Niva de 1992, motor con carburador.

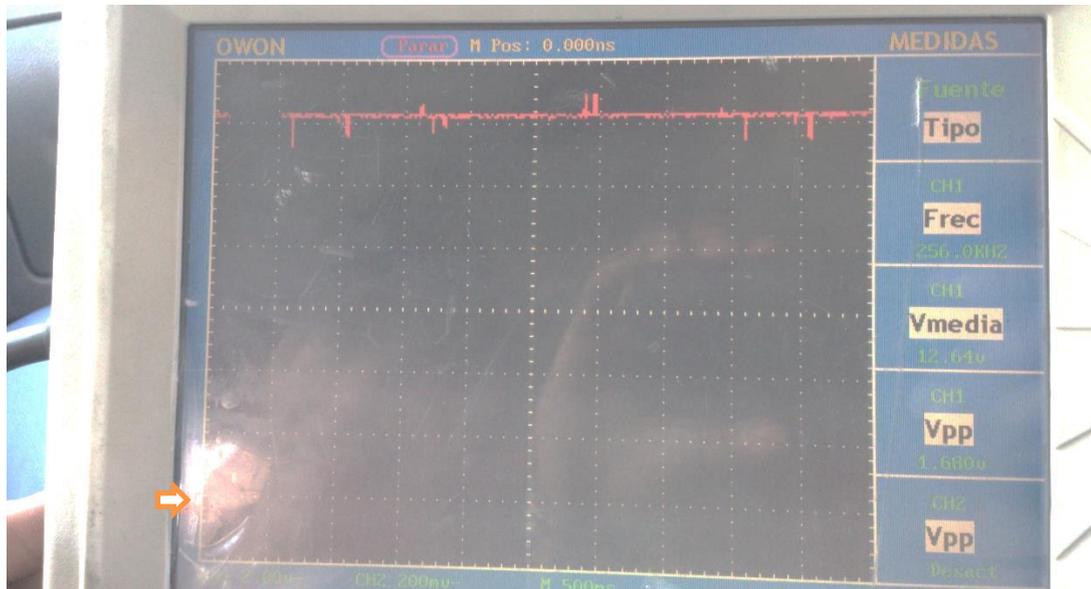


Figura No. 4.110: Voltaje del alternador Niva

Estas perturbaciones que por lo general suelen ser más o menos prolongadas dependiendo del tipo de puente rectificador que posea cada vehículo, son críticas para el diseño del proyecto, pues estas pueden llegar a causar daños graves e irreparables en el sistema de control.

Una solución sería encontrar y acondicionar un puente rectificador más confiable y adaptarlo al alternador de un auto a carburador, pero se corre el riesgo de haber fallo en el puente rectificador ya que los elementos de un automóvil son específicamente diseñados para cada marca de vehículo, entonces solo con elementos o partes de la misma marca del vehículo se conseguiría el mayor porcentaje de fiabilidad del sistema.

De tal manera se procedió a tomar los datos del voltaje del Renault Stepway mediante un osciloscopio y determinar la fiabilidad del puente rectificador que posee como se muestra en la Figura No. 4.111.

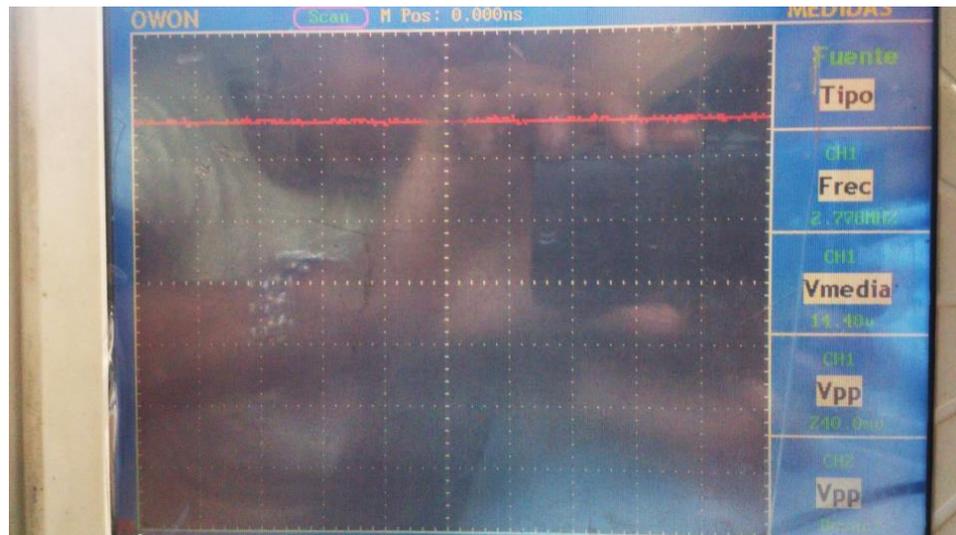


Figura No. 4.111: Voltaje del alternador Renault Stepway

Como se puede observar en la Figura No. 4.43, el voltaje procedente del alternador y su puente rectificador es muy estable y sin perturbaciones que puedan causar un daño al control electrónico. Esto se sucede debido al avance tecnológico de la electrónica en los autos, pues desde que se decide introducir electrónica en los automóviles, los ingenieros se enfocaron en diseñar una fuente de alimentación confiable y segura que no pueda causar daños a las centralitas electrónicas y/o cerebros de los automóviles de hoy en día, además estos nuevos puentes rectificadores soportan las más estrictas y rigurosas pruebas por las que tienen que pasar los automóviles antes de salir al mercado, para nuestro caso es la norma europea EN 50131 que certifica un muy buena calidad del producto respecto de

inmunidad a fallos de los sistemas eléctricos-electrónicos. Con esto justificamos el uso directo del alternador como fuente de energía para el sistema de control del mecanismo de asistencia a la conducción.

Para darle mayor confiabilidad y seguridad al sistema electrónico hemos seleccionado un equipo capaz de regular aún más su salida de voltaje para el sistema de control y evitar fallos debido a los dos escenarios críticos descritos anteriormente sobre el encendido del auto y encendido del compresor.

Entonces para evitar que el circuito de control se vea afectado por estas caídas de tensiones se decidió seleccionar un equipo regulador de voltaje step up-down como el que se muestra en la Figura No. 4.112.



Figura No. 4.112: Regulador de voltaje

El regulador es de una potencia de 100W, un calibre 14AWG se seleccionó para instalar este equipo. Según el fabricante este regulador nos puede proporcionar un manejo de hasta 5A. Puesto que el consumo de las 2 placas de Arduino, pueden llegar a ser de 3A y 1A para los elementos eléctricos y electrónicos adicionales necesarios para construir el sistema de control, el regulador es suficiente para la demanda de energía por parte del circuito de control.

Este regulador cumple su función elevando el voltaje 12VDC del automóvil hasta los 24 voltios y luego lo regula y lo descende hasta los 12 voltios nuevamente. Este tipo de fuente es más confiable y resistente a este tipo de perturbaciones pues el sistema eléctrico y electrónico que lleva instalado es diseñado para un correcto funcionamiento en un automóvil y de esta manera absorber caídas de tensión, así su salida de voltaje regulada no se ve afectada como se puede observar en la siguiente toma (Figura No. 4.113) que se capturó mientras se encendía el automóvil.

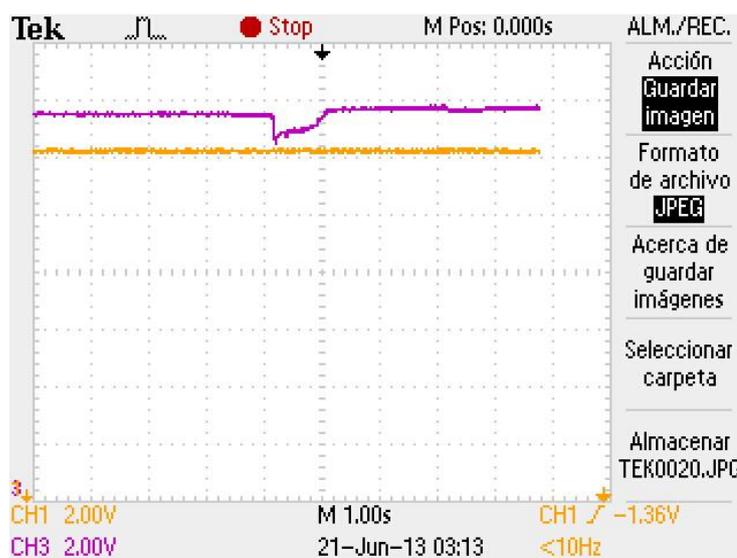


Figura No. 4.113: Regulador de voltaje en el encendido

Como podemos apreciar, la curva de color violeta es la transición de la tensión cuando se enciende el auto, mientras que la curva en color tomate es el voltaje regulado a 12Vdc que no sufre ninguna perturbación por causa del efecto de caída de tensión que ocurre en transición del encendido del vehículo.

En la Figura No. 4.114 observamos también, como la salida del regulador de voltaje tampoco se ve afectada con la caída de tensión que ocurre cuando se enciende el compresor y cumple su ciclo de trabajo.

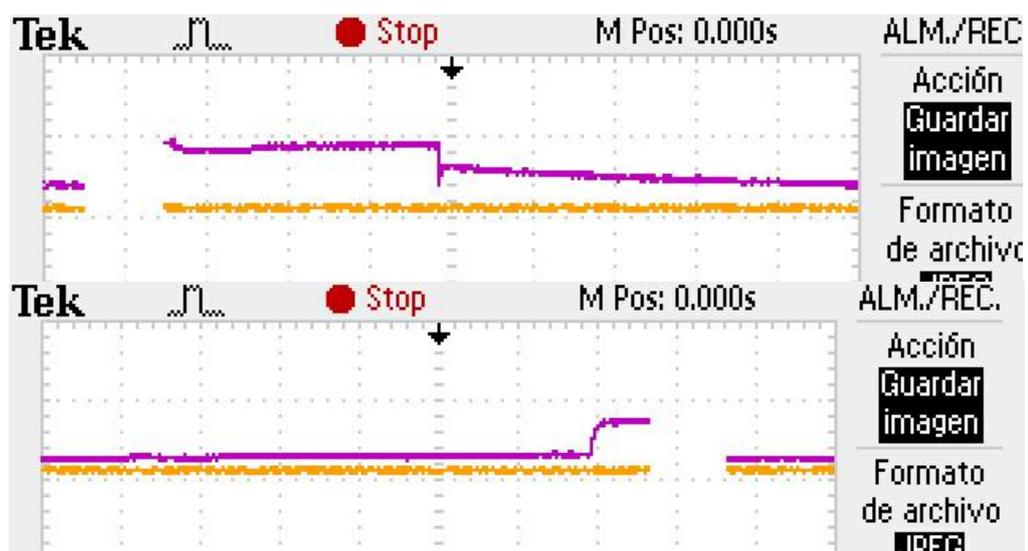


Figura No. 4.114: Regulador de voltaje en el encendido

Ahora bien como es conocido, un circuito electrónico de control por lo general demanda de tensiones de 3.3V o 5V que son los voltajes normalizados y los más utilizados en el mercado.

Se ha seleccionado un regulador step up-down como el de la Figura No. 4.115 para regular la tensión hasta los 5 voltios que necesitaremos para los elementos electrónicos adicionales necesarios.

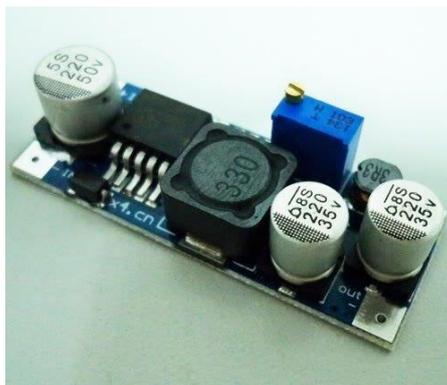


Figura No. 4.115: Regulador de voltaje LM2596

Fuente: (Shoptronica, 2013)

Es un circuito de voltaje regulador (DC to DC) como el de la Figura No. 4.116. Fácil de conseguir en el mercado ecuatoriano.

Descripción:

Eficiencia de 92%
 Frecuencia de conmutación de 150KHz
 Protección contra corto circuito
 Rango de temperatura de operación (-40°C a 85 °C)
 Regulación de voltaje: $\pm 2.5\%$

Especificaciones:

Basic Attributes			
Module property	Non-isolation buck	Rectification mode	Non-synchronous rectification
Input voltage	4V-35V	Output voltage	1.23V-30V
Input current	3A(maximum)	Conversion efficiency	92%(highest)
Switching frequency	150KHz	Output ripple	30mA9maxum)
Load regulation	$\pm 0.5\%$	Voltage regulation	$\pm 2.5\%$
Work temperature	-40°C - +85°C	Overall dimension	48*23*14 (length*width*height) (mm)

Figura No. 4.116: Características - regulador de voltaje LM2596

Fuente: (Shoptronica, 2013)

El regulador puede manejar fácilmente 1 amperio (40% de su rendimiento) sin exigir demasiado a componente LM2596, por lo que es suficiente para realizar un diseño electrónico como el que estamos necesitando.

4.3.4. Diseño electrónico y de software

Para el funcionamiento del transductor proporcional fue necesario diseñar un circuito de señal analógica de 0 a 10VDC, que es la señal de comando. Para ello primeramente se incursiono el dimensionamiento de un circuito filtro pasa bajo RC como el que se muestra en la Figura No. 4.49.

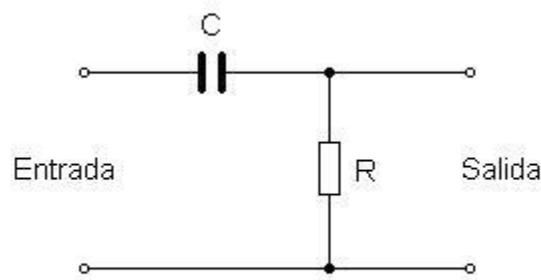


Figura No. 4.117: Filtro RC pasa bajos

El cual junto con una salida PWM que el Arduino es capaz de generar fácilmente con el llamado de una función de programa, logrando de esta manera que de acuerdo al ancho de pulso (0 – 255 bits) obtendremos a la salida una señal de voltaje proporcional de 0 a 5 VDC, y con un circuito amplificador se pudo conseguir 255 bits de resolución para una salida de 0 a 10V.

Los resultados fueron buenos como se puede observar en la Figura No. 4.118.



Figura No. 4.118: Señales de la salida analógica

Las gráficas nos muestran las señales en proceso de transformación de PWM a una salida analógica de a 10 VDC. La curva en color tomate es la señal de PWM a 100HZ generada por uno de las salidas digitales del Arduino UNO, la curva en color turquesa es la medida de la señal de voltaje de 0 a 5 VDC que se logró conseguir con el dimensionamiento del circuito RC, transformando el ancho de pulso en una salida de voltaje continuo regulada digitalmente hasta 255 bits, y por último la curva de

color violeta es la señal de salida de 0 a 10VDC que se consiguió amplificando la señal de 5 voltios.

Si bien es cierto, el circuito pareció funcionar correctamente en cuanto a la transformación de señales, pero ocurrió un problema con la velocidad de respuesta del circuito, pues el filtro pasa bajo tiene una velocidad de respuesta dependiente del tiempo de carga del capacitor y puesto que se necesitó de capacitor de 100 micro faradios para lograr una señal lo más continua posible y sin rizado, la velocidad de respuesta es muy lenta para alcanzar el máximo voltaje cuando el circuito ha estado en cero y viceversa tal como se muestra en la Figura No. 4.119.



Figura No. 4.119: Señales de la salida análoga

Como se puede observar la señal se demora alrededor de 250 milisegundos en pasar del valor mínimo al máximo y viceversa, lo cual es crítico para el diseño del servomecanismo del freno, pues según Aneta (Escuela de conducción en Ecuador) el tiempo de reacción de un conductor en condiciones normales está comprendido entre

los 200 y 600 milisegundos , además la velocidad de respuesta del transductor proporcional, en pasar de 0 a la máxima presión depende de la carga y puede llegar a ser hasta 400 milisegundos, además el tiempo de procesamiento de la información por parte del Arduino es otro factor que incide y todo junto determina que, este circuito RC no es suficiente para alcanzar velocidades de respuesta similares o iguales a los que conseguiría un conductor generalmente en casos de emergencia.

Por lo tanto se decidió implementar un circuito simple en diseño y control mediante el uso de un chip, MCP41010 (Potenciómetro Digital) controlado mediante comunicación I2C serial. Este elemento hace las veces de un arreglo de 255 resistencias con las cuales podemos variar la salida de voltaje hasta obtener una señal controlada de 0 a 5 voltios con una resolución de 255 bits, implementando la llamada de una simple función de programa con el arduino UNO. Los resultados son sobresalientes como se puede observar en la Figura No. 4.120, ya que la velocidad de respuesta mejoró en 5 veces, entonces el tiempo que le demora al potenciómetro digital en pasar de 0 a 5 voltios es de aproximadamente 50 milisegundos.

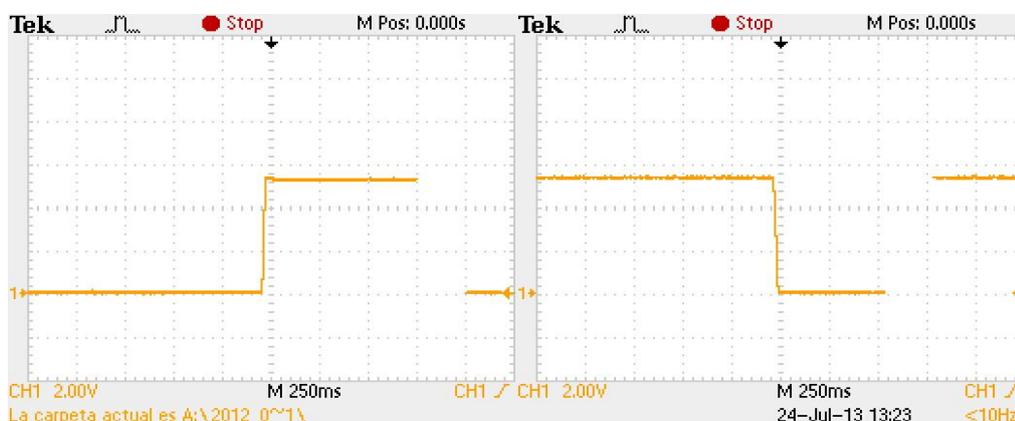


Figura No. 4.120: Señal de voltaje con el MCP41010

Presentamos a continuación en la Figura No. 4.121 el esquema de desarrollo necesario para las pruebas de funcionamiento del traductor proporcional para el control de los mecanismos de freno y acelerador.

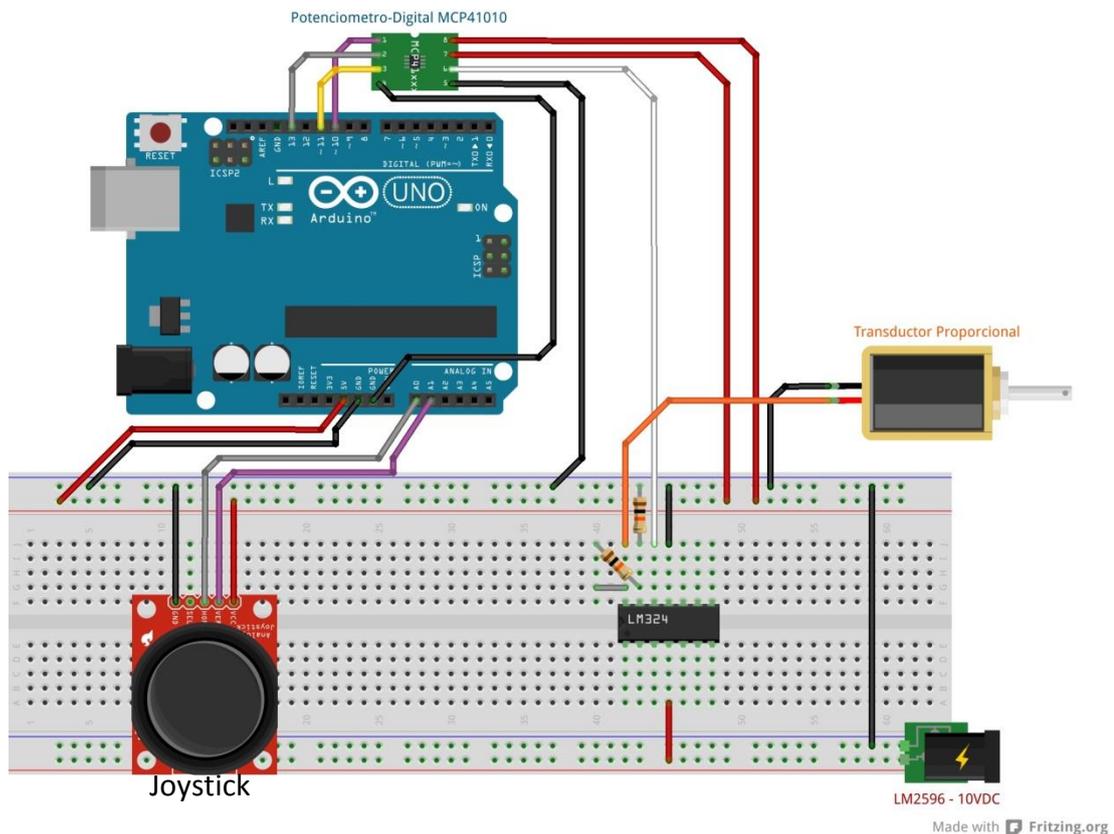


Figura No. 4.121: Esquema de desarrollo Arduino UNO

En el esquema podremos observar que usamos un joystick como entrada análoga, el cual es usado para determinar el porcentaje de aceleración y frenado que requiere el conductor en tiempo real. Además lo que nos queda por diseñar el circuito amplificador de voltaje para obtener la señal de comando. El integrado utilizado es un amplificador operacional LM324 y según el fabricante “ON semiconductor” se

utiliza para la aplicación requerida con la siguiente configuración y formula de diseño que se muestra en la Figura No. 4.122.

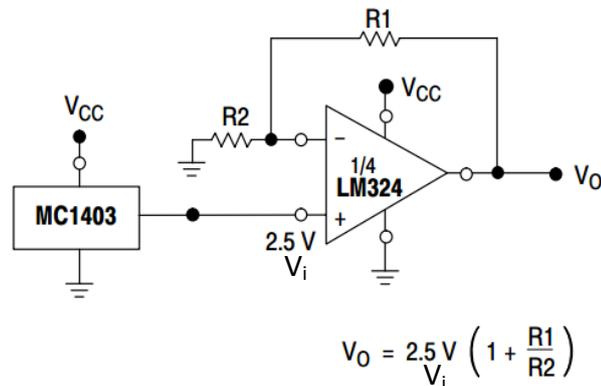


Figura No. 4.122: LM324 en configuración amplificador de voltaje

Fuente: (Catalogo, 2013)

Ya que la necesidad requiere amplificar 5VDC a 10VDC, es decir necesitamos que V_o sea el doble que el voltaje de entrada V_i , entonces necesitamos que R_1 sea igual a R_2 . Así que se decidió utilizar resistencias de $10K\Omega$ como se indicó en la Figura No. 4.53.

