

Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica



“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA ASISTIDO ELECTRÓNICAMENTE PARA ESTABILIZACIÓN AUTOMOTRIZ COMO PROTOTIPO DE DESARROLLO COMERCIAL”

Tesis presentada por los Bachilleres:

Campano Murillo, Rodolfo Armando

Montes Melgar, Jesús Eduardo

para optar el Título Profesional de

Ingeniero Mecatrónico

Asesor:

Ing. Mestas Ramos, Sergio

Arequipa- Perú

2022

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 01 de Abril del 2022

Dictamen: 001969-C-EPIMMEM-2022

Visto el borrador del expediente 001969, presentado por:

2008100721 - MONTES MELGAR JESUS EDUARDO

2000220721 - CAMPANO MURILLO RODOLFO ARMANDO

Titulado:

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA ASISTIDO ELECTRÓNICAMENTE PARA
ESTABILIZACIÓN AUTOMOTRIZ COMO PROTOTIPO DE DESARROLLO COMERCIAL**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**1530 - FERNANDEZ BARRIGA CAMILO GRIMALDO
DICTAMINADOR**



**1894 - HUACASI AÑAMURO LUDWIN DAVID
DICTAMINADOR**



**2213 - QUISPE CCACHUCO MARCELO JAIME
DICTAMINADOR**





DEDICATORIA

A mis padres Armando y Silvia como a mi esposa Angelica y mis hijas Nicole y Gia.
Rodolfo Campano.

Para John, Jesús, Olga y mi nueva familia Samuel y Patricia.
Jesús Montes.



AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios y a nuestros familiares que nos enseñan a probar y madurar los sentimientos que todos tenemos dentro, tanto en las victorias como en las derrotas.

RESUMEN

La presente investigación propone implementar un sistema de estabilización asistido electrónicamente, la metodología que se empleó fue un diseño experimental, aplicado; se consideró como parte experimental un chasis de prueba de suspensión completa con suspensión trasera y delantera hidroneumática equipada con un sistema de control semiactivo, Skyhook y Groundhook. Se utilizaron como instrumentos dos enfoques de pruebas de simulación por computadora y las pruebas experimentales, mediante el programa MATLAB-Simulink. y un conjunto de sensores, actuadores hidráulicos y controlador electrónico. Como resultados, se realizó el diseño e instalación de un sistema de suspensión con asistencia eléctrica, al usar la suspensión semiactiva ocurrió un incremento entre un 5% en las pruebas de simulación y en un 8% en las pruebas experimentales contrastadas con los valores pasivos. También, se desarrolló un algoritmo de reconocimiento de superficies con un modelo informático del chasis de prueba y de la suspensión semiactiva. Se alcanzó una reducción entre el 6% y 9% en el promedio de las aceleraciones del cuerpo del chasis lo que evidencia una mejora significativa en la comodidad de manejo del chasis. Además, hubo 67% de correlación entre los resultados de la simulación RMS y los resultados experimentales, considerándose aceptables, dado que, según las normas ISO el promedio mínimo requerido es del 60% para suspensiones semiactivas. Como conclusión, el rendimiento general de la suspensión del chasis se incrementó utilizando el nuevo sistema de suspensión semiactiva.

Palabras claves:

Suspensión, confort, semiactiva, sistema de control, skyhook, simulación, prototipo.

ABSTRACT

The present investigation proposes to implement an electronically assisted stabilization system, the methodology that was used was an experimental design, applied; a full suspension test chassis with hydropneumatics front and rear suspension equipped with semi-active control system, Skyhook and Groundhook was considered as experimental part. Two computer simulation test approaches and experimental tests, using the MATLAB-Simulink program, were used as instruments. and a set of sensors, hydraulic actuators, and electronic controller. As a result, the design and installation of a suspension system with electrical assistance was carried out, when using the semi-active suspension there was an increase between 5% in the simulation tests and 8% in the experimental tests contrasted with the passive values. Also, a surface recognition algorithm was developed with a computer model of the test chassis and semi-active suspension. A 6% to 9% reduction in average chassis body accelerations was achieved evidencing a significant improvement in chassis handling comfort. In addition, there was a 67% correlation between the results of the RMS simulation and the experimental results, considered acceptable, given that, according to ISO standards, the minimum average required is 60% for semi-active suspensions. As a conclusion, the overall chassis suspension performance was increased using the new semi-active suspension system.

Keywords:

Suspension, comfort, semi-active, control system, skyhook, simulation, prototype.

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA.....	II
AGRADECIMIENTOS.....	III
RESUMEN	IV
ABSTRACT	V
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	X
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPTULO I	3
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	3
1.1.1. Formulación del problema.....	4
1.2. ALCANCES Y RESTRICCIONES	4
1.2.1. Alcances.....	4
1.2.2. Limitaciones	5
1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	5
1.3.1. Objetivo General.....	5
1.3.2. Objetivos Específicos	5
1.4. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	6
1.5. HIPÓTESIS DE INVESTIGACIÓN	7
1.6. VARIABLES	7
1.6.1. Variable Independiente.....	7
1.6.2. Variable dependiente	7
1.6.3. Operacionalización de variables.....	8
CAPÍTULO II.....	9
2. MARCO TEORICO.....	9
2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS	9
2.1.1. Antecedentes internacionales	9

2.1.2.	Antecedentes nacionales.....	10
2.2.	BASES TEÓRICAS.....	11
2.2.1.	Suspensión del vehículo	11
2.2.2.	Tipos de sistemas de suspensión	12
2.2.3.	Estabilidad automotriz.....	48
2.2.4.	On-Off Damping	58
2.3.	MARCO CONCEPTUAL.....	62
CAPÍTULO III		65
3.	MODELAMIENTO GENERAL PARA LA SUSPENSIÓN SEMIACTIVA.....	65
3.1.	MODELAMIENTO DEL CHASIS COMPLETO	66
3.1.1.	Modelo del neumático	66
3.1.2.	Modelo del neumático-suspensión-amortiguador	68
3.1.3.	Modelo de los grados de libertad del vehículo de estudio.....	70
3.2.	MODELO DEL SISTEMA FÍSICO COMPLETO	74
3.3.	MODELO MATEMÁTICO PARA EL CHASIS COMPLETO	76
3.4.	MODELO DE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL EN SIMULINK	79
3.4.1.	Modelo de la suspensión frontal.....	81
3.4.2.	Modelo del actuador	83
3.4.3.	Modelo de la suspensión Hidro-neumática	84
3.4.4.	Modelo para la suspensión completa en Chasis	109
CAPÍTULO IV		119
4.	DISEÑO DE PRUEBA	119
4.1.	DISEÑO DE PRUEBA	119
4.2.	PRUEBAS EN RUTA/CARRETERA.....	120
4.3.	REDUCCIÓN DE DATOS	120
4.3.1.	Análisis basado en amplitud.....	121
4.3.2.	Análisis basado en la frecuencia.....	122
4.3.3.	Entrada en la secuencia de prueba	124
CAPÍTULO V		127
5.	SIMULACIÓN Y TEST EXPERIMENTAL.....	127
5.2.	PRUEBAS DE SIMULACIÓN	128

5.2.1.	Modelo de simulación final	129
5.2.2.	Pruebas experimentales	134
5.2.3.	Verificación del funcionamiento del sistema	140
5.3.	REALIZACIÓN DE PRUEBAS EXPERIMENTALES.....	144
CAPÍTULO VI		147
6.	IMPLEMENTACIÓN Y DESARROLLO DE SUSPENSIÓN SEMIACTIVA	147
6.1.1.	Chasis de prueba.....	148
6.1.2.	Accionador hidráulico	150
6.1.3.	Sensores de velocidad.....	160
6.1.4.	Controlador de hardware	161
6.1.5.	Convertidor A / D	162
6.1.6.	Tarjeta de interfaz.....	163
6.1.7.	Sistema de relé electrónico	166
6.1.8.	Software del controlador	168
CAPÍTULO VII.....		174
7.	RESULTADOS.....	174
7.1.	VALIDACIÓN DEL MODELO.....	174
7.2.	VALIDACIÓN BASADA EN AMPLITUD.....	185
7.3.	VALIDACIÓN BASADA EN FRECUENCIA	187
7.4.	EVALUACIÓN DE LA COMODIDAD DE VIAJE	192
7.5.	EVALUACIÓN DE MANEJO	195
7.6.	EVALUACIÓN DEL DESPLAZAMIENTO DE SUSPENSIÓN.....	210
7.7.	EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DEL CONTROLADOR.....	215
CONCLUSIONES.....		216
RECOMENDACIONES		218
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS		219
ANEXOS.....		225

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Operacionalización de variables.....	8
Tabla 2	Parámetros fundamentales de un sistema de suspensión.....	69
Tabla 3	Cuadro de parámetros ISO para consideraciones del chasis de prueba.....	74
Tabla 4	Consideraciones de grados de libertad para el modelo completo del chasis.....	75
Tabla 5	Parámetros y variables para los actuadores de doble efecto.....	86
Tabla 6	Parámetros y variables para los acumuladores.....	88
Tabla 7	Parámetros y variables para los amortiguadores On-Off	93
Tabla 8	Modos de funcionamiento para los amortiguadores On-Off	94
Tabla 9	Parámetros y variables para un regulador de flujo.....	95
Tabla 10	Parámetros y variables para la salida de un cilindro (puerto)	98
Tabla 11	Retrasos en las señales de electroválvulas.....	101
Tabla 12	Modos de trabajo para una suspensión On-Off Skyhook.....	113
Tabla 13	Retrasos en las señales de electroválvulas.....	115
Tabla 14	Plan de Pruebas.....	127
Tabla 15	Parámetros a medir	139
Tabla 16	Características del componente	151
Tabla 17	Porcentaje de imprecisiones de las aceleraciones del cuerpo del chasis	186
Tabla 18	Resultados de simulación vs. Resultados de prueba experimental respecto a modificaciones en ajuste de acumuladores.....	186
Tabla 19	Frecuencias del cuerpo del chasis.....	193
Tabla 20	Modos de suspensión pasiva y semiactiva	196
Tabla 21	Simulación.....	214
Tabla 22	Experimental.....	214
Tabla 23	Evaluación del rendimiento del controlador.....	215

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Funcionalidad en el diseño de suspensión pasiva	13
Figura 2. Sistema de amortiguadores ajustables manualmente para el sistema de suspensión	15
Figura 3. Suspensión completamente activa en comparación con una pasiva	16
Figura 4. Configuración de una suspensión activa de bajo ancho de banda	18
Figura 5. Sistema de suspensión semi activa.....	19
Figura 6. Campos de efectividad para suspensión semi activa y complemente activa	20
Figura 7. Suspensión hidroneumática como suspensión semiactiva mediante el uso de un regulador.....	21
Figura 8. Esquema de amortiguador MR.....	22
Figura 9. Enfoque de amortiguación Skyhook	24
Figura 10. Implementación práctica del enfoque de amortiguación de Skyhook	26
Figura 11. Enfoque de amortiguación Groundhook	27
Figura 12. Enfoque de amortiguación híbrida	29
Figura 13. Configuración de un sistema de suspensión hidroneumático	32
Figura 14. Capacidad de las suspensiones hidroneumáticas de conversión a diferentes tipos de sistema activo.....	34
Figura 15. Suspensión hidroneumática con tasa de resorte variable de dos etapas.....	35
Figura 16. Esquema de la suspensión hidroneumática interconectada en los planos de cabeceo y balanceo	36
Figura 17. Modo de bloqueo de suspensión mediante el uso de válvulas entre los acumuladores y el cilindro.....	37
Figura 18. Modelado de neumáticos por contacto de un solo punto.	38
Figura 19. Influencia de la velocidad de desplazamiento en las características de suspensión del neumático.....	39
Figura 20. Influencia de la posición del asiento en la aceleración vertical del asiento en tractores “Estándar” y “Sistema” con eje delantero rígido y suspendido.....	42
Figura 21. Sensor de visualización previa para suspensión activa	57
Figura 22. Zona de funcionamiento de los amortiguadores semiactivos a) de forma continua	62
Figura 23 Loop de control en el chasis con suspensión activa.....	65
Figura 24 Loop de control en el chasis con suspensión activa – Etapa de modelamiento.	66

Figura 25 Punto de contacto usado para el modelamiento del neumático.....	68
Figura 26 Parámetros fundamentales de un sistema de suspensión.	69
Figura 27 Control de movimiento del vehículo robusto y adaptable para futuros vehículos comerciales.	71
Figura 28 Modelado completo de un sistema chasis de 4 llantas.	75
Figura 29 Modelo Simulink usado para simulación en chasis.	79
Figura 30 Modelo Simulink de masa suspendida.....	80
Figura 31 Modelo Simulink de masa no suspendida.....	81
Figura 32 Característica fuerza-velocidad medida de los amortiguadores utilizados para el eje delantero del Chasis de pruebas.....	82
Figura 33 Modelo de amortiguación de la suspensión delantera en modelo Simulink de vehículo completo	83
Figura 34 Suspensión hidroneumática variable como actuador del sistema.	84
Figura 35 Componente de resorte de una suspensión hidroneumática con cilindro de doble efecto.	85
Figura 36 Cilindro hidráulico de doble efecto.....	85
Figura 37 Modelo Simulink de cilindro doble efecto.....	87
Figura 38 Acumulador de vejiga que se utiliza en suspensiones hidroneumáticas.....	88
Figura 39 Modelo Simulink de acumulador.....	89
Figura 40 Modelo Simulink de amortiguador hidro-neumático.....	90
Figura 41 Curva de rigidez-desplazamiento del modelo de resorte hidroneumático.	91
Figura 42 Uso de regulador variable en suspensión hidroneumática.	92
Figura 43 Componentes del amortiguador On-Off en suspensión hidroneumática	93
Figura 44 Sistema de amortiguación on-off con dos niveles de a) amortiguación alta y b) baja.	94
Figura 45 Descripción física de un regulador de flujo.	95
Figura 46 Modelo Simulink de regulador de flujo.	96
Figura 47 Descripción física de un cilindro de doble efecto.	97
Figura 48 La salida del cilindro se considera un regulador de flujo.....	98
Figura 49 Modelo Simulink de puerto del cilindro hidráulico.	99
Figura 50 Características de conmutación de a) pulso de entrada b) diagrama de tiempo real c) diagrama de tiempo simplificado.	100
Figura 51 Modelo Simulink del juego de válvulas de mariposa y diagrama hidráulico equivalente.....	101

Figura 52 Modelo Simulink del amortiguador hidroneumático on-off y el diagrama hidráulico igual.....	102
Figura 53 Característica del amortiguador on-off hidroneumático.	106
Figura 54 Relación de las fuerzas de fricción estática y de Coulomb con la velocidad de deslizamiento de un cilindro hidráulico.	107
Figura 55 Modelo Simulink para la fricción en el cilindro hidráulico.	108
Figura 56 Circuito de una unidad de la suspensión hidroneumática controlable utilizada para la suspensión del chasis.	109
Figura 57 Modelo Simulink para sistema del actuador hidro-neumático.....	110
Figura 58 Mapeo del controlador y los sensores en el sistema de control general.....	112
Figura 59 Modelo Simulink para sistema activo de una llanta.....	116
Figura 60 Modelo de velocidades y posiciones bases para pruebas de sensado en chasis.	117
Figura 61 Modelo Simulink para el sistema de control del chasis de prueba.	117
Figura 62 Sección de controladores para acondicionamiento de pruebas.....	119
Figura 63 Valor máximo de pico a pico del recorrido de la suspensión.	122
Figura 64 Opciones de onda recomendadas para el chasis de pruebas requerido.	124
Figura 65 Representación del sensado y aceleraciones respecto al desplazamiento necesario.	125
Figura 66 Secuencia de pruebas necesarias para validación de resultados.	128
Figura 67 Diagrama General de Simulación	130
Figura 68 Test de Simulación con Simulink	132
Figura 69 Respuesta de simulación para vía sin huecos.....	133
Figura 70 Secuencia de análisis y respuesta de datos por sistema de control.	134
Figura 71 Secuencia de análisis y respuesta de datos por Raspberry Pi y Computadora.	136
Figura 72 Secuencia de cálculo por sistema de control.....	137
Figura 73 Secuencia de recepción de data por sistema de control.	141
Figura 74 Modelo de velocidades y aceleraciones bases para pruebas de sensado en chasis	142
Figura 75 Interacción entre sistemas relacionados para el chasis de pruebas.	143
Figura 76 Presentación general del chasis durante el proceso de pruebas.	148
Figura 77 Instalación de cilindros hidráulicos en llantas del chasis.....	149
Figura 78 Planteamiento sobre sistema hidráulico para chasis de pruebas.	151
Figura 79 Sección de unidad hidráulica en chasis de pruebas.....	152

Figura 80	Sección de acumuladores y válvulas en chasis de pruebas.	152
Figura 81	Sección de aceleradores y cableado en chasis de pruebas.	154
Figura 82	Sección de accionamientos para llantas en chasis de pruebas.	155
Figura 83	Sección de mangueras hidráulicas en chasis de pruebas.....	156
Figura 84	Sistema de amortiguación del acelerador con circuito eléctrico equivalente. .	157
Figura 85	Válvulas direccionales del circuito hidráulico	159
Figura 86	Similitud con modelamiento realizado en sección acelerador.	160
Figura 87	Esquema del hardware de control del sistema de suspensión semiactivo.....	162
Figura 88	Convertidores A/D en Arduino Mega.	163
Figura 89	Cámara de detección en parte delantera de chasis.	164
Figura 90	Gabinete de control con Raspberry pi, Arduino Uno, Nano y Mega.	165
Figura 91	Sistema de relé electrónico	166
Figura 92	Desarrollo y distribución de Relay para accionamiento de electroválvulas. ...	167
Figura 93	Seguimiento de centroide	170
Figura 94	Controlador de seguimiento de objetos.....	171
Figura 95	Programador del controlador.....	172
Figura 96	Panel frontal del programador.....	173
Figura 97	Diagrama de Flujo para el arranque del sistema	175
Figura 98	Chasis remolcado con sistema de sensado instalado.....	176
Figura 99	Diagrama de flujo para la carga de FLASK.....	177
Figura 100	Diagrama de flujo para la carga de Node-RED	178
Figura 101	Diagrama de flujo para el Arranque de Arduinos	179
Figura 102	Diagrama de flujo del algoritmo de control para Arduino UNO	180
Figura 103	Diagrama de flujo del algoritmo de control para Arduino MEGA	181
Figura 104	Diagrama de flujo del algoritmo de control para Arduino NANO	182
Figura 105	Diagrama de flujo para la rutina de detección de huecos en vía.....	183
Figura 106	Diagrama de flujo para la rutina de arranque HTML	184
Figura 107	Respuesta comparativa de frecuencia en el eje X	188
Figura 108	Respuesta comparativa de frecuencia en el eje Y	188
Figura 109	Respuesta comparativa de frecuencia en el eje Z.....	189
Figura 110	Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión pasiva a 650 psi.....	197
Figura 111	Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión activa a 650 psi.....	198

Figura 112 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión pasiva a 650 psi.....	199
Figura 113 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión activa a 650 psi.....	200
Figura 114 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión pasiva a 650 psi.....	201
Figura 115 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión activa a 650 psi.....	202
Figura 116 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión pasiva a 1000 psi.....	203
Figura 117 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión activa a 1000 psi.....	204
Figura 118 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión pasiva a 1000 psi.....	205
Figura 119 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión activa a 1000 psi.....	206
Figura 120 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión pasiva a 1000 psi.....	207
Figura 121 Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión activa a 1000 psi.....	208
Figura 122 Desplazamiento en suspensión activa del neumático delantero derecho	212
Figura 123 Desplazamiento en suspensión activa del neumático posterior derecho.....	212
Figura 124 Desplazamiento en suspensión activa del neumático delantero izquierdo	213
Figura 125 Desplazamiento en suspensión activa del neumático posterior izquierdo	213

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación titulado “Diseño e implementación de un sistema asistido electrónicamente para estabilización automotriz como prototipo de desarrollo comercial” se centra en el sistema de suspensión semiactiva como activa para garantizar en el manejo, confort y estabilidad en marcha. Como consecuencia del trabajo de conductor de vehículos se exponen a un alto nivel de vibraciones, estas condiciones de trabajo no solo dañan la salud y la condición física del conductor, sino que también generan en el vehículo fatiga temprana y reducen su eficiencia motora.

La causa que motivo a realizar el este estudio fue mejorar la comodidad y la seguridad de manejo de los vehículos mediante el diseño e implementación de un sistema de suspensión asistido electrónicamente que reduzca los gastos por mantenimiento para sus propietarios.

La dificultad que se encontró fue que los automóviles convencionales primarios solo cuentan con los neumáticos como componente elástico entre la carretera y el chasis, y no pueden proporcionar características de suspensión adecuadas. En cambio, la suspensión del chasis puede aumentar la estabilidad en la carretera además de brindar al conductor la comodidad necesaria al manejar.

La importancia de esta investigación radica en elaborar un prototipo de chasis de suspensión completa con suspensiones delantera y trasera capaz de proporcionar un alto grado de comodidad y manejo para mejorar el rendimiento del sistema de suspensión, especialmente sobre las vibraciones del cuerpo del chasis.

Esta tesis se basa en siete capítulos que se detallan a continuación.

En el capítulo I se desarrolla el planteamiento teórico y operacional que incluye los objetivos de la investigación como la hipótesis, justificación, alcances y limitaciones del estudio.

En el capítulo II se expone el marco teórico que fue la guía para la realización de las pruebas de simulación computarizada y la parte de experimental del estudio; además se hace referencia a los antecedentes investigativos que precedieron a nivel nacional e internacional a este tipo de investigación.

En el capítulo III se detalla cómo se realizó el diseño mediante el modelamiento general para la suspensión semiactiva, que incluye el modelo del chasis completo, del sistema físico, del sistema de suspensión mediante el uso de diagramas de flujo.

En el capítulo IV se describe el diseño de prueba elaborado para el sistema de suspensión propuesto en el estudio.

En el capítulo V se realizó la simulación y el test experimental mediante las pruebas de simulación y experimentales que parten del diseño de prueba y la reducción de datos.

En el capítulo VI se explica la implementación del sistema de suspensión semiactiva describiendo como se desarrolló cada componente utilizado en este prototipo y el aporte que brindan a la propuesta.

En el capítulo VII se exponen los resultados obtenidos del estudio junto con la validación del modelo y la evaluación de comodidad y manejo.

Finalmente se establecen las conclusiones y recomendaciones a las que se llegó luego del desarrollo de la parte experimental, especificando algunos aspectos en los anexos.

CAPÍTULO I

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

A nivel internacional, los sistemas de suspensión para automóviles han sido uno de los principales temas de investigación dentro de organizaciones internacionales como la ISO durante muchos años. La reciente investigación realizada por Bosch en este campo fue sobre un chasis de suspensión completa con suspensiones delantera y trasera; los resultados que obtuvieron demostraron que este chasis de suspensión total era capaz de proporcionar un alto grado de comodidad y manejo. Sin embargo, todavía existe la necesidad de mejorar el rendimiento del sistema de suspensión, especialmente sobre las vibraciones del cuerpo del chasis (Bosch, 2014).

A nivel nacional, la eficiencia de una suspensión pasiva es limitada, con el fin de lograr un mejor rendimiento, se está investigando la propuesta de implementar sistemas activos controlados electrónicamente, pues con el avance en la tecnología electrónica, esta idea es cada vez más viable para los automóviles. Además, los automóviles convencionales primarios solo cuentan con los neumáticos como componente elástico entre la carretera y el chasis y estos no pueden proporcionar características de suspensión adecuadas. En cambio, los automóviles modernos están equipados con diferentes tipos de sistemas de suspensión, que incluyen desde la simple suspensión del asiento hasta la nueva suspensión del chasis. Las suspensiones del asiento y el chasis solo pueden mejorar el confort de marcha, mientras que la suspensión del chasis puede aumentar la estabilidad en la carretera y la comodidad de manejo de los automóviles.