Por motivos de seguridad, facilidad de diseño, durabilidad y aumento de la fiabilidad de la interfaz de usuario, se decidió acondicionar un joystick comercial de una palanca de mando de PlayStation, marca que nos garantiza un funcionamiento preciso y soporta un funcionamiento continuo por al menos 2 años que es la garantía que ofrece la marca. De esta manera el joystick interno de la palanca viene montado sobre una placa en la cual se encuentran los potenciómetros de los ejes x/y, los cuales

están acondicionados mediante filtros RC, necesarios para un funcionamiento óptimo. La palanca es la que se muestra en la Figura No. 4.123.



Figura No. 4.123: Acondicionamiento del joystick

En la palanca están también botones del tipo pulsadores digitales, que se hicieron uso para los botones de frenar, embragar y auxiliar ya que estos botones también están diseñados para un uso continuo y brindan una fiabilidad mayor respecto de botones pulsadores típicos de tienda electrónica.

El programa que se usó sobre el Arduino UNO para la puesta en funcionamiento del potenciómetro digital y controlar el transductor proporcional de presión está en el Anexo G, programa número 1.

El algoritmo de programación es el que se muestra en la Figura No. 4.124.

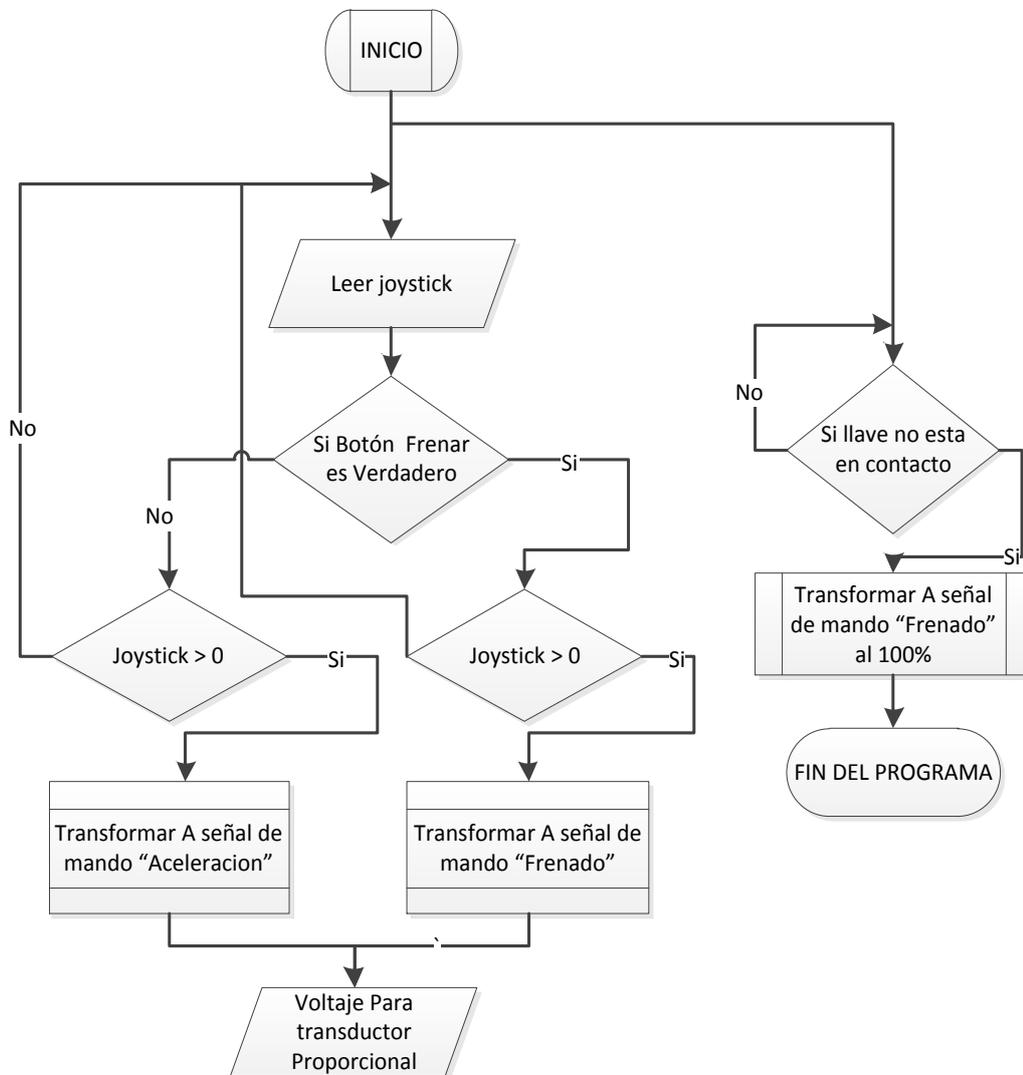


Figura No. 4.124: Algoritmo – funcionamiento Transductor proporcional

Para el control de las válvulas direccionales y procesamiento de la información de requerimiento del usuario se planteó el siguiente circuito mostrado en la Figura No. 4.125.

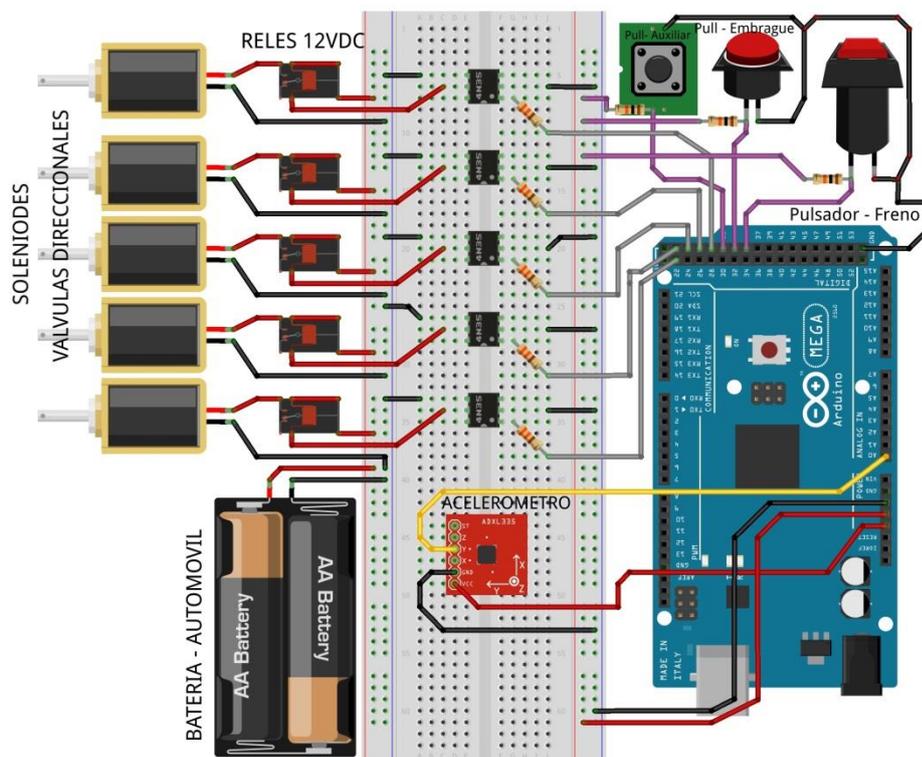


Figura No. 4.125: Esquema de desarrollo Arduino Mega ADK

Como se podemos observar en la gráfica, el circuito consta primeramente de tres botones que hacen las veces de una entrada digital para el arduino dispuestos como el típico circuito de pulsador Pull-up.

En la Figura No. 4.126 se muestra el diseño de este y todos los pulsadores que se usarán en el diseño electrónico

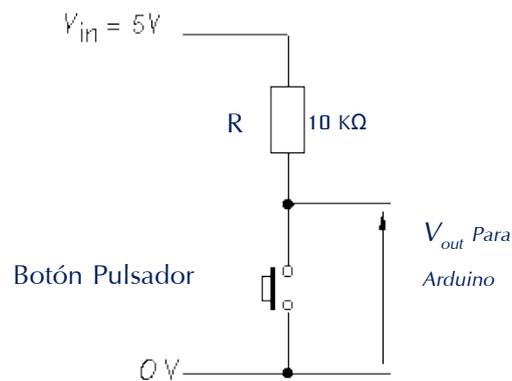


Figura No. 4.126: Pulsador en disposición Pull-up

El pulsador que denominamos (Pulsador- Freno), es quien informa al arduino la necesidad del conductor de frenar o acelerar. El (Pulsador - Embrague) es quien notifica al arduino de la necesidad de desembragar el auto para realizar el cambio de marcha. El (Pulsador - Auxiliar) es un botón que ayuda al conductor a infórmale al arduino que el escenario en el que se encuentra es el de la primera marcha, auto parado y necesita que la velocidad de embragado sea lo más sutil y lento posible para evitar un arranque desenfrenado. Además para ayudar a este escenario se incorporó un (Acelerómetro Adxl335) dispuesto como detector de inclinación del vehículo, de esta manera el procesador está obligado a establecer una velocidad de desembragado más lenta con forme la pendiente en la que el auto se encuentre sea mayor.

Por ultimo están esquematizadas las salidas digitales a 12VDC opto acopladas para seguridad y cuidado de la integridad del circuito de control mediante el uso de

relevadores y opto transistores. Para evitar un diseño, tiempo y gastos innecesarios se decidió adquirir módulos de trabajo ideales para arduino que poseen ya este tipo de circuitos y son de costos muy bajos ideales para este proyecto.

Así podemos observar dicho modulo en la Figura No. 4.127.

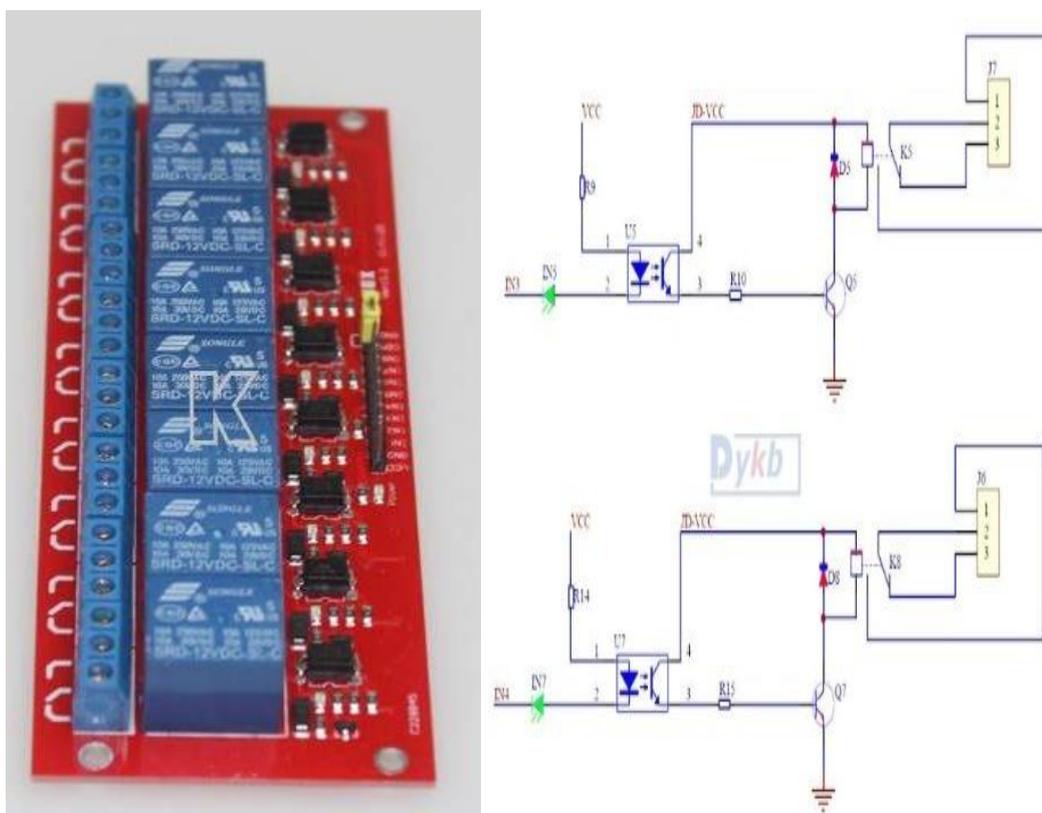


Figura No. 4.127: Modulo Relé 12VDC con 8 canales

Fuente: (Mercadolibre Ecuador, 2013)

El algoritmo que se usa sobre el Arduino Mega ADK es el siguiente presentado en la Figura No. 4.128.

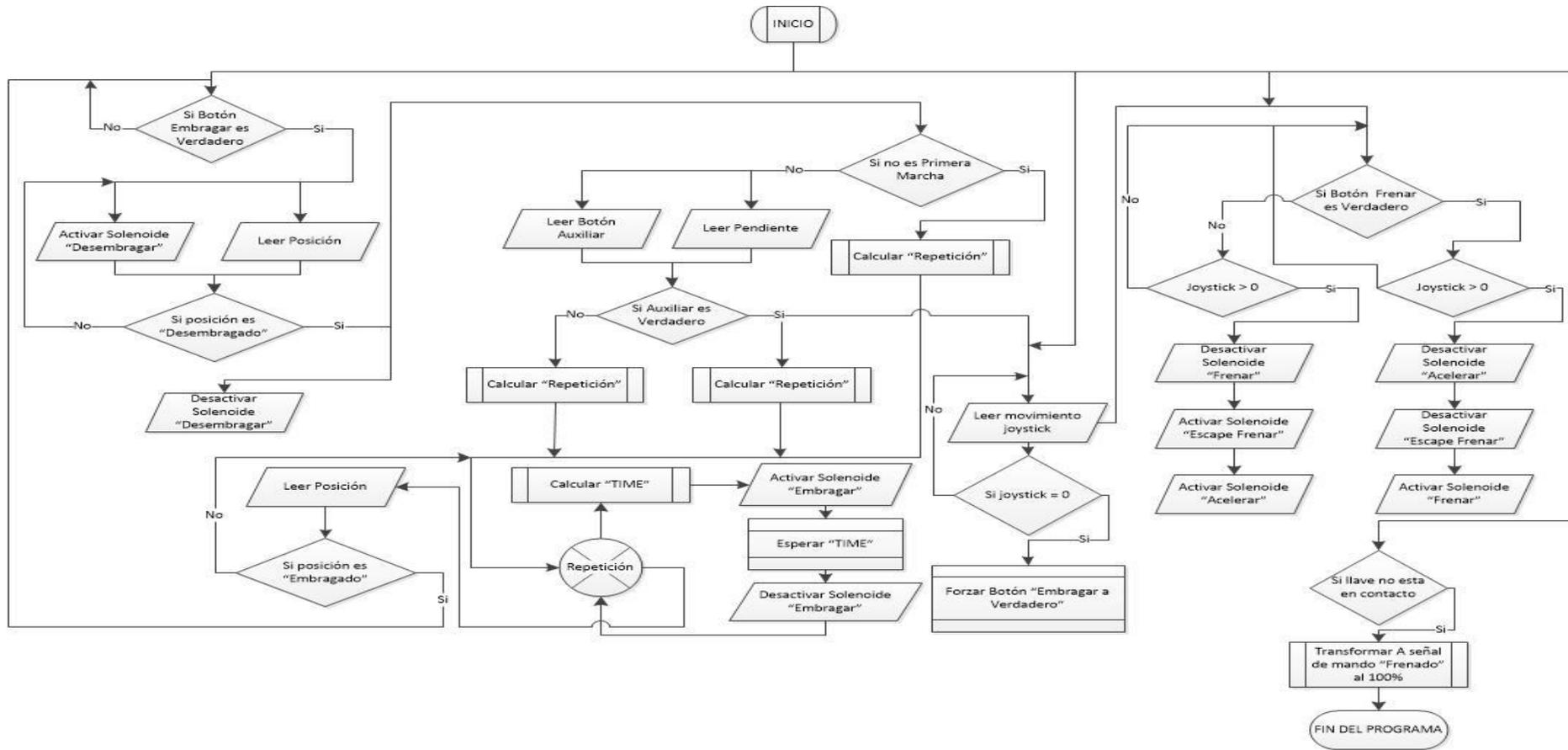


Figura No. 4.128: Algoritmo – Válvulas direccionales

El algoritmo es capaz de direccionar el fluido de aire proveniente del transductor proporcional hacia los cilindros de los mecanismos de frenado y aceleración dependiendo de la información obtenida por el conductor mediante un botón de estado lógico denominado “Frenar”. Además este realiza la acción de embragado lenta o moderada dependiendo de la información que el usuario provea. Dicha lógica de activación y desactivación de la válvula direccional del cilindro del mecanismo de embrague se explica a continuación en la integración de hardware y software.

4.4 MECATRÓNICA

4.4.1. Integración de hardware y software

Para lograr integrar los mecanismos junto con el diseño electrónico, primeramente se analizó las recomendaciones del Real Decreto 2272/1985 1985)- Constitución Española, del 4 de diciembre, por el que se determinan las adaptaciones mecánicas en automóviles para discapacitados mostrado arte del mismo en la Figura No. 4.129.

Carencias anatómicas o funcionales en la extremidad inferior desde la cadera en dirección periférica de forma que la rodilla resulte inoperante. Se incluyen en este grupo, paraplejías, artrodesis y anquilosis de rodilla en posición vertical.	a.3) Pérdida o carencia de ambos miembros	a.- Caja de cambio automático o servoembrague con control manual, semi-atomatizado o automatizado
		b.- Acelerador en el volante
		c.- Freno de servicio manual, preferentemente bloqueante
		d.- Eventual adaptación del asiento, en caso de paraplejía, artrodesis o anquilosis.
		Velocidad máxima: 80 km/h con embrague automático y 70 km/h el resto

Figura No. 4.129: Recomendaciones Real Decreto 2272/1985

(Real Decreto, 2272/1985)

Se tomará en cuenta entonces, embrague semi-automatizado, con acelerador en el volante y un freno de servicio manual para parada de emergencia.

Entonces, se implementó en protoboard el esquema necesario para poner en funcionamiento los tres mecanismos antes diseñados, ajustar sus variables físicas con las variables de software.

Para ello fue necesario fusionar los dos esquemas antes expuestos de arduino Uno y Mega, comunicándolos entre sí para lograr una sincronización entre el funcionamiento del transductor proporcional y las válvulas direccionales.

El esquema implementado se puede observar en la Figura No. 4.131.

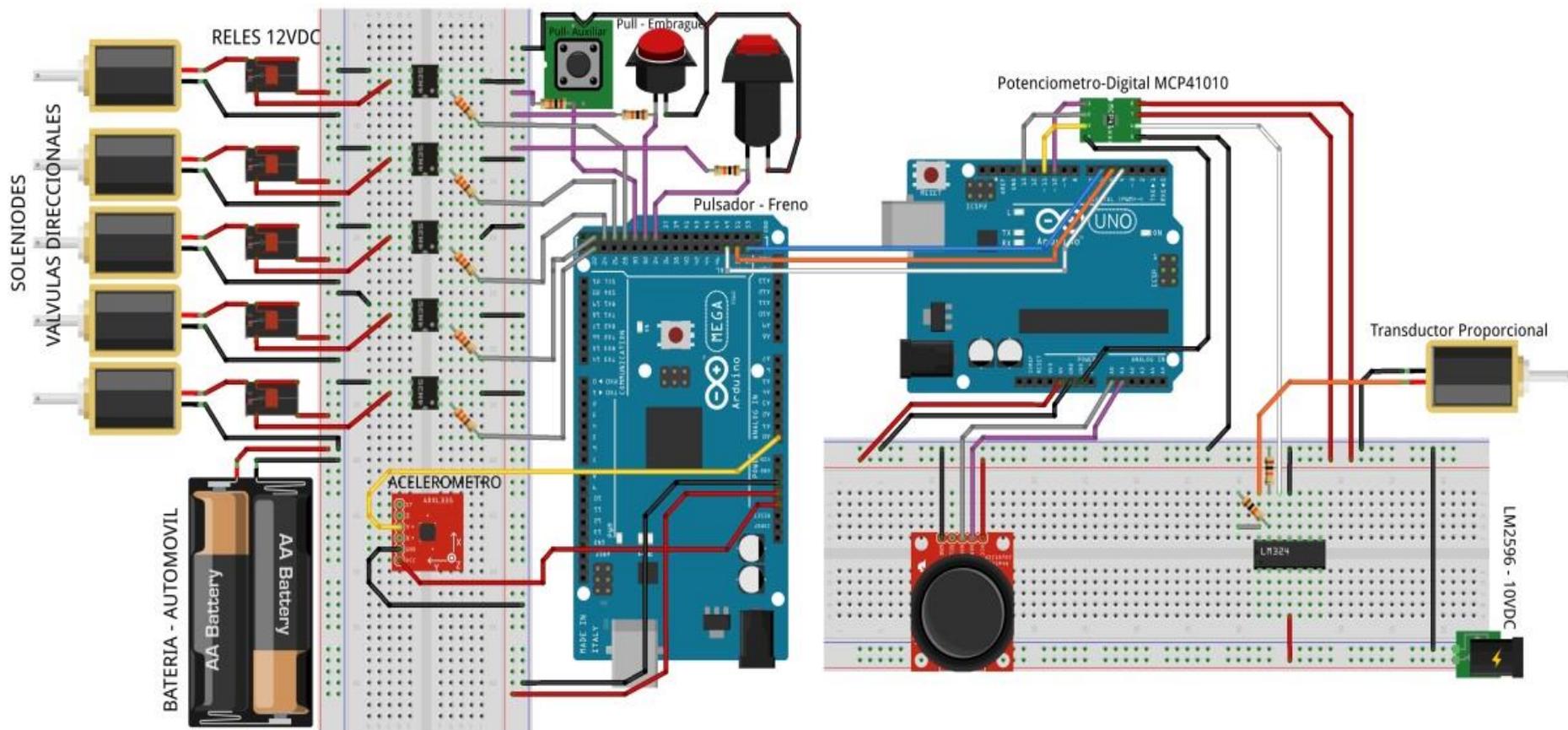


Figura No. 4.130: Algoritmo – Válvulas direccionales

En la gráfica se puede observar un que el arduino Mega y el arduino Uno están comunicados por tres cables, de color azul, tomate y blanco. Estos cables hacen las veces de una comunicación bidireccional, 2 bits usa el arduino Mega para transferir información al arduino Uno sobre la información de la interfaz de usuario, avisándole cuando el conductor ha decidido frenar o acelerar, incluso cuando necesita de asistencia al frenado o aceleración debido a las pendientes. El arduino Uno usa un bit como información a transferirle al arduino Mega diciéndole cuando el joystick ha empezado a moverse y el conductor ha decido empezar a acelerar o frenar.

Todo el circuito eléctrico y electrónico tuvo que ser instalado a bordo del vehículo desde un inicio, puesto que los problemas reales ocurren con el vehículo encendido y en movimiento. Una vez instalado se testeó todas las señales de control, alimentación y potencia con un osciloscopio y el vehículo en muchos escenarios como pendientes, curvas, aceleraciones, frenados bruscos, etc. A fin de detectar errores en las lecturas de datos y procesamiento de la información, perturbaciones eléctricas y magnéticas. Después de varias pruebas y recorridos a diferentes ciudades con programas sencillos funcionando todo el tiempo, entonces se determinó que es sistema eléctrico y electrónico es confiable, para poder empezar a poner en funcionamiento los mecanismo de accionamiento de los tres pedales.

En la Figura No. 4.131 podemos observar cómo queda instalado el circuito de desarrollo.



Figura No. 4.131: Implementación del circuito de control

Ninguna parte o pieza original del vehículo fue modificada, en tales casos de esa necesidad como el guarda polvos de la palanca de cambios, se reemplazó por una imitación a la cual se le realizó una modificación para poder ingresar cables dentro del tablero. Entonces se instala también cada uno de los mecanismos en el vehículo como se muestra en la Figura No. 4.132.

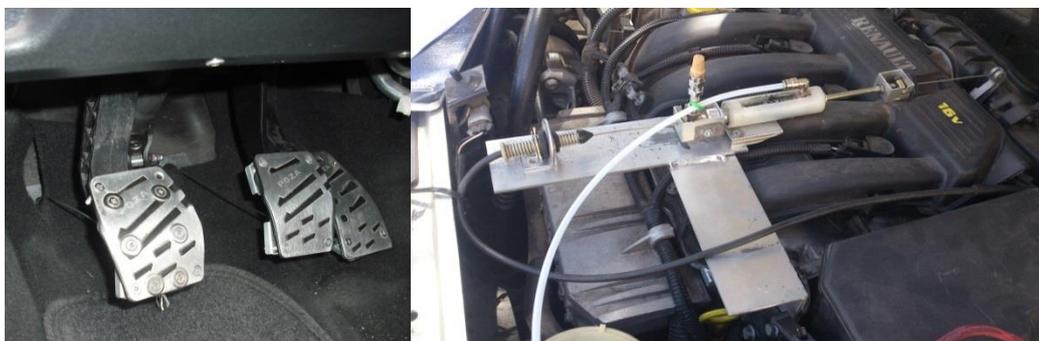
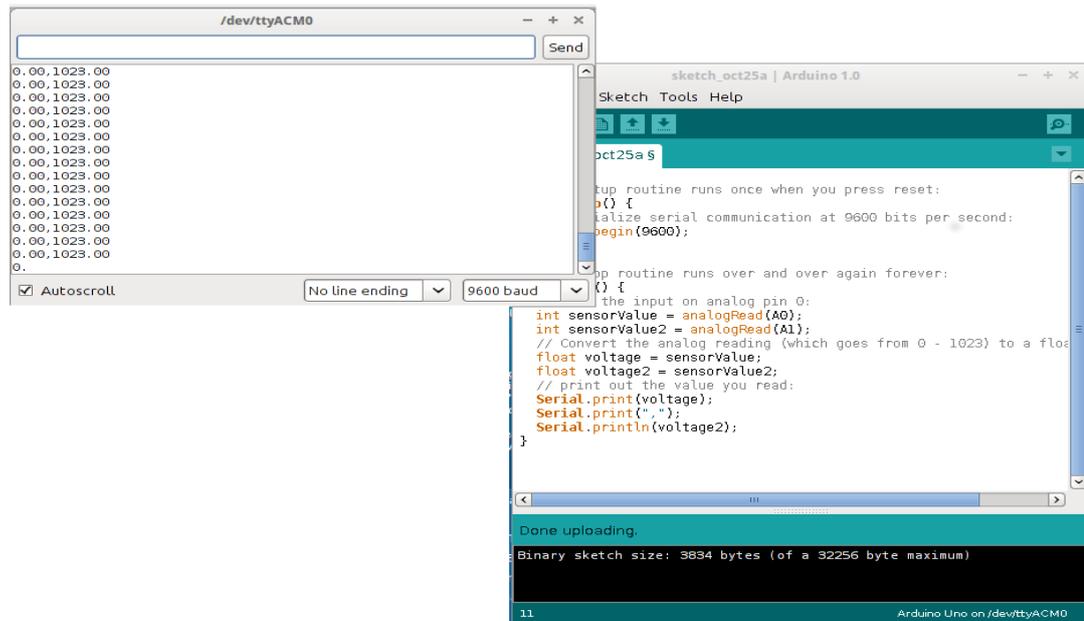


Figura No. 4.132: Implementación de los mecanismos

Usando el puerto serial de un PC y los arduinos, se empezó a ajustar las variables físicas y mecánicas en tiempo real, tal como se ve en el ejemplo de la Figura No. 4.133.



The image shows two overlapping windows. The top-left window is a serial terminal titled '/dev/ttyACM0' with a 'Send' button. It displays a continuous stream of data: '0.00,1023.00' repeated many times, followed by a '0.' at the end. The bottom-right window is the Arduino IDE titled 'sketch_oct25a | Arduino 1.0'. It shows the sketch editor with the following code:

```

// Setup routine runs once when you press reset:
void setup() {
  // Initialize serial communication at 9600 bits per second:
  Serial.begin(9600);
}

// Loop routine runs over and over again forever:
void loop() {
  // Read the input on analog pin 0:
  int sensorValue = analogRead(A0);
  int sensorValue2 = analogRead(A1);
  // Convert the analog reading (which goes from 0 - 1023) to a float:
  float voltage = sensorValue;
  float voltage2 = sensorValue2;
  // print out the value you read:
  Serial.print(voltage);
  Serial.print(",");
  Serial.println(voltage2);
}

```

Below the code editor, the IDE shows a status bar with 'Done uploading.' and 'Binary sketch size: 3834 bytes (of a 32256 byte maximum)'. The bottom status bar indicates '11 Arduino Uno on /dev/ttyACM0'.

Figura No. 4.133: Ajuste de las variables físicas

En la puesta a funcionamiento del transductor proporcional con los mecanismos de aceleración y frenado, se encontró que el transductor de presión es capaz de gobernar la posición de la válvula de mariposa del colector de admisión únicamente con un control proporcional, pues existe repetibilidad, precisión y una buena resolución para conseguir maniobrar plenamente el vehículo. En el caso del mecanismo de freno, también es capaz de gobernar la fuerza aplicada al pedal, de manera proporcional sin necesidad en ninguno de los casos de un control proporcional-derivativo, integral o PID que es un control más complejo. De esta manera se encuentra que es posible realizar este control proporcional siempre y cuando se corrija mediante software la curva de histéresis mecánica presente en los

mecanismos por efecto de fricción en los vástagos de los cilindros, rodamientos en las poleas y deslizamientos lineales mecánicos.

4.4.2. Algoritmos de software

En el caso del mecanismo de aceleración se encontró la siguiente curva de histéresis mecánica mostrada en la Figura No. 4.134.

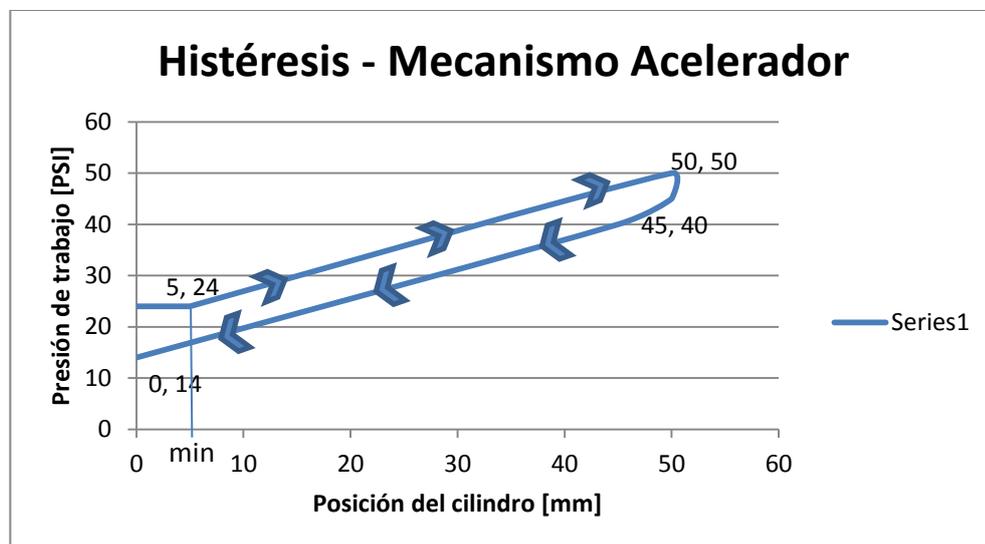


Figura No. 4.134: Curva de histéresis - Acelerador

En la curva se puede apreciar que existe un punto muerto de al menos 5 milímetros de recorrido del vástago del cilindro cuando la presión está en aumento, es decir tenemos un punto mínimo de presión necesaria para empezar a mover la válvula de mariposa. Luego mientras la presión va en aumento obtenemos una posición determinada para una señal de voltaje, pero cuando la presión empieza a disminuir o descender, la posición de la válvula de mariposa difiere, entonces es necesario condicionar por software una curva para el ascenso y otra para el descenso.

Entonces se realizó el ajuste necesario, si 50PSI son el 100% que gobiernan el total del recorrido, entonces 10PSI de diferencia entre las dos curvas representan un 40% de histéresis mecánica. En la programación se introducen estas condiciones y se halló excelentes resultados de maniobrabilidad del auto. De tal manera que se debe realizar un control proporcional como se muestra en la Figura No. 4.135.

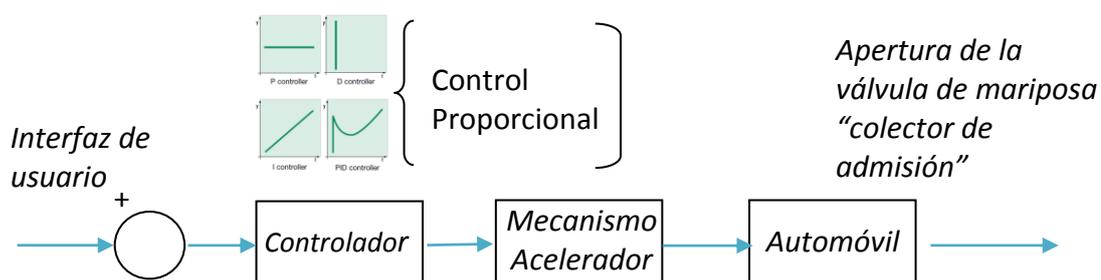


Figura No. 4.135: Esquema del controlador - Acelerador

Para el caso del mecanismo de frenado se obtuvo la siguiente curva de histéresis mostrada a continuación en la Figura No. 4.136.

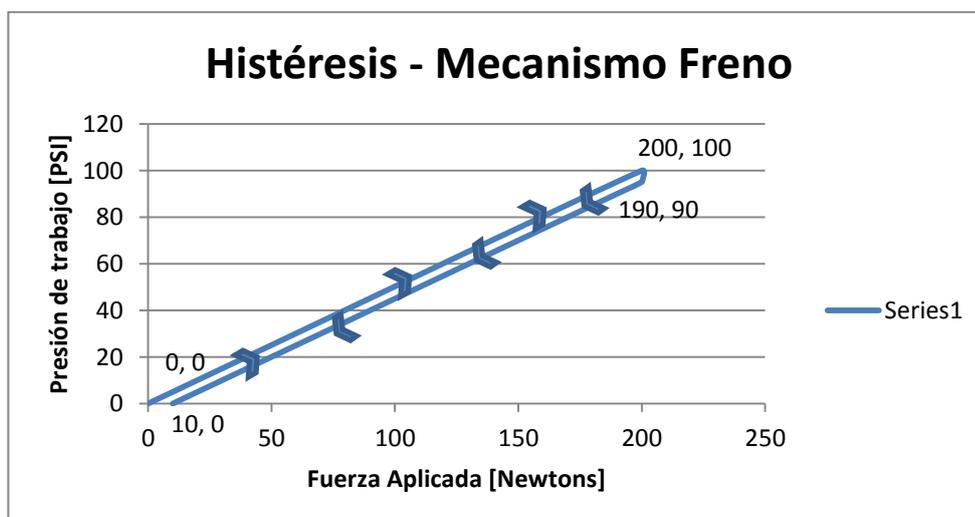


Figura No. 4.136: Curva de histéresis – Freno

Como se puede observar en la Figura No. 4.136 para el mecanismo del freno los pasos a seguir son los mismos, el traductor proporcional de presión gobierna plenamente la fuerza aplicada sobre el pedal sin punto muerto pero con la misma necesidad de corrección de la curva de histéresis de un 5%.

Ya incorporada la corrección por software en el arduino Uno, se comprobó el funcionamiento y se halló excelentes resultados y nuevamente sin la necesidad de incorporar un controlador complejo como PID. Así el control a realizarse se plantea en la Figura No. 4.137.

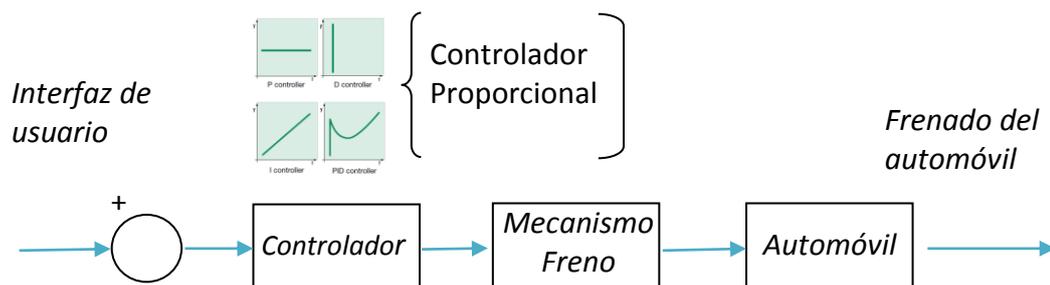


Figura No. 4.137: Esquema del controlador – Freno

En el caso del mecanismo de embrague, después de varias pruebas en distintos escenarios en donde el vehículo podría encontrarse, se halló el ajuste perfecto de las válvulas estranguladoras o reguladoras de caudal, en el cual la velocidad de retorno del pedal de embrague es maniobrable, precisa y con muy buena velocidad de respuesta. El circuito funciona de la siguiente manera. En la Figura No. 4.139 observamos seleccionada la válvula neumática direccional junto con una válvula check o válvula unidireccional que permiten el paso de fluido hacia la cámara de

retroceso del cilindro haciendo que este presione el pedal de embrague y logra desacoplar la caja de velocidades del motor del auto, a la máxima velocidad admisible por cilindro, esto gracias a la válvula de escape rápido, dispuesta en la cámara de avance del cilindro.

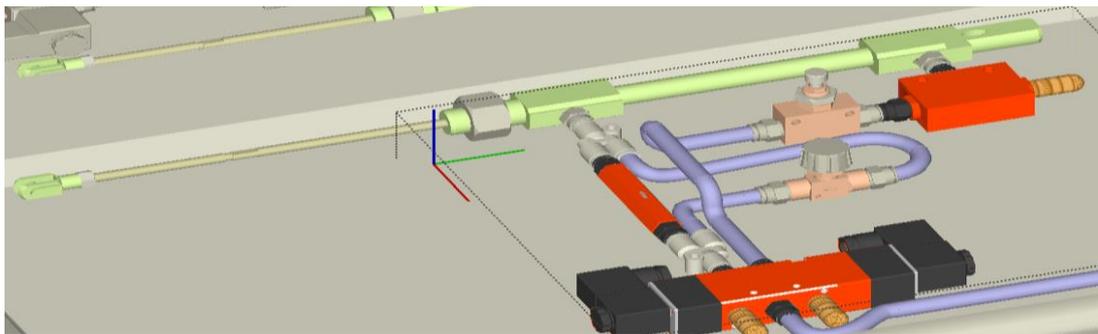


Figura No. 4.138: Esquema del controlador – Freno

Con un pulso eléctrico a la bobina seccionada (retroceso), logramos hacer que el automóvil sea desembragado totalmente, un switch magnético, o sensor de fin de carrera nos informa cuando el auto está totalmente desembragado, para así cortar la señal del pulso eléctrico a la bobina mencionada como se muestra en la Figura No. 4.139.

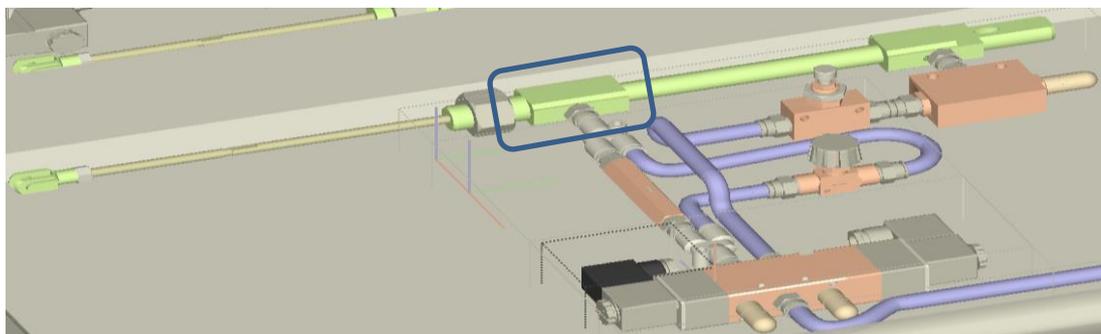


Figura No. 4.139: Esquema del controlador – Freno

La velocidad de embragado para el acople sobre la caja de velocidades del auto está diseñado con el circuito seleccionado en la Figura No. 4.140. Este circuito consta como se mencionó anteriormente de dos válvulas estranguladoras o reguladoras de caudal, las cuales están dispuestas una para la cámara de avance y otra para la cámara de retroceso.

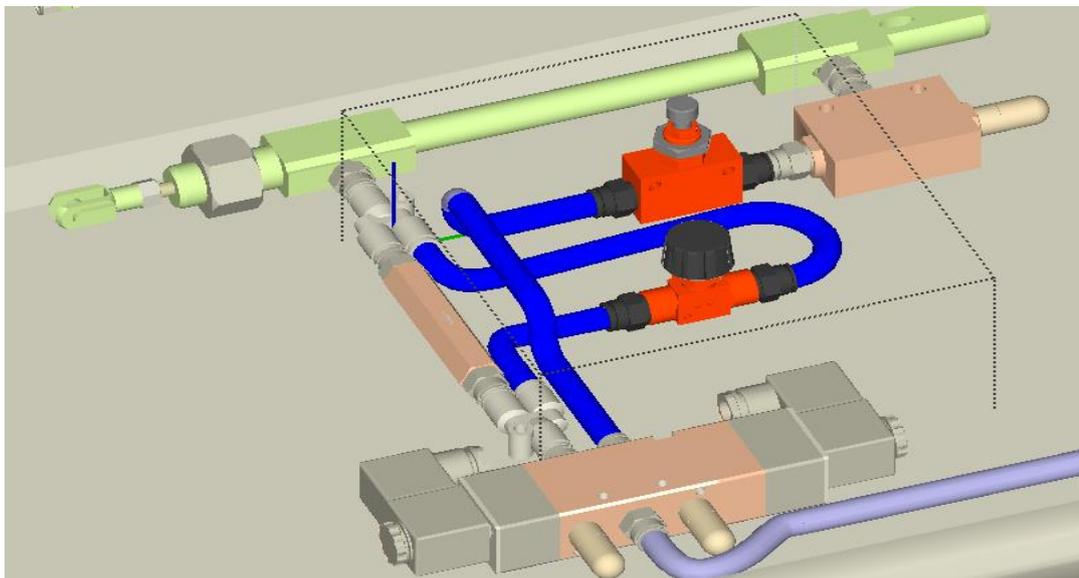


Figura No. 4.140: Esquema del controlador – Freno

Cuando la otra bobina (avance) es accionada, el aire a presión ingresa en la cámara de avance del cilindro a un caudal mínimo regulado mediante la válvula estranguladora por el método de ajuste a prueba y error. Dicha válvula reguladora de caudal está cerrada aproximadamente al 90%, haciendo que el fluido a presión en la cámara actúe como fuerza a favor del mecanismo de resistencia del embrague del automóvil. La apertura o cierre de esta válvula estranguladora pretende controlar la rapidez con que el vástago del cilindro empieza a moverse una vez que la bobina es accionada.

Ahora bien, el aire a presión que está presente en la cámara de retroceso debido al accionamiento del pedal para desembragar el auto, tiene que escapar hacia la atmosfera. Pero el camino que debe seguir para realizarse, esta truncado por otra válvula reguladora de caudal, la cual no permite que el aire en este cámara escape rápidamente. El porcentaje de apertura de esta es de aproximadamente 5%, es decir el 95% del paso del caudal está restringido, de esta manera se logra conseguir el efecto de amortiguación del movimiento. El porcentaje de apertura o cierre de esta válvula pretende controlar el recorrido de amortiguamiento, es decir mientras más abierta permanezca esta, más recorrido conseguirá el pedal antes de detenerse.

Este efecto de movimiento amortiguado con el cual se logra un desplazamiento lento y paulatino del pedal de embrague en el acoplamiento de las marchas está diseñado en base a un ajuste de prueba y error mediante la activación de la bobina con pulsos digitales en el orden de los milisegundos, necesarios para lograr este resultado.

En la Figura No. 4.141 podemos apreciar un ejemplo ilustrativo de cómo funciona este algoritmo para controlar la bobina mencionada.

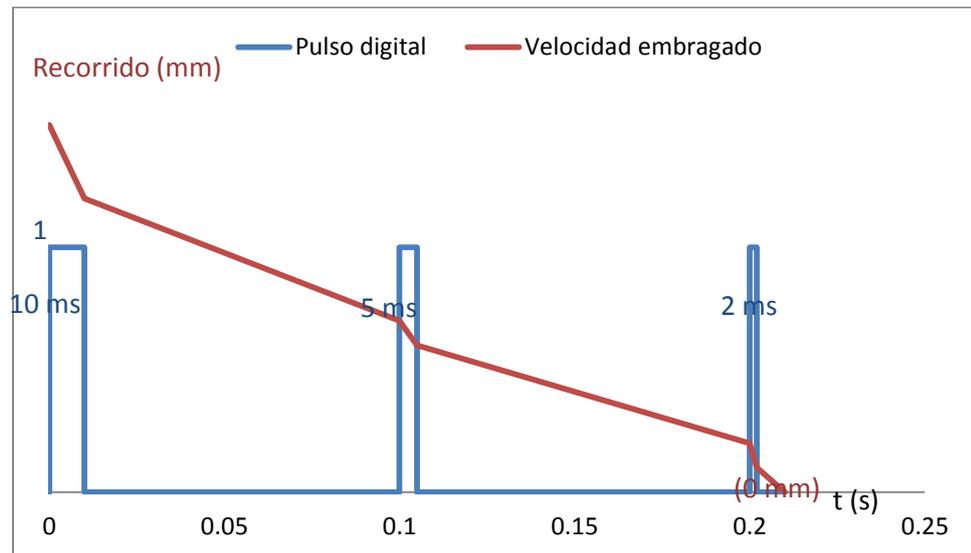


Figura No. 4.141: Pulsos digitales vs Velocidad de embragado (1)

En la gráfica podemos apreciar la curva en color azul como los pulsos digitales que se deben generar para el accionamiento de la bobina. Los pulsos hacen las veces de una modulación de ancho de pulso, donde el periodo para el caso de la gráfica es de 10Hz con ancho de pulsos de hasta 10 milisegundos. Teniendo en cuenta que los datos de la Figura No. 4.141 no son reales, ni son los que se ajustan al diseño del sistema de asistencia a la conducción, simplemente son datos referenciales con los cuales se puede ser explícito sobre el algoritmo de funcionamiento del mecanismo de embrague.