A nivel local, se comparte la misma realidad, además, los conductores que tienen que pasar varias horas realizando este tipo de trabajo están expuestos a un alto nivel de vibraciones; estas condiciones de trabajo no solo afectan al conductor, sino que también generan en el vehículo fatiga temprana y reducen su eficiencia motora. Y con la crisis económica mundial como consecuencia de la pandemia es necesario realizar la menor inversión en el mantenimiento del vehículo para generar un rango más amplio de ganancias, al tener mayor tiempo de operatividad, que incluya la mejora de la comodidad y la seguridad de manejo de sus vehículos.

1.1.1. Formulación del problema

¿Cómo se puede diseñar e implementar un prototipo de un sistema asistido electrónicamente que permita la estabilización del automóvil en posición paralela al piso dentro de límites permisibles?

1.2. ALCANCES Y RESTRICCIONES

1.2.1. Alcances

En su fase de concretización inicial, el presente estudio tendrá cobertura sobre cualquier sistema de transporte en general, sin embargo, la factibilidad de realizar la correcta instalación de la propuesta dependerá de las características de acoplamiento del vehículo automotriz con el sistema de asistencia eléctrica.

Se presenta también la posibilidad de instalarlo en unidades de transporte público, con el fin de garantizar la estabilidad, como medida de prevención de accidentes, relacionados principalmente con la pericia y/o experiencia del conductor.

El campo de aplicación también se amplía hacia las camionetas de servicio minero, tales como Toyota Hilux, Nissan Navara, entre otras, las cuales desarrollan su labor en terrenos accidentados y propios de nuestro país.

Como dato técnico, se tiene que identificar que se podrá aplicar a vehículos que cuenten con suspensión McPherson, de doble horquilla, de eje torsional, Multilink y las convencionales de muelles y/o ballesta.

1.2.2. Limitaciones

Las principales restricciones a las que se enfrenta esta investigación son las siguientes:

- a) Determinar el algoritmo correcto para poder restablecer la estabilidad que se presente al analizar las perturbaciones en el momento de la conducción.
- b) Adaptar los sistemas de accionamiento servo mecánicos en las suspensiones de acuerdo con las exigencias del cliente.
- c) El diseño de las aplicaciones que se desarrollen bajo la plataforma Raspberry pi NOOBS, que permiten una nueva línea de desarrollo en este ámbito.

1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.3.1. Objetivo General

Diseñar e implementar un prototipo de un sistema asistido electrónicamente que permita la estabilización del automóvil en posición paralela al piso dentro de límites permisibles.

1.3.2. Objetivos Específicos

- a) Diseñar e instalar un sistema de suspensión con asistencia eléctrica, conformado de una parte electrónica; algoritmos y sistemas expertos, y una parte mecánica; hidráulica y neumática.

- b) Desarrollar un algoritmo de reconocimiento de superficies, para la parte eléctrica, que permita procesar los datos adquiridos y realizar una secuencia de control propia para este proyecto.
- c) Acondicionar los cilindros de accionamiento, para la parte mecánica, en base a lo ya existente en el mercado, y el circuito hidráulico/neumático, que tenga la capacidad mecánica de respuesta para ejecutar los controles que el sistema electrónico envíe.
- d) Realizar la simulación del prototipo de pruebas e implementación, que incluye elaborar un manual de usuario y guía de prácticas.

1.4. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Las justificaciones de este proyecto es la siguiente:

- a) Justificación técnica, se centra en investigar sobre nuevos sistemas de estabilización y seguridad para los vehículos en condiciones propias de nuestra geografía, teniendo como fundamento los avances tecnológicos. Considerando el uso de equipos que brindan la capacidad de respuesta y procesamiento que requiere esta tesis.
- b) Justificación social, el fin de la investigación es brindar una herramienta que permita a los usuarios una reducción al nivel de vibraciones propias de la marcha en vehículos, incrementando su nivel de confort en el manejo, además de mejorar la comodidad y la seguridad de las personas que viajan usando un medio de transporte convencional.
- c) Justificación económica, la implementación del sistema asistido electrónicamente que se propone en el presente estudio, contribuye a reducir los costos por mantenimiento ya que aumenta el tiempo de operatividad al cuidar y mejorar las condiciones de uso de las suspensiones y los chasis en los carros en los cuales se instale este sistema.

- d) Justificación práctica, aporta en la conservación de los sistemas de suspensión y del chasis de los diversos modelos del parque automotor existente en nuestro país.

1.5. HIPÓTESIS DE INVESTIGACIÓN

El diseño e implementación de un prototipo de un sistema asistido electrónicamente permite la estabilización automotriz y mejora el desempeño en cualquier tipo de pistas.

1.6. VARIABLES

1.6.1. Variable Independiente

Prototipo de un sistema de suspensión asistido electrónicamente

Definición conceptual

La suspensión vehicular es un sistema que brinda comodidad a los pasajes de un vehículo, puesto que se encarga de asilar las vibraciones excitantes generadas por las irregularidades de la carretera (Caraguay Correa & Caraguay Correa, 2015).

Definición operacional

El sistema de suspensión será asistido electrónicamente conformado de una parte electrónica que se da en el diseño de algoritmos y sistemas expertos y una parte mecánica que se plasma en el circuito hidráulico/neumático.

1.6.2. Variable dependiente

Estabilización automotriz

Definición conceptual

La estabilidad del vehículo se da con el control dinámico brindando un sistema de seguridad para el automóvil, que actúa frente a situaciones de riesgo alterando la velocidad que tiene en ese momento las ruedas para evitar el derrape (Luna Aguilera & Tenesaca Arpi, 2007).

Definición operacional

La estabilidad automotriz se controla mediante la asistencia eléctrica que se le dará al sistema de suspensión para mejorar la reacción del vehículo ante un derrape y darle mayor confort al conductor.

1.6.3. Operacionalización de variables.

Tabla 1

Operacionalización de variables

Variables	Dimensión	Indicadores
Prototipo de un sistema de suspensión asistido electrónicamente	Electrónica Mecánica	Sistema ON/OFF Algoritmo Sistema experto Hidráulica Neumática
Estabilización automotriz	Simulación	Confort al viajar Seguridad al manejar

Nota. Elaboración propia

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

2.1.1. Antecedentes internacionales

Chabla y Solórzano (2013) realizaron una investigación titulada “Diseño, construcción e implementación de un sistema de control electrónico para optimizar el sistema de dirección hidráulica del vehículo Honda CRV del año 1998”. Se encontró que a partir de la implementación del control electrónico es posible controlar cualquier sistema de dirección, siempre y cuando se consideren señales de sensores, actuador y controlador, siendo este último el que evita que se cometan errores respecto a la construcción del sistema, optimizando su funcionamiento. Consecuentemente, mediante este diseño se mejora la seguridad de conducción y se aminora el índice de consumo del combustible, aspectos que demuestran la eficacia del diseño.

Pilataxi (2018) sustentó una tesis que tuvo como objetivo “simular e implementar un sistema de suspensión inteligente en el vehículo Corsa Sport 1.4” (p. 2), orientándose a la evaluación del comportamiento didáctico de este sistema de suspensión, así como los elementos que lo integran. Para analizar los sistemas de suspensión se aplicaron protocolos de pruebas en piso, haciendo uso del software de simulación VEDYNA. Mediante las pruebas, se analizó la trayectoria de ruedas, desplazamientos de la suspensión, desempeño de la suspensión haciendo uso de diversos neumáticos. Se encontró que parámetros como anti-levantamiento, anti-hundimiento y centro de gravedad influyen en la dinámica longitudinal, mientras que, el ángulo cámbel, ángulo cáster, ángulo de inclinación y ángulo TOE inciden en la dinámica lateral. Al realizar el reglaje estándar, semi estándar y de competición al sistema de

suspensión inteligente, se encontró una mejora de 0.91 metros y 0.10 segundos de dinámica longitudinal y pruebas de dinámica lateral, obteniendo una mejora en cuanto al desempeño de 0.9% y 0.1%, respectivamente.

Ramos (2019) realizó una investigación que tuvo como objetivo “diseñar y construir un prototipo de un sistema de suspensión magnética esquemática a partir del modelo matemático analizando, comprendiendo y aplicando los principios del electromagnetismo en sus componentes” (p. 4). Para ello, se evaluaron diversos sistemas de suspensión relacionadas con magnetismo, seleccionando la suspensión de levitación magnética o suspensión de fricción. Se realizaron diferentes simulaciones y pruebas mediante Simulink, a fin de formar el esquema y modelo matemático adecuado para la construcción de este sistema. Luego de evaluar el comportamiento del sistema de suspensión, se determinó la ineficiencia del prototipo, pero, a su vez, se estableció la viabilidad de amortiguación de las vibraciones a partir del magnetismo.

2.1.2. Antecedentes nacionales

Dávila (2019) realizó una investigación que tuvo como objetivo “diseñar un prototipo electrónico utilizando sensores acelerómetro y giroscópico para optimizar el control de velocidad y estabilidad dinámica de un vehículo para prevenir siniestros viales ocasionado por la impericia del conductor” (p. 2). A nivel metodológico, se utilizaron ángulos de navegación, sistemas de control coordinado, sistema de posicionamiento global (GPS), filtro de Kalman, MEMS; así como variables de dirección, velocidad y referencia respecto al sistema de transmisión y frenado, velocidad, 4WD, aceleración, PWM, LQR, sobreviraje, subviraje. Se observó que, mediante el procesamiento de las señales de orientación e inclinación a la entrada de dirección del conductor, se alcanzan los principales resultados, así como a partir de la visualización en un monitor local y remoto de valores de orientación,

referencia y geoposicionamiento, siendo su sistema coordinado y de frenado dinámico. En base a lo indicado, se concluyó que es posible mejorar la estabilidad del vehículo mediante la implementación de sensores ESC; además, a partir de la automatización al volante, se puede reducir los niveles de accidentabilidad vial hasta en un 13%.

2.2. BASES TEÓRICAS

2.2.1. Suspensión del vehículo

La suspensión vehicular es un sistema que brinda comodidad a los pasajes de un vehículo, puesto que se encarga de asilar las vibraciones excitantes generadas por las irregularidades de la carretera. Adicionalmente, este sistema tiene la función de mantener el contacto permanente entre la superficie de la carretera y los neumáticos, brindando estabilidad de marcha al vehículo en movimiento, además de proteger la superficie de la carretera de las fuerzas excesivas de los neumáticos, evitando generar daños en el pavimento.

La construcción del sistema de suspensión vehicular, típicamente, consiste en que las unidades de suspensión se coloquen en las esquinas del vehículo, conectando el chasis a las ruedas del vehículo, mediante un sistema de varillas. Cabe señalar que cada unidad de suspensión se compone de dos elementos fundamentales del resorte y amortiguador, los cuales se insertan en paralelo.

Respecto a la función de los resortes, estos absorben las vibraciones o excitaciones provocadas por la rugosidad de la superficie de la carretera, logrando ello mediante la compresión y almacenamiento de energía al surgir el evento de excitación; posteriormente, la energía absorbida se libera gradualmente hacia la carrocería del vehículo. Mientras que, el amortiguador tiene la función de asimilar, directamente, la energía generada por el evento de excitación (choque), disipándola en el resorte, por lo que controla la acción de este último.

Entonces, se puede evidenciar la función de control de los resortes y amortiguadores respecto a la carrocería del vehículo a consecuencia de las maniobras de conducción.

Es preciso destacar que, en la mayoría de los vehículos, el sistema de suspensión utiliza resortes de acero, los cuales vienen en tres tipos de bobina, resortes de hoja y barra de torsión; no obstante, también de utilizan resortes hidroneumáticos y neumáticos. Por otro lado, los amortiguadores utilizados en este sistema son, generalmente, de tipo hidráulico, siendo su acción comprimirse y expandirse mediante la fuerza generada por un fluido hidráulico, a partir de la acción del acelerador. Entonces, la caída de presión provocada por el acelerador es el que genera la fuerza de amortiguación. Cabe señalar que el tamaño del acelerador establece el coeficiente de amortiguación de este elemento del sistema de suspensión.

2.2.2. Tipos de sistemas de suspensión

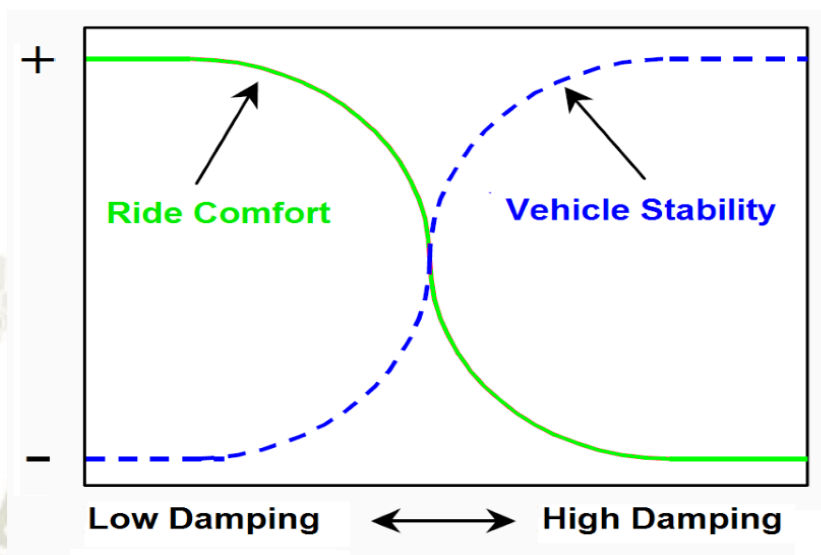
Suspensión pasiva convencional

Generalmente, los sistemas de suspensión de los vehículos son suspensiones pasivas, y estos se caracterizan por ser constantes, además de brindar confort y estabilidad al vehículo. Si bien es cierto, existen vehículos con resorte rígidos y amortiguadores firmes (suspensión dura), los cuales brindan control sobre el movimiento de la carrocería del vehículo y vibración sobre las ruedas, generando un óptimo manejo; no obstante, este sistema no brinda un aislamiento corporal efectivo. Mientras que, aquellos vehículos con suspensión de baja rigidez y suave amortiguación (suspensión suave) brindan aislamiento efectivo corporal ante las vibraciones de la carretera, otorgando un buen confort de marcha; sin embargo, este sistema no permite controlar eficientemente los movimientos de la carrocería y las ruedas del vehículo. A partir de lo indicado, es evidente la necesidad de que las suspensiones

pasivas convencionales brinden confort sobre la marcha y buen manejo, a fin optimizar su rendimiento.

Figura 1.

Funcionalidad en el diseño de suspensión pasiva



Fuente: Caraguay Correa & Caraguay Correa, (2015)

En la Figura 1 se puede observar la interacción del diseño de suspensión, en relación la amortiguación; es decir, el diseño se ajusta a la tasa de amortiguación, debido a que la rigidez del resorte se basa en el peso del vehículo. En este marco, una suspensión con alta relación de amortiguación amortigua, efectivamente, la resonancia de la masa suspendida; no obstante, proporcional mal confort de marcha del vehículo y aumenta la transmisibilidad de la rugosidad de la carretera, por lo que son aspectos que inversamente proporcionales.

En este marco, un diseño efectivo de suspensiones pasivas brinda una capacidad segura y rápido de giro, así como de manejo, pero resulta relativamente incómodo para el conductor; por el contrario, una suspensión suave brinda mayor comodidad en el viaje, pero se consigue un manejo deficiente. Consecuentemente, son los diseñadores quienes deben decidir qué priorizar, si la comodidad de manejo o el manejo en función.

Sistema de Suspensión activa

En un sistema de suspensión pasiva, los resortes almacenan la energía de vibración que es disipada por los amortiguadores. Generalmente, estos parámetros son fijos y se determinan con el fin de conseguir cierto nivel de compromiso entre la comodidad del manejo del vehículo y la retención de la carretera, siendo este compromiso el que establece el límite de rendimiento. A fin de eliminar esta limitación, los avances de tecnología electrónica se han orientado hacia la generación de otros tipos de suspensiones, los cuales brinden un mejor sistema de suspensión a los vehículos.

Las suspensiones modernas, también denominada suspensión activa, integran sistemas de control electrónico encargados de controlar el funcionamiento de los elementos de suspensión; además, se debe considerar que este tipo de suspensión no tiene limitaciones de rendimiento, generando un avance significativo de diseño que lo diferencia de los sistemas de suspensión pasivos. Consecuentemente, este sistema optimiza la comodidad de manejo, así como la capacidad de manejo, por lo que se consideran como una solución conveniente en cuanto a la efectividad de la suspensión para vehículos.

En cuanto a la tipología de los sistemas de suspensión activa, estos se clasifican en cuatro categorías: nivelación de carga, adaptable, suspensión completamente activa y semiactiva, los cuales se implementan de acuerdo con el sistema que se desea implementar.

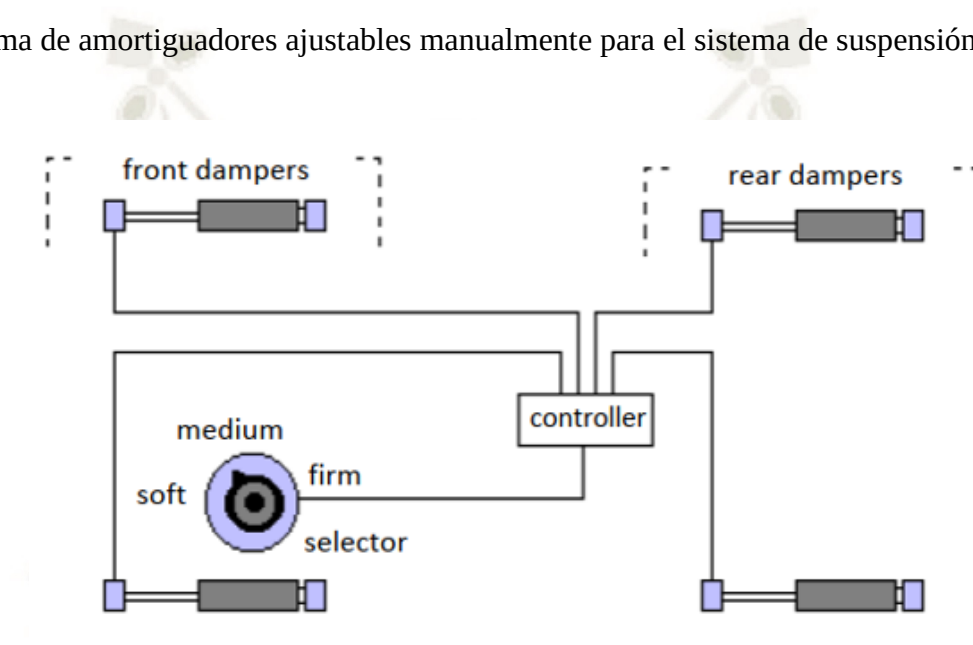
Sistema de Suspensión Adaptativo

Un sistema de suspensión adaptativo hace referencia a aquel que es capaz de adaptar sus parámetros a lo diversos modos de operación, brindando un rendimiento eficiente. Generalmente, este tipo de diseño funcionan de manera semejante al sistema pasivo, sin

embargo, se diferencia por el reconocimiento de cambio, siendo esta característica la que otorga la capacidad de modificar sus parámetros y adaptarse a la nueva condición. Entonces, es el conductor quien realiza, manualmente, la modificación, pero el sistema se adapta fácilmente a ellas, demostrando su eficiencia.

Figura 2.

Sistema de amortiguadores ajustables manualmente para el sistema de suspensión



Fuente: Barak (1989).

En la Figura 2, se puede observar como el sistema de suspensión permite que el conductor escoja entre tres modos de suspensión, o niveles de amortiguación: suave, si requiere mayor capacidad de confort de conducción; medio, si desea un ponderado entre confort y estabilidad; firme, que brinda mayor estabilidad de conducción. Cabe señalar que, entre las desventajas de este sistema de suspensión, se encuentra la falta de rapidez de control, por lo que resulta imposible reaccionar de manera adecuada a los cambios en lapsos cortos de tiempo.

En cuanto a la condición operativa, el sistema de adaptación automotriz distingue el cambio mediante la información sensorial. En este marco, el sistema considera comandos como

freno, gas y dirección, siendo estas la base para establecer entradas de control adaptativo y reconocer las condiciones de maniobra realizadas por el controlador.

Otro tipo de sistema adaptativo reconoce la condición de maniobra y calidad de la superficie de carretera al realizar un análisis de las aceleraciones del vehículo, medidos mediante acelerómetros adecuados, asimismo, se consideran análisis de frecuencia y amplitud respecto a aceleraciones laterales, verticales o longitudinales, así como la evaluación de la desviación de suspensión del vehículo. (Lizell, 1990)

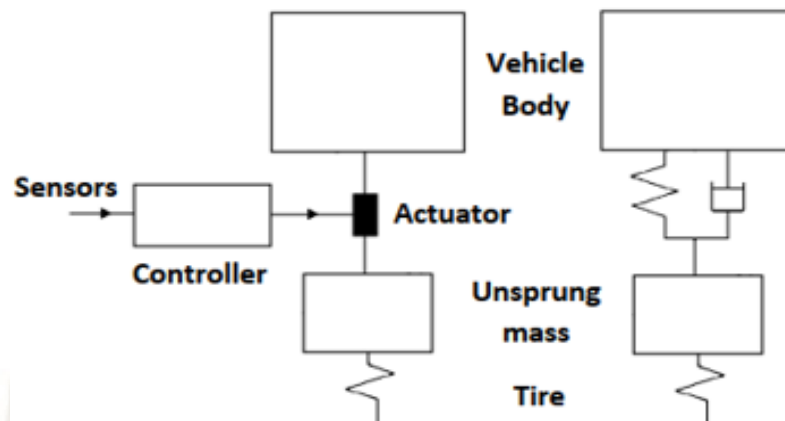
A partir de lo indicado, se puede evidenciar el potencial del sistema de suspensión adaptativa para los automóviles comerciales, puesto que brindan una amplia gama de condiciones operativas, permitiendo un manejo óptimo tanto en trabajos de campo como carreteras asfaltadas, debido al ajuste proporcional de los parámetros de la suspensión con las diversas condiciones de manejo.

Sistema de suspensión completamente activo

A diferencia de una suspensión pasiva convencional, el sistema de suspensión completamente activo es capaz de inyectar energía en el sistema, a partir de la función de un accionador de fuerza, el cual se coloca directamente entre la masa no suspendida y la masa suspendida del vehículo, tal como se evidencia en la Figura 3.

Figura 3.

Suspensión completamente activa en comparación con una pasiva



Fuente: Bosch (2014).

En la Figura 3 se puede observar que, a diferencia de los sistemas de suspensión pasivos, la fuerza generada por el activador no depende directamente de la velocidad o desplazamiento relativo de la suspensión, sino que esta se establece a partir de un controlador de retroalimentación sensorial que funciona en base a la estrategia de control especial.

En este marco, de acuerdo con William (1994), un sistema completamente activo está diseñado con el fin de controlar la suspensión en todo el ancho de banda del sistema. Es decir, mediante este se mejora la capacidad de respuesta de la suspensión alrededor de las ruedas del vehículo y las frecuencias naturales de la carrocería. Cabe destacar que, típica y naturalmente, estas frecuencias se encuentran en las ruedas del vehículo, así como la carrocería, en un rango de 5 a 15 Hz y 1 a 3 Hz, respectivamente.