Entonces, el ancho de pulso determina la rapidez con la que el vástago empieza a moverse una vez que se ha activado la bobina mencionada. No existe una linealidad

si no que mientras más pulsos ha percibido la bobina, el ancho de pulso tiene que ser cada vez menor en por lo menos 2 veces el tiempo anterior.

Por otro lado la curva en color marrón representa el recorrido que realiza el vástago del cilindro en función de los pulsos digitales versus el tiempo. Con la Figura No. 4.142 podemos comprender el efecto del ancho del pulso.

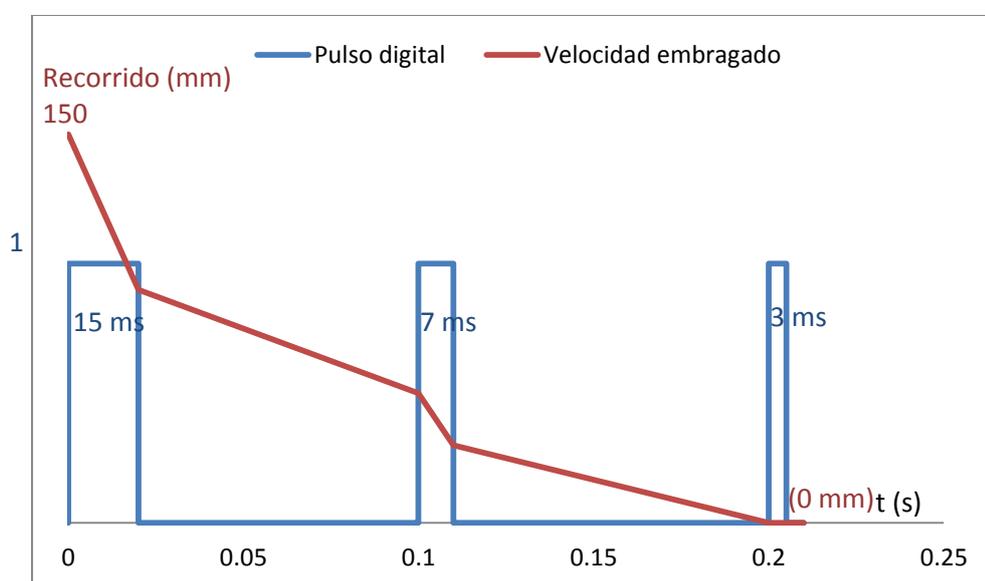


Figura No. 4.142: Pulsos digitales vs Velocidad de embragado (2)

Mientras más prolongado sea el ancho de pulso, mayor velocidad conseguiremos sobre el pedal de embrague en el acople de la marcha. Este efecto se produce debido a que en el momento que la bobina es accionada, deja fluir aire hacia la cámara de avance del cilindro, en donde se va creando paulatinamente una fuerza a favor de la resistencia que ofrece el mecanismo de embrague del automóvil, entonces inmediatamente el vástago empieza a moverse en contra del aire comprimido que se encuentra en la cámara de retroceso a causa del desembragado del auto. Como existe

también restricción para el escape del aire en esta cámara y en mayor proporción de la que está entrando en la cámara de avance, entonces cuando la bobina es desactivada, por efectos de la compresibilidad y de las moléculas en movimiento que posee el fluido (aire) en ese instante, el vástago sigue recorriendo con un movimiento amortiguado hasta que el aire en ambas cámaras otra vez entran en estado de estanqueidad y el pedal puede permanecer en un punto intermedio de su recorrido como se muestra en la siguiente Figura No. 4.143, hasta que otra vez se le da accionamiento a la bobina y el efecto se vuelve a producir en la misma manera.

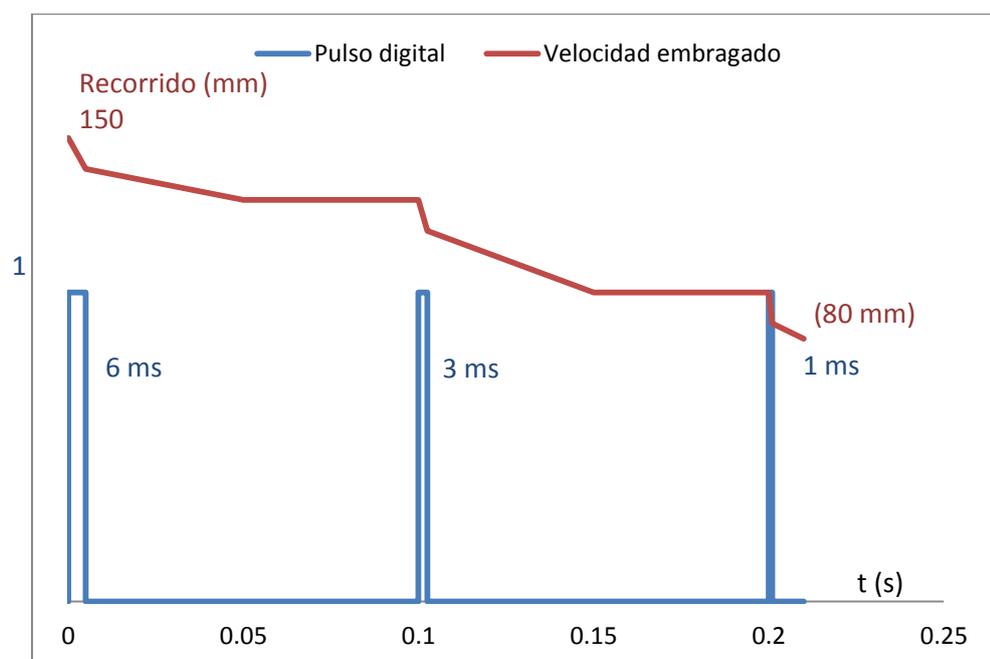


Figura No. 4.143: Pulsos digitales vs Velocidad de embragado (3)

Este es uno de los métodos con los que podemos conseguir mantener el pedal en un punto intermedio de su recorrido, pues otro modo sería conseguir un pulso en alto no tan reducido pero prolongar más el tiempo del pulso en bajo.

Dependerá del automóvil en que se esté instalando para conseguir estos tiempos, y así conseguir el funcionamiento correcto del movimiento del pedal de embrague.

La lógica a seguir para este caso es programar un controlador para lograr conseguir pulsos en el orden de los milisegundos, empezando por un pulso de alrededor de los 10 milisegundos (Un pulso no muy largo ni muy corto).

Empezar a ajustar la regulación de las válvulas desde una apertura del 0% o bien obstruyendo el 100% del paso del fluido hacia las cámaras.

Observar y analizar qué cambios se produce con un pequeño ajuste de apertura en ambas válvulas y ajustaras hasta conseguir que el pedal tienda a conseguir una velocidad constante sin paros en puntos intermedios.

Una vez obtenido este ajuste, se empieza a acondicionar los tiempos en alto y bajo de acuerdo a como responda el acoplamiento, intentando siempre no quemar el disco de embrague pero tampoco dejar que el motor cascabelee.

Este proceso puede tomar varias horas, por lo que se aconseja realizar primero el acondicionamiento de la primera marcha para la puesta en marcha del auto en una pendiente igual a cero. Este es el punto intermedio, pues de ahí se tendría que aumentar tiempos para lograr una velocidad más lenta de embragado para cuestas o pendientes y por último disminuir tiempos para lograr un embragado más rápido para las marchas distintas de la primera y reversa.

De tal forma que, así se encontró los tiempos para el mecanismo de asistencia para el Renault Stepway y luego se puso todos los mecanismos a funcionamiento total y completo durante varias pruebas, escenarios y recorridos en carreta, autopista y tráfico de ciudad. Para luego entrar en la última etapa del proyecto que es la siguiente. En la Figura No. 4.144 se puede observar el desarrollo y ajuste de este mecanismo.



Figura No. 4.144: Ensayos del mecanismo de desembrague

4.4.3. Puesta a punto de diseño

4.4.3.1. Interfaz de usuario

En la Figura No. 4.145 se puede observar los elementos con los que se formó la interfaz de usuario necesaria para gobernar los servomecanismos instalados.

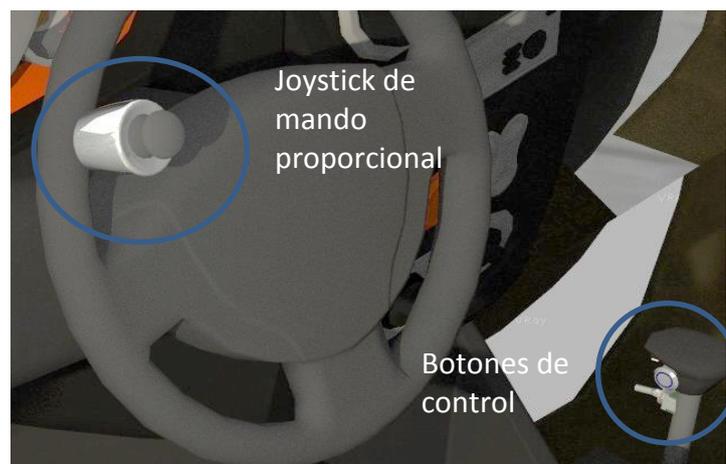


Figura No. 4.145: Interfaz de usuario

Para la interfaz de usuario, se realizó un acondicionamiento del joystick que es el mando analógico que gobernará a los mecanismos de aceleración y frenado, sobre el volante del conductor con la ayuda de un pomo para volante como se muestra en la Figura No. 4.146.



Figura No. 4.146: Acondicionamiento del joystick

Se le agregó un cable telefónico mediante el cual se lleva la información hasta el controlador.

En la Figura No. 4.147 se puede observar la instalación.



Figura No. 4.147: Instalación del joystick

La ergonomía de este mando le permite al conductor gobernar el porcentaje de aceleración o frenado del automóvil en cualquier punto de giro del mismo con una resolución de 24 bits en su acondicionamiento más ergonómico posible, encontrado por ensayo y error con ayuda del pomo puesto que este es un mecanismo de fijación

con giro incorporado para acoplarse al movimiento de la mano mientras el conductor gira el volante y de esta manera controlar eficientemente el joystick, tal como se muestra en la Figura No. 4.148.



Figura No. 4.148: Ensayos de la funcionalidad del joystick

Ya que el joystick posee un botón pulsador en su interior y que puede ser presionado con la misma palanca de mando, se usó este bit de información como el botón pulsador auxiliar. Este botón facilita el uso de la interfaz de usuario para darle al sistema de asistencia a la conducción una ergonomía muy eficiente y placentera al momento de conducir el vehículo.

En la Figura No.4.149 se puede observar el manejo del mismo.



Figura No. 4.149: Botón pulsador auxiliar del joystick

El cable telefónico, que se usa como medio de comunicación debido a sus características de flexibilidad y maniobrabilidad en tirones gracias a sus cables en forma de argollas en espiral, debe sujetarse mediante un clip hasta el cinturón de seguridad o bien hasta alguna parte de la ropa de conductor como el bolsillo de una camisa, el cinturón de un pantalón, etc. La idea es alejar el pivote del cable lo más lejos del volante para evitar un enredo del cable en el volante que causaría una ergonomía peligrosa. En la Figura No. 4.150 puede observarse como debe quedar el cable siempre antes de una conducción segura.



Figura No. 4.150: Uso correcto del joystick

Los botones pulsadores restantes, fueron instalados sobre la palanca de cambios del automóvil para brindar la ergonomía más placentera y fiable hacia el conductor de manera que pueda maniobrar el auto por completo. Se instaló un switch industrial para gobernar el sistema por completo, es decir enciende/apaga todo el sistema de asistencia a la conducción, genera una luz indicadora de color tomate al momento que el sistema esta encendido. Un botón con indicador de color azul para indicarle al sistema la necesidad de frenar o acelerar. Un botón pulsador de electrónica para informarle al controlador de la necesidad de desembragar el auto para el cambio de marcha.

En la Figura N0. 4.151 podemos observar dicha instalación.

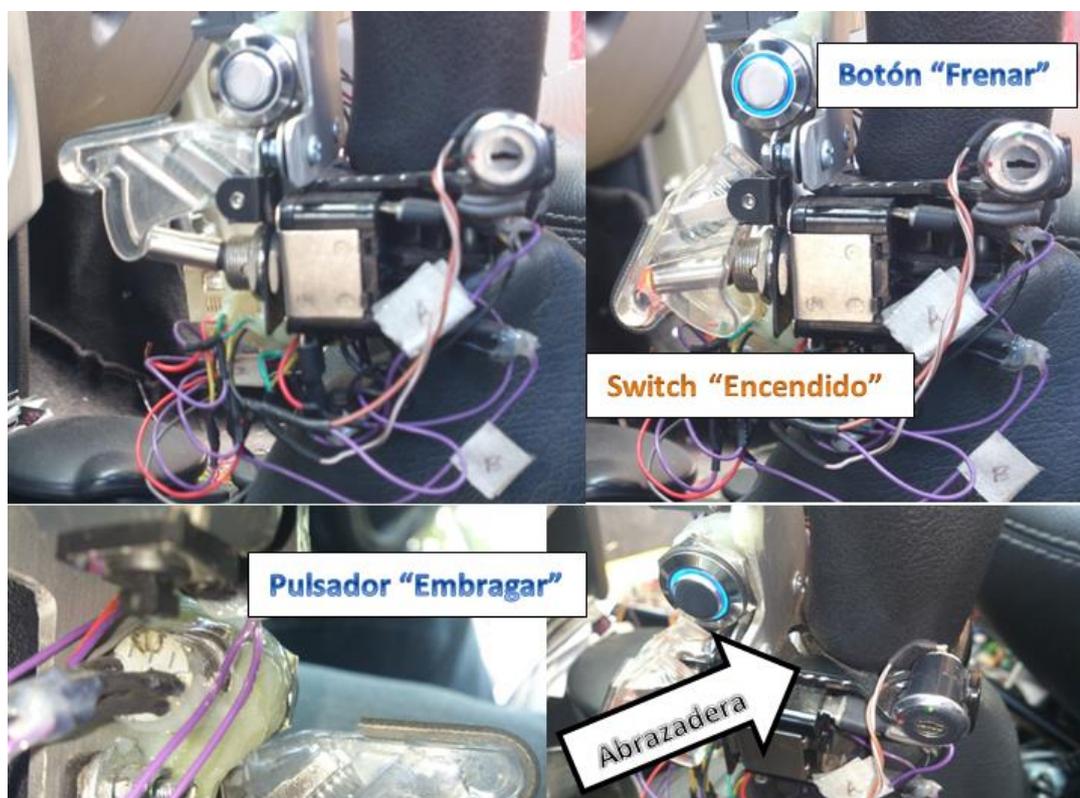


Figura No. 4.151: Botones pulsadores

Como se puede observar en la Figura No.4.151 todo está fijado mediante un anillo de metal o abrazadera que se acopla perfectamente sobre la parte baja del pomo de la palanca de cambios de esta manera no se afecta ningún elemento original de auto.

Como se mencionó anteriormente, se compró un guardapolvos para la palanca, así se pudo modificar este, realizándole un agujero para insertar los cables por dentro del tablero del automóvil como se puede observar en la Figura No. 4.152.



Figura No. 4.152: Acondicionamiento del guarda polvos

4.4.3.2. Control y ajuste

Mientras se realizaba las pruebas de manejo se encontró un problema con el mando electrónico de embrague (botón pulsador). Existen situaciones y escenarios donde no es posible mantener presionado dicho botón hasta que se realice el cambio de marcha, tampoco es fiable una condición de doble click para proceder con el embragado, entonces surgió la necesidad de implementar un detector de posición de

la palanca de cambios que informe al sistema cuando el conductor ha introducido una de las marchas o ha realizado el cambio de velocidades.

Esta información es usada por el controlador para asistir al conductor en el momento de realizar un cambio de marcha, puesto que el objetivo del proyecto es pulsar un botón digital, entonces el sistema desembraga el auto, el conductor introduce la marcha que requiera y solo entonces empieza el proceso de embragado o acople asistido por el sistema, sin necesidad que el usuario tenga que estar pendiente por el movimiento del pedal de embrague.

De tal manera que se resolvió el problema introduciendo otro acelerómetro Adxl335, mientras uno de ellos detecta la pendiente en la que se encuentra el vehículo, el otro hace referencia al primero (respecto de cualquier pendiente) para detectar la inclinación de la palanca en los ejes X y Y, de tal manera que se consigue determinar las 6 posiciones de la palanca de cambios. En la Figura No. 4.153 se puede observar como funciona el algoritmo para el acelerómetro en la palanca de cambios.



Figura No. 4.153: Movimiento de la palanca de velocidades

Fuente: (123RF, 2013)

Para detectar la primera y segunda marcha, se necesita detectar primero una inclinación negativa en el eje X y luego otra en el eje Y, positiva para primera y negativa para segunda marcha, de esta misma manera para las marchas 5 y Retro, pero con una inclinación positiva en el eje X. Para la marcha 3 y 4 simplemente se detecta la inclinación en Y positiva y negativa respectivamente. De esta manera se introdujo el algoritmo antes mencionado en la programación del arduino mega y se obtuvo los resultados esperados.

Entonces el esquema de diseño electrónico queda como se observa en la En la Figura No.4.154.

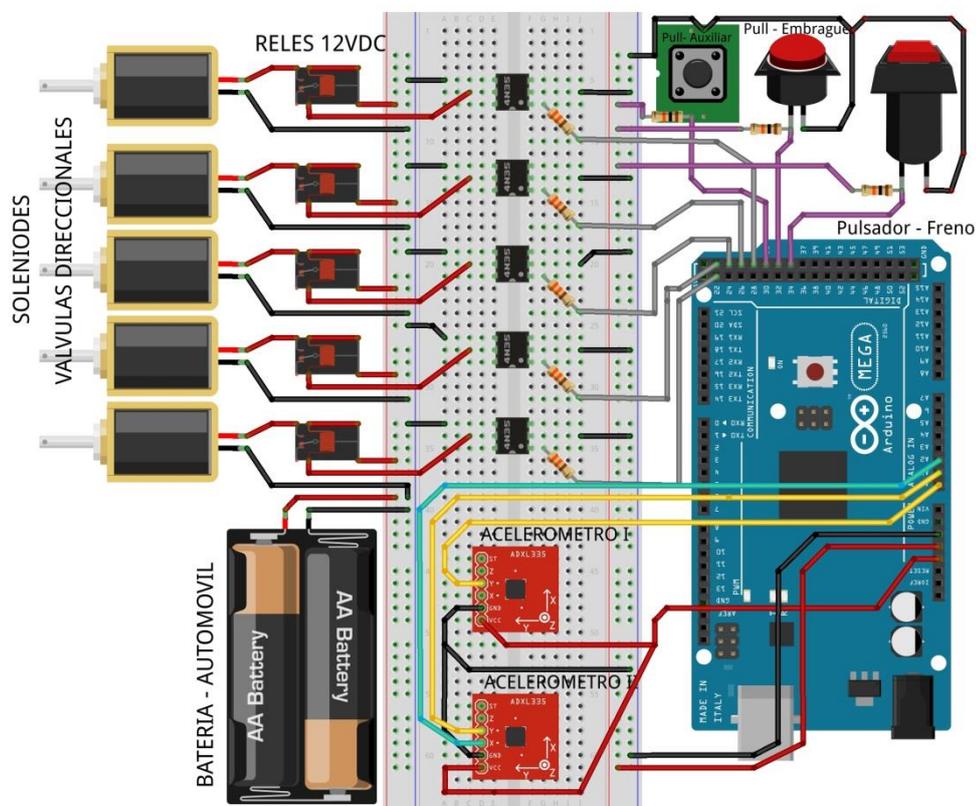


Figura No. 4.154: Modificación del control electrónico

Para concluir, se usó el botón pulsador auxiliar como una señal de mando para informarle al controlador que el auto está totalmente sin movimiento, estacionado y existe la necesidad de puesta en marcha con la primera velocidad de la caja de cambios.

Cuando el vehículo está en movimiento, existen dos velocidades de embragado que se han programado. La primera velocidad se produce y es asistida por el controlador cuando se cambia de marcha y el cambio se efectuó en ascenso, es decir se cambió de primera a segunda y/o así, sucesivamente. La segunda velocidad de embragado un poco más lenta que la anterior se produce cuando el conductor disminuye de velocidad, es decir necesita un cambio de marcha en descenso, por ejemplo cuando se ha cambiado de tercera hacia la segunda marcha.

Para la velocidad de reversa se usa una velocidad de embragado muy lento como si fuese la primera velocidad con puesta en marcha del vehículo

El cambio realizado en el diagrama de flujo para el software del Arduino Mega ADK se lo puede ver en la Figura No. 4.155.

El diagrama de flujo modificado, ejecutado sobre el arduino Mega ADK (Figura No. 4.155.)

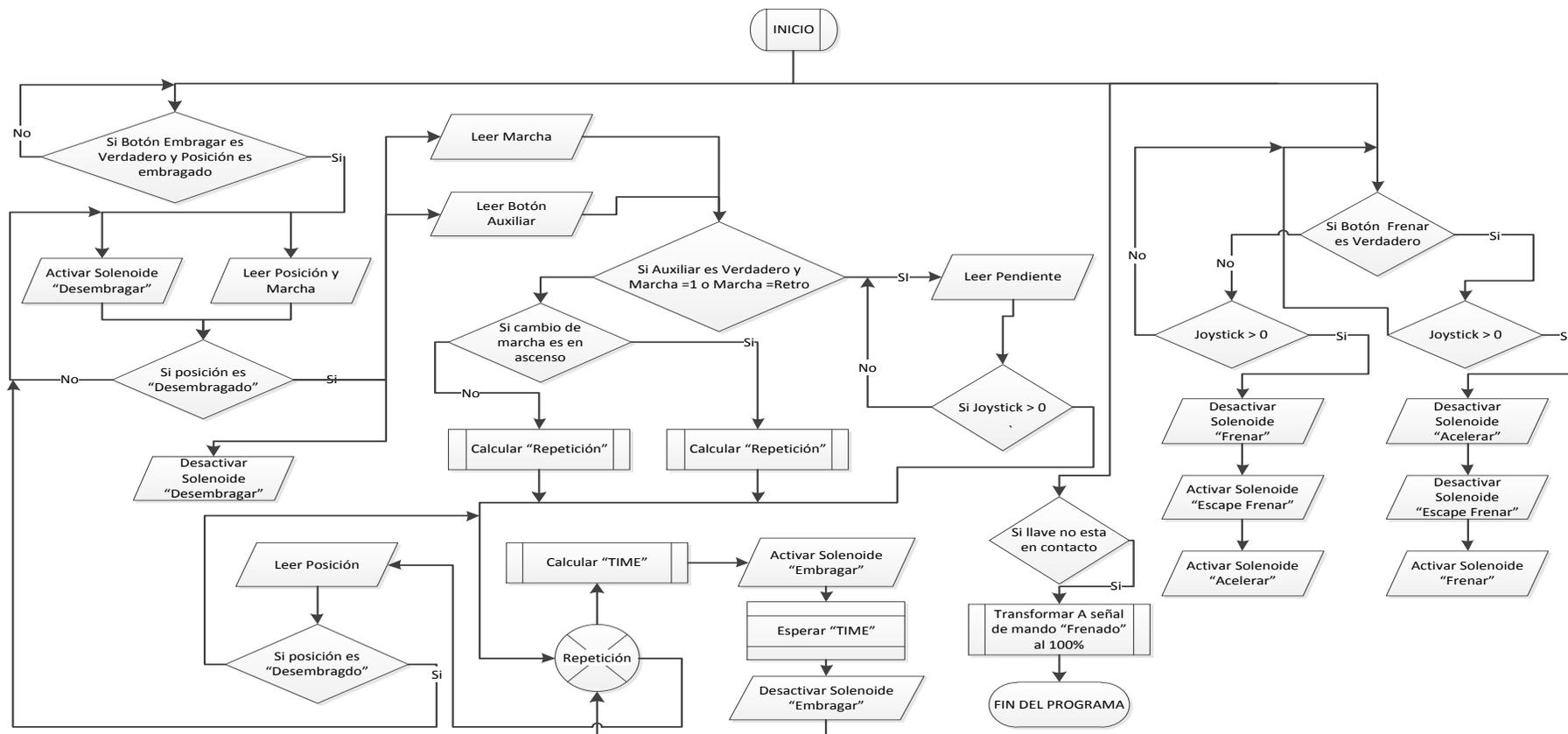


Figura No. 4.155: Algoritmo Mega ADK – Modificado

Si bien es cierto las bobinas de las válvulas direccionales consumen corriente en el orden de los miliamperios debido a que son de 2W, se sobredimensionó el cable que lleva la energía para activar las bobinas, debido a que estos cables tienen que estar en contacto con el aire atmosférico, humedad, suciedad, polvo, etc. Factores ambientales y de instalación que pueden dañar un cable conductor común de electrónica. De tal forma que se seleccionó un tipo de cable de cobre flexible multipolar con recubrimiento (STHH del catálogo de Disensa). En la Figura No. 4.156 podemos observar como luce el cable seleccionado.



Figura No. 4.156: Cable flexible multipolar

Fuente: (Disensa, 2013)

El calibre mínimo que ofrece este catálogo es de 2x14 AWG con capacidad de hasta 20 Amperios. Así queda sobredimensionado el conductor de las válvulas direccionales por seguridad y evitar posibles fallos futuros.

El uso de estos elementos permitió que no exista fugasen el área de abastecimiento, pero en el área de utilización debido a las conexiones rápidas que poseen los cilindros, distribuidores, y válvulas direccionales, no se puede eliminar las fugas, ya que estas aparecen siempre en una instalación neumática y mientras más elementos actuantes existan más grande será la fuga.

Si el tanque se encuentra a una presión máxima de 140PSI le toma alrededor de 6 horas llegar a la presión mínima de trabajo 100PSI con el sistema de asistencia en reposo.

Lo que quiere decir que fue necesario introducir una válvula de cierre para la apertura o cierre del aire de trabajo para el área de utilización.

De esta manera el abastecimiento no sufre nada de pérdidas de fluido a presión y puede permanecer semanas incluso meses sin que el compresor tenga que prenderse automáticamente para volver a cargar el tanque. Situación crítica si el compresor llegara a prenderse más de dos veces con el auto apagado.

Por lo que es necesario aclarar que:

Cuando se apaga el vehículo y se lo va a dejar estacionado por más de 4 horas, necesariamente se deberá obstruir el paso de aire hasta la utilización mediante la válvula de cierre que puede verse en la Figura No. 4.158.

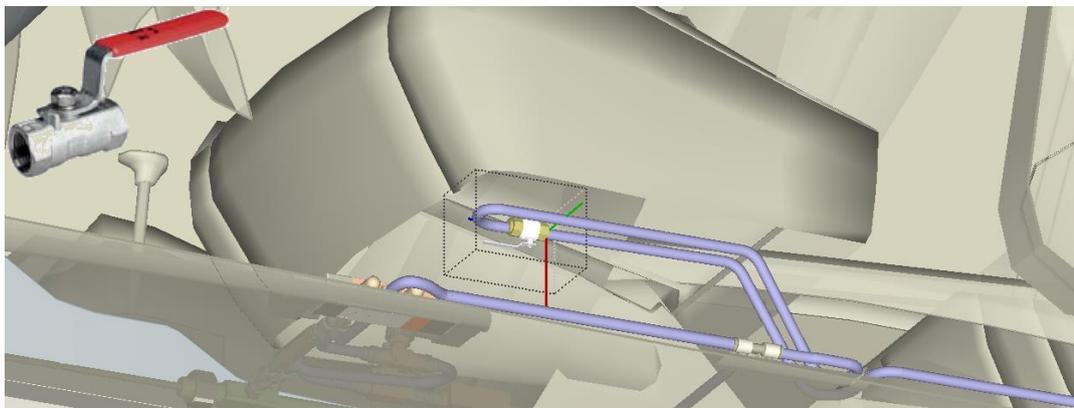


Figura No. 4.158: Válvula de apertura del circuito de utilización

Se la instaló debajo del asiento del conductor por motivos de ergonomía del sistema de asistencia a la conducción, pues así solamente con bajar la mano por debajo del asiento se puede interrumpir el fluido hacia la utilización.

Ahora bien, con estas modificaciones necesarias en el diseño traen como consecuente la necesidad de incorporar una alarma en caso de que el conductor olvide abrir la válvula de cierre e intente conducir el vehículo sin aire de trabajo en la utilización que puede traer consecuencias fatales.

Para ello reintrodujo un pressure-switch, que actúa como sensor de presión y determina si la presión de trabajo a descendido por debajo de los 100 PSI, lo que quiere decir que la válvula de cierre está cerrada y necesita abrirse pero también este elemento sirve como detector de fallos en sistema de abastecimiento, es decir si la presión es menor a 100PSI, y si la válvula de cierre está abierta, un error grave está pasando en el área de carga-descarga del compresor. En la Figura No. 4.159 se puede ver el swtich de presión.



Figura No. 4.159: Pressure Switch

Como se puede ver es un elemento sencillo, que se puede configurar para que sus contactos se cierren o se abran a la presión de trabajo determinada, en este caso 100PSI. Así aumentamos la fiabilidad de sistema de asistencia a la conducción en posibles fallos.

Ahora bien, si tal fuera el caso de que falle el sistema de abastecimiento, es necesario acudir a un sistema de paro de emergencia, por lo que es necesario incluir un camino para el fluido de trabajo llegue hasta el mecanismo de frenado de tal

manera que pueda activarse mecánica y/o manualmente y logre detener el vehículo totalmente para su revisión, mantenimiento y ajustes.

Los planos neumáticos se modifican con la inserción de los elementos antes mencionados para quedar de la siguiente manera como se muestra en la Figura No.4.160.

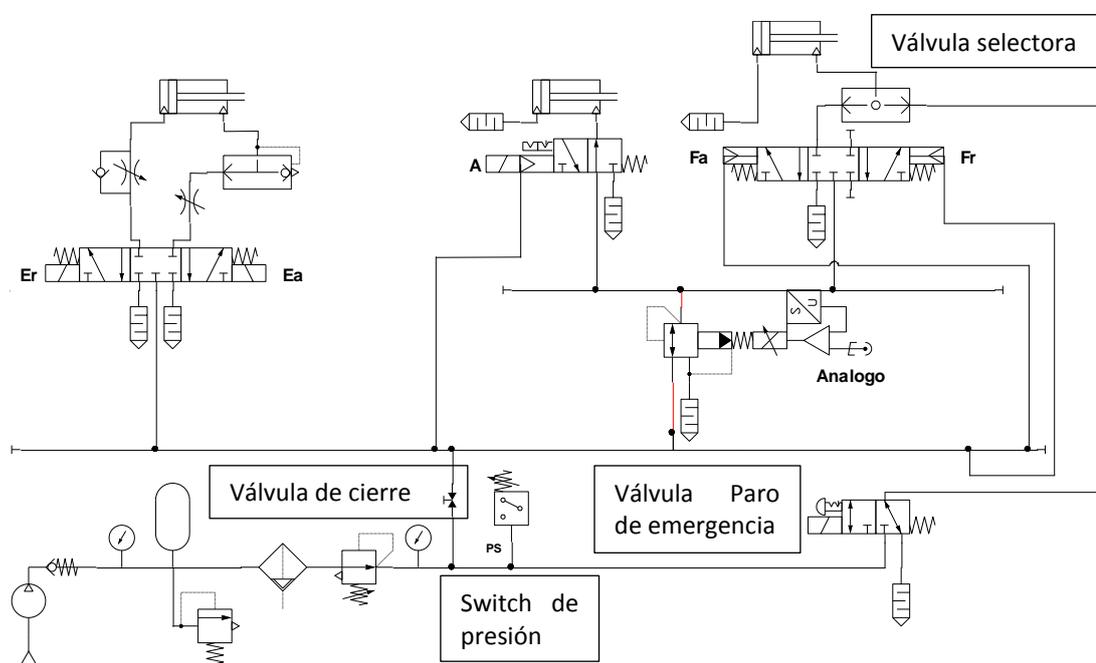


Figura No. 4.160: Modificación de los planos neumáticos

Con esta modificación se cubre la fiabilidad del sistema en caso de un fallo grave en el abastecimiento, un fallo en el sistema electrónico de control e incluso en el caso de un fallo eléctrico, pues el paro de emergencia siempre va poder ejecutarse mecánica o manualmente mediante la válvula de paro de emergencia, siempre y cuando el tanque todavía posea aire a presión hasta 80 PSI que es el punto mínimo de

diseño con el que esta dimensionado el cilindro para el mecanismo de frenado. En la Figura No. 4.161 podemos observar la ubicación donde fue instalada la válvula de paro de emergencia

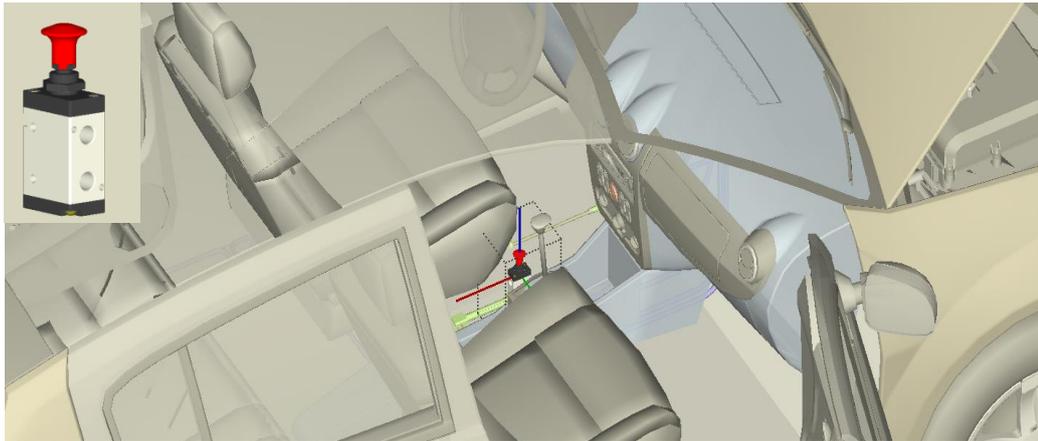


Figura No. 4.161: Válvula de paro de emergencia

Para concluir con la seguridad del sistema de asistencia a la conducción, se realizó redundancia sobre los tres mecanismos diseñados, freno, acelerador y embrague. De manera que el sistema de control pueda determinar si uno de estos mecanismos está fallando y por tanto generar una alarma para que el conductor pueda ejecutar el paro de emergencia.

El pedal de freno posee un switch captador de movimiento (1) como lo muestra la Figura No. 4.162 este le permite encender las luces traseras de frenado, lo cual quiere decir que podemos tomar una señal o el pulso eléctrico para informar al sistema de control que efectivamente se está moviendo el pedal.

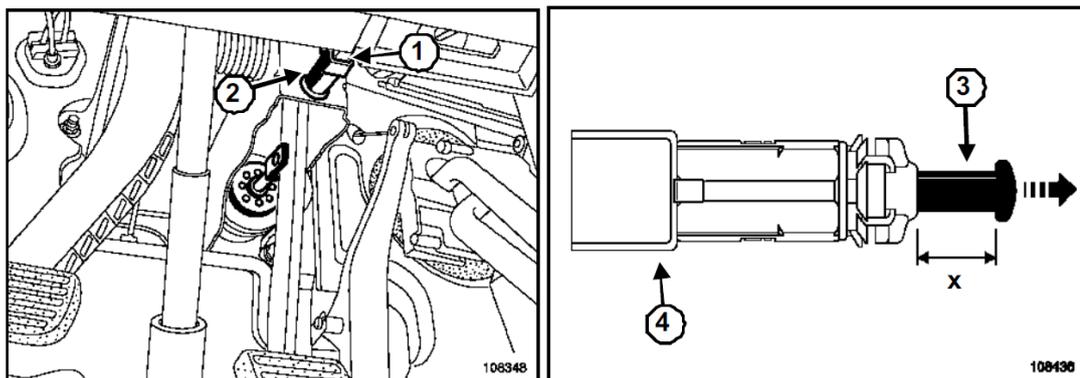


Figura No. 4.162: Captador de movimiento de pedal

Fuente: (Logan, 2011)

Entonces se realizó el acondicionamiento de esta señal, de tal forma que si el conductor acciona el mecanismo de frenado mediante la interfaz de usuario, el sistema de control detecte mediante este captador que el mecanismo está funcionando correctamente y efectivamente existe un movimiento sobre dicho pedal.

Se instaló otro captador similar para el pedal de embrague y de esta manera también asegurar el funcionamiento de este pedal.

Para el mecanismo de aceleración, simplemente se usó el acelerómetro dispuesto en la palanca de cambios, pues este sensor es capaz de percibir la vibración proveniente del motor que se suscita cuando esta encendido y cuando se acelera.

Las alarmas son del tipo visual, por lo que se necesitó instalar luces LED de al menos tres colores como un LED RGB para informar al conductor de los estados del sistema de asistencia a la conducción. En la Figura No. 4.163 se puede ver el diagrama de flujo para las alarmas, el cual se instaló en el auto.

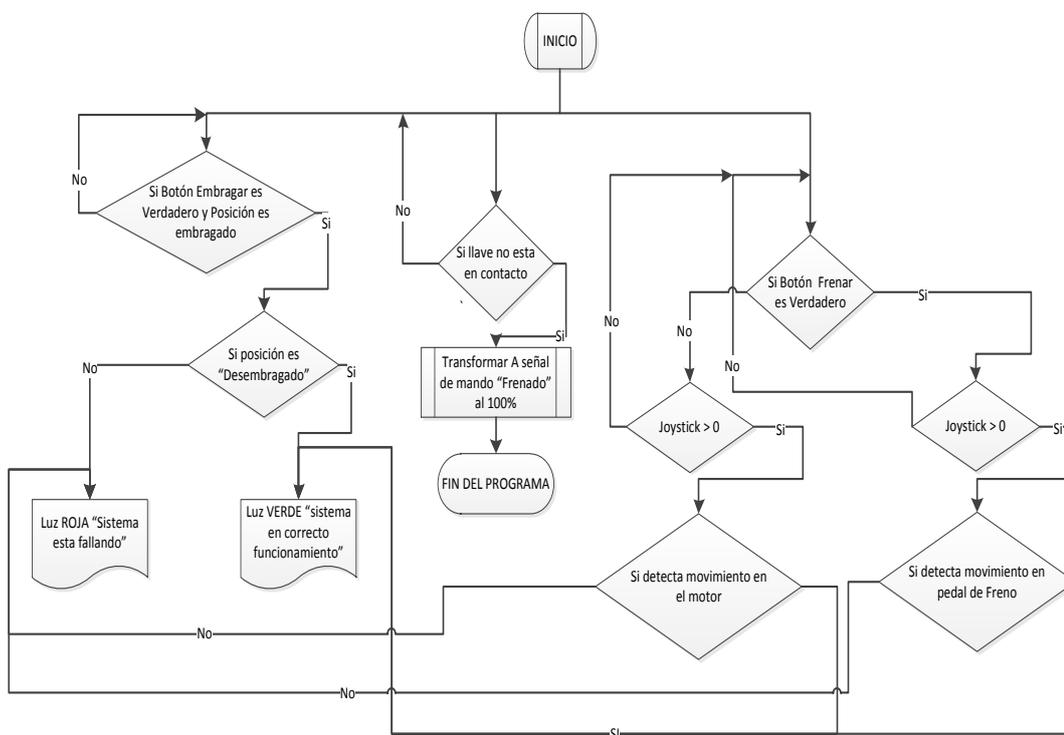


Figura No. 4.163: Válvula de apertura del circuito de utilización

En la Figura No. 4.164 se puede observar la instalación física de los indicadores.

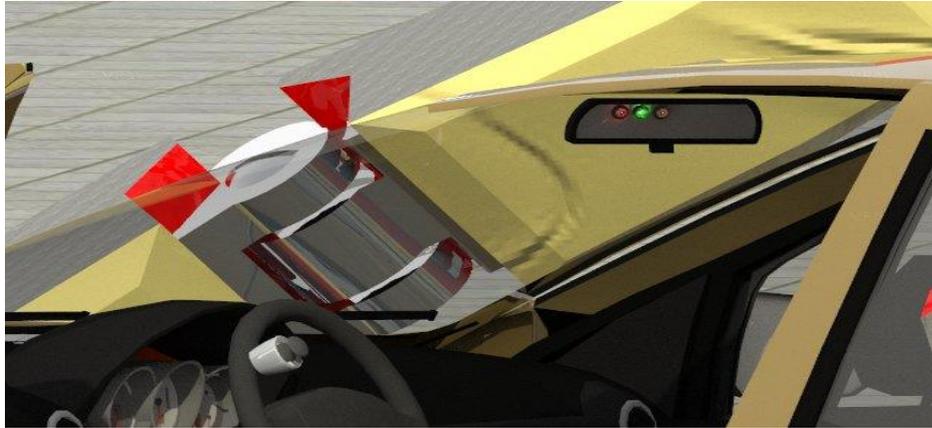


Figura No. 4.164: Indicadores luminosos – LED

Para concluir, se diseñó, fabricó e instaló dos placas electrónicas necesarias para acomodar de manera eficiente el desarrollo previo realizado en protoboard anteriormente. Para esto se utilizó la herramienta Proteus y se puede observar en los planos en los (Anexos F). En la Figura No. 4.165 se puede apreciar una fotografía del resultado obtenido.

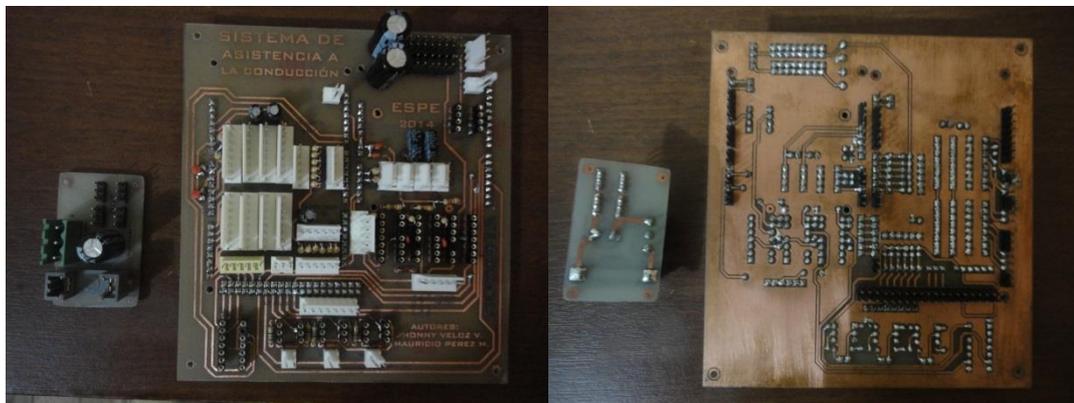


Figura No. 4.165: Tarjetas electrónicas de control

El diseño resulto en un shield o más conocido como placas diseñadas exclusivamente para arduino, es decir la por el lado posterior posee pines machos que coinciden con la disposición del arduino Uno y Mega, de tal forma que la placa se compacta lo más posible y logramos conectar los cables de sensores y actuadores en la parte delantera. La placa más pequeña se consiguió como la placa de alimentación diseñada para poder conectar cualquier tipo de reguladores de voltaje.

El diseño se basó en la medida de lo posible sobre la norma estándar ICP 2221 para la elaboración de circuitos impresos. El objetivo principal fue conseguir la mayor robustez, simplicidad y funcionalidad.

En la Figura No. 4.166 se puede observar como quedo instalado todo el sistema de control sobre una caja negra de plástico que sirve para proteger al todo el circuito del polvo presente en el ambiente.

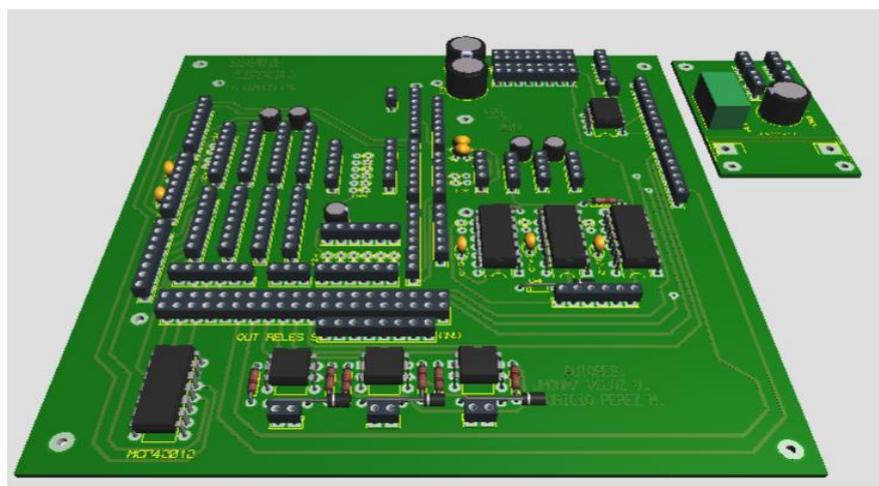


Figura No. 4.166: Instalación del sistema de control

Por último se puede observar la disposición física sobre al automóvil de las placas electrónicas, lo cual se decidió instalarlas detrás del tablero del auto en el área de la guantera como lo muestra la Figura No. 4.167.