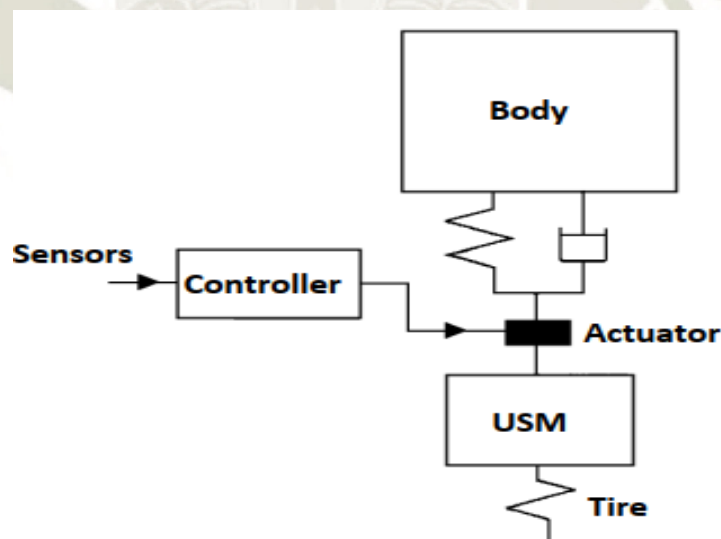
Estos sistemas tienen la capacidad de controlar completamente las vibraciones, cubriendo el ancho completo de banda; ello brinda confort y estabilidad al vehículo en marcha. No obstante, el control alto ancho de banda requiere del consumo de una cantidad significativa de energía (10 kW), en el caso de vehículos normales, lo cual perjudica el rendimiento general del vehículo, además de aumentar en un 10% a 15% el consumo de combustible (William, 1994).

Por otro lado, el alto ancho de banda de los sistemas completamente activos necesita de componentes más rápidos y precisos, fundamental en cuanto a los actuadores, aspecto que acrecienta la complejidad y gasto del sistema. Otra debilidad del sistema es el alto ruido generado a causa de la incapacidad del sistema para aislar las vibraciones de alta frecuencia, lo cual afecta el confort en marcha, debido a la rápida acción de los actuadores.

Entonces, ya que en una suspensión completamente activa se reemplazan los elementos pasivos de suspensión por un actuador, la fuerza de este tiene un papel fundamental en el sistema de suspensión, ya que los modos de fallas del actuador pueden repercutir en el sistema. Debido a esta debilidad en la suspensión, estos sistemas son poco utilizados, siendo implementados mayormente en vehículo especiales o de lujo, debido a su alto rendimiento.

Figura 4.

Configuración de una suspensión activa de bajo ancho de banda



Fuente: Bosch (2014).

Como se observa en la Figura 4, el actuador se coloca en serie con un resorte pasivo y, en algunos casos, con un amortiguador pasivo. Si bien es cierto, este diseño no controla las vibraciones de suspensión en todo el ancho de la banda del sistema de suspensión, este

optimiza la capacidad de respuesta de la suspensión alrededor de las frecuencias naturales de la carrocería vehicular, en un rango de entre a 1 a 3 Hz, siendo este el intervalo de comodidad de manejo. En frecuencias más altas, el actuador no funciona de manera efectiva, mientras que el movimiento de salto de rueda es controlar a partir de elementos pasivos.

Cabe señalar que, según Williams (1994), el rendimiento del sistema completamente activo en parcialmente similar al sistema de suspensión activa, ya que reduce el balanceo y cabeceo de balanceo generadas por las maniobras vehiculares, tales como en frenado y curvas. En base a ello, fabricantes como Toyota, Jaguar, Mercedes Benz han implementado sus sistemas propios de suspensión completamente activa.

Asimismo, en cuanto al consumo de energía, Deakin, Crolla y Shovlin (1997) destacan que los sistemas totalmente activos de banda ancha consumen niveles inferiores de energía a diferencia de aquellos de alto ancho de banda.

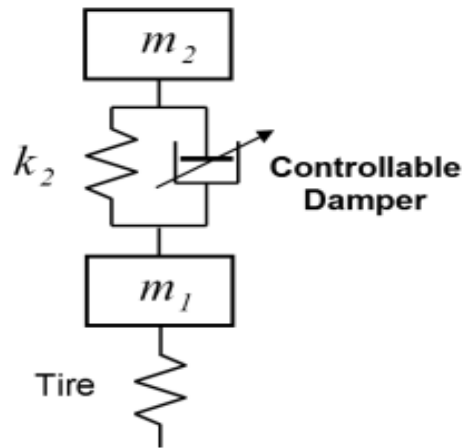
A partir de lo indicado, los sistemas de suspensión completamente activos brindan un alto rendimiento, pero estos no se utilizan para la suspensión de chasis de vehículo comerciales, puesto que consumen considerable energía. Sin embargo, estos sistemas son utilizados en vehículos pesados con éxito, ya que demuestran eficiencia en la cabina y suspensión del asiento de los vehículos de este tipo.

Sistema de suspensión Semi-Activo

La suspensión semi activa se diferencia de otras puesto que el generador de fuerza activa es reemplazado por un amortiguador ajustable, el cual permite cambiar la velocidad de disipación según la condición instantánea del movimiento de suspensión.

Figura 5.

Sistema de suspensión semi activa

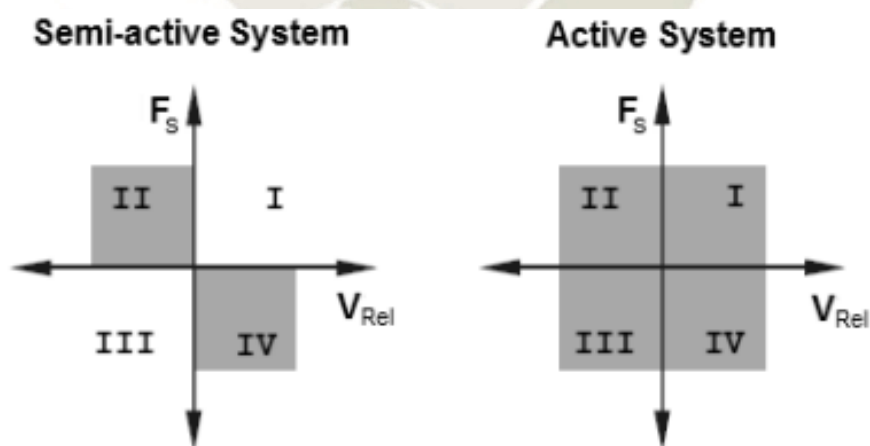


Fuente: Bosch (2014).

En la Figura 5 se presenta la construcción de un sistema de suspensión inactiva, en la que se puede resaltar que el reemplazamiento del amortiguador pasivo por uno ajustable incide en la tasa de amortiguamiento a partir de un controlador con control de bucle cerrado, que hace uso de información sensorial.

Figura 6.

Campos de efectividad para suspensión semi activa y complemente activa



Fuente: Bosch (2014).

En la Figura 6 se presentan las diferencias operativas de la suspensión completamente activas y aquellas con sistema semi activo. Respecto al primero, este se caracteriza por cubrir

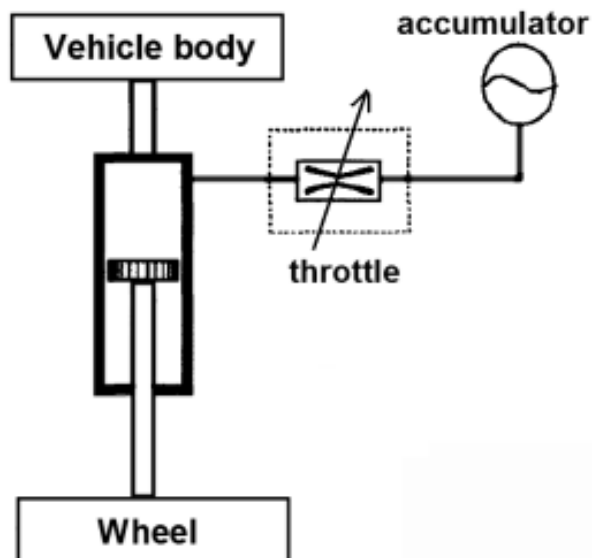
las áreas de operación, puesto que la fuerza del actuador se aplica al sistema en dirección, o contra la dirección, del movimiento de la suspensión. Mientras que, en el caso de sistema semiactivo, solos dos áreas operativas se cubren con el sistema, por lo que la fuerza del amortiguador se aplica únicamente contra la dirección del movimiento de suspensión.

En cuanto a la construcción, la principal diferencia entre un sistema de suspensión semiactiva y otro completamente activo es el accionador del sistema. Este elemento, en el caso de una suspensión semiactiva, es amortiguador controlable de simple construcción, basado en amortiguadores hidráulicos comunes, donde la fuerza de amortiguación se genera a partir de la aceleración de los fluidos hidráulicos. En este marco, cabe señalar que existen dos métodos para controlar la tasa de amortiguación de los amortiguadores controlables:

- a) Control de la tasa de amortiguación mediante el ajuste del área transversal de un acelerador. Cabe señalar que, como se presenta en la Figura 7, las suspensiones hidroneumáticas son los sistemas adecuados para la realización de este método, puesto que se equiparan con una válvula reguladora regulable entre el cilindro y el acumulador.

Figura 7.

Suspensión hidroneumática como suspensión semiactiva mediante el uso de un regulador

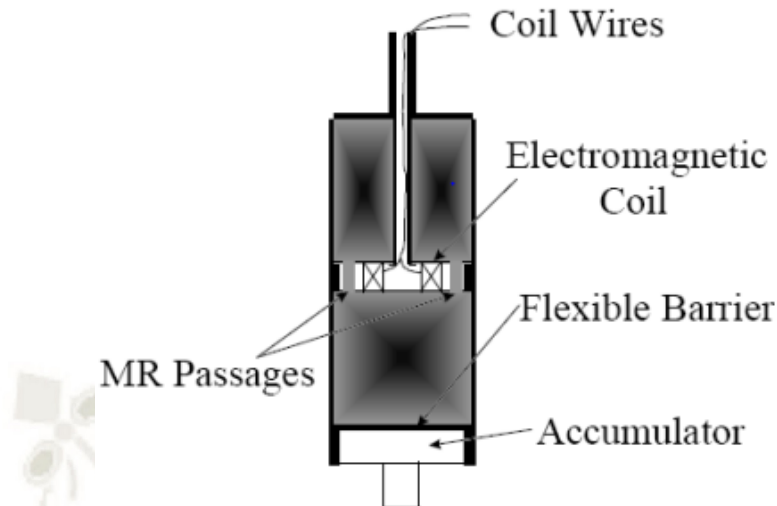


Fuente: Williams (1994).

- b) Método basado en la propiedad de viscosidad del aceite hidráulico en lugar del área transversal del acelerador de un amortiguador. En este marco, cabe señalar que existen dos tipos de fluidos: electro reológico (ER), del cual su viscosidad puede ser cambiada mediante un campo eléctrico, y magneto reológico (MR), el cual puede ser controlado a partir de campos magnéticos.

Figura 8.

Esquema de amortiguador MR



Fuente: Paré (1998).

Cabe resaltar que, en la práctica, los amortiguadores MR tienen prioridad de aplicación a los amortiguadores ER, debido a que presenta como ventajas una amplia gama de tasas de amortiguación, así como una respuesta de alta velocidad, en un rango de milisegundos. Este último resulta fundamental en un sistema de control semiactivo, puesto que la respuesta de tiempo del actuador es el factor más limitante para la generación de un ancho de banda de control adecuado. (Makela, 1999)

Investigadores como Margolis (1982) y Karnoop, Crosby y Harwood (1974) han destacado que el rendimiento de suspensiones semi activas son comparables con aquellas completamente activas, debido a su eficiencia al brindar confort de marcha para los vehículos. Asimismo, se presentan menores fallas en los sistemas de suspensión semiactivos, debido a la simpleza de su operación, puesto que, como solamente se controla la fuerza de amortiguación, los modos de errores generan un modo de amortiguación pasiva en la suspensión, lo cual, si bien es cierto, reduce su eficiente, pero no crea una situación crítica al vehículo.

Entre otras ventajas de este tipo de sistemas de suspensión se encuentra su bajo nivel de consumo de energía, baja complejidad de construcción y costo menor, lo cual, aunado al notable rendimiento, convierten el sistema semiactivo como practicable, siendo preferido sobre el sistema de suspensión completamente activo.

En el caso de vehículos pesados, Efatpenah, Beno y Nichols (2020) señalan que las suspensiones semiactivas se prefieren debido a su practicidad para optimizar el rendimiento de la suspensión, además, la aplicación de suspensiones totalmente activas conduce a un alto consumo de energía, lo cual no sucede con suspensiones inactivas (Nobles y Miller, 1985).

Estrategias de suspensión Semiactivas

En este estudio, se utilizó el sistema de suspensión semiactiva, por lo que se revisaron estrategias basadas en skyhook, Groundhook e híbrido, además de considerar métodos de control difuso y control de vista previa.

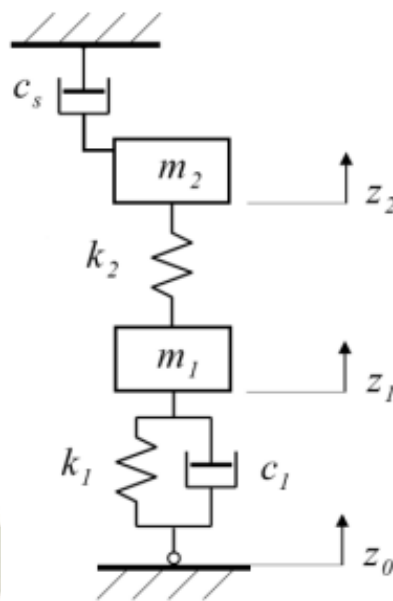
a) Skyhook

Método clásico de control considerado como el más famoso para suspensiones inactivas, este fue introducido en 1974, y se deriva mediante el cálculo LQR, a partir del método de control optimo, puesto que el objetivo de control se centra en la disminución del valor RMS de aceleración de masa suspendida de la suspensión. (Karnoop, Crosby y Harwood, 1974)

Cabe señalar que el nombre Skyhook se establece por la amortiguación de la vibración de la masa suspendidas mediante un amortiguador conectado a un punto fijo en el espacio, tal como se presenta en la Figura 9.

Figura 9.

Enfoque de amortiguación Skyhook



Fuente: Karnoop, Crosby y Harwoord (1974)

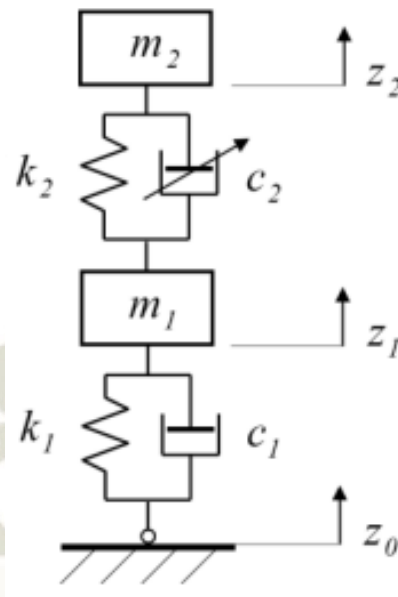
En la metodología Skyhook, la fuerza de amortiguamiento se define mediante la siguiente fórmula matemática:

$$F_{sky} = c_s z_2'$$

No obstante, respecto a la aproximación del columpio, la conexión del amortiguador al punto fijo se realiza, únicamente, mediante un sistema estacionario. Al respecto, se debe considerar que, en el caso de sistemas móviles, se utiliza un accionador de fuerza entre las masas suspendidas y no suspendidas, a fin de simular la fuerza del amortiguador del gancho del cielo. En la Figura 10 se puede observar que, en la suspensión semiactiva, se emplea un amortiguador controlable como amortiguador de fuerza, a diferencia de una suspensión completamente activa, donde el accionador de fuerza genera la fuerza del gancho del cielo, mediante una alimentación externa. Cabe señalar que, en el caso de la suspensión semiactiva, el amortiguador simula la fuerza del amortiguador del gancho del cielo sin hacer uso de una fuente de alimentación externa, por lo que la energía de suspensión es disipada.

Figura 10.

Implementación práctica del enfoque de amortiguación de Skyhook



Fuente: Karnoop, Crosby y Harwood (1974)

Respecto a la fuerza generada por el amortiguador practicable, con coeficiente c_2 , esta se calcular a partir de la siguiente fórmula:

$$F_d = c_2(z_2' - z_1')$$

Cabe señalar que la fuerza debe ser igual al amortiguador del anzuelo, por lo tanto, el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador practicable se calcula en base a la siguiente fórmula:

$$F_d = F_{sky} \rightarrow c_2(z_2' - z_1') = c_s z_2' \rightarrow c_2 = \frac{c_s z_2'}{(z_2' - z_1')}$$

No obstante, un amortiguador genera la fuerza de amortiguación únicamente en dirección inversa al movimiento de la suspensión, por lo cual, ya que la fuerza no se orienta en dirección a la demanda, el amortiguador debe estar apagado. En base a lo indicado, se presenta la ley de conmutación:

$$F_d \begin{cases} c_2(z_2' - z_1') \rightarrow z_2'(z_2' - z_1') \geq 0 \\ 0 \rightarrow z_2'(z_2' - z_1') < 0 \end{cases}$$

Debido a las fortalezas de la estrategia de control Skyhook, este método es considerado como referencia para evaluar otras estrategias de control; no obstante, se debe considerar algunas debilidades del método, tal como que en su construcción el amortiguador se conecta únicamente a la masa suspendida, centrándose su control en este, lo cual provoca que la vibración en masa no suspendida permanezca sin fuerza de amortiguación. En este sentido, la reducción de esta vibración provoca el rebote de las ruedas altas, además de conducir al contacto inadecuado entre el neumático con la superficie de la carretera.

Otra debilidad de la estrategia de Skyhook es el alto nivel de sacudidas en la masa de suspensión, debido a la ley de conmutación, que provoca una rápida variación en la aceleración el cuerpo. Este fenómeno repercute negativamente en el manejo del vehículo, pero puede ser moderado al limitar los niveles máximos y mínimos de la amortiguación en las suspensiones. (Karnoop, Crosby y Harwoord, 1974)

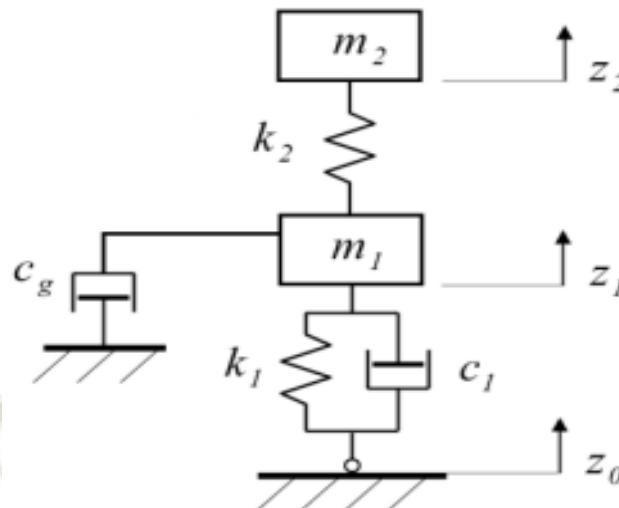
Finalmente, es preciso destacar que la estrategia de control Skyhook se utiliza, fundamentalmente, para dos objetivos: utilizarlo como modelo ideal, a fin de evaluar otras estrategias de control, o usarlo como método de control practicable para las suspensiones activas (Valášek, Novak, Sika y Vaculin, 1997).

b) Groundhook

Esta estrategia de control se asemeja a la de Skyhook, con la diferencia de que, en lugar de la masa suspendida, la masa no suspendida se conecta con el amortiguador fijo al punto espacial, tal como se presenta en la Figura 11.

Figura 11.

Enfoque de amortiguación Groundhook



Fuente: Valášek, Novak, Sika y Vaculin (1997),

Cabe señalar que el método de control Groundhook se enfoca en la masa no suspendida, proporcionándole un óptimo control respecto a las vibraciones en esta, esta acción reduce la carga dinámica de los neumáticos directamente, y conduce a la optimización de la capacidad de manejo del vehículo, así como la reducción del daño generado por la carretera.

Entonces, en base a la Figura 11, la fuerza del amortiguador toma de la tierra el coeficiente c_s , definido mediante la siguiente fórmula:

$$F_{gnd} = c_s z_1'$$

En cuanto a la implementación práctica de esta estrategia de control, el amortiguador se coloca entre las dos masas de la suspensión, y es utilizado para generar la misma fuerza que el amortiguador de gancho de fondo. En este marco, se calcula el coeficiente de amortiguación según la siguiente fórmula:

$$F_d = F_{gnd} \rightarrow c_2(z_2' - z_1') = c_g z_1' \rightarrow c_2 = \frac{c_g z_1'}{(z_2' - z_1')}$$

Asimismo, la fuerza de amortiguación se relaciona con la dirección de movimiento de las dos masas de suspensión, por lo cual, cuando esta fuerza se encuentra en dirección opuesta

a la que simula la fuerza del gancho de tierra, el amortiguador debe estar apagado. Lo indicado se realiza mediante la ley de conmutación:

$$F_d = \begin{cases} c_2(z_2' - z_1') \rightarrow -z_1'(z_2' - z_1') \geq 0 \\ 0 \rightarrow -z_1'(z_2' - z_1') < 0 \end{cases}$$

Entonces, el método Groundhook se enfoca en el control de la vibración de la masa suspendida, por lo que el amortiguador de toma de tierra se conecta únicamente a esta masa y, sin fuerza de amortiguación, ingresa a la masa suspendida; así, la reducción en la vibración de la masa no suspendida se consigue a costa del aumento de la vibración en la masa suspendida.

No obstante, en la implementación practicable de Groundhook, se coloca el amortiguador entre las dos masas, acción que simula la fuerza de amortiguación del método. Cabe señalar que este amortiguador genera una fuerza de amortiguación parcial para la vibración de la masa no suspendida, por lo que modera este problema del sistema.

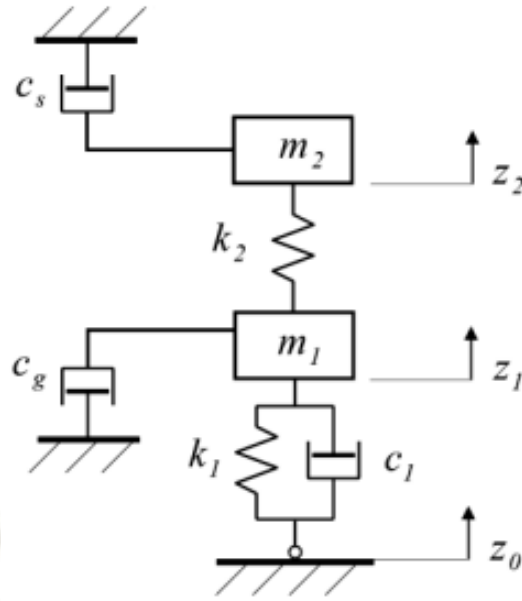
Según Valášek, Novak, Sika y Vaculin (1997), el método de control Groundhook reduce el daño a la carretera generado por la vibración de las ruedas, asimismo, disminuye la fuerza de la carretera del neumático y mejora la seguridad de conducción del vehículo; no obstante, estos beneficios son alcanzado a costa de la reducción del confort en marcha. Sin embargo, se puede destacar la utilidad de este sistema, ya que permite controlar la vibración de la masa suspendida, siendo esta su función prioritaria.

c) Híbrido

Estrategia de control que combina el método de suspensión Skyhook y Groundhook, brindando equilibrio entre ambos métodos.

Figura 12.

Enfoque de amortiguación híbrida



Fuente: Carter (1998)

Como se indicó en acápite previos, las fuerzas de amortiguación Skyhook y Groundhook se definen, respectivamente, mediante las siguientes fórmulas:

$$F_{sky} = c_s z_2'$$

$$F_{gnd} = c_s z_1'$$

En este marco, en la Figura 12 se puede observar que, en la implementación práctica, la estrategia de control híbrida, un amortiguador entre las masas no suspendidas y suspendidas provoca la fuerza de amortiguación híbrida. Esta última se puede expresar mediante las siguientes funciones matemáticas:

$$F_d = G[\alpha \sigma_{sky} + (1 + \alpha) \sigma_{gnd}]$$

$$\sigma_{sky} = \begin{cases} z_2' \rightarrow -z_1'(z_2' - z_1') \geq 0 \\ 0 \rightarrow -z_1'(z_2' - z_1') < 0 \end{cases}$$

$$\sigma_{gnd} = \begin{cases} z_1' \rightarrow -z_1'(z_2' - z_1') \geq 0 \\ 0 \rightarrow -z_1'(z_2' - z_1') < 0 \end{cases}$$

Donde:

G = coeficiente de amortiguamiento de los amortiguadores Skyhook y Groundhook

$\alpha\alpha$ = proporción que determina la tendencia de la estrategia híbrida a los métodos Skyhook y Groundhook.