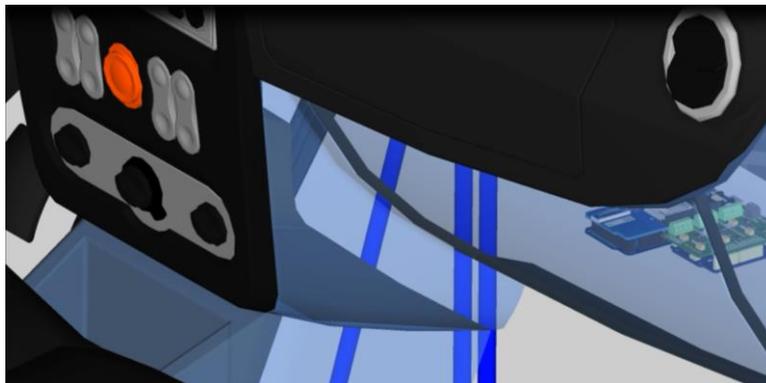


Figura No. 4.167: Válvula de apertura del circuito de utilización

CAPÍTULO 5

5. CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN

5.1 ELEMENTOS DE ACONDICIONAMIENTO

5.1.1. Tabla No. 5.1 de costos de equipo industrial

Tabla de costos de equipo industrial				
Cantidad	Descripción	*Comentario	Valor unitario (PVP)	TOTAL
1	compresor GAST	1 hora de uso	600.00	600.00
1	Transductor proporcional R85 series Numatics		454.00	454.00
1	cilindro neumático 12mm		55.00	55.00
1	cilindro neumático 20mm		63.00	63.00
1	cilindro neumático 25mm		67.00	67.00
1	Sujeción roscada para vástago de 8mm		15.00	15.00
1	Sujeción roscada para vástago de 10mm		15.00	15.00
1	Válvula de alivio o de seguridad		12.00	12.00
1	Válvula direccional 5/3 pilotaje externo		125.00	125.00
1	Válvula direccional 5/3		110.00	110.00
1	Válvula direccional 3/2 pilotaje externo		100.00	100.00
1	Válvula estranguladora de 1 sentido		24.00	24.00
1	Válvula check		25.00	25.00
1	Válvula estranguladora		14.00	14.00
1	Válvula de cierre		7.00	7.00
1	Válvula de escape rápido		16.00	16.00
1	Válvula de paro de emergencia		80.00	80.00
1	Válvula "O" seleccionadora de circuito neumático		30.00	30.00
1	Switch de Presión		50.00	50.00
1	Unidad de mantenimiento (filtro regulador)		70.00	70.00
1	Presostato		40.00	40.00
1	Válvula check con alivio incorporado		15.00	15.00

Tabla No. 5.1: Cosos de equipo industrial

Continuación de la Tabla No. 5.1 de costos de equipo industrial

Tabla de costos de equipo industrial				
Cantidad	Descripción	*Comentario	Valor unitario (PVP)	TOTAL
1	Neplos, racores, acoples T y codos, silenciadores, tapones, distribuidores neumáticos.	Para instalación del sistema neumático	30.00	30.00
1	Tanque o reservorio marca Schulz	Para repuesto	100.00	100.00
1	Tubería flexible recubierta para altas temperaturas		40.00	40.00
10	Metro de manguera de poliuretano, 6mm		2.00	20.00
3	Metro de manguera de poliuretano, 8mm		3.00	9.00
3	Metro de manguera de poliuretano, 10mm		4.00	12.00
1	Batería para audio de gel Narada		200.00	200.00
1	Manómetro		40.00	40.00
10	Metro de cable AWG 4		8.00	80.00
5	Metro de cable AWG 14		2.00	10.00
1	inversor de corriente 1000W		200.00	200.00
1	Cargador universal de laptop 100W		45.00	45.00
10	Metro cable flexible multipolar 2x14 AWG		2.00	20.00
1	Loctite 271		4.50	4.50
1	Teflón industrial Amarillo UL		3.50	3.50
1	Captador de movimiento de pedal de embrague Hyundai i10		35.00	35.00
TOTAL				2836.00

Tabla No. 5.1: Cosos de equipo industrial

5.1.2. Tabla No. 5.2 costos de elementos de acondicionamiento eléctrico-electrónico

Tabla de costos de elementos de acondicionamiento eléctrico-electrónico				
Cantidad	Descripción	*Comentario	Valor unitario (PVP)	TOTAL
1	Arduino Uno		38.50	38.50
1	Arduino Mega		65.00	65.00
2	Regulador step UP de voltaje LM2596		4.50	9.00
1	Palanca joystick de navegación para PS3		29.00	29.00
1	Potenciómetro digital MCP41010		2.35	2.35
3	Botones pulsadores		15.00	45.00
1	Módulo relé 12VDC con 8 canales		28.50	28.50
1	Guardapolvos para palanca de cambios Sandero		12.00	12.00
2	Acelerómetros ADXL335		13.00	26.00
1	Pomo para volante		12.00	12.00
1	Cables varios para conexiones electrónicas	para desarrollo	30.00	30.00
1	Elementos e integrados varios	para desarrollo	20.00	20.00
1	Placa PCB controlador		50.00	50.00
1	Placa PCB alimentación		20.00	20.00
TOTAL				387.35

Tabla No. 5.2: Cosos de acondicionamiento eléctrico-electrónico

5.1.3. Tabla No. 5.3 costos de elementos de acondicionamiento mecánico

Tabla de costos de elementos de acondicionamiento mecánico				
Cantidad	Descripción	*Comentario	Valor unitario (PVP)	TOTAL
2	Mordaza de acero para cable de moto		1.00	2.00
1	Cable de acelerador Renault Sandero		18.00	18.00
2	Cable de acero flexible para embrague de Moto		0.50	1.00
2	Sujeciones de cable de embrague para camión		12.00	24.00
1	Pernos, Tuercas, arandelas planas y depresión		30.00	30.00
1	Tapizado para el baúl		20.00	20.00
1	Juego de embellecedor de pedales		16.00	16.00
10	Clip de sujeción para vidrio de hasta 6mm		3.56	35.60
10	Rodamiento para vidrio de 2 mm		2.54	25.40
10	Pernos allen 1/8		0.25	2.50
1	Placa de acero 30 x 30 mm e= 4mm	Para fijación Del mecanismo de Poleas	10.00	10.00
1	25 cm Tubo en L de acero, e= 3 mm	Para fijación de los cilindros	15.00	15.00
1	Placa de fijación a tierra para mecanismo de Aceleración		35.00	35.00
2	Mordazas para cable mecanismo de Aceleración		5.00	10.00
1	50X50 cm Placa de acero de 5mm	Acondicionamiento del bastidor para el compresor	30.00	30.00
1	Metro de perfil de aluminio en ángulo		5.00	5.00
1	Metro de perfil de aluminio en cuadrado 25x25		5.00	5.00
1	Metro de perfil de aluminio en cuadrado 40x40		5.00	5.00
TOTAL				289.50

Tabla No. 5.3: Cosos de elementos de acondicionamiento mecánico

5.2 ELEMENTOS POR MANUFACTURA

5.2.1. Tabla No. 5.4 de costos elementos manufacturados

Tabla de costos de elementos manufacturados				
Cantidad	Descripción	*Comentario	Valor unitario (PVP)	TOTAL
1	Guía deslizante de nylon	Para el cilindro del mecanismo de aceleración	40.00	40.00
2	Sujeción de mordaza abatible	Para los pedales de embrague y freno	20.00	40.00
TOTAL				80.00

Tabla No. 5.4: Cosos de elementos manufacturados

5.3 INSTALACIÓN

5.3.1. Montaje del sistema mecánico

La placa se fija a la sujeción mediante dos dobles de la misma placa los cuales se acogen a presión sobre las dos varillas con ganchos, esto se logra ya que estas varillas se pueden flexionar fácilmente aplicado con las manos una pequeña fuerza F para encajar la placa sin causarle fallo alguno como lo muestra la Figura No. 5.1.

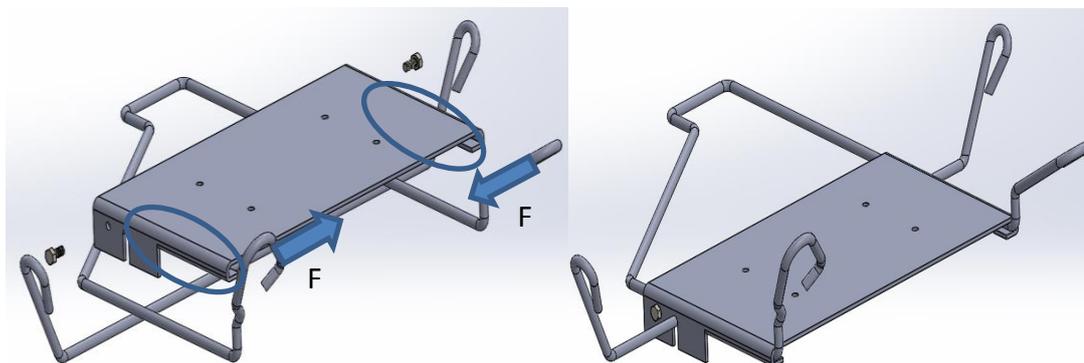


Figura No. 5.1: Ensamble del bastidor

Para asegurar la estabilidad de la placa se hace pasar dos pernos hasta que entre en contacto ambas piezas como se muestra en la Figura No. 5.2.



Figura No. 5.2: Sujeción emperrada

Los pernos utilizados son 8 milímetros de diámetro de acero inoxidable.

Por último simplemente se emperno el compresor sobre la placa de acero con los pernos de fábrica que este posee y así para lograr todo el montaje del compresor sobre el automóvil, asegurando todo este ensamble como si se lo hiciera con la llanta de emergencia. En la Figura No. 5.3 se observa el compresor junto con el bastidor.

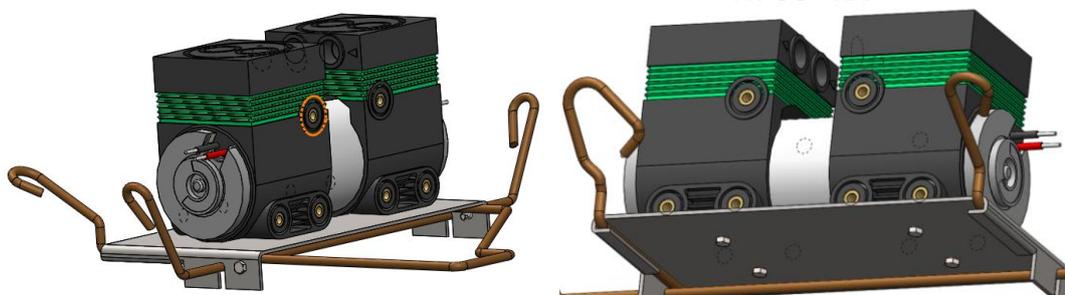


Figura No. 5.3: Bastidor - compresor

En la Figura No. 5.4 se podrá observar unas fotos del mecanismo de frenado y desembragado una vez instalado y probado.



Figura No. 5.4: Mecanismos de frenado y desembrague

En la siguiente Figura No. 5.5 se muestra el montaje de las poleas número (1) del mecanismo de desembragado.

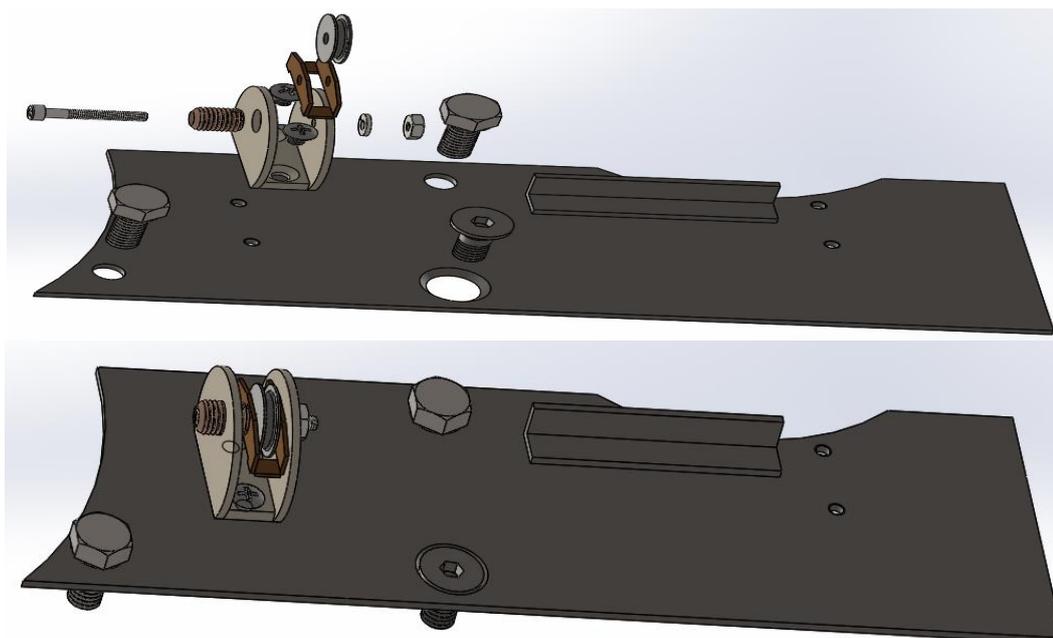


Figura No. 5.5: Montaje de las poleas (1)

Como se podrá observar en las gráficas de la Figura No. 5.5, se realizó modificaciones para ajuste del mecanismo, necesarios para acoplar correctamente todos los elementos sobre el compacto y chasis del auto, así se puede ver que la placa de acero lleva unos cortes semiesféricos usados para alinear correctamente la placa misma y también para no truncar el libre movimiento del eje de la dirección en el volante. Además, ya que por motivos de costos solamente se encontró retazos de placas de acero de 3mm, se vinculó un nervio a la placa para aumentar su resistencia y no permitir fluencia en el material por la fuerza en las poleas de frenado.

En la Figura No. 5.6 se observará el ensamblaje del conjunto de poleas para el mecanismo de frenado

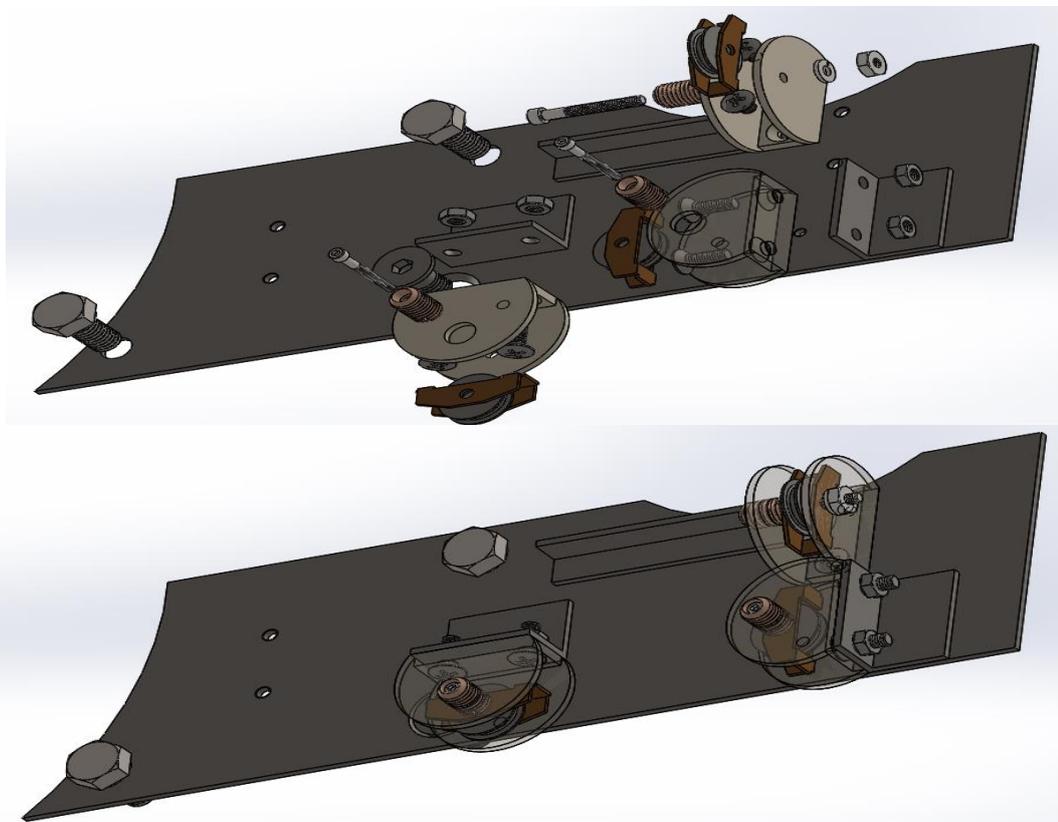


Figura No. 5.6: Conjunto de poleas de frenado

Ahora, en la Figura No. 5.7 se puede ver el montaje del conjunto de poleas (2), para el mecanismo de desembragado.

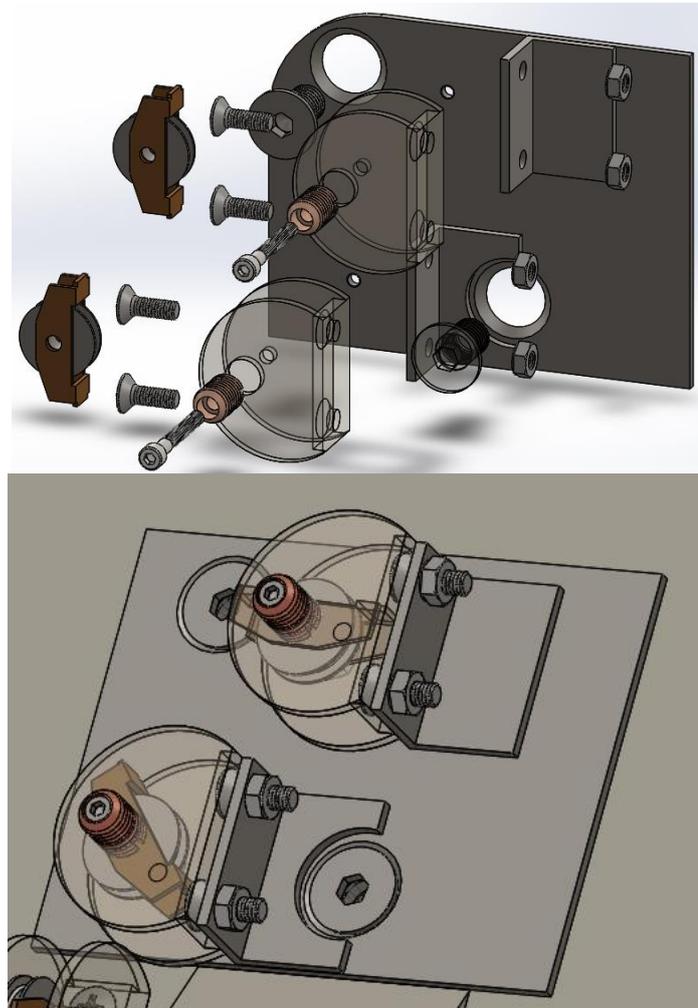


Figura No. 5.7: Conjunto de poleas de desembragado

Y por último, fue necesario implementar pequeñas placas de acero en los conjuntos restantes de cada mecanismo con el fin de alinear perfectamente las poleas y además corregir los errores cometidos por el desarrollo fallido anteriormente, sin causarle mayor impacto en modificaciones innecesarias al automóvil.

En la Figura No. 5.8 se puede observar dichas modificaciones para el mecanismo de desembragado y frenado respectivamente.

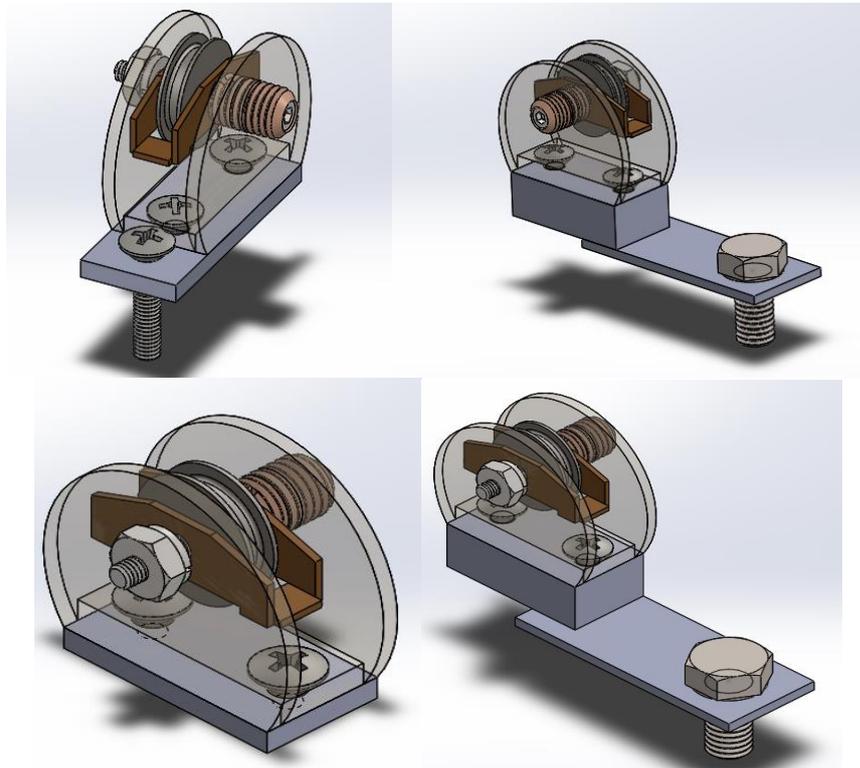


Figura No. 5.8: Modificaciones imprevistas

Para la instalación, primeramente se ensambló cada uno de los conjuntos de poleas, se emperno las placas de acero (1) y (2) sobre el larguero del auto, luego se fijaron los conjuntos de poleas que van directamente empernadas de ambos mecanismos. Ya instalado el cable y mordaza sobre cada pedal, se procedió a alinear los siguientes conjuntos de poleas y marcarlas sobre cada placa de acero para luego desmontarlas y soldarlas. Así el mecanismo quedó perfectamente alineado y funcionando para luego simplemente ser montado y desmontado según sea la necesidad.

En la Figura No. 5.9 se puede observar fotos de las piezas y elementos de los mecanismos.



Figura No. 5.9: Elementos de los mecanismos instalados

El mecanismo de aceleración que se puede observar en la Figura No. 5.10.