σ_{sky} y σ_{gnd} = variables de cambio de las estrategias de control Skyhook y Groundhook.

Cabe señalar que la tendencia de control híbrido, a Skyhook y Groundhook, se puede ajustar al cambiar la relación de $\alpha\alpha$ a valores de entre cero y uno, con el primer valor se convierte al método Groundhook y, con el valor de uno, se ajusta el método Skyhook. Consecuentemente, al definir un valor adecuado para $\alpha\alpha$, el enfoque híbrido es capaz de ofrecer beneficios de ambos métodos, brindando un control eficaz de la vibración de las masas suspendidas y no suspendidas.

Entonces, se puede destacar la importancia de $\alpha\alpha$ para obtener un rendimiento efectivo a partir de la aplicación de este método, además de que es necesario medir la velocidad absoluta de ambas masas. Además, esta estrategia de control no puede realizarse en la forma de encendido y apagado, y solo se ejecuta de manera continua a partir del uso de amortiguadores controlables continuos.

d) **Fuzzy**

Esta teoría de control se basa en la lógica difusa, introducida por Zadeh en 1965, el cual resulta apropiado para sistemas de suspensión complejo, puesto que existen lineamientos difíciles de definir mediante el modelado, siendo el control difuso la estrategia adecuada para las suspensiones activas. (Carter, 1998)

Básicamente, la lógica difusa ejecuta reglas que vinculan las entradas del controlador a las salidas deseadas; cabe señalar que estas reglas no se derivan de ecuaciones matemáticas

complejas, sino que se crean mediante la percepción o conocimiento de los conductores competentes del sistema. En este sentido, existen tres pasos esenciales para el diseño de un controlador lógico difuso: difusión de las entradas del controlador, ejecución de las reglas y defuzzificación de la salida. (Carter, 1998)

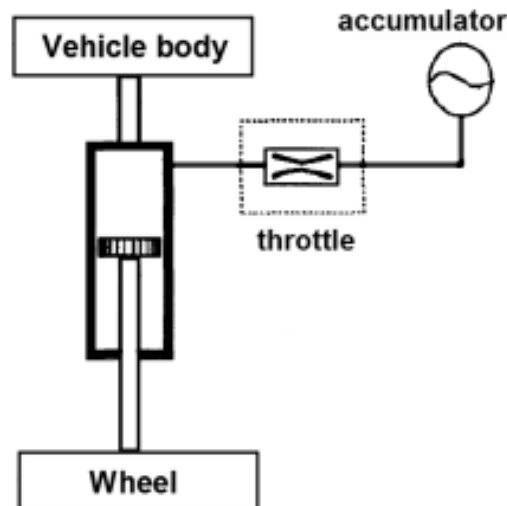
En cuanto a su utilización, este método se ha empleado recién en los últimos años para suspensiones de vehículos, sirviendo como mecanismo de control directo para calcular los coeficientes de amortiguamiento de los sistemas semiactivos (Al-Holou, Joo y Shaout, 1996) o para calcular la fuerza de los actuadores de las suspensiones activas (Barr y Ray, 1996).

Suspensión hidroneumática

Las suspensiones hidroneumáticas se introdujeron por primera vez en la década de 1950, cuando los puntales hidroneumáticos se instalaron en el prototipo de un vehículo pesado de oruga (Hilmes, 1982). Posteriormente, Citroen Company utilizó la suspensión hidroneumática para automóviles como la primera vez a mediados de 1950. De esta manera, se demostró la capacidad superior de este sistema para los automóviles, así como en vehículos pesados. Sin embargo, al principio, existieron carencias de sistema, como los problemas de sellado incorrecto y la influencia del calor del sistema. No obstante, durante los siguientes años, mediante el uso de una nueva tecnología hidráulica, se resolvió el problema del sellado y se eliminó la influencia de la temperatura empleando el sistema de control de nivelación de la carga. (Giliomee, 2003)

Figura 13.

Configuración de un sistema de suspensión hidroneumático



Fuente: Williams (1994).

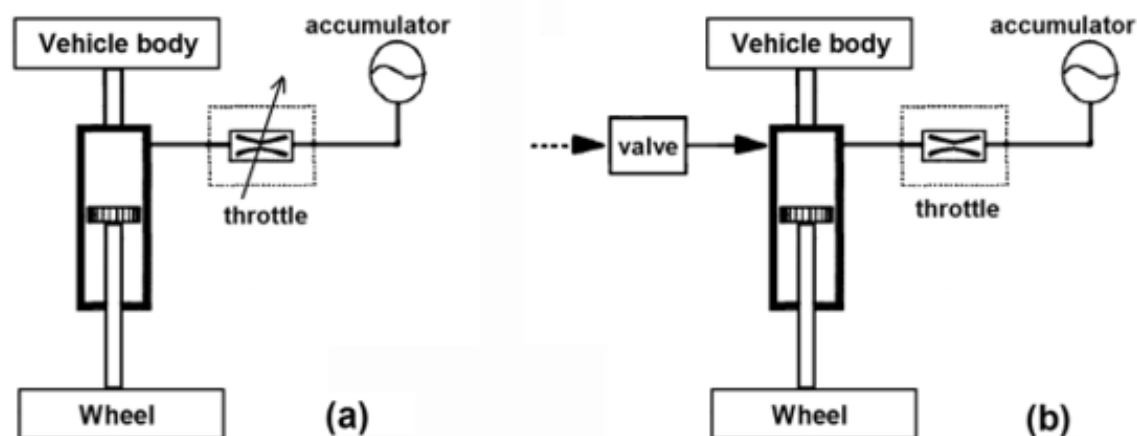
En la Figura 13 se presenta el principio de una suspensión hidroneumática, donde se coloca un cilindro hidráulico entre el chasis y la rueda del vehículo, en lugar del resorte y el amortiguador en las suspensiones convencionales. Este cilindro tiene una conexión hidráulica a un acumulador a través de un acelerador y, a medida que se comprime, el aceite es forzado al acumulador a través del acelerador. Esta acción permite la condensación del gas dentro del acumulador y produce una presión en el acumulador que aparece como la fuerza de rigidez en el cilindro. Por otro lado, la caída de presión en el acelerador crea la fuerza de amortiguación en el cilindro.

Dado que la propiedad de rigidez de una suspensión hidroneumática se crea en función de la compresión del gas, a diferencia de los resortes de acero, la rigidez no es lineal, y aumenta progresivamente con el aumento del desplazamiento de la suspensión. Esta característica disminuye la influencia de la variación de la carga en las frecuencias naturales de la carrocería del vehículo. Además, se mejora la capacidad de sobrecarga de este tipo de suspensión, puesto que la rigidez de la suspensión aumenta en gran medida al final de su golpe.

Una característica importante de las suspensiones hidroneumáticas es la capacidad de control de este sistema que puede equiparse con diferentes tipos de sistemas de control. Al respecto, en la Figura 14 se ilustran los métodos para convertir este sistema en una suspensión activa, para lo cual se utiliza una válvula reguladora regulable entre el cilindro y el acumulador para controlar el nivel de amortiguación de la suspensión. Este mecanismo se puede utilizar como sistema de actuación de suspensiones semiactivas o adaptativas. Por otro lado, al aplicar el aceite presurizado de una bomba hidráulica a la suspensión hidroneumática, este sistema se puede usar como un sistema de actuación para sistemas de suspensión completamente activos o para nivelar la carga.

Figura 14.

Capacidad de las suspensiones hidroneumáticas de conversión a diferentes tipos de sistema activo.



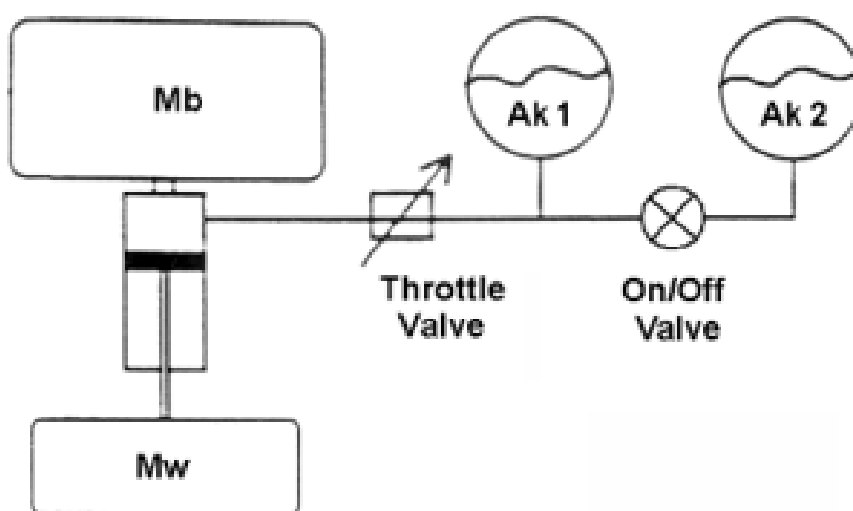
Fuente: Williams (1994).

En las suspensiones hidroneumáticas, también se puede proporcionar rigidez variable además del mecanismo de amortiguación variable. Esta capacidad se crea al cambiar la presión primaria del gas en el acumulador, que se puede realizar presurizando el aceite hacia el cilindro o sacando el aceite. Cabe resaltar que, para crear cambios importantes en el nivel

de rigidez, se pueden usar acumuladores adicionales, los cuales se conectan al cilindro a través de las válvulas de encendido/apagado. El sistema de nivelación de carga del vehículo es una aplicación de la rigidez variable. Además, la rigidez variable se puede utilizar para crear un sistema de suspensión adaptativo como en el trabajo de investigación de (Abd El-Tawwab, 1997). En esta investigación, además de usar una válvula de mariposa para crear un sistema de amortiguación controlable, se usó una válvula de encendido/apagado con un acumulador adicional para crear un mecanismo de rigidez controlable.

Figura 15.

Suspensión hidroneumática con tasa de resorte variable de dos etapas



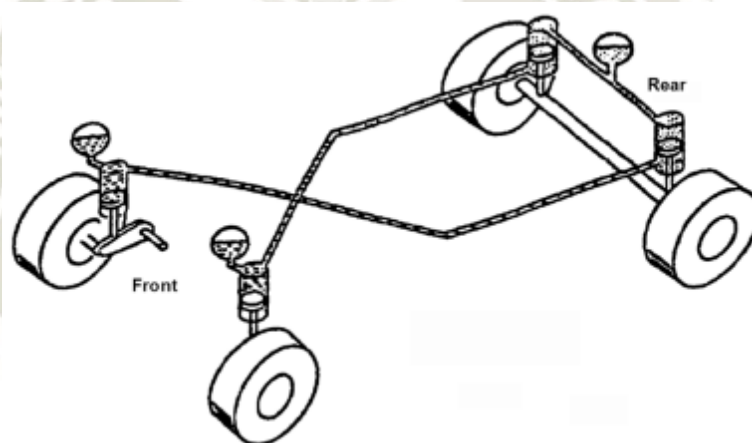
Fuente: Abd El-Tawwab (1997).

Las suspensiones hidroneumáticas de los vehículos pueden equiparse con un sistema de interconexión más simple y efectivo que la suspensión convencional. El mecanismo de interconexión se aplica creando conexiones hidráulicas especiales entre las unidades de suspensión izquierda-derecha y delantera-trasera, tal como se presenta en la Figura 16. Este mecanismo, denominado interconexiones fluidas, proporciona mayor rigidez y amortiguación contra el movimiento del cuerpo. Esta mejora es especialmente valiosa, ya

que se crea sin aumentar la rigidez y la amortiguación de la suspensión general, lo que tiene un efecto negativo en el confort de marcha. Al emplear este sistema para un vehículo, se reducen los movimientos de inclinación y balanceo de su cuerpo, particularmente durante las maniobras como frenar, acelerar y tomar curvas, además, el uso de este sistema también tiene la ventaja de que funciona de forma pasiva y no necesita ningún sistema de control. (Chaudhary, 1998)

Figura 16.

Esquema de la suspensión hidroneumática interconectada en los planos de cabeceo y balanceo



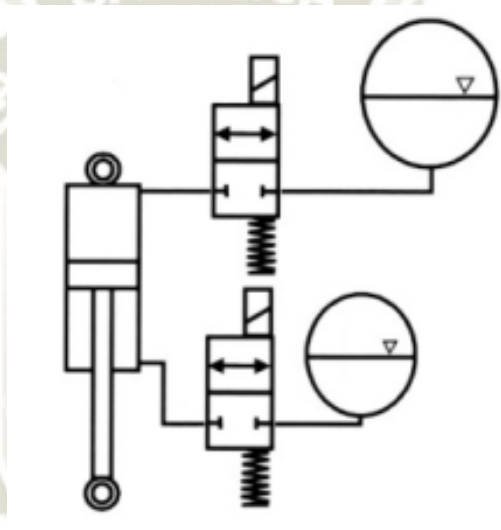
Fuente: Chaudhary (1998).

Una característica de las suspensiones hidroneumáticas es su diseño compacto y flexible, aspecto particularmente notable para los sistemas de suspensión de vehículos pesados que consisten en resortes de acero pesados y grandes. Cabe señalar que, las diferentes ventajas de las suspensiones hidroneumáticas han llevado al uso frecuente de este sistema para diferentes vehículos, por lo que se emplean ampliamente para los automóviles comerciales, debido a su diseño compacto y flexible y también a su capacidad de control. En estos vehículos, el sistema de nivelación automática que se necesita, especialmente debido a su amplia gama de cargas, se puede aplicar simplemente a la suspensión hidroneumática.

Además, para el trabajo en la estación o condiciones extremas de trabajo de los automóviles, es necesario el modo de bloqueo de la suspensión. Asimismo, este mecanismo también se puede agregar simplemente a una suspensión hidroneumática mediante el uso de válvulas hidráulicas, para bloquear el aceite en los cilindros, como se presenta en la Figura 17.

Figura 17.

Modo de bloqueo de suspensión mediante el uso de válvulas entre los acumuladores y el cilindro



Fuente: Bauer (2007).

Sistema de suspensión de los neumáticos

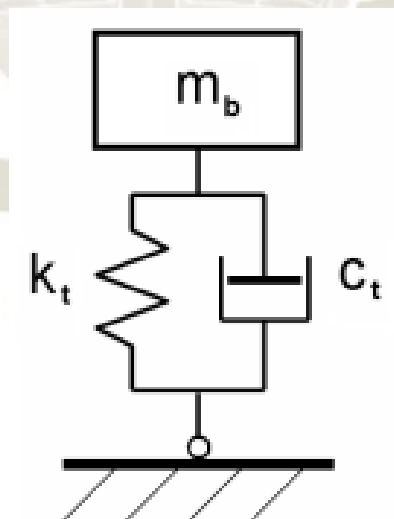
Los neumáticos, utilizados por primera vez para automóviles comerciales, mejoró la comodidad y el manejo, y la velocidad de desplazamiento de los automóviles, conllevando un incremento de hasta 20 km/h (Hoppe-01, 2004), siendo estos los primeros elementos elásticos entre un vehículo y la superficie del suelo. Por esa razón, las propiedades de suspensión de los neumáticos tienen un papel importante en el comportamiento dinámico de los automóviles, en particular para los automóviles que no tienen otros sistemas de suspensión.

La característica de suspensión de un neumático se puede demostrar con un modelo simple, construido de un resorte y un amortiguador en paralelo, como se muestra en la Figura 18. Basado en este modelo, la Figura 19 presenta la rigidez y la amortiguación medidas de un neumático típico para automóviles comerciales.

Los coeficientes de rigidez y amortiguación del neumático son, en consecuencia, demasiado altos y bajos que las características típicas de suspensión necesarias para un tractor. Por lo tanto, los neumáticos no pueden funcionar solos como un sistema de suspensión adecuado, porque la alta rigidez de los neumáticos es igual a una suspensión muy dura que no puede proporcionar un buen confort de marcha. Por otro lado, con una capacidad de amortiguación muy baja de los neumáticos, no son capaces de proporcionar un control efectivo sobre las vibraciones.

Figura 18.

Modelado de neumáticos por contacto de un solo punto.



Fuente: Bosch (2014).

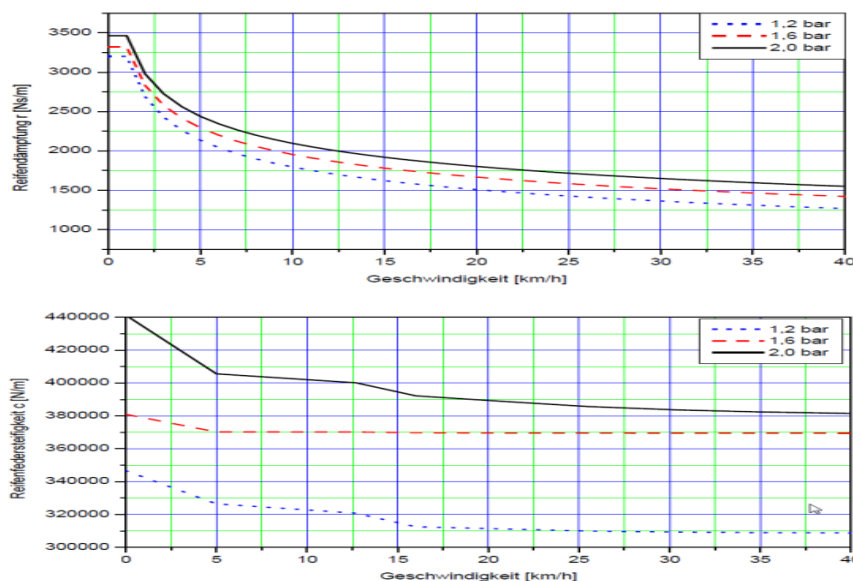
Además del valor inadecuado de la rigidez y el coeficiente de amortiguación de los neumáticos, estas características no son constantes, ya que depende de la presión de inflado

y la velocidad de los neumáticos. Todos estos factores causan un comportamiento dinámico deficiente para los automóviles convencionales que no tienen suspensión primaria, siendo los neumáticos el único elemento elástico que funciona como una suspensión para ellos. De acuerdo con Von Holst (2000) es particularmente considerable en la vibración de empuje e inclinación de los automóviles en la alta velocidad de desplazamiento, ya que, con el aumento en la velocidad de desplazamiento de ellos, se incrementan las excitaciones de la carretera y, al mismo tiempo, se reduce el coeficiente de amortiguación de los neumáticos.

El rango de velocidad de 50 a 60 km / h se informa como la condición de conducción crítica de los automóviles convencionales en las carreteras estándar (Vessonen y Järviluoma, 2001). En el peor de los casos, debido al fenómeno de resonancia, la amplitud de la vibración se puede aumentar hasta 15 veces, y alcanzar el límite donde las ruedas pierden su contacto con la superficie de la carretera. Esto puede reducir en gran medida la capacidad de dirección de los automóviles y crear un modo inseguro para ellos.

Figura 19.

Influencia de la velocidad de desplazamiento en las características de suspensión del neumático



Nota. a) tasa de amortiguación del neumático b) coeficiente de rigidez del neumático.

Von Holst (2000).

En general, según Von Holst (2000), en la falta de una suspensión primaria, la propiedad de suspensión insuficiente de los neumáticos crea las siguientes consecuencias para los automóviles convencionales:

- Bajo manejo, lo que provoca una baja seguridad de conducción y baja velocidad de desplazamiento.
- Poca comodidad de manejo, lo que disminuye la eficiencia del conductor y puede dañar su salud.
- Daño en el pavimento, que es particularmente problemático para las carreteras de asfalto públicas utilizadas para el transporte.

Como se ha indicado, la presión de inflado de un neumático tiene una influencia significativa en sus características. Sobre la base de este hecho, se han realizado algunos trabajos de investigación con el tema Sistemas de inflación central de neumáticos (CTIS). En estas investigaciones, se pretendía mejorar el comportamiento dinámico y la potencia de tracción de los automóviles mediante un control óptimo de la presión de inflado de los neumáticos.

Estas investigaciones confirmaron que se podía lograr una mejora significativa en la comodidad de manejo de los automóviles ya que la presión de inflado se controlaba de manera óptima. (Ulrich, 1983)

Suspensión de eje delantero

A fines de la década de 1980, cuatro automóviles de tracción en las ruedas (4WD) se hicieron populares debido al mejor rendimiento de tracción. Usando estos automóviles, las ruedas delanteras adquirieron un nuevo papel en la capacidad de tracción de los automóviles y también en la capacidad de dirección de ellos. En esta condición, el problema típico del movimiento de inclinación de los automóviles fue más notable, ya que creó una variación de carga en los neumáticos delanteros y causó el problema de rebote, particularmente durante la extracción de cargas pesadas por parte de los automóviles. Esto produjo un efecto de variación de tracción, denominado salto de potencia, que no solo era incómodo para el operador, sino que también impactaba en la eficiencia de tracción de los automóviles.

Para superar este problema, se utilizó la suspensión del eje delantero para automóviles, la cual proporcionó un contacto estable entre los neumáticos delanteros y el suelo, conduciendo a una mejora significativa en la capacidad de tracción y dirección de los automóviles. Debido a esta ventaja, la suspensión del eje delantero se ha convertido en una opción común en los automóviles 4WD en la actualidad.

Además, las ruedas delanteras son las ruedas de navegación, siendo estas las que toman las principales cargas de dirección y freno de un tractor. Cabe señalar que, la suspensión delantera, al mantener los neumáticos delanteros en contacto firme con el suelo, permite un mejor control de la dirección y la eficiencia de los frenos, lo cual promueve la capacidad de manejo y aumenta en consecuencia la velocidad de desplazamiento de un tractor. Rhenius, 1983; Weigelt, 1987; Rill, Slag y Wilks, 1992)

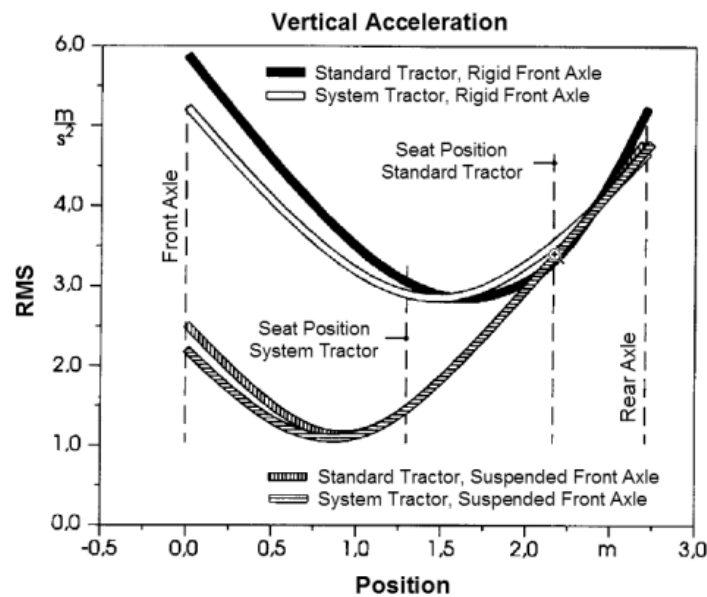
Sin embargo, la influencia de la suspensión delantera en la comodidad de manejo de los automóviles no es tan notable como la influencia de este sistema en el manejo de los tractores. En el trabajo de investigación de Weigelt (1987), se aplicó una suspensión delantera a un tractor de prueba con construcción estándar; es decir, una construcción típica de tractor con ruedas grandes traseras. La evaluación del comportamiento dinámico de este tractor mostró que, al usar la suspensión delantera, el manejo del tractor mejoró significativamente; no obstante, la influencia de la suspensión delantera en la aceleración vertical del asiento no fue considerable. Esto sucedió, debido a que, en tractores constructivos estándar, la posición del asiento está en la parte superior del eje trasero, y la suspensión delantera no tuvo efecto en el movimiento de rebote de la parte trasera del cuerpo del tractor, reduciendo únicamente el movimiento de inclinación de los tractores.