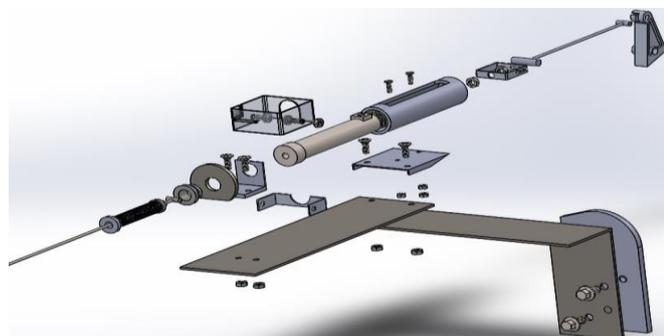


Figura No. 5.10: Mecanismo de aceleración

Primeramente se compró un cable original de acelerador para Renault Stepway y se acondiciono un corte del mimo para acoplar al mecanismo tal como se muestra en la Figura No. 5.11 esto debido a que la mariposa solo acepta un remache con las dimensiones originales del auto.

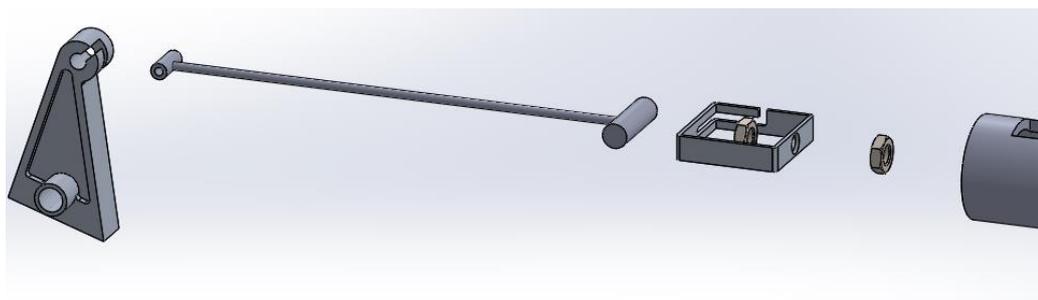


Figura No. 5.11: Acondicionamiento de la mariposa

Se condiciono las pieza de sujeción que van a la fijación del motor y se procedió a instalar sobre el auto. En la Figura No. 5.12 se puede observar el primer ensamble sobre la fijación al motor que es la pieza de nylon.

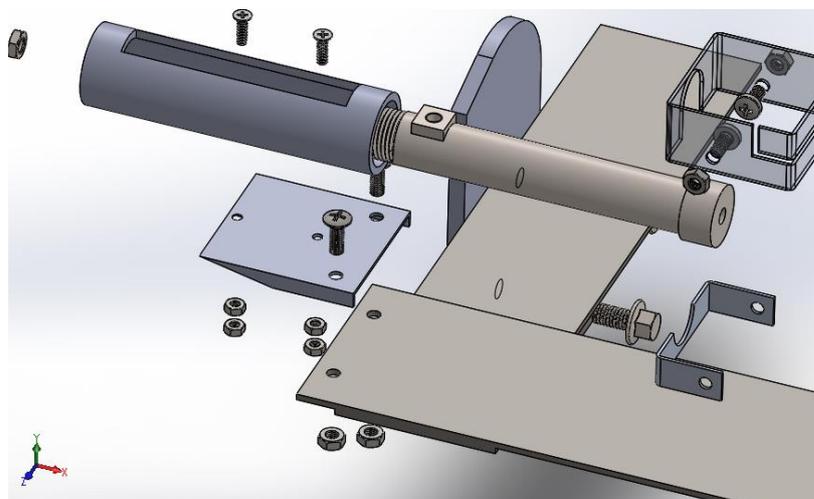


Figura No. 5.12: Acondicionamiento de la pieza de guiado

Instalado esto sobre el motor del auto, se ajustó y calibró la fijación del cilindro que se puede observar en la Figura No. 5.13.

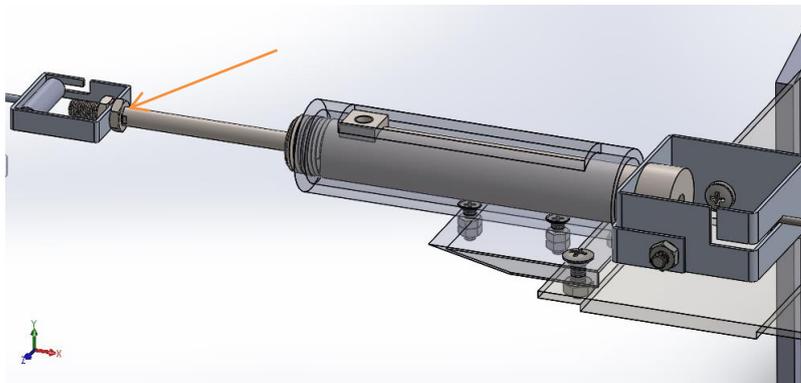


Figura No. 5.13: Calibración y ajustes

De tal manera que no se tenga que calibrar o ajustar el mecanismo de tensado del cable original así se pueda montar y desmontar el mecanismo fácil y rápidamente.

En la Figura No. 5.14 se puede ver que la sujeción para el cable original, que se empernó a la fijación del motor, marcándola y alineándola una vez instalado también el cilindro.

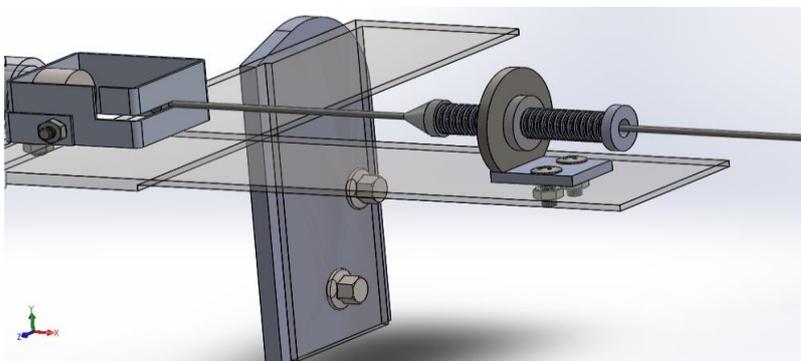


Figura No. 5.14: Instalación del cable original del auto

Entonces, tenemos el ensamble total del mecanismo en la Figura No. 5.15.

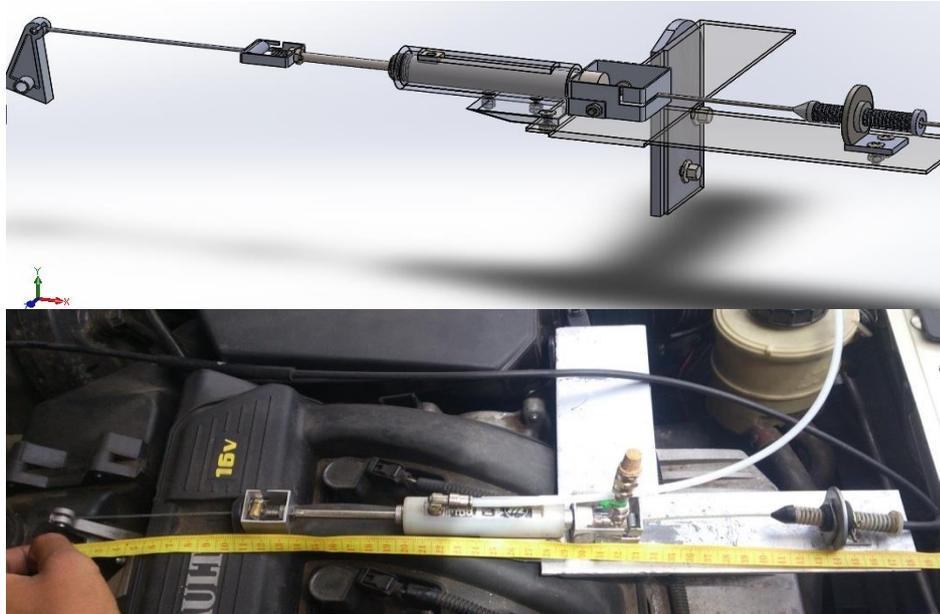


Figura No. 5.15: Mecanismo de aceleración instalado

5.3.2. Montaje del sistema eléctrico y electrónico

Se tomó una conexión particular y única para el sistema electrónico de control y otra para el sistema eléctrico, ubicada sobre los mismos bornes de la batería posterior que se encuentra debajo del capot del auto como se ve en la Figura No. 5.16.



Figura No. 5.16: Conexiones a la batería principal

La conexión eléctrica de potencia para el abastecimiento viaja atreves de auto, por debajo del mismo. La conexión para el sistema electrónico de control se introduce a la cabina del conductor mediante el uso de un orificio original que posee el auto sobre el chasis y está ubicado a un lado del orificio que introduce el cableado de todo el auto como se puede observar en la Figura No. 5.17.

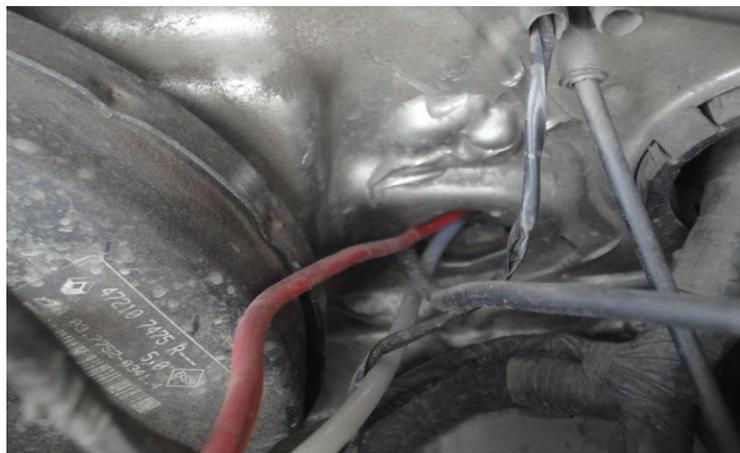


Figura No. 5.17: Orificio de entrada en la cabina

El orificio es sellado herméticamente por dentro para evitar el polvo y las temperaturas que no estén parejas con la temperatura de la cabina.

En la Figura No. 5.18 se puede observar el esquema eléctrico usado e instalado sobre el Renault Stepway para el proyecto.

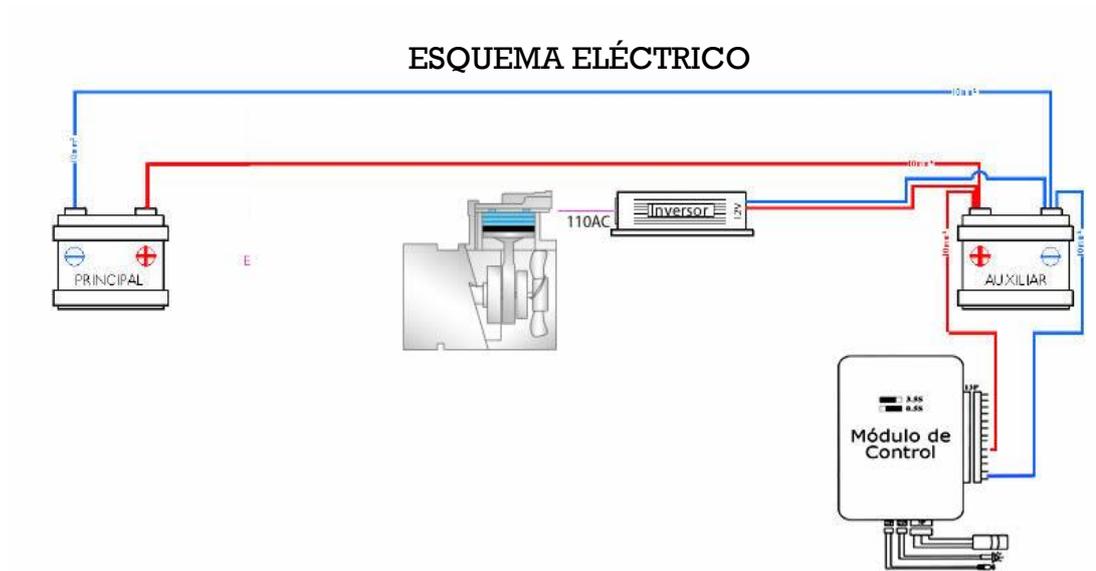


Figura No. 5.18: Esquema de conexión eléctrica

EN la siguiente Figura No. 5.19 se puede apreciar la disposición física del inversor y batería, con lo cual los cables se ingresaron a la cabina, por orificios originales que posee el auto de fábrica sobre el chasis y que se encuentran taponados herméticamente.



Figura No. 5.19: Instalación del inversor y batería auxiliar

Otro de los acondicionamientos importantes fue el del joystick para la interfaz de usuario, ya que este debería estar libre del movimiento circular que se ejecuta sobre el volante y es por ello que se instala en el pomo como se muestra en la Figura No. 5.20.

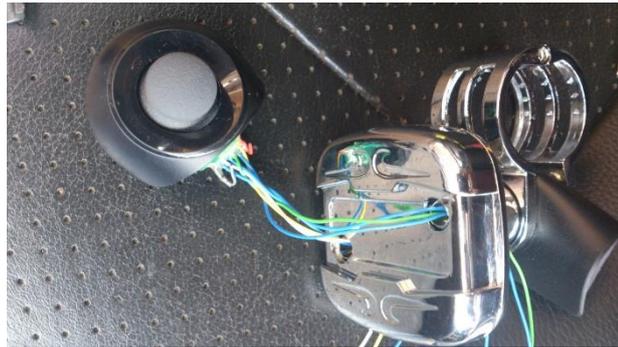


Figura No. 5.20: Instalación del joystick

Como se puede ver en la Figura No. 5.20 se instaló el joystick con sus respectivos cables de información en el pomo de manera que diera una apariencia elegante y ergonómica, pues es la parte más visible de todo el proyecto. En la Figura No. 5.21 se observa como quedó instalado el joystick.



Figura No. 5.21: Instalación del cable de teléfono

5.3.3. Tablas de costos

En la siguiente Tabla No. 5.5 se muestran los costos necesarios en la instalación del proyecto en su totalidad.

Tabla de costos de instalación				
Cantidad	Descripción	*Comentario	Valor unitario (PVP)	TOTAL
1	Instalación mecánica			300.00
1	Instalación eléctrica y electrónica			100.00
1	Logística			200.00
1	Imprevistos			200.00
TOTAL				800.00

Tabla No. 5.5: Cosos de elementos de acondicionamiento mecánico

Con esto podemos concluir que el proyecto se costeo por los 4100, que es prácticamente el presupuesto que se planteó inicialmente, lo que quiere decir que se ha cumplido con todos los objetivos propuestos.

CAPÍTULO 6

6. RESULTADOS

6.1 PRESENTACIÓN DEL PROTOTIPO DE PRUEBAS

En la Figura No. 6.1 podremos observar la portada del proyecto.



Figura No. 6.1: Portada del proyecto

Como se planteó desde un principio, la idea de desarrollar este proyecto con las ingenierías de Mecánica y Mecatrónica mancomunadamente resultó un éxito, ya que la naturaleza del mismo así lo requería al necesitar de un 70% en conocimientos mecánicos y 30% en electrónica de control e informática, de tal manera que se consigue todos los objetivos propuestos.

- Se analizó y evaluó el problema desde una perspectiva 360 donde todas las variables físicas fueron tomadas en cuenta y así poder filtrar de manera eficiente

y eficaz todas las posibles soluciones de ejecución al alcance, mediante lo cual se decide implementar un servomecanismo con alma neumática.

- Se diseñó e instaló paulatina y completamente todos los elementos mencionados en el presente, de acuerdo con el orden descrito en el mismo, de tal manera que se pudo ir probando y ensayando cada apartado sin causarle ningún daño grave y tampoco en ningún momento se dejó imposibilitado el automóvil.
- Se realizó un video en el cual se pueda apreciar los resultados obtenidos. Dicho video se lo puede ver en youtube buscándolo como: “Vehículo para discapacitado ecuador”
- Se consiguió algunas ventajas sobresalientes sobre las adaptaciones artesanales que se realizan actualmente en el país. Las cuales se mencionan a continuación:

Desarrolla el desempeño máximo del vehículo: El principal problema en una adaptación puramente mecánica, es un principio acoplarse a los mecanismos de manejo que exigen de una fuerza considerable al conductor para maniobrar aceptablemente el auto, después de un tiempo (días o semanas) de acoplarse a estos el conductor puede exigir al máximo su vehículo. Con el sistema de asistencia a la conducción le puede tomar a un conductor unas pocas horas acoplarse a la interfaz de usuario que apenas requiere un mínimo de esfuerzo para maniobrar el vehículo a voluntad, de esta manera el sistema que posee una velocidad de respuesta igual o mayor que la del ser humano en sus actuadores *asegura el desempeño máximo de fábrica del auto con aceleración de 0 a 10 Km/h en 10.6 segundos.*

Mantiene la apariencia original del automóvil: Modifica mínimamente la apariencia física interna y externa del automóvil como se puede observar en la En la Figura No. 6.2 ya que posee un *impacto mínimo, sin ninguna modificación sustancial sobre la mecánica y eléctrica funcional del automóvil.*



Figura No. 6.2: Apariencia externa del Renault Stepway

Tiempo de reacción de frenado: El escenario más crítico que un conductor puede poner a su vehículo es el de frenar en una situación de emergencia mientras un instante atrás se está acelerando el mismo. Según Aneta que es una de las escuelas de conducción con más experiencia en el mercado ecuatoriano, afirma que: En el mejor de los casos un conductor puede pasar el pie del acelerador al freno en no menos de 200 milisegundos. Con el sistema de asistencia a la conducción se tomó tiempos de reacción logrando un *Tiempo de reacción de frenado 20% más rápido que el cuerpo humano.*

Automatiza el pedal de embrague: Otra de las ventajas principales del sistema de asistencia a la conducción es la *automatización del pedal de embrague*, convirtiendo el auto en semiautomático sin perder el deleite de gobernar las marchas y desempeño del automóvil en todo momento. Es decir únicamente con el pulso de un botón (Figura No. 6.3), el sistema desembraga el motor permitiéndole al conductor elegir una de las 6 velocidades para luego de ser ingresada una de estas, el sistema detecta que se ha realizado un cambio y entonces empieza a embragar el motor de forma automática, detectando los escenarios más críticos como pendientes, entonces *suaviza y modeliza las arrancadas haciéndolas progresivas y paulatinas siempre*, sin necesidad de mantener pendiente al conductor por la velocidad de embragado. Esta ventaja ayuda mucho a tener una conducción más segura porque permite al conductor mantener más control sobre la dirección, frenado del auto y estar más pendiente del camino.

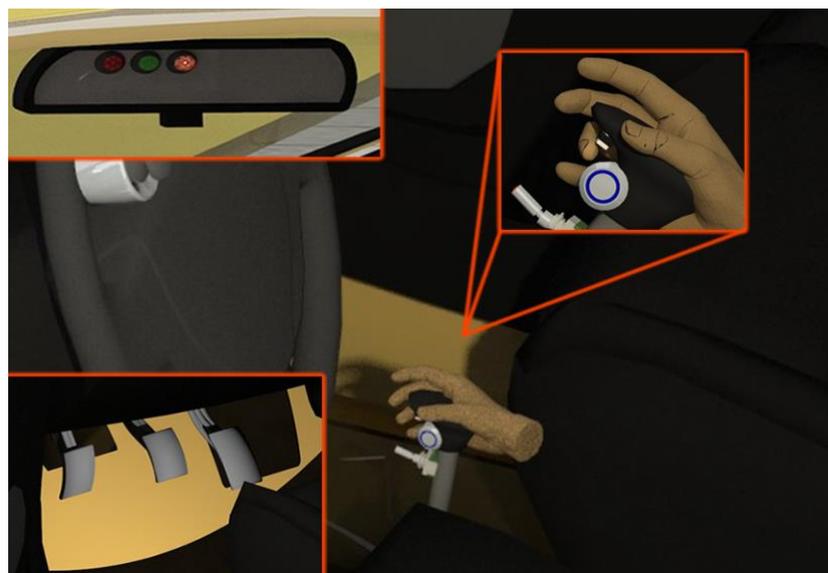


Figura No. 6.3: Automatización del pedal de embrague

Versatilidad y funcionalidad: La ergonomía, disposición y funcionalidad de la interfaz de usuario hace de manejo un placer y no una simple necesidad, permitiendo a un conductor realizar desplazamientos largos sin sentir cansancio, incluso si una conductor sin discapacidad maneja el vehículo sin el sistema por muchas horas, el mecanismo de asistencia puede suplir el cansancio de las piernas, permitiendo que este conductor pueda seguir conduciendo sin sentir obligación alguna. Esto crea otra ventaja que es *la mejor funcionalidad y versatilidad del mercado ecuatoriano en automóviles con transmisión manual*, permitiendo al vehículo ser conducido por una persona con discapacidad física en ambas piernas o a su vez por una persona sin discapacidad con solo seleccionar el estado de un switch (ON/OFF) como se puede observar en la Figura No. 6.4.

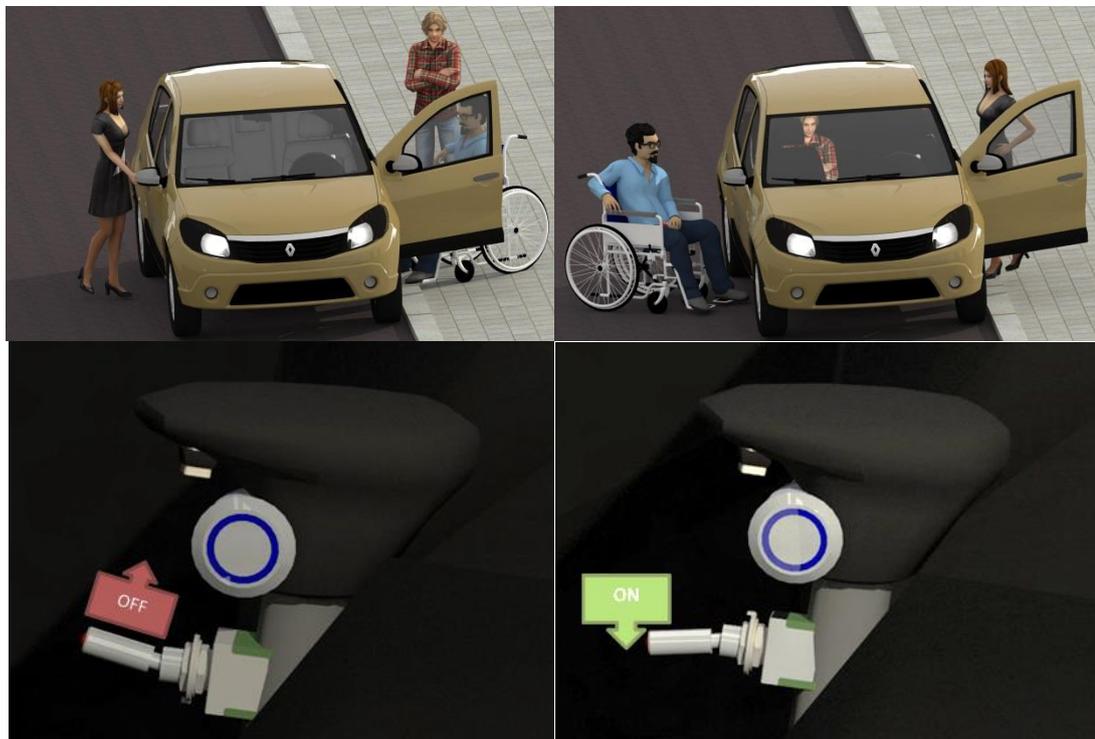


Figura No. 6.4: Versatilidad y funcionalidad

Transmisión manual vs transmisión automática: Se logró ventajas incluso sobre las instalaciones semejantes a esta que se realiza en el exterior en autos con transmisión automática y ya que este tipo de automóvil es más costoso que uno de transmisión manual, requiere de altos costos de manteniendo preventivo en su transmisión y además por naturaleza automática en el mejor de los casos se requiere seleccionar los modos de conducción de manera que su sistema automático pueda gestionar el consumo de combustible, aceleraciones y cambios de marcha. Todos estos factores hacen que el sistema de asistencia a la conducción sea el ideal para los conductores que buscan soluciones más asequibles y también para los conductores amantes de las transmisiones manuales, donde el conductor gobierna en todo momento el desempeño del auto. Por ejemplo un escenario donde la transmisión manual aventaja a la automática es en las bajadas donde una automática necesita constantemente estar frenando el auto, mientras que una transmisión manual puede ayudar a la retención del coche simplemente embragando una de las marchas y son frenar.