En la Figura 20 se evidencia que la suspensión del eje delantero tiene un efecto menor en la aceleración vertical del asiento, que se encuentra casi sobre el eje trasero, por otro lado, la posición del asiento en un sistema tractor se encuentra entre dos ejes, y la suspensión del eje delantero puede reducir considerablemente la aceleración vertical del asiento. Por lo tanto, cuando las suspensiones delanteras se emplean con el objetivo de mejorar el confort de marcha, los tractores del sistema tienen prioridad sobre los tractores estándar. Sin embargo, para convertir un tractor estándar en un tractor de sistema, se necesitan cambios importantes en la construcción.

Figura 20.

Influencia de la posición del asiento en la aceleración vertical del asiento en tractores

“Estándar” y “Sistema” con eje delantero rígido y suspendido



Fuente: Pickel (1993).

A pesar de los resultados sobre la pequeña influencia de la suspensión delantera en la comodidad de manejo, en la práctica es más cómodo conducir con la suspensión delantera. Esta percepción se logra debido a la reducción de las aceleraciones horizontales, lo que tiene una influencia importante en la calidad del viaje. Entonces, se crea la reducción de las aceleraciones horizontales, debido a la capacidad de la suspensión delantera en la amortiguación efectiva del movimiento de inclinación del tractor (Pickel, Kaplick y Göhlich, 1990). Compatibles con esta explicación, los resultados de la investigación de Lehtonen y Juhala (2006) mostraron que, al usar la suspensión delantera para un tractor, es posible mejorar la comodidad de los conductores y el rendimiento de conducción del tractor. Asimismo, Rill, Slag y Wilks (1992) afirmaron que, con una suspensión del eje delantero afinada, tanto la comodidad como la seguridad en la conducción podrían mejorarse significativamente.

Cabe señalar que la adición de una suspensión del eje delantero a un tractor estándar no necesita cambios de construcción, ya que el eje delantero de estos automóviles está

conectado al chasis del bloque a través de una construcción “suspendida”, y se puede cambiar simplemente con un eje suspendido.

Respecto a los sistemas de suspensión primaria utilizados para el eje delantero, tradicionalmente, estos eran de tipo mecánico, pero en la mayoría de los automóviles modernos, se prefieren las suspensiones hidroneumáticas, ya que estas proporcionan algunas ventajas sobre el tipo mecánico, como que se pueden equipar simplemente con sistemas de control de nivelación y bloqueo de suspensión, además de contar un diseño compacto y flexible y ser adaptable con casi todos los tipos de mecanismos del eje delantero. Es preciso señalar que este sistema está equipado con control de nivelación automática y sistemas de bloqueo de suspensión.

Como se indicó, las suspensiones delanteras mejoran la capacidad de manejo de los automóviles y tienen un efecto positivo en la comodidad de manejo. Sin embargo, para lograr una suspensión más efectiva que brinde un buen manejo además del buen confort de manejo, la suspensión del eje trasero se puede usar para los automóviles además de la suspensión del eje delantero.

Suspensión completa

Se considera la velocidad de desplazamiento más alta para el diseño moderno del tractor, ya que los vehículos de carretera, como los camiones, no satisfacen todas las necesidades del transporte agrícola; esto conllevó a intentar el desarrollo de altas velocidades de tractor, que pueden cubrir las necesidades de transporte de las aplicaciones comerciales (Goehlich, 1984). Como se indicó anteriormente, el empleo de las suspensiones delanteras en automóviles proporcionó un beneficio importante en relación con la alta velocidad de desplazamiento; sin embargo, las suspensiones del eje delantero pueden ser suficientes para alcanzar una velocidad máxima limitada. Entonces, para lograr una mayor velocidad, el enfoque único se puede encontrar en el empleo de la suspensión completa en automóviles.

En este sentido, se puede afirmar que un tractor de suspensión completa es un tractor equipado con suspensiones de eje delantero y trasero, y estos automóviles pueden mejorar tanto el comportamiento de conducción como el confort de marcha, prometiendo la posibilidad de aumentar la velocidad de conducción.

Los automóviles que solo tienen suspensiones delanteras no pueden presentar una característica dinámica perfecta, ya que la influencia de las suspensiones delanteras en la comodidad de manejo de los automóviles no es significativa, especialmente en la vibración vertical del asiento. Además, esta influencia depende de la posición del asiento entre dos ejes.

Respecto a la capacidad de manejo de los automóviles, las suspensiones delanteras tienen una buena eficiencia; sin embargo, de manera desventajosa, la suspensión del eje delantero afecta negativamente el comportamiento de vibración del eje trasero no suspendido, que mantiene más de la mitad de la carga del tractor, ya que, al usar el eje delantero, la rotación del eje de inclinación oscila hacia el eje trasero. Consecuentemente, esto aumenta el rebote de las ruedas traseras y disminuye, en consecuencia, el contacto de los neumáticos con la superficie de la carretera.

Por otro lado, las suspensiones delanteras tienen efectos significativos solo en la inclinación y la vibración longitudinal de los automóviles, mientras que la suspensión trasera influye en las vibraciones en la mayoría de las direcciones, particularmente en la dirección vertical importante (Hansson, 1996). Después de todo, el uso de la suspensión del eje trasero, además de las suspensiones delanteras, puede terminar con estos problemas creando una contribución esencial en el aislamiento de vibraciones tanto en el eje trasero como en el delantero. De esta manera, un sistema de suspensión completo proporciona una conducción segura y una buena comodidad de manejo para los automóviles. Los trabajos de

investigación anteriores también han ilustrado las características superiores de los automóviles de suspensión completa. (Claar, Sheth, Marley y Buchele, 1980)

A pesar de las ventajas de los automóviles de suspensión total, agregar las suspensiones traseras a los automóviles convencionales no es tan simple como las suspensiones delanteras. Esto se origina a partir de la estructura típica de los automóviles convencionales o estándar, que son aproximadamente el 80% de los automóviles comerciales completos (Kaplick, 1995). Estos automóviles tienen una construcción similar y se llaman construcción en bloque, puesto que tienen una construcción de bloque, en lugar de la construcción del chasis. Esta construcción se forma al conectar los tres bloques del motor, la transmisión y la unidad del eje trasero. Dado que los tipos principales de estos automóviles solo tienen ruedas de tracción traseras, para lograr una tracción óptima, al menos el 60% de su peso se apoya en el eje trasero, y las ruedas traseras se seleccionan más grandes y pesadas que las ruedas delanteras.

En estos automóviles, el eje delantero está unido al bloque a través de una unión de tipo colgante y el asiento del conductor se coloca sobre el eje trasero, por lo que agregar la suspensión del eje delantero a esta estructura es simplemente posible y no necesita cambios importantes; sin embargo, en el caso de la suspensión del eje trasero, el problema no es simple.

En un tractor estándar, el eje de las ruedas traseras se fija directamente al bloque del tractor y, de esta manera, se relaciona directamente con la transmisión. Con esta estructura, para poder agregar suspensiones de eje trasero a los automóviles estándar, son necesarios cambios básicos en la construcción de estos automóviles. La estructura de bloque de estos automóviles no es solo problemática para la suspensión trasera, ya que cada modificación en los componentes principales de estos automóviles, como el motor y la transmisión, no es

simplemente posible. Por lo tanto, los fabricantes de automóviles han intentado recientemente cambiar la construcción en bloque de los automóviles para proporcionar más flexibilidad en sus sistemas.

En este sentido, el primer intento de modificar la construcción de bloques de los automóviles estándar fue utilizar un marco en la parte frontal de los mismos. En estos automóviles, el motor y el eje delantero están montados en este bastidor, pero las unidades de transmisión y el eje trasero aún tienen su estructura de bloque, por lo que el motor está montado en el bastidor, siendo la conexión entre este y el bloque de transmisión realizada mediante un eje universal. Cabe señalar que la ventaja de los automóviles con la construcción de semibastidor es su flexibilidad para emplear los diferentes tipos de mecanismos de eje delantero y modelos de motor.

Un ejemplo de los automóviles fabricados con la construcción de medio bastidor es la serie Phoenix, Force y Terra de la marca TATRA. A esta fabricación se mencionan algunos beneficios especiales para este tractor de medio bastidor (TATRA, 2020):

- a) Para optimizar la distribución del peso para la tracción, la dirección y el manejo del implemento.
- b) Todos los componentes tienen una función dedicada.
- c) Permite una construcción modular compacta.
- d) El diseño modular permite la opción de flexibilidad de unidades de transmisión y componentes.
- e) El automóvil de bajo peso y gran capacidad de carga maneja implementos más grandes y pesados con facilidad.
- f) El montaje aislado del motor y la transmisión reducen el ruido y las vibraciones transmitidas a la cabina.

- g) Los puntos de montaje del bastidor integrados llevan cargas útiles más altas sin forzar el motor y el tren de transmisión.

Sin embargo, a pesar de todas estas ventajas, dado que la construcción de la unidad del eje trasero aún es del tipo de bloque, la complejidad de agregar la suspensión del eje trasero a estos automóviles aún permanece.

En la forma de modificar la construcción tipo bloque de los automóviles estándar, finalmente, se presentaron los automóviles con construcción tipo bastidor completo, los cuales tienen un chasis en el que están instalados todos los componentes de un tractor, como el motor, la transmisión, la cabina y los ejes. Cabe destacar que todos los beneficios indicados para los automóviles de medio bastidor se presentan más ventajosamente por estos automóviles, puesto que son de cuatro ruedas con el mismo tamaño de las ruedas traseras y delanteras, el peso del automóvil se distribuye en las ruedas casi por igual, lo que provoca una tracción óptima. La posición del asiento del conductor y la cabina se desplaza de la parte trasera de los automóviles al punto medio de ellos entre dos ejes. Esto lleva a proporcionar un mejor confort de marcha, incluso si el automóvil está equipado solo con la suspensión del eje delantero.

2.2.3. Estabilidad automotriz

La estabilidad del vehículo se da con el control dinámico brindando un sistema de seguridad para el automóvil, que actúa frente a situaciones de riesgo alterando la velocidad que tiene en ese momento las ruedas para evitar el derrape (Luna Aguilera & Tenesaca Arpi, 2007).

Comodidad de viaje

El sistema de suspensión tiene como objetivo principal generar confort vehicular durante la marcha, es decir, que los pasajeros se encuentran cómodos en el vehículo en movimiento. Al respecto, Horton y Crolla (1984) señalan que el confort durante la marcha vehicular es fundamental en vehículos comerciales, ya que la aceleración de estos es más alta a comparación de otras unidades vehiculares. Además, se debe destacar el tiempo que pasan los conductores durante un día laboral, por lo que si estos no cuentan con comodidad durante el viaje se puede afectar su eficiencia, salud y estado de alerta.

Entonces, la base de comodidad de los vehículos son los sistemas de suspensión y su área de frecuencia se encuentra en rangos inferiores a los 25 Hz, por lo que, el confort de la marcha se relaciona únicamente con este rango de frecuencia (Gillespie, 1992). En cuanto al confort de la marcha, cabe señalar que este depende, esencialmente, del comportamiento dinámico de la carrocería vehicular (materia suspendida).

Jamei (2002) afirma que la vibración es la que incide en el confort de la marcha vehicular, por lo que clasifica sus fuentes en dos clases:

a) Fuentes a bordo

Este tipo de vibraciones se generan a partir de componentes giratorios, tales como la línea de transmisión, ruedas y motor, los cuales provocan vibraciones auditivas o “ruido” en la región de frecuencia de 25 a 20 Hz, siendo estas dos frecuencias los umbrales, tanto inferior como superior, de la audición humana. (Gillespie, 1992)

b) Fuentes de carretera

Esta categoría de vibración hace referencia a las excitaciones de maniobra y rugosidad de carretera, siendo el rango de frecuencia entre 0 a 25 Hz. Cabe señalar que este rango considera la frecuencia más sensible para el ser humano, incluyendo frecuencias de visualización humana y naturales de tacto. Consecuentemente, las fuentes de carretera son

consideradas como aquellas que afectan, con mayor significancia, la comodidad del manejo vehicular.

Bastow (1987) señala que el efecto de las vibraciones en el cuerpo humano, fundamentalmente sobre los pasajeros de un vehículo, ha sido analizado por múltiples investigadores, debido a su sensibilidad ante estas. En este marco, se debe considerar que la sensibilidad depende, fundamentalmente, del contenido de frecuencia y dirección de las vibraciones, siendo las direcciones horizontales las que provocan mayor sensibilidad al cuerpo humano, a diferencia de las verticales.

El rango más sensible del cuerpo humano, en cuanto a la dirección vertical, es de 4 a 8 Hz, siendo este rango de frecuencias correspondiente a la resonancia de los órganos de la cavidad abdominal; mientras que, en el caso de la dirección horizontal, el rango de frecuencia se encuentra entre 1 a 2 Hz (SAE, 1992). Por su parte, Barak (1991) señala que el rango de 0,5 a 0,75 Hz se relaciona con el mareo provocado por el movimiento.

Entonces, a partir de lo indicado, se puede establecer que las frecuencias que debe controlar el sistema de suspensión se encuentran en un rango de 0,5 a 10 Hz, por lo que el rendimiento de este debe ser evaluado en base a dicha frecuencia. (Barak, 1991)

Como se ha señalado, para cuantificar el confort en marcha se deben medir tanto la dirección vertical, generadas por el movimiento, como la horizontal, provocada por la inclinación, balanceo y giro. Esta medición se realiza en base al método de aceleración del cuadro medio de la raíz (RMS), definido según la siguiente fórmula:

$$RMS(a) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}$$

Donde:

T = Tiempo total de la muestra

a = Aceleración de la masa suspendida

No obstante, cabe señalar que, en algunos casos, se simplifica el método de medición, considerando únicamente la aceleración vertical del cuerpo (levantamiento).

De acuerdo con Thoresson (2003), con la finalidad de considerar el factor de frecuencia de vibración para medir el confort de marcha, es posible utilizar el ponderado de aceleraciones mediante el método RMS, en vez de la aceleración simple, ya que este método se genera una curva de ponderación considerando la sensibilidad provocada a partir de diversas frecuencias de vibración, por lo que rinda un pondera de amplitud para cada tipo de aceleración. Adicionalmente, se puede considerar el método de Filtro de Aceleración Humana (HRF), que considera la frecuencia y datos de aceleración de la masa suspendida (Donahue, 1998).

En esencia, se utiliza la fórmula de aceleración RMS para medir el nivel de comodidad durante el manejo de los sistemas de suspensión, no obstante, algunos estudios consideran otros métodos para evaluar variables relacionadas a esta medición, tales como dirección, frecuencia y duración de vibraciones, los cuales también indican en la exposición del cuerpo humano a partir de vibraciones; entre ellos se encuentran los estándares de medición establecidos por normas ISO, fundamentalmente para vehículos comerciales. (Adams, 2002)

En primer lugar, se encuentra la norma ISO 2631, emitida en 1974, la cual considera tres aspectos esenciales: exposición humana a la vibración, medición de la vibración y niveles máximos aceptables de vibración considerando la exposición del riesgo (Pickel, 1993). Al respecto, Hansson (1995) señala que la norma ISO 2631 considera un vector como factor de peso, a fin de evaluar la carga total contenida en las vibraciones de las tres direcciones

lineales; asimismo, toma en cuenta la limitación de tiempo para establecer los niveles de vibración aceptables para el cuerpo humano.

Asimismo, se tiene la norma ISO 5008 que, de acuerdo con Adams (2002) presenta una pista de prueba suave y áspera para imitar las condiciones de conducción normalmente en ambientes comerciales; cabe señalar que se recomienda que el vehículo recorra la pista de prueba por 5 y 12 kilómetros por hora. Es preciso destacar que esta norma emplea lo indicado mediante la norma ISO 2631, a fin de ponderar la frecuencia de aceleraciones; no obstante, también integra las frecuencias de valores para generar el valor de aceleración RMS.

Manejo de vehículos

El manejo, también denominado seguridad en la conducción, mantenimiento en carretera y estabilidad en la conducción, se concibe como una característica vehicular que brinda estabilidad y seguridad de conducción mediante el contacto constante entre la superficie de la carretera y los neumáticos. En este sentido, la capacidad de manejo resulta vital para la realización de maniobras en curvas, aceleración y frenado, por lo que, en situaciones extremas, un manejo débil aminora la capacidad del control vehicular, repercutiendo en la seguridad de los pasajeros.

Cabe resaltar que el manejo se asocia con la fuerza de contacto del neumático, influenciada factores como cuerpo del vehículo y vibraciones de la rueda. En cuanto al movimiento vertical de las ruedas, es de destacar la incidencia de la rugosidad de la carretera; mientras que, los movimientos de la carrocería se generan, fundamentalmente, por el cambio de dirección vehicular. En este sentido, el cambio de maniobras representa el mayor desafío para manejar adecuadamente un vehículo.

Se debe considerar que la capacidad de manejo puede verse afectada por las características del vehículo, siendo el sistema de suspensión esencial para determinarla, ya que un sistema

óptimo brinda mayor resistencia al movimiento de la carrocería vehicular (inclinación, balanceo, movimiento), además de evitar la transferencia excesiva de peso de carrocería, siendo este último el factor que aumenta la carga vertical de las ruedas, afectando el manejo. Asimismo, la efectividad de la suspensión permite controlar la vibración vertical de las ruedas, generadas por la aspereza de la carretera, y que incide directamente en la fuerza de contacto del vehículo y, por ende, en la capacidad de manejo.

Como se ha indicado, el sistema de suspensión del vehículo tiene dos funciones fundamentales: manejo del vehículo y comodidad de manejo, por lo que, para determinar la eficacia de este sistema, ambas funciones deben ser evaluadas y medidas. Cabe señalar que, a diferencia del confort en marcha, no existe un método estándar para cuantificar el manejo del vehículo, por lo que su calificación resulta complicada. No obstante, existen algunos métodos indirectos de manipulación, tales como la evaluación de la estabilidad de las fuerzas de contacto del neumático, puesto que la variación de esta acción repercute en la capacidad de manejo de los vehículos.

La variación entre la superficie de la carretera y la fuerza de contacto entre neumáticos (fuerza del neumático vertical) se corresponde, directamente, con el manejo del vehículo, siendo esta la que pueda utilizarse para la cuantificación del manejo. Cabe señalar que la fuerza dinámica del neumático es directamente proporcional al manejo, por lo que, a mayor fuerza, mejor manejo. Se debe considerar que, en trabajos de carácter experimental, medir directamente la desviación de los neumáticos resulta una alternativa ante la dificultad de realizar una medición directa de la fuerza vertical del neumático. En este marco, y debido a la elasticidad de los neumáticos, se debe considerar que la desviación resulta proporcional a la fuerza vertical del neumático.

Por su parte, Mitschke (1984) definió un factor denominado Radlastfaktor (RLF), que permite cuantificar el manejo del vehículo. Este factor considera tanto la fuerza vertical dinámica de los neumáticos, así como la fuerza vertical estática de estos; entonces, a mayor valor de RLF se obtiene un mayor nivel de inestabilidad, lo que incide negativamente en el manejo. En este marco, Ulrich (1983) señala que el valor aceptable de RLF debe ser inferior a 0,33.

En el caso de los automóviles comerciales, la capacidad de manejo resulta esencial, puesto que la posición de gravedad es mayor, además, se debe considerar la suspensión del chasis y mayor masa corporal; en consecuencia, este tipo de automóviles poseen menor inclinación y estabilidad de balanceo. En este marco, un manejo deficiente puede conducir a un frenado y capacidad de control de la dirección débil. Finalmente, Simon (2001) manifiesta que el límite de rendimiento de manejo se concibe como la pérdida de estabilidad de giro, mientras que, en vehículos de todo terreno, esta limitación se relaciona con la pérdida de estabilidad de cabeceo y pérdida de balanceo.

Nivelación de carga (load leveling)

Un sistema de control de nivelación de carga brinda una altura considerable del vehículo para responder efectivamente a pesar de los cambios estáticos generados por la carga vehicular. La acción de este tipo de sistema inicia con la detección del cambio, ajustando la rigidez del vehículo (resortes) a fin de corregir la altura de suspensión y que esta permanezca invariable. Cabe señalar que este sistema reacciona únicamente a entradas estáticas y, a pesar de tener una velocidad baja de control, brindan notables beneficios a la suspensión vehicular, mejorando su rendimiento,

En este marco, se destacan las siguientes ventajas del sistema de control de nivelación de carga:

- a) En el caso de un sistema de suspensión pasivo, al aumentar carga al vehículo, se absorbe el 50% de funcionalidad de la suspensión; mientras que, a partir del sistema de nivelación de carga, se puede utilizar el 100% de la suspensión para diversas cargas estáticas. (Eulenbach, 2003)
- b) El uso de resortes duros en un sistema de suspensión pasiva aminora el nivel de comodidad del manejo vehicular, ya que este funciona mejor con bajos valores de carga; sin embargo, el sistema de nivelación de carga permite utilizar resortes de suspensión más suaves, brindando mayor flexibilidad y comodidad de manejo. (Williams, 1994)
- c) En la suspensión pasiva, la rigidez es constante, por lo que mediante el cambio se cambia la frecuencia natural de la carrocería del vehículo, lo cual afecta el rendimiento y reduce la comodidad de manejo. Por otro lado, el sistema de nivelación de carga adecuado ajusta la rigidez de resorte proporcionalmente al cambio de la carga del vehículo, eliminando casi en su totalidad la dependencia de las frecuencias naturales del vehículo respecto a la carga del mismo.

El controlador de nivelación de carga es un controlador de circuito de retroalimentación sensorial que, mediante sensores de desplazamiento, mide la altura de suspensión. Cabe precisar que las señales de estos sensores son sometidas, en primer lugar, a un filtro de paso, a fin de detectar y reducir aquellas generadas por cambios dinámicos y considerando solo la suspensión estática. En este marco, de acuerdo con Burton, Truscott y Welstead (1995), el ancho de banda de este sistema es inferior a 0,25 Hz, por lo que permite la construcción del sistema sin complicaciones y haciendo uso de bajo consumo de energía.

Se debe considerar que el control de nivelación de carga resulta practicable por los sistemas de suspensión hidroneumática y neumática, ya que estos se pueden ajustar cargando y

descargando aire o aceite al sistema, acción que permite la corrección de la altura de suspensión. (Meller, 1987)

Entonces, el valor primario constante del sistema de nivelación de carga es la altura de suspensión, el cual debe ajustarse óptimamente para el correcto funcionamiento de la suspensión. Cabe señalar que el sistema sensorial permite reconocer la condición de conducción y determinar la altura adecuada de suspensión primaria, impulsando la mejora de la estabilidad del vehículo en marcha y reduciendo la resistencia aerodinámica (Giliomee, 2003). Finalmente, cabe señalar que los sistemas de nivelación de carga son utilizados, fundamentalmente, en vehículos de carga pesada, debido a que contienen un amplio rango de variación (Marsili, Ragni, Santoro y Servadio, 2002).

Verificación de la superficie

La entrada a la superficie de la carretera es la principal fuente de excitación que afecta la calidad de marcha de un vehículo, en consecuencia, al conducirse un vehículo en las irregularidades de la carretera, el comportamiento dinámico del vehículo se verá influenciado por estas irregularidades.

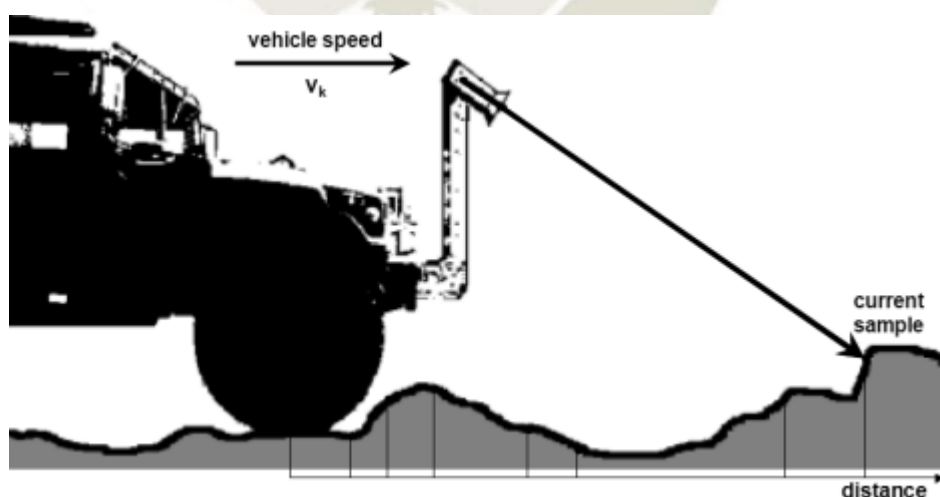
Los sensores del sistema de suspensión activo detectan los cambios creados en la dinámica del vehículo y, sobre la base de las señales de los sensores, el controlador reacciona ante los cambios. Con este procedimiento de trabajo, el vehículo siempre está influenciado por el primer efecto de las irregularidades de la carretera. Esto resulta especialmente problemático, ya que el primer efecto es intenso, como cuando el vehículo se encuentra con alguna alteración en la vía repentino o bache en la superficie de la carretera. Si el conocimiento previo de los obstáculos y los parches ásperos en la superficie de la carretera estaría disponible, el controlador puede ingresar esta información adicional en el circuito de control. Con esta información, el controlador tiene tiempo suficiente para responder adecuadamente a las entradas de la carretera, permitiendo elevar el rendimiento del sistema de suspensión.

Al respecto, existen dos métodos de adquisición de información de vista previa:

- a) En el primer método, los sensores de vista previa se utilizan para recoger el perfil de la carretera delante de los vehículos, como se presenta en la Figura 21. Esta información sensorial se puede utilizar para las suspensiones delantera y trasera de los vehículos. Por esa razón, este sistema tiene un alto potencial para mejorar el rendimiento de las suspensiones de vehículo; sin embargo, necesita una configuración sensorial avanzada y un complejo sistema de algoritmos para obtener el perfil de la carretera de la información sensorial (Baillie, 1999). En este sentido, se pueden utilizar diferentes tipos de sensores para este sistema, como la tecnología óptica, ultrasónica y de radar. Cabe señalar que, en este método, la derivación del perfil de la carretera a partir de la información sensorial es el principal desafío del sistema y, a menudo, se ejecuta con errores.

Figura 21.

Sensor de visualización previa para suspensión activa



Fuente: Donahue (1998).

Las investigaciones teóricas sobre este tipo de control de vista previa han considerado beneficios potenciales significativos para estos sistemas, tal como lo establecido por

investigaciones de Soliman y Crolla (1996); a pesar de ello, las investigaciones experimentales han reportado algunas dificultades prácticas para lograr estos beneficios.

- b) En el segundo tipo de sistemas de control de vista previa se enfoca en medir las variables dinámicas en el eje delantero, prediciendo el perfil de la carretera debajo de la rueda trasera. Es decir, el momento en que la rugosidad llega hasta la rueda delantera, y puede calcularse en función de la velocidad y la distancia entre ejes del vehículo; por ello, este método se denomina control de vista previa de la distancia entre ejes. Como ventaja de este sistema, no necesitan el complejo sistema sensorial en la parte delantera del vehículo; no obstante, en este sistema, la información de vista previa solo está disponible para la suspensión trasera. Cabe resaltar que diversas investigaciones, como la Crolla y Abdel-Hady (1991), han permitido establecer que los sistemas semiactivos, con estrategia de control de vista previa, tienen el potencial de lograr un rendimiento en sistemas completamente activos.

En resumen, el uso de los controles de vista previa en suspensiones avanzadas brinda resultados alentadores para mejorar el rendimiento del sistema de suspensión. Sin embargo, las dificultades técnicas se consideran en la aplicación practicable de estos sistemas, en particular sobre los sensores de vista previa de avance.

2.2.4. On-Off Damping

En una suspensión semiactiva, los amortiguadores son capaces de generar fuerza solo en la dirección opuesta a la suspensión, y la estrategia de control incluye siempre una ley de conmutación para apagar el amortiguador, ya que la fuerza de amortiguación está en la dirección inversa; debido a este cambio, las fuerzas de amortiguación son discontinuas en estos sistemas.

El problema descrito lleva a crear cambios rápidos en las aceleraciones de la carrocería del vehículo y, en consecuencia, aumentar el problema de la sacudida y el ruido, afectando negativamente la calidad de marcha y manejo (Karnopp, Crosby y Harwood, 1974; Hauck, 2001). Para regular este problema, se debe reducir la diferencia entre el valor máximo y el mínimo de las fuerzas de amortiguación. Entonces, al limitar los valores de los coeficientes de amortiguamiento, la formulación de la estrategia de control se puede modificar de la siguiente manera:

$$c_2 = \begin{cases} c_2 z_2'(z_2' - z_1') \rightarrow z_2'(z_2' - z_1') \geq 0 \rightarrow c_{min} < c_2 < c_{max} \\ c_{min} \rightarrow z_2'(z_2' - z_1') < 0 \end{cases}$$

Como se evidencia, en el modo "apagado" se define un valor mínimo para el coeficiente de amortiguamiento en lugar del valor cero. Además, los valores más bajos y altos del modo "activado" también están limitados.

Al observar la formulación típica de una suspensión semiactiva continua, se puede determinar la necesidad de un amortiguador controlable continuo para realizar un sistema semiactivo continuo. Además, para ejecutar este sistema, deben medirse tanto las velocidades absolutas como las relativas de la suspensión, ya que el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador continuo se calcula en base a estas velocidades; no obstante, estas condiciones se pueden cambiar totalmente con un simple cambio en la estrategia de control.

Al observar nuevamente la estrategia semiactiva, se puede encontrar que este enfoque funciona manteniendo el principio de que la fuerza de amortiguación es útil para la amortiguación de vibraciones, por lo que el coeficiente de amortiguación aumenta a los valores específicos. Alternativamente, como la fuerza de amortiguación está en la dirección incorrecta, el amortiguador se apaga a un valor mínimo para su coeficiente. Ahora, si para el modo "encendido" del amortiguador similar al modo "apagado", solo se consideraría un

coeficiente, por lo que lograría la mayor simplificación. Esta nueva estrategia se denomina enfoque de "amortiguamiento on-off" y se puede definir matemáticamente mediante la siguiente fórmula:

$$c_2 = \begin{cases} c_{estado\ ALTO} & \rightarrow z_2'(z_2' - z_1') \geq 0 \\ c_{estado\ BAJO} & \rightarrow z_2'(z_2' - z_1') < 0 \end{cases}$$

Cabe señalar que los modos de amortiguación desactivada y de amortiguación "activada" se denominan, respectivamente, estado bajo y estado alto, en referencia a los niveles bajo y alto de la amortiguación en el sistema. La ley de conmutación de esta formulación se basa en el enfoque de Skyhook y, debido a ello, se denomina la estrategia de control como de amortiguación de skyhook on-off. Sin embargo, la ley de conmutación se define de forma diferente, según las diferentes estrategias de amortiguación de encendido y apagado.

La estrategia de amortiguación on-off proporciona una gran simplificación en la aplicación de un sistema semiactivo, especialmente en los componentes del actuador, sensores y controladores del sistema. En estos sistemas, a diferencia de los sistemas continuos que necesitan amortiguadores controlables continuos, solo se necesitan amortiguadores con dos niveles de amortiguación. Por otro lado, la formulación de este sistema implica que las medidas de la velocidad relativa y la velocidad absoluta son necesarias en una estrategia continua, mientras que solo los signos de estas velocidades son necesarios en la estrategia on-off.

Estas simplificaciones se consideran como la principal ventaja de esta estrategia en comparación con el método continuo, por lo cual, estos sistemas pueden considerarse como una opción adecuada para las suspensiones semiactivas utilizadas para automóviles comerciales. Cabe señalar que, un nuevo sistema para estos vehículos, que funciona en condiciones de operación severas, debe tener una construcción relativamente simple y robusta además del buen rendimiento. En este trabajo de investigación, esto también se

consideró como la motivación para elegir el gancho aéreo de encendido y apagado como la estrategia de control adecuada para la suspensión semiactiva de automóviles comerciales.

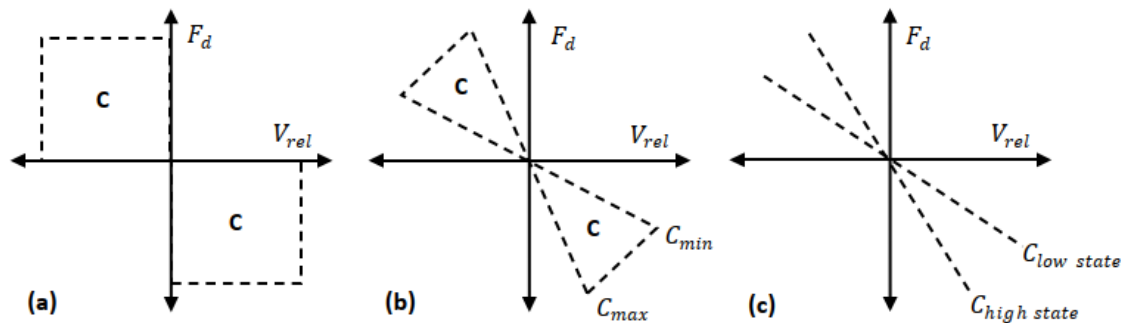
Sin embargo, las debilidades probables de este sistema deben estudiarse para garantizar que esta estrategia proporcione una buena eficiencia para el sistema. En este sentido, debido al fenómeno de la fuerza de amortiguación discontinua en la estrategia de encendido y apagado, el problema más desafiante es el aumento de sacudidas y el ruido en el sistema. Nobles y Miller (1985) intentaron encontrar una solución para superar este problema en suspensiones semiactivas, encontrando que el método de crear una limitación para el rango de la fuerza de amortiguación es completamente efectivo en suspensiones semiactivas tanto continuas como internas. Como resultado, para superar este problema en la estrategia on-off, se debe definir un rango más limitado para el nivel alto y bajo de amortiguamiento, considerando lo siguiente:

$$c_{estado\ ALTO} < c_{max}, c_{min} < c_{estado\ BAJO}$$

Se debe considerar que, en una suspensión semiactiva continua, los amortiguadores funcionan solo en las dos áreas de las áreas de operación cuadráticas, como se presenta en la Figura 22, puesto que no son capaces de generar la fuerza de amortiguación en la dirección del movimiento de la suspensión. Entonces, para reducir la sacudida y el ruido en la suspensión semiactiva continua, se definen valores mínimos y máximos para los coeficientes de amortiguación, y la fuerza de amortiguación se puede cambiar solo en un área limitada. Por otro lado, en un sistema semiactivo on-off, solo hay dos niveles de amortiguación para la suspensión, estos están más cerca uno del otro en comparación con un sistema continuo practicable.

Figura 22.

Zona de funcionamiento de los amortiguadores semiactivos a) de forma continua



Nota. a) Operacionalmente de forma continua; c) sistema on-off

Debido al rango limitado de los niveles de amortiguación en las suspensiones semiactivas on-off, se espera que el rendimiento de estos sistemas sea inferior al de los sistemas continuos. Al respecto, Fodor y Redfield (1995), señalan que el rendimiento de una suspensión semiactiva on-off está cerca del rendimiento de un sistema semiactivo continuo, evidenciando que el rendimiento de los sistemas on-off es menor que el sistema continuo, pero la diferencia no es considerable en la práctica.

2.3. MARCO CONCEPTUAL

a) Confort

Capacidad de un material para brindar bienestar físico bajo determinadas circunstancias o condiciones, relacionándose con la comodidad. (Canora, 2019)

b) Estabilización

Acción de estabilidad, la cual garantiza que la carga vehicular se encuentre segura dentro de una plataforma, evitando generar lesiones a los pasajeros. (Canora, 2019)

c) Groundhook

Esta estrategia de control se asemeja a la de Skyhook, con la diferencia de que, en lugar de la masa suspendida, la masa no suspendida se conecta con el amortiguador fijo al punto espacial (Williams, 1994).

d) Hidroneumático

Equipo que contiene agua y aire (gas comprimido), siendo su acción principal bombear agua mediante presión. Un vehículo hidroneumático brinda estabilidad al vehículo, brindando comodidad y estabilidad (William, 1994).

e) Simulación

Secuencia temporal de condiciones de un determinado sistema, el cual permite imitar un proceso (Diccionario de la Lengua Española, 2014).

f) Sistema asistido

Tecnología de diseño que requiere de documentación técnica para realizar diseños, mediante un proceso automatizado (Pilataxi, 2018).

g) Skyhook

Método clásico de control considerado como el más famoso para suspensiones inactivas, siendo su objetivo de control la disminución del valor RMS de aceleración de masa suspendida de la suspensión. Cabe señalar que el nombre Skyhook se establece por la amortiguación de la vibración de la masa suspendidas mediante un amortiguador conectado a un punto fijo en el espacio. (Karnopp, Crosby y Harwood, 1974)

h) Suspensión automotriz

Sistema que conecta las ruedas con el chasis, el cual contiene un sistema responsable de brindar estabilidad y suavidad en la marcha, es decir, confort (Pilataxi, 2018).



CAPÍTULO III

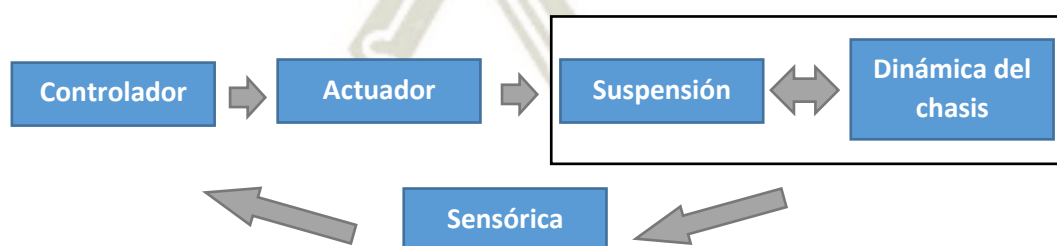
3. MODELAMIENTO GENERAL PARA LA SUSPENSIÓN SEMIACTIVA

En base a la revisión de los antecedentes investigativos y el marco teórico planteado se determinó que el sistema de suspensión semiactiva es más adecuado para la estrategia de control que se quiere desarrollar en esta tesis. Para lograr el objetivo general del estudio, se propuso que el nuevo sistema de suspensión se examine aplicándolo a un chasis vehicular de prueba, que ahora en adelante será denominado simplemente chasis; planificando para ello una simulación por computadora para examinar el nuevo sistema. Para ello, se optó por un modelo matemático y práctico de los componentes del sistema.

El modelado propuesto se realiza en tres pasos. En el primer paso, se construye el modelo del chasis. Luego, se crea el modelo del sistema de actuador que incluye la suspensión trasera hidroneumática del chasis. En el último paso, se modelan el controlador y los sensores.

Figura 23

Loop de control en el chasis con suspensión activa

*Nota.* Elaboración propia

En la Figura 23, se presenta la estructura de control. Como se observa todo el sistema funciona en un bucle cerrado. El comportamiento dinámico del chasis utiliza un sensor en tiempo real. Posteriormente, esta información se envía al controlador. De acuerdo con la

estrategia de control imperante a la lógica establecida, el controlador envía los comandos al actuador cambiando los parámetros de la suspensión del chasis.

Figura 24

Loop de control en el chasis con suspensión activa – Etapa de modelamiento.



Nota. Elaboración propia

Para el modelado de los componentes, se utiliza una metodología similar. La Figura 24 muestra los cuatro pasos del proceso de modelado. En el primer paso, el sistema real del cual se tiene información detallada, se crea el modelo físico del sistema y, a continuación, al derivar la ecuación de este modelo, se genera el modelo matemático. En el último paso, el modelo matemático se desarrolla con ayuda de MATLAB-Simulink, implementándolo en dicho programa.

3.1. MODELAMIENTO DEL CHASÍS COMPLETO

En el primer paso del modelado, se desarrolla el modelo completo del chasis. Este modelo incluye los submodelos del neumático, el cuerpo del chasis, las ruedas y la suspensión del chasis, que se explicarán en esta parte.

3.1.1. Modelo del neumático

Los neumáticos son el primer elemento elástico entre la superficie de la pista y el vehículo que tienen un papel importante en el aislamiento efectivo de las perturbaciones de la pista, en particular las generadoras de alta frecuencia que no se amortigua de manera efectiva por un sistema de suspensión. Así también, las características de los neumáticos están

estrechamente relacionadas con la calidad del contacto del neumático con la pista y el manejo del vehículo.

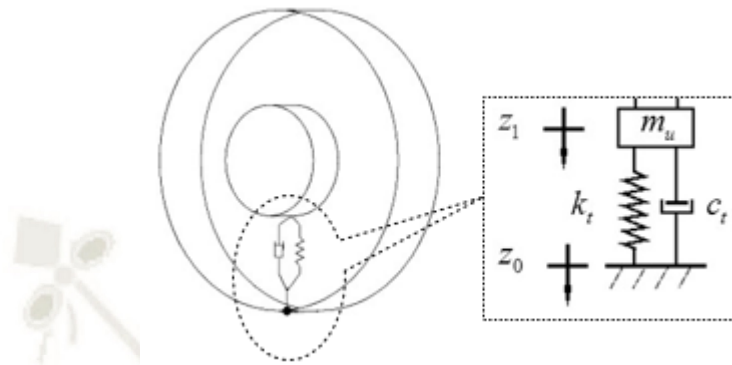
Un modelado preciso de los neumáticos es complicado, porque la rigidez y las características de amortiguación de los neumáticos no son constantes y se ven afectadas por diferentes factores como la carga estática, la presión interna, la temperatura, la velocidad de rotación y la frecuencia de excitación (fórmula 3-1). Por ejemplo, algunos de ellos utilizan el modelado FEM que define un poco del neumático como el elemento básico del modelado. De esta manera, consideran el efecto de las fuerzas de los neumáticos verticales, laterales, longitudinales la interacción entre ellas (fórmula 3-2).

Para la investigación, las pruebas experimentales son consideradas como la referencia de las pruebas de simulación. Dado que las pruebas experimentales se realizan en pistas vehiculares convencionales dentro de la ciudad de Arequipa; algunas simplificaciones son posibles en el modelado. Por ejemplo, solo la fuerza vertical del neumático se considerará como fuerza principal.

Además, factores como la temperatura y la velocidad de rotación del neumático no se consideran. El modelo de neumático utilizado para este estudio es un modelo lineal de "contacto puntual". Este modelo simple es capaz de simular las características de suspensión de los neumáticos correctamente. El modelo consta de un resorte y un elemento amortiguador en paralelo que están conectados a un solo punto de tierra, como se muestra en la Figura 25. Estos dos elementos son lineales con rigidez constante y coeficiente de amortiguamiento.

Figura 25

Punto de contacto usado para el modelamiento del neumático.



Nota. Elaboración propia

Así, el modelo matemático de un neumático se presenta como:

$$F_{llanta} = k_1(z_1 - z_0) + c_t(z_1 - z_0)' \quad (3-1)$$

El contacto en la pista del neumático se puede perder por intervalos. En este caso, la fuerza calculada del neumático sería un valor negativo imposible. Debido a esto, se agrega una limitación a la primera ecuación de la siguiente manera:

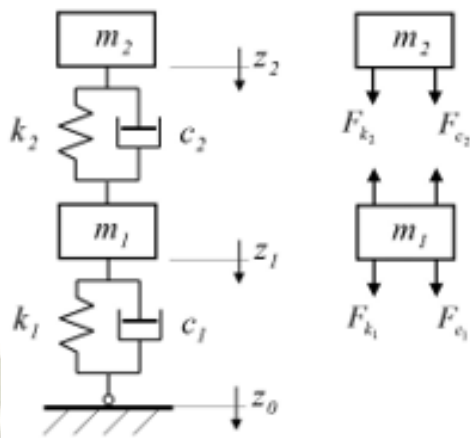
$$(z_1 - z_0) < 0 \rightarrow F_{llanta} = 0 \quad (3-2)$$

3.1.2. Modelo del neumático-suspensión-amortiguador

También llamado modelo de cuarto de chasis. Es un modelo simplificado con masas concentradas y elementos linealizados que se utiliza en el campo de las estrategias de control modernas para suspensiones activas y semiactivas. En la presente tesis, el modelo de cuarto de carro también se usa como punto de partida para obtener el vehículo completo. Los parámetros fundamentales de un sistema de suspensión pueden ser definidos por este modelo. Estos parámetros se presentan en la Figura 26 y Tabla 2.

Figura 26

Parámetros fundamentales de un sistema de suspensión.



Nota. Elaboración propia

Tabla 2

Parámetros fundamentales de un sistema de suspensión.

Fuente de Energía	Incremento
m_1	Masa no suspendida
m_2	Masa suspendida
k_2	Rigidez de la suspensión
c_2	Amortiguamiento de suspensión
k_1	Rigidez de neumático
c_1	Amortiguamiento de neumático
z_1	Desplazamiento de masa no suspendida
z_2	Desplazamiento de masa suspendida
z_0	Entrada del desplazamiento en la vía
$(z_2 - z_1)$	Desplazamiento de la suspensión
$(z_1 - z_0)$	Deflexión de los neumáticos

Nota. Elaboración propia.

Examinando el diagrama de cuerpo libre que presenta el modelo en la Figura 26, se derivan las ecuaciones de los movimientos de masa suspendida y masa no suspendida en dos partes de la siguiente manera:

$$+m_2 z_2'' + F_{k_2} + F_{c_2} = 0 \quad (3-3)$$

$$+m_2 z_2'' + k_2(z_2 - z_1) + c_2(z_2' - z_1') = 0 \quad (3-4)$$

$$+m_1 z_1'' + F_{k_1} + F_{c_1} - F_{k_2} - F_{c_2} = 0 \quad (3-5)$$

$$+m_1 z_1'' + k_1(z_1 - z_0) + c_1(z_1' - z_0') - k_2(z_2 - z_1) - c_2(z_2' - z_1') = 0 \quad (3-6)$$

Los movimientos de las masas suspendidas y no suspendidas (z_1 , z_2) se pueden determinar resolviendo el sistema de estas dos ecuaciones diferenciales. En las siguientes secciones, se describirá el modelo de suspensión de chasis completo.

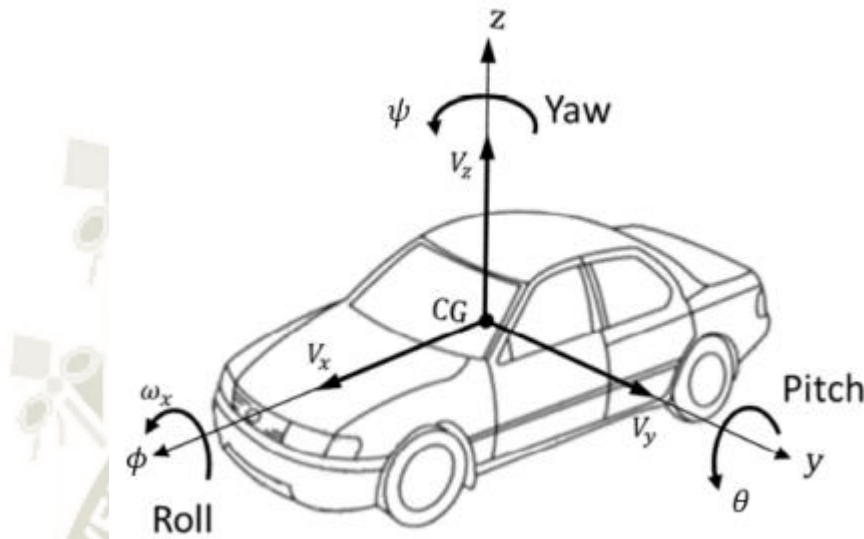
3.1.3. Modelo de los grados de libertad del vehículo de estudio

El modelo con los dos grados de libertad de las masas suspendidas y no suspendidas cubre solo los movimientos verticales de un vehículo, y para estudiar los movimientos de rotación, son necesarios otros modelos con más grados de libertad. Un modelo de vehículo completo es capaz de cubrir todos los grados de libertad necesarios. Para ello, se necesita definir un sistema de coordenadas apropiado para la dinámica del chasis.