Ahora bien una adaptación en un auto con transmisión automática resulta tener menor tiempo de diseño e instalación ya que solo se necesita gobernar dos pedales, pero al ser estas adaptaciones extranjeras, se necesita importar un automóvil entero, donde si este sufre algún tipo de daño se necesita enviar el vehículo al país donde fue instalado y repararlo. De aquí que una de las principales ventajas fue conseguir este tipo de tecnología en el país, donde se pueda adquirir una adaptación parecida o mejor a las mencionadas, al mismo costo con grandes ventajas ya que no hay gastos

en autos y mantenimientos innecesarios, importación e incluso en asistencia técnica especializada de otro país.

Freno de emergencia: Para una conducción segura el sistema de asistencia a la conducción ofrece un *freno de emergencia mecánico-neumático de accionamiento manual sin posibilidad de fallos eléctricos y/o electrónicos.*(Figura No. 6.5)



Figura No. 6.5: Freno de emergencia

Asistencia de frenado en pendientes: *No existe deslizamiento del automóvil en pendientes* ya que el sistema de asistencia ayuda al conductor a mantener frenado el vehículo aun cuando este no este manipulando la interfaz de usuario, es decir el auto permanece frenado hasta que el conductor haya insertado la primera marcha y empieza a acelerar. Esta ventaja ayuda a no hacer uso del freno de mano que es usado en una adaptación puramente mecánica e incluso en una conducción normal.

Equipamiento de calidad: *Utiliza equipamiento americano e italiano que garantizan alta calidad del producto* obteniendo así una autonomía del sistema de asistencia a la conducción del 100% y soportar los escenarios más críticos y exigentes a los que un conductor puede exponer a este automóvil en particular en cualquier región del Ecuador.

El sistema de asistencia a la conducción necesita de requisitos mínimos para ser instalado:

- Automóvil de transmisión manual o automática
- Inyección electrónica
- Amplificador de freno o servo freno
- Dirección hidráulica

Planos de diseño se presenta a continuación en los (Anexos H)

6.2 MANUAL DE USUARIO

En la Figura No. 6.6 se presentan las partes principales en las que se dividió el sistema para uso del usuario.



Figura No. 6.6: Partes principales

En la Figura No. 6.7 se puede apreciar los modos de conducción del automóvil.

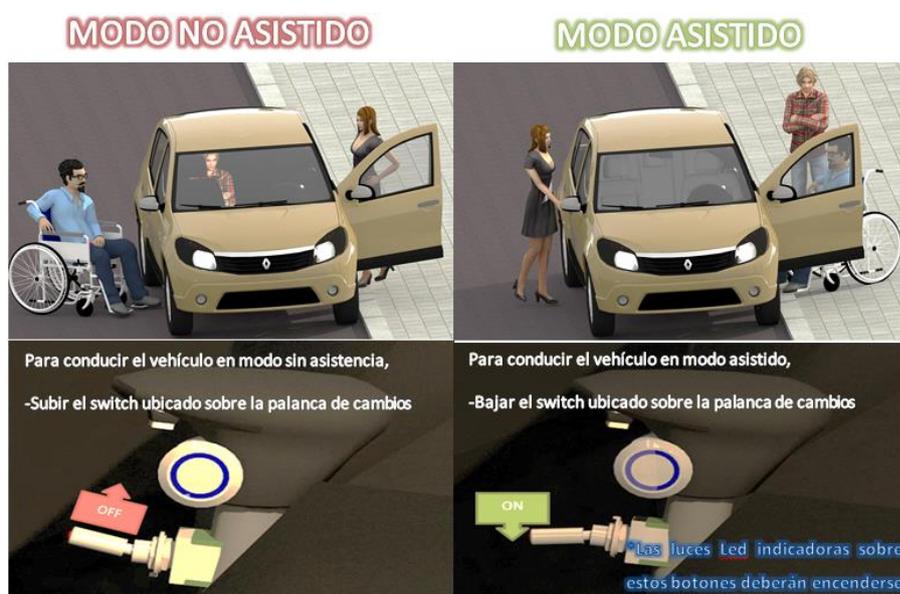


Figura No. 6.7: Modos de conducción

En la Figura No. 6.8 se muestran las precauciones a tener en cuenta antes de usar el sistema de asistencia.



Figura No. 6.8: Precauciones

En la Figura No.6.9 se describe los pasos a continuar para empezar a usar el sistema de asistencia a la conducción.



Figura No. 6.9: Manejo de la Interfaz de usuario

En la Figura 6.10 se muestra como acelerar y frenar el auto.

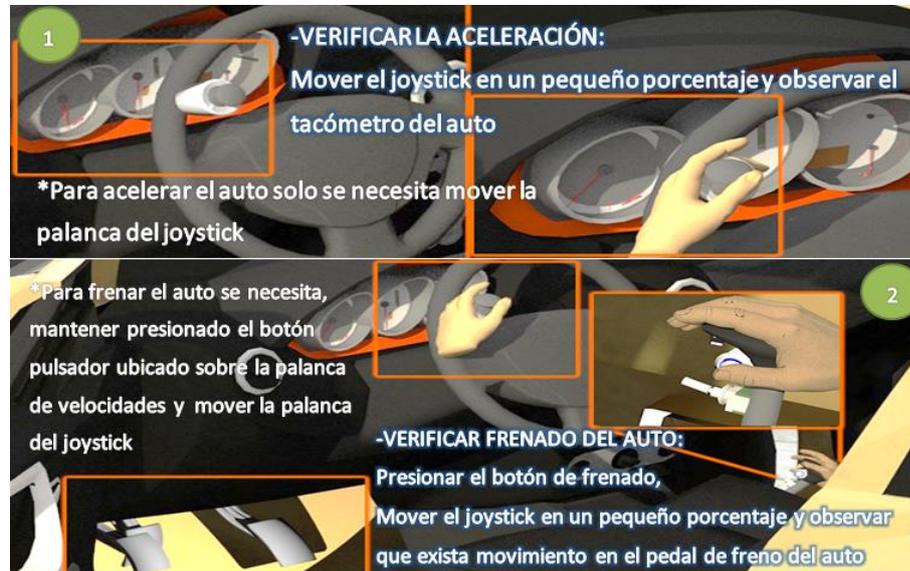


Figura No. 6.10: Frenado y acelerado

En la Figura No. 6 11 se muestra como desembragar y el auto y realizar el frenado y desembrague al mismo tiempo.

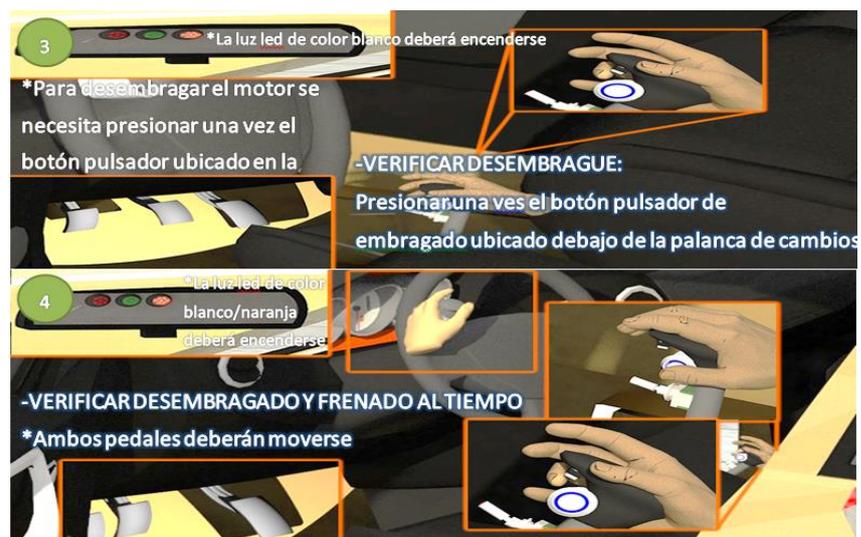


Figura No. 6.11: Frenado y desembragado

En la Figura No. 6.12 se describe los pasos para la puesta en marcha de auto, estos pasos son los que se usan cada vez que el carro este parado.



Figura No. 6.12: Puesta en marcha

En la Figura 6.13 se muestran como realizar un cambio de marcha.



Figura No. 6.13: Cambio de marcha

En la Figura No. 6.14 se muestra que hacer cuando se a decido parquear el automóvil



Figura No. 6.14: Cambio de marcha

El manual de usuario que se presenta al conductor se adjunta en el (Anexo F).

6.3 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Es posible diseñar cualquier tipo de mecanismo o servomecanismo con capacidad de ayudar a integrar a personas con discapacidad a la sociedad de manera más eficiente y tecnológica como lo hacen los países más avanzados, ya que el impedimento no es cuestión de conocimiento ni dinero sino más bien de dirección y propósito.

El proyecto es capaz de solventar y remplazar el movimiento que hacen los pies de un conductor al momento de manejar un auto con transmisión manual, haciendo posible maniobrar los tres pedales y maniobrar todo el auto móvil únicamente con las manos. Con esto se puede concluir que el costo para lograr remplazar el movimiento que hacen los pies en el carro haciende por 4 mil de dólares, esto da la idea del por qué tratar de construir un robot que camine como lo hace el ser humano resulta ser tan difícil y costoso, que aun en la actualidad ni las empresas más grandes de Japón han logrado acercarse un poco a lo que puede hacer el cuerpo humano.

Sin opacar el hecho de que la ingeniería mecánica es la madre de las ingenierías y siempre ha estado y estará presente en el futuro, se va comprobando ahora en Ecuador cómo se lo está haciendo alrededor del mundo que la ingeniería mecatrónica puede conseguir lo que la electrónica en control en el mundo actual ya no puede, basamos este criterio en el hecho de que hasta la fecha, en el 2014 se han realizado de lo que conocemos dos proyectos parecidos a este, uno con objetivos similares y otro con metas mucho más grandes como las de un auto a control remoto, pero los resultados obtenidos no son los más óptimos ni los esperados e incluso este último se

ha costado con un presupuesto mayor al del presente. Y Ya que en este proyecto se ha conseguido los objetivos propuestos y muchas ventajas con el presupuesto planteado, comparamos el factor común y el divisor de los dos proyectos mencionados y el presente. Se halló que en los dos proyectos que no alcanzaron los resultados esperados trabajaron en el desarrollo ingenieros mecánicos y electrónicos en control, si comparamos con este proyecto, la discrepancia es uno, también se trabajó con un ingeniero mecánico pero a diferencia de los otros dos, en este está presente el ingeniero mecatrónico, entonces los resultados hablan por sí mismos. Uno de los proyectos de los que discutimos es una tesis de la EPN que se menciona en el capítulo 2 y el otro se lo puede ver en YouTube si buscamos como: “CPQUITO3 - Vehículo a control remoto - Bruno Valarezo”. De la dirección electrónica: “<http://www.youtube.com/watch?v=SXKlwCKPJuc&feature=youtu.be&a>”.

Es recomendable para un proyecto de esta envergadura, desarrollarlo siempre en un automóvil comercial, no prototipos ni carros karting o carros armados ya que de ser así, el tiempo y costo no servirán de mucho pues que no se conseguirá los parámetros, problemas y factores reales de movilidad en el tránsito y carretera.

Es recomendable empezar siempre por el área mecánica, que se instale desde un principio los diseños propuestos y no prototipos de pruebas que solo causaran tiempo perdido, con esto es necesario siempre pensar en elementos muy robustos capaces de soportar todos los factores y problemas a los que son sometidos los automóviles comerciales. Esta es una de la recomendaciones que más se debe tomar en cuenta ya

que la electrónica y el control junto con la programación solo funcionarán si la mecánica es perfecta y funcional.

Cuando se trabaja sobre el área eléctrica en un automóvil, se recomienda siempre desconectar la o las baterías de manera que la carrocería y chasis del auto no cause cortocircuitos, uso de herramientas con aislante eléctrico y es posible desconectar el cerebro o computador del auto. Además en los diseños eléctricos y electrónicos siempre se debe usar fusibles, de manera que ahorre tiempo y dinero cuando se cometa un error humano del cual toda persona puede cometer.

6.4 BIBLIOGRAFIA Y ANEXOS

Ferdinand P , & Russell E. (1993, pp. 297-701). *Mecánica de Materiales* (Segunda Edición). Santa Fe de Bogotá, Colombia: Mc Graw Hill. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.

AtlasCopco. (2009). *Compresores lubricados*. Retrieved from <http://www.slideshare.net/YokoVZ/aire-comprimido-58>

Bolton W. (2011, p. 2). *Mecatrónica sistemas de control electrónico en ingeniería mecánica y eléctrica* (segunda edición). Colombia: Alfaomega. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.

Camarena Lillo, F. (2011, pp. 59-61). Diseño del embrague de un vehículo. *Proyecto de Titulación Previo a la obtención del Título de Ingeniero Técnico Industrial Especializado en Mecánica*. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de Ingeniería Mecánica, Madrid, Espana: Recuperado de: <http://e-archivo.uc3m.es/>.

Carnicer. (1997, p. 79). *Aire comprimido – teoría y cálculo de las instalaciones* (Primera Edición). España: Editorial Gustavo Gill S.A. Quito-Ecuador: Empresa Ecuatoriana Unitech.

Carnicer R . (1997, pp. 200-2001). *Sistemas industriales accionados por aire comprimido* (Primera Edición). España: Thomson Paraninfo. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.

CBS compresores. (2013). *CBS COmpresores de Aire*. Retrieved from <http://www.cbscompresores.com.mx/>

Charles R, M., & Joseph E, S. (2002, pp. 326-1183). *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Sexta edición). México, D.F: Mc Graw Hill: Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.

EN ISO, U. (1999:2012 V2, pp. 8-9, 2013). *Catalogo de products de apoyo*. Retrieved from *Productos de apoyo para personas con discapacidad. Clasificación y terminología*: <http://www.catalogo-ceapat.org/>

Enterreriano, R. (2013). *ANUARIO DE LA FEDERACIÓN INTERNACIONAL DEL AUTOMOVIL 2008*. Retrieved from <http://www.rallyenterreriano.com/>

Escalera Tornero, M. J., & Rodriguez Fernández, A. J. (2010, 10). *Actuadores neumáticos*. Retrieved from

<http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Esacalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.pdf>

Festo. (s.f.). *scribd*. Obtenido de Waller D., Werner H., "Neumática", "Electro neumática", Festo Pneumatics, 1997.(pag. 127): <http://www.scribd.com/doc/37725147/didactic-katalog-02-03-es>

Gast. (2013). *Compresores y bombas*. Retrieved from http://www.gastmfg.com/about_overview.aspx

Hermógenes Martínez, G. (2010, p. 770-1038). Manual práctico del automóvil, Reparación, mantenimiento y prácticas. España: Cultural S.A.

Hibberler, R. (2004, pp.114 - 117). Mecánica Vectorial para ingenieros. Estática. México: Pearson Educación. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.

holding, A. (2011). *The control system 1.4 liter TSI engine with dual superchargers Volkswagen*. Obtenido de http://autoholding.net/691_sistema_upravleniya_dvigatelya_I_IV_I_TSI_s_d_voynim_nagnetatelem_Volkswagen_chast_I.html

Itescam. (n.d.). *Aire comprimido*. Retrieved from <http://www.itescam.edu.mx/principal/syllabus/fpdb/recursos/r69440.PDF>

Joseph W, K. (1986, pp. 14-46). Física (Primera Edición). Barcelona, España: Editorial Reverté S.A, Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.

Logan, M. d. (2011). *manuales de mecanica*. Obtenido de Recuperado de <http://www.manualesdemecanica.com/>

Lumbreras Fernández , J. (2009, Anexos A_B, pp. 9-12). Diseño de útil verificador junta y guía de servofreno. *Proyecto de Titulación Previo a la obtención del Título de Master en Ingeniería Mecánica*. Cataluña, España: Universidad Politécnica de Cataluña – Departamento de Ingeniería Mecánica. Recuperado de: <http://upcommons.upc.edu>.

Meca12a-blogs. (7 de julio de 2010). Obtenido de Sociedad Japonesa para la Promocion de la Industria de la Maquinaria, JSPMI: http://meca12a.blogspot.com/2010/07/historia_07.html

Mecanica I. (2012). p. 2. Obtenido de Hunta de galicia: <http://www.edu.xunta.es/centros/iesricardomella/system/files/mecanica.pdf>

- Mecánica Moderna. (s.f.). *Los especialistas en control de movimiento*. Obtenido de Barcelona, España: <http://www.mecmod.com/>
- Miranda, D. (5 de Septiembre de 2012). *Patio Tuerca*. Obtenido de Alex Zanardi gana el oro en ciclismo de ruta en los Juegos Paralímpicos.: <http://comunidad.patiotuerca.com/profiles/blogs/alex-zanardi-gana-el-oro-en-ciclismo-de-ruta-en-los-juegos-paral>
- Monografias. (2009, julio 26). *Sistema de Producción y Transporte de Aire Comprimido*. Retrieved from <http://www.monografias.com/trabajos66/sistema-transporte-aire-comprimido/sistema-transporte-aire-comprimido2.shtml>
- Numatics. (2013). Retrieved from <http://www.numatics.com/>
- Popov Egor P. (1990, pp. 55-567). *Mecánica de Materiales (Segunda Edición)*. México D.F: Limusa Noriega. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.
- Portaleso. (2011). *Neumatica*. Retrieved from http://www.portaleso.com/usuarios/Toni/web_neumatica/neumatica_indice.html
- R.C Hibbeler. (2006, p. 297). *Mecánica De Materiales (Sexta Edición)*. Naucalpan de Juárez, Edo., México: Pearson Education. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.
- Real Decreto. (2272/1985). *Real Decreto 2272/1985, de 4 de diciembre, por el que se determinan las aptitudes psicofísicas que deben poseer los conductores de vehículos y por el que se regulan los centros de reconocimiento destinados a verificarlas*. Retrieved from www.mapfre.com:https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&cad=rja&ved=0CD8QFjAD&url=http%3A%2F%2Fwww.mapfre.com%2Fportal%2Ffundacion%2Ffestuvida%2Fdocs%2Fnormativa-traffic-seguridad-vial%2Fotros%2FReal-Decreto-2272_1985.doc&ei=9iq9UuaXB4XskQfNsYD4
- Renault. (1 de Enero de 2011). *Renault*. Obtenido de Catalogo y fichas tecnicas: <http://www.renault.com.co/cars/stepwayph2/specifications.html>
- Roldan V. (2002, pp. 1/11-1//13). *Neumática, Hidráulica y electricidad aplicada. (Décima Edición – Segunda Reimpresión)*. España: Thomson Paraninfo. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.

Sullivan M. (2003, pp. 326-327). *Precálculo* (Cuarta edición). México: Pearson Educación: Escuela Politécnica del Ejército. Recuperado de <http://www.taringa.net>: Precálculo de Sullivan.

Sullivan M. (2003). *Precálculo* (Cuarta edición). México: Pearson Educación. Sangolquí-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército. Recuperado de <http://www.taringa.net>: Precálculo de Sullivan.

Unitech. (2003). *Unitech Universal technologies*. Retrieved from <http://www.unitech.com.ec/>

Referencia de Figuras y Tablas:

123RF. (2013). *Mano en palanca de cambios*. Retrieved from http://es.123rf.com/photo_9583197_mano-y-la-palanca-de-cambios.html

20Minutos.es. (1 de Abril de 2012). *20 Minutos.es*. Obtenido de "Sin manos, sin pies": Así probó Google su coche automático con un conductor ciego: <http://www.20minutos.es/noticia/1355974/0/google/coche-piloto-automatico/conductor-ciego/>

Arduino. (2013). *ARDUINO*. Retrieved from Arpende sobre arduino: <http://www.arduino.cc/es/>

Catalogo, D. (2013). *Datasheet Catalogo*. Retrieved from http://www.datasheetcatalog.com/datasheets_pdf/L/M/3/2/LM324.shtml

Echeverría, L. (s.f.). *Insdecem webcindario*. Obtenido de Practicas de laboratorio de Instrumentación Mecatronica ESPE: Recuperado de <http://insdecem.webcindario.com/archivos.html>

Cochesdevalencia.es. (9 de Mayo de 2012). *Cochesdevalencia.es*. Obtenido de Circular por Las Vegas sin conductor ya es posible con el coche de Google:

<http://www.cochesdevalencia.es/index.php/Noticias/Tecnica/circular-por-las-vegas-sin-conductor-ya-es-posible-con-el-coche-de-google.php>

Disensa. (2013). *Disensa*. Retrieved from www.disensa.com

Fondear. (n.d.). *Las baterías y sustentecologías*. Retrieved from http://www.fondear.org/infonautic/equipo_y_usos/electricidad_energia/baterias_y_tecnologias/baterias_tecnologias.htm

Mercadolibre Ecuador. (2013, Julio). *Modulo De Relé 5 Y 12v De 1,2,4 Y 8 Canales Para Proyectos*. Retrieved from http://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-403378255-modulo-de-rele-5-y-12v-de-124-y-8-canales-para-proyectos-_JM

Paravan. (2013). *Paravan Technology Group*. Obtenido de <http://www.paravan.de/>

Shoptronica. (2013). *Fuente DC-DC*. Retrieved from <http://www.shoptronica.com/fuente-de-alimentacion-step-down-dc-dc/2659-fuente-dc-dc15-35v-lm2596.html>