Para este propósito, hay dos tipos de sistemas de coordenadas: sistemas de espacio fijo y de vehículo fijo. La primera fijación en un punto en el espacio determina la posición y la orientación de un vehículo; este sistema se utiliza para definir la trayectoria de maniobra de un vehículo. En contraposición, el sistema de coordenadas fijo del vehículo se origina en el centro de gravedad (CG) de un vehículo y se traslada con él. En el estudio de las suspensiones, el sistema fijo en el vehículo se utiliza para definir un sistema de coordenadas relativas para la dinámica de los componentes de la suspensión. Este sistema de coordenadas se muestra en la Figura 27.

Figura 27

Control de movimiento del vehículo robusto y adaptable para futuros vehículos comerciales.



Fuente: Kissai, Monsuez, Mouton, Martinez y Tapus (2021)

De acuerdo con la convención ISO, las direcciones positivas de los ejes se definen de la siguiente manera:

- Eje x: recto hacia adelante desde CG.
- Eje y: recto a la izquierda desde el CG.
- Eje z: recto hacia arriba desde el CG

Ahora, con respecto al sistema de coordenadas fijo del vehículo, se pueden describir los movimientos del vehículo. Estos movimientos son:

- **Longitudinal:** es el movimiento del cuerpo en la dimensión del eje x o hacia adelante / atrás. Por ejemplo, cuando un vehículo acelera o frena, su cuerpo experimenta fuerzas en esta dirección llamadas fuerzas longitudinales.

- **Lateral:** Es el movimiento del cuerpo en la dimensión del eje y (izquierda o derecha).
Un ejemplo de esta dirección es la fuerza lateral centrífuga que experimenta el vehículo durante el giro.
- **Vertical:** es el movimiento del cuerpo en la dimensión del eje z o hacia arriba y hacia abajo de la carrocería del vehículo, este es generado por un camino irregular. Este movimiento también se conoce como "levantamiento" o en algunas referencias como "rebote". Este movimiento generalmente se mide en el centro de la masa de la carrocería del vehículo y se considera como un parámetro importante del rendimiento de una suspensión. Entre los movimientos dimensionales de la carrocería del vehículo, solo la dirección vertical está relacionada con el funcionamiento de la suspensión, y debido a esto, solo este movimiento se estudia en el modelado del chasis.
- **Roll:** Es el movimiento del cuerpo de rotación alrededor del eje x como se muestra en las Figuras 27 y 28. La inclinación de la carrocería del vehículo durante las curvas es un ejemplo de la excitación aplicado a este movimiento de "balanceo" o "roll". La interacción de las fuerzas durante el giro del vehículo crea un par de torsión en la carrocería del vehículo que causa una transferencia de peso del vehículo en un lado, y por tal, se inclina en consecuencia hacia el exterior de la curva. La amplitud extrema del balanceo del cuerpo provoca una situación crítica para la estabilidad del vehículo. El rendimiento del sistema de suspensión tiene la función principal de proporcionar la estabilidad de balanceo para un vehículo.
- **Pitch:** Es el movimiento del cuerpo de rotación alrededor del eje y, como se muestra en las Figuras 27 y 28. La carrocería del vehículo durante el frenado es un ejemplo típico de la excitación del movimiento del cuerpo de "inclinación" o "pitch". Cuando un vehículo frena, la inercia de la carrocería del vehículo provoca la transferencia

del centro de gravedad (CG) de la carrocería, y el vehículo avanza hacia adelante, y el peso de los neumáticos traseros se transfiere a los neumáticos delanteros. Esto provoca un momento crítico en el control de un vehículo.

- **Yaw:** Es el movimiento del cuerpo de rotación alrededor del eje z, que también se muestra en las Figuras 27 y 28. El movimiento de giro de un vehículo es un ejemplo del movimiento de “giro” o “yaw”. Este modo de inestabilidad puede ocurrir durante las curvas en superficies resbaladizas. En esta situación, las fuerzas de los neumáticos traseros no pueden resistir la fuerza centrífuga, y los neumáticos se deslizan, produciendo que el vehículo gira violentamente alrededor de sí mismo. Este movimiento del cuerpo no está relacionado directamente con el sistema de suspensión de un vehículo, por lo que no se considera en el modelo de chasis completo.
- **Heave:** Es el movimiento de masa no suspendido en la dimensión del eje z o arriba / abajo. Además de los movimientos del cuerpo, el movimiento de la rueda también es importante en el estudio de la dinámica del vehículo. Este movimiento es en la dirección del eje z y generalmente se denomina "heave". Este movimiento afecta directamente a la interacción entre pista y neumático e influye en consecuencia en la estabilidad del vehículo.

Existen seis grados de libertad (6DOF) relacionados con los movimientos de la carrocería del vehículo, incluidos los grados de libertad en tres dimensiones y tres grados de rotación. Además, hay cuatro grados de libertad dimensional relacionados con las masas no suspendidas, que es el número de las ruedas del vehículo.

La Tabla 3 detalla la lista de los grados completos de libertad para un vehículo de cuatro ruedas.

Tabla 3

Cuadro de parámetros ISO para consideraciones del chasis de prueba

Parte del vehículo	Grado de libertad	Desplazamiento	Eje
Chasis	longitudinal	Dimensional	Eje X
Chasis	lateral	Dimensional	Eje Y
Chasis	Vertical (en inglés: heave)	Dimensional	Eje Z
Chasis	roll	Rotacional	Eje X
Chasis	pitch	Rotacional	Eje Y
Chasis	yaw	Rotacional	Eje Z
Llanta delantera derecha	vertical	Dimensional	Eje Z
Llanta delantera izquierdo	vertical	Dimensional	Eje Z
Llanta trasera derecha	vertical	Dimensional	Eje Z
Llanta trasera izquierda	vertical	Dimensional	Eje Z

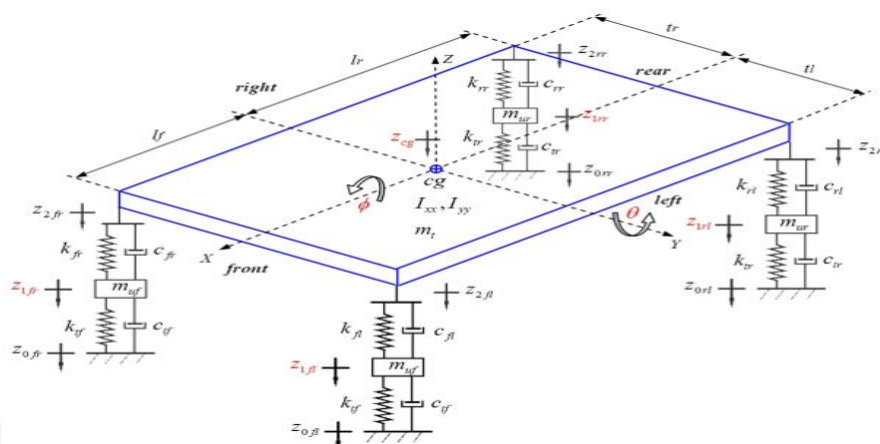
Nota. Elaboración propia.

3.2. MODELO DEL SISTEMA FÍSICO COMPLETO

Como se mencionó anteriormente, un modelo reducido a la cuarta parte del mismo no puede simular todos los movimientos importantes del vehículo considerados en el sistema de suspensión. Por lo tanto, se necesita otro modelo con más grados de libertad. En esta sección, se utiliza un modelo de vehículo completo para simular el comportamiento dinámico del chasis con respecto al sistema de suspensión.

Figura 28

Modelado completo de un sistema chasis de 4 llantas.



Nota. Elaboración propia

La Figura 28 muestra este modelo físico de vehículo completo. Este modelo consiste en un submodelo de carrocería y cuatro submodelos de las ruedas.

Todo el modelo es capaz de simular cada uno de los siete grados de libertad necesarios que se detalla en la Tabla 4.

Tabla 4

Consideraciones de grados de libertad para el modelo completo del chasis

Parámetro	Descripción
ϕ	Angulo Roll al centro de gravedad
ϕ	Angulo Roll al centro de gravedad
z_{cg}	Desplazamiento Heave al centro de gravedad
z_{1fl}	Desplazamiento vertical parte Delantera Izquierda masa no suspendida
z_{1fr}	Desplazamiento vertical parte Delantera Derecha masa no suspendida
z_{1rl}	Desplazamiento vertical parte Trasera Izquierda masa no suspendida
z_{1rr}	Desplazamiento vertical parte Trasera Derecha masa no suspendida

Nota. Elaboración propia.

El modelo físico de vehículo completo consta de cuatro componentes: (1) modelo de llanta, (2) unidades de suspensión delantera y trasera modelo, (3) ruedas (masa sin suspensión) y (4) chasis (masa suspendida). El modelo de la suspensión consta de un resorte y un modelo de amortiguador, que se colocan entre la rueda y el cuerpo del chasis.

En los modelos de las masas no suspendidas, se supone que las unidades de suspensión son independientes, y los efectos de los ejes se ignoran. La masa no suspendida se considera como masa del chasis. Los parámetros de la masa no suspendida se calculan sumando la masa de la rueda y una parte de la masa del eje.

En el modelo de vehículo completo, la carrocería del chasis también se modela como una forma rectangular. Esta forma de masa tiene dimensiones específicas que determinan la posición del centro de gravedad y la posición de las cuatro unidades de suspensión que se encuentran en las esquinas del mismo. En este modelado, también se supone que los ejes del giro y la inclinación cruzan el centro de gravedad. Sin embargo, es necesario que los parámetros de masa e inercia relacionados se calculen con precisión.

En la realidad, el cuerpo del chasis involucra diferentes masas en diferentes posiciones. Para precisar los parámetros del modelo, el cuerpo del chasis se considera una masa de cuerpo multirrígida. Esta masa consta de algunos componentes principales de la masa, como el motor, el chasis, la transmisión y la cabina.

3.3. MODELO MATEMÁTICO PARA EL CHASIS COMPLETO

En el modelado matemático, la suspensión entre el cuerpo del chasis y las ruedas se realiza mediante elementos de resorte y amortiguador lineal simple, mientras que algunos de estos elementos en el chasis de prueba son elementos hidráulicos o hidroneumáticos con características no lineales. El uso de un modelo lineal simple para estos elementos proporciona simplificaciones adecuadas para el modelo de chasis completo. En los

siguientes pasos del modelado, los elementos no lineales se modelarán por separado para posteriormente unificarlos.

En el modelado matemático, se derivan las ecuaciones de movimiento para cada uno de los siete grados de libertad. Estos movimientos son cuatro movimientos de masas no suspendidas junto con los tres movimientos de la masa suspendida. Como primera parte, las ecuaciones diferenciales de las cuatro masas no suspendidas del chasis se derivan de las ecuaciones del modelo por neumático que se detalló en el punto 3.1.1 y 3.1.2. Las ecuaciones de las cuatro masas no suspendidas del chasis se detallan a continuación:

$$\begin{aligned} fl: +m_{uf}z_{1fl}'' + c_{tf}(z_{1fl} - z_{0fl})' + k_{tf}(z_{1fl} - z_{0fl}) - c_{fl}(z_{2fl} - z_{1fl})' - \\ k_{fl}(z_{2fl} - z_{1fl}) = 0 \end{aligned} \quad (3-7)$$

$$\begin{aligned} fr: +m_{uf}z_{1fr}'' + c_{tf}(z_{1fr} - z_{0fr})' + k_{tf}(z_{1fr} - z_{0fr}) - c_{fr}(z_{2fr} - z_{1fr})' - \\ k_{fr}(z_{2fr} - z_{1fr}) = 0 \end{aligned} \quad (3-8)$$

$$\begin{aligned} rl: +m_{ur}z_{1rl}'' + c_{tr}(z_{1rl} - z_{0rl})' + k_{tr}(z_{1rl} - z_{0rl}) - c_{rl}(z_{2rl} - z_{1rl})' - k_{rl}(z_{2rl} - z_{1rl}) \\ = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} rr: +m_{ur}z_{1rr}'' + c_{tr}(z_{1rr} - z_{0rr})' + k_{tr}(z_{1rr} - z_{0rr}) - c_{rr}(z_{2rr} - z_{1rr})' - \\ k_{rr}(z_{2rr} - z_{1rr}) = 0 \end{aligned} \quad (3-9)$$

Las ecuaciones de la masa no suspendida se desarrollan en el centro de gravedad que se descompone en los tres componentes: movimientos de inclinación, inclinación y balanceo. Después de eso, las ecuaciones de todos los movimientos se derivan por separado, y finalmente, al agregar el efecto de todos estos movimientos, se logran las ecuaciones de los movimientos corporales. Para cada ecuación, se consideran los efectos de las cuatro fuerzas de masa no suspendidas.

Después de algunas simplificaciones, estas ecuaciones quedarían como se muestra:

Heave,

$$z_{cg}'' = \frac{1}{m_t} [+c_{fl}(z_{1fl} - z_{2fl})' + k_{fl}(z_{1fl} - z_{2fl}) + c_{fr}(z_{1fr} - z_{2fr})' + k_{fr}(z_{1fr} - z_{2fr}) + c_{rl}(z_{1rl} - z_{2rl})' + k_{rl}(z_{1rl} - z_{2rl}) + c_{rr}(z_{1rr} - z_{2rr})' + k_{rr}(z_{1rr} - z_{2rr})] \quad (3-10)$$

Pitch,

$$\theta'' = \frac{1}{I_{yy}} [+l_f * c_{fl}(z_{2fl} - z_{1fl})' + l_f * k_{fl}(z_{2fl} - z_{1fl}) + l_f * c_{fr}(z_{2fr} - z_{1fr})' + l_f * k_{fr}(z_{2fr} - z_{1fr}) - l_r * c_{rl}(z_{2rl} - z_{1rl})' - l_r * k_{rl}(z_{2rl} - z_{1rl}) - l_r * c_{rr}(z_{2rr} - z_{1rr})' - l_r * k_{rr}(z_{2rr} - z_{1rr})] \quad (3-11)$$

Roll,

$$\varphi'' = \frac{1}{I_{xx}} [-t_l * c_{fl}(z_{2fl} - z_{1fl})' - t_l * k_{fl}(z_{2fl} - z_{1fl}) + t_r * c_{fr}(z_{2fr} - z_{1fr})' + t_r * k_{fr}(z_{2fr} - z_{1fr}) - t_l * c_{rl}(z_{2rl} - z_{1rl})' - t_l * k_{rl}(z_{2rl} - z_{1rl}) + t_r * c_{rr}(z_{2rr} - z_{1rr})' + t_r * k_{rr}(z_{2rr} - z_{1rr})] \quad (3-12)$$

Considerando las dimensiones del cuerpo del chasis y el efecto de todos estos movimientos de masa suspendida, se suma para calcular las aceleraciones verticales de las esquinas del cuerpo de la siguiente manera:

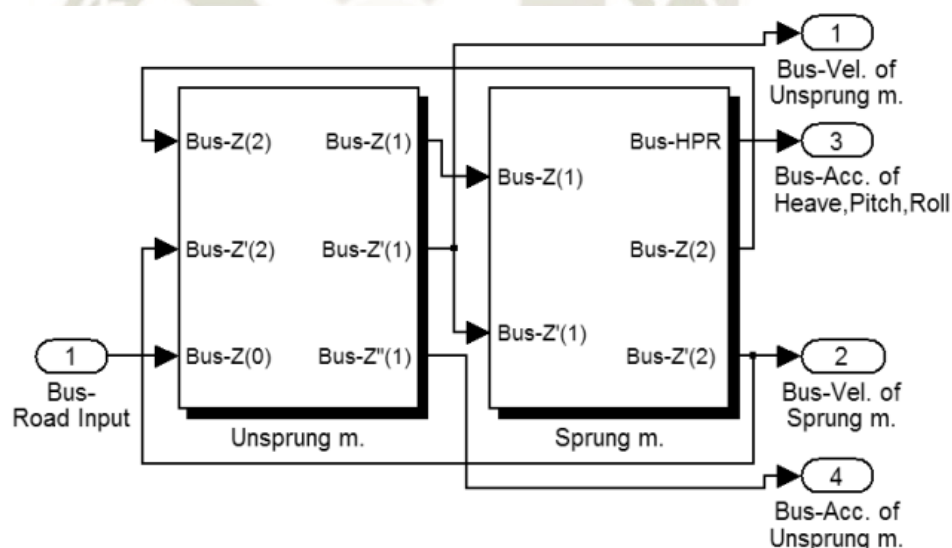
$$\begin{cases} Z_{2fl}'' = Z_{cg}'' - l_f * \theta'' + t_l * \varphi'' \\ Z_{2fr}'' = Z_{cg}'' - l_f * \theta'' - t_r * \varphi'' \\ Z_{2rl}'' = Z_{cg}'' + l_r * \theta'' + t_l * \varphi'' \\ Z_{2rr}'' = Z_{cg}'' + l_r * \theta'' - t_r * \varphi'' \end{cases} \quad (3-13)$$

3.4. MODELO DE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL EN SIMULINK

La Figura 29 muestra el modelo computacional del modelo matemático de vehículo completo creado por el programa MATLAB-Simulink. Este modelo consta de los dos submodelos: masa no suspendida y masa suspendida. Debido a la relación directa entre estas dos masas, sus modelos también se relacionan. La entrada del modelo es un perfil de pista que ingresa al submodelo de masa no suspendido. Los resultados del modelo son algunas variables que se utilizan para evaluar la suspensión y como entrada del controlador.

Figura 29

Modelo Simulink usado para simulación en chasis.

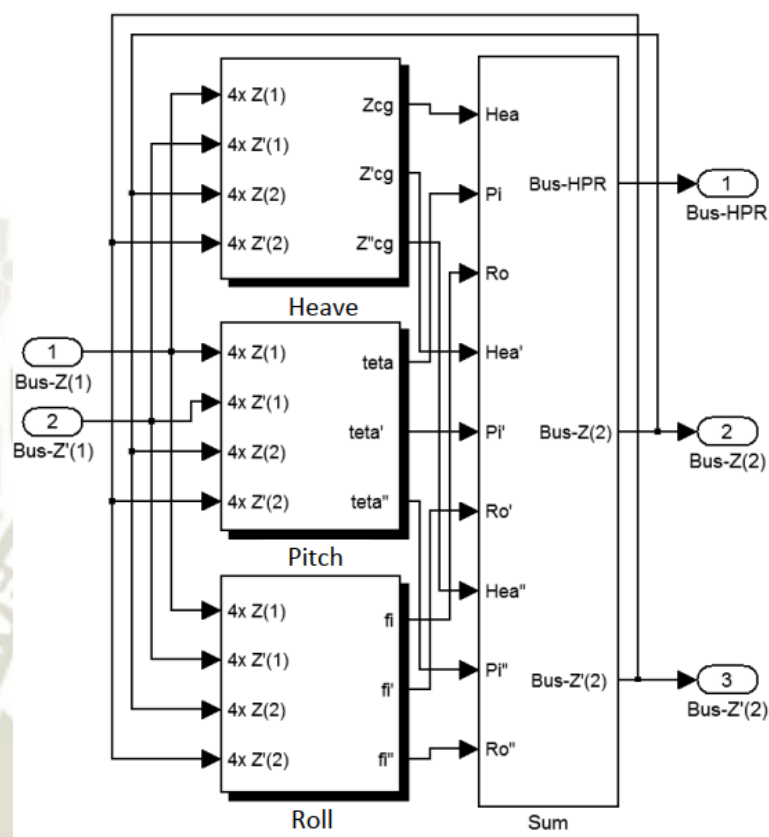


Fuente: Rolvag (2004)

Los movimientos se suman mediante el bloque "suma". Además, este bloque produce los desplazamientos y las velocidades del movimiento vertical de las esquinas del cuerpo, que se utilizan como las entradas del modelo de masa sin suspensión.

Figura 30

Modelo Simulink de masa suspendida

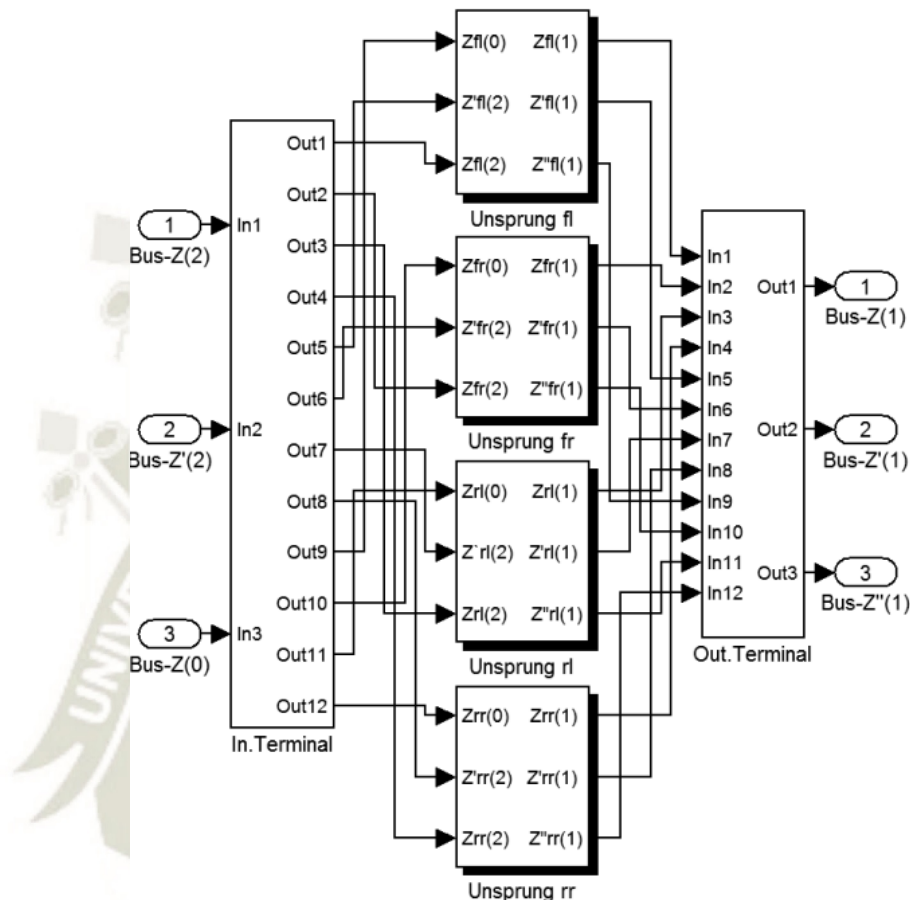


Fuente: Rolvag (2004)

El modelo de masa suspendida se muestra en la Figura 30. Este modelo simula los movimientos de la masa del vehículo de desplazamiento, inclinación y balanceo. El modelo de Simulink consta de tres bloques: movimiento, inclinación y movimientos de balanceo de la masa suspendida. Estos bloques se basan en la ecuación 3-10, 3-11 y 3-12.

Figura 31

Modelo Simulink de masa no suspendida



Fuente: Rolvag (2004)

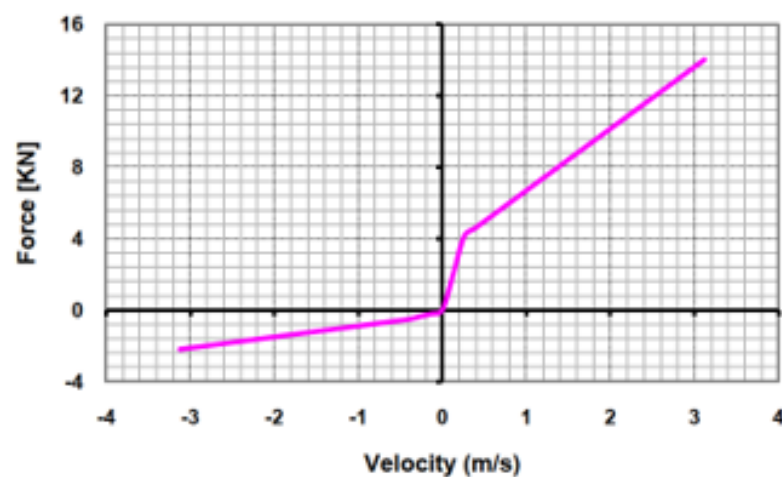
El modelo de masa no suspendido se muestra en la Figura 31. Este modelo simula los movimientos verticales de las cuatro ruedas del vehículo, este modelo consiste en los cuatro bloques de las masas no suspendidas del vehículo creado en base a la ecuación 3-9.

3.4.1. Modelo de la suspensión frontal

Los amortiguadores de la suspensión delantera del chasis son amortiguadores hidráulicos con características no lineales. En el modelo de vehículo completo, estos amortiguadores se simulan con un modelo lineal simple para evitar la complicación de las ecuaciones del modelo. La Figura 32 muestra la característica de fuerza-velocidad de estos amortiguadores.

Figura 32

Característica fuerza-velocidad medida de los amortiguadores utilizados para el eje delantero del Chasis de pruebas

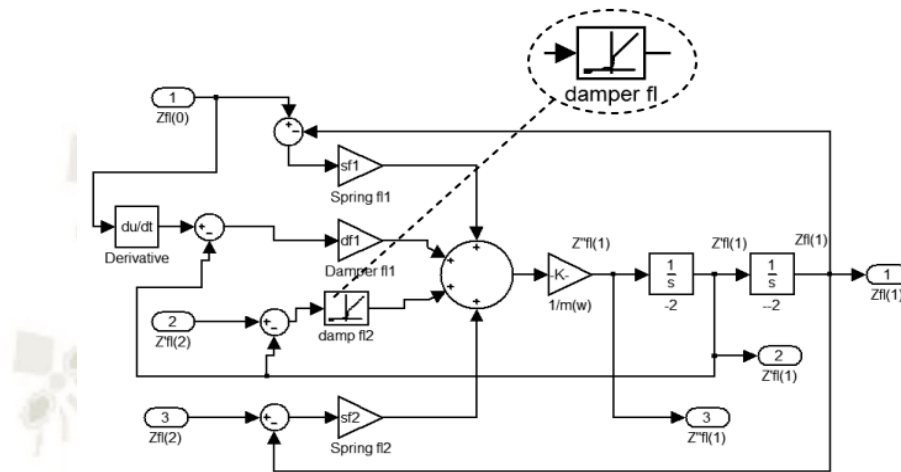


Nota. Elaboración propia

Al insertar esta información en una variable de Simulink, se crea una función unidimensional para aproximar la fuerza del amortiguador con respecto a la velocidad del amortiguador. Esta nueva función reemplaza la función lineal simple, por lo que se proporciona un modelo preciso para el amortiguador. La Figura 33 muestra el uso de este nuevo modelo de amortiguador en el modelo completo de Simulink del vehículo.

Figura 33

Modelo de amortiguación de la suspensión delantera en modelo Simulink de vehículo completo



Fuente: Rolvag (2004)

Después de la modificación del modelo de suspensión delantera, se considera la obtención de un modelo más preciso para la suspensión trasera hidroneumática.

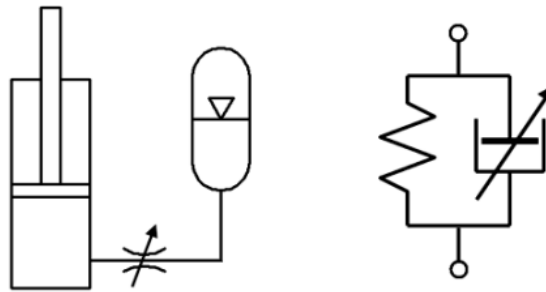
3.4.2. Modelo del actuador

En un vehículo con un sistema de suspensión activo, los actuadores son los componentes que funcionan entre el controlador y la suspensión del chasis. Recibe los comandos desde el controlador y aplica las fuerzas a la suspensión. De esta forma, se puede modificar la dinámica del vehículo. El actuador es de hecho una parte de un sistema de suspensión activo con los parámetros que se pueden cambiar por los comandos del controlador.

El amortiguador variable de esta suspensión hidroneumática es, de hecho, el actuador del sistema. Usando esta parte, el nivel de amortiguación de la suspensión se puede cambiar desde controlador.

Figura 34

Suspensión hidroneumática variable como actuador del sistema.



Nota. Elaboración propia

La suspensión hidroneumática se puede modelar como un conjunto que consta de un resorte y un amortiguador. El efecto de rigidez del sistema se crea por el gas comprimido del acumulador, y el efecto de amortiguación del sistema se crea al estrangular el aceite que fluye entre el cilindro y el acumulador. Para construir el modelo, la función del actuador se divide en dos partes: resorte y amortiguador variable. La primera parte genera la fuerza de rigidez y la segunda genera la fuerza de amortiguación de la suspensión. Estos dos componentes se modelan por separado. Al unirse a estos dos modelos, se crea el modelo de actuador hidroneumático.

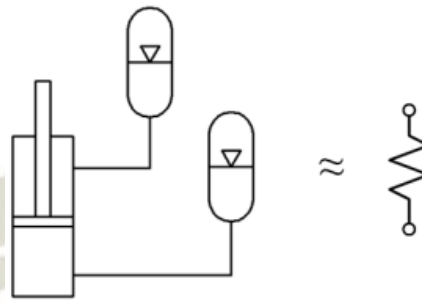
3.4.3. Modelo de la suspensión hidro-neumática

El efecto de rigidez de una suspensión hidroneumática se produce al comprimir el gas en los acumuladores. El cilindro hidroneumático fuerza el aceite al acumulador y comprime el gas dentro del acumulador. La presión producida se transfiere al cilindro a través de las conexiones hidráulicas. Esta presión es proporcional al desplazamiento del pistón. Por lo tanto, la fuerza de rigidez se produce en el cilindro. En la suspensión hidroneumática del chasis de prueba, se usa un cilindro de doble efecto, como se ilustra en la Figura 35. Ambos

lados de este cilindro están conectados a dos acumuladores, que generan la fuerza de rigidez de la suspensión.

Figura 35

Componente de resorte de una suspensión hidroneumática con cilindro de doble efecto.



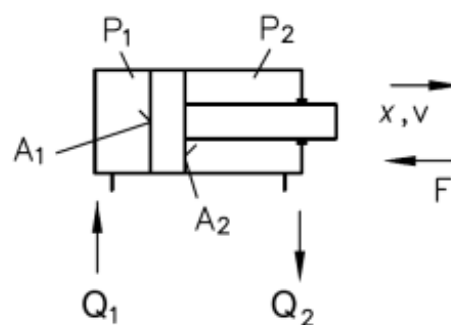
Nota. Elaboración propia

Modelo del Cilindro hidráulico

En una suspensión hidroneumática, el cilindro convierte la presión hidráulica en rigidez y fuerzas de amortiguación. Entonces, el cilindro trabaja en lugar del resorte y el amortiguador en una suspensión convencional. Los cilindros utilizados en la suspensión hidroneumática del chasis de prueba son un cilindro de doble efecto. Como se muestra en la Figura 36, además, los parámetros y variables del cilindro se presentan en la Tabla 5.

Figura 36

Cilindro hidráulico de doble efecto.



Nota. Elaboración propia

Tabla 5

Parámetros y variables para los actuadores de doble efecto.

Parámetro	Descripción
A_1	Área del Embolo
A_2	Área del Vástago
x, v, F	Desplazamiento, velocidad, fuerza
P_1, P_2	Presión lado embolo/Presión lado vástago
V_1, V_2	Volumen lado embolo/Volumen lado vástago
Q_1, Q_2	Caudal lado embolo/Caudal lado vástago

Nota. Elaboración propia

Las relaciones entre estos parámetros y variables se presentan mediante las siguientes fórmulas:

$$F = p_1 * A_1 - p_2 * A_2 \quad (3-14)$$

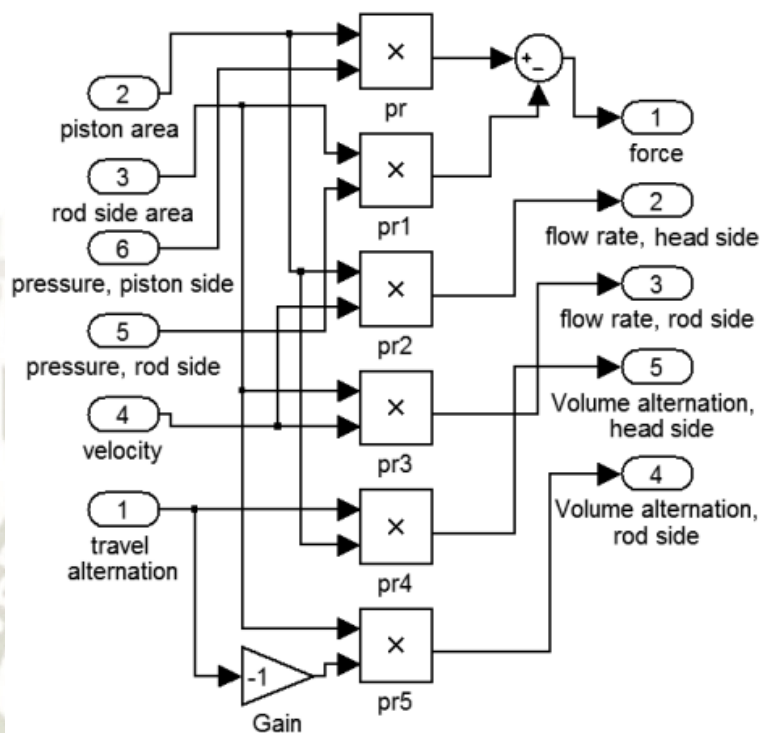
$$Q_1 = A_1 * v, \quad Q_2 = A_2 * v \quad (3-15)$$

$$\Delta V_1 = A_1 * \Delta x, \quad \Delta V_2 = -A_2 * \Delta x \quad (3-16)$$

Sobre la base de estas fórmulas, se construye el modelo Simulink del cilindro de doble acción como se detalla en la Figura 37.

Figura 37

Modelo Simulink de cilindro doble efecto.



Fuente: Rolvag (2004)

Este modelo se utiliza como un componente del modelo de resorte. Como se muestra, las salidas de este modelo son: fuerza del cilindro, alternancia de volumen del cilindro y tasa de flujo del volumen del cilindro. La fuerza es de hecho la salida de la suspensión, y la salida de alternancia de volumen está conectada al modelo del acumulador. La salida del caudal volumétrico del cilindro también se aplica al modelo de la válvula estranguladora o conocida en hidráulica como válvula Throttle. Las entradas del modelo de cilindro son las presiones del cilindro, el desplazamiento del pistón y la velocidad. Las entradas de dinámica son las entradas de pista de prueba, y la entrada de presión proviene del modelo del acumulador.

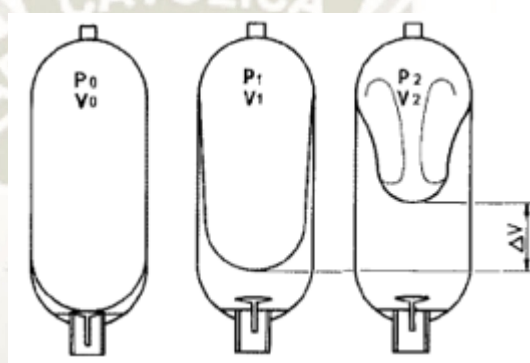
Modelo del Acumulador

Cuando el aceite ingresa a un acumulador, el gas que se encuentra dentro del acumulador se comprime. De esta manera, el acumulador se utiliza en los sistemas hidráulicos para

mantener el aceite presurizado. En una suspensión hidroneumática, el acumulador está conectado al cilindro, y el cilindro convierte la presión de aceite del acumulador en la fuerza del resorte. Los acumuladores tienen una función dinámica en una suspensión hidroneumática. Por lo tanto, los acumuladores que se emplean son tipo vejiga como se observa en la Figura 38.

Figura 38

Acumulador de vejiga que se utiliza en suspensiones hidroneumáticas.



Nota. Elaboración propia

Los parámetros y variables del acumulador se presentan en la Tabla 6.

Tabla 6

Parámetros y variables para los acumuladores.

Parámetro	Descripción
p_2	Presión de operación
ΔV	Alternación del volumen (aceite)
P_0	Precarga de Nitrógeno
P_1	Presión inicial
V_0	Volumen del acumulador
V_1	Volumen inicial

Nota. Elaboración propia

Las relaciones entre los parámetros y las variables se presentan mediante las siguientes fórmulas. Primero, el volumen primario se calcula según el volumen inicial, la presión inicial y la presión de llenado del acumulador de la siguiente manera:

$$V_1 = \frac{p_0 V_0}{p_1} \quad (3-17)$$

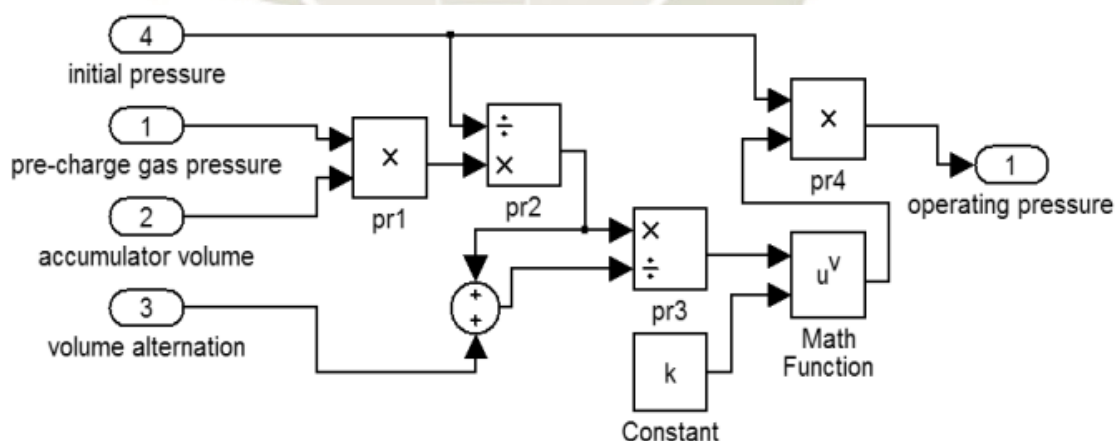
Luego, la presión de operación se calcula a partir del volumen inicial, el volumen de operación y la presión inicial del acumulador de la siguiente manera:

$$p_2 = p_1 * \left(\frac{V_1}{V_1 + \Delta V} \right)^k \quad (3-18)$$

En esta fórmula, k es la constante politrófica con un valor de 1,35, que a menudo se usa en el modelado de resortes hidroneumáticos. Sobre la base de estas dos fórmulas, se construye el modelo Simulink del acumulador que se observa en la Figura 39.

Figura 39

Modelo Simulink de acumulador.



Fuente: Rolvag (2004)

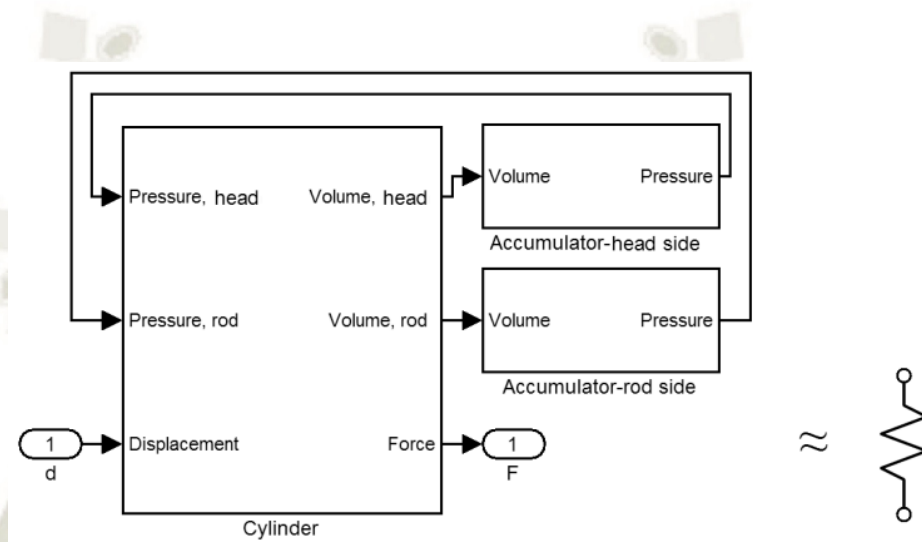
Como se muestra, las salidas de este modelo son la presión de operación que se aplica al modelo del cilindro, y la entrada del modelo es la alternancia de volumen, que ingresa desde el modelo del cilindro.

Modelo del amortiguador

Después de construir los modelos del cilindro y el acumulador, estos dos modelos se unen para crear el modelo de amortiguador hidroneumático que se muestra en la Figura 40.

Figura 40

Modelo Simulink de amortiguador hidro-neumático



Fuente: Rolvag (2004)

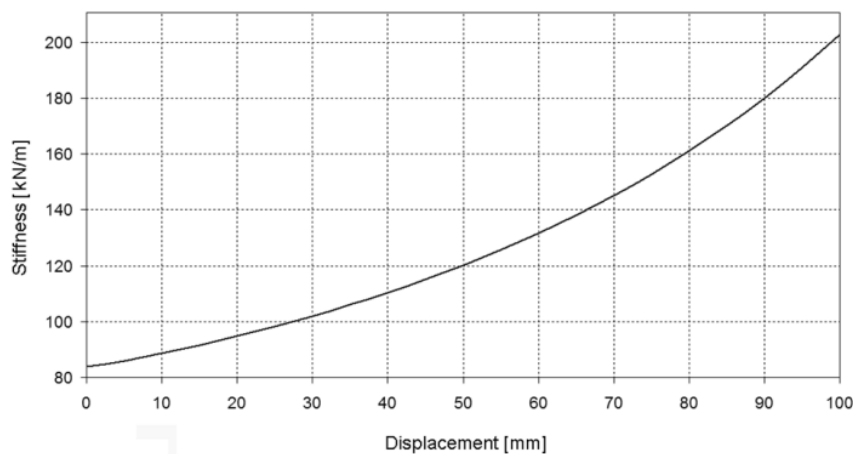
Como se muestra, las salidas del cilindro están conectadas a las entradas del acumulador, y las salidas de presión del acumulador están conectadas a las entradas de presión del cilindro. La salida y la entrada del modelo general del amortiguador hidroneumático son el desplazamiento y la fuerza. Estos parámetros son idénticos a la salida y la entrada de un modelo de resorte típico.

Para demostrar la característica de simulación del amortiguador hidroneumático, la curva de rigidez-desplazamiento del modelo general se crea aplicando los parámetros de simulación.

Como se ilustra en la Figura 41.

Figura 41

Curva de rigidez-desplazamiento del modelo de resorte hidroneumático.



Fuente: Bosch (2014)

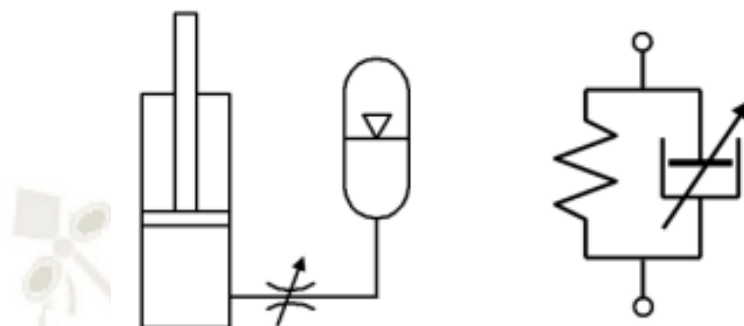
A diferencia de un amortiguador convencional, la rigidez no es constante y aumenta progresivamente con el aumento del desplazamiento del resorte. Después de modelar el amortiguador hidroneumático, el siguiente paso es derivar el modelo del amortiguador variable hidroneumático presentado en las siguientes secciones.

Modelo de amortiguador hidro-neumático

En una suspensión hidroneumática, el efecto de amortiguación se crea mediante el uso de la válvula estranguladora entre el cilindro y los acumuladores como lo muestra la Figura 42.

Figura 42

Uso de regulador variable en suspensión hidroneumática.



Nota. Elaboración propia

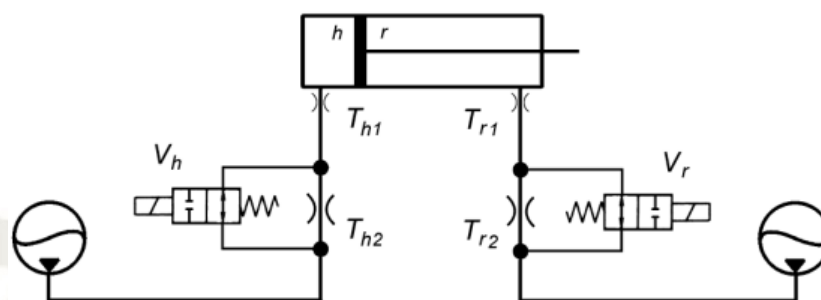
A medida que el aceite fluye a través de esta válvula estranguladora, se crea una caída de presión proporcional al caudal. Esta presión aparece en el pistón como la fuerza de amortiguación, que es proporcional a la velocidad del pistón y al volumen de aceite. En una suspensión hidroneumática con control semiactivo, la fuerza de amortiguación es controlable mediante una válvula estranguladora variable. Posteriormente, el amortiguador variable se modela para completar el modelo general del actuador.

Estructura del amortiguador On-Off

Hay dos tipos de sistemas de actuadores en suspensiones semiactivas: amortiguador variable continuo y encendido y apagado (On-Off). El sistema utilizado en este estudio es el amortiguador de encendido y apagado o en inglés On-Off, que funciona en solo dos niveles de amortiguación alta y baja. La Figura 43 muestra la unidad de suspensión hidroneumática del chasis, incluido el sistema de amortiguación variable de encendido y apagado.

Figura 43

Componentes del amortiguador On-Off en suspensión hidroneumática



Nota. Elaboración propia

Los componentes de este sistema se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7

Parámetros y variables para los amortiguadores On-Off

Parámetro	Descripción
T_{h1}, T_{r1}	Puertos de cilindros
T_{h2}, T_{r2}	Puertos de regulación flujo
V_h, V_r	Válvulas

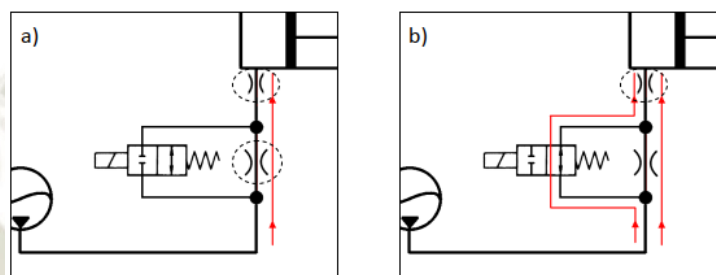
Nota. Elaboración propia

Las válvulas reguladoras y las válvulas de control están unidas en paralelo, y se colocan entre los cilindros y los acumuladores. Cuando se apaga una válvula, el aceite fluye a través de la válvula estranguladora y el puerto del cilindro, y ambos crean el efecto de amortiguación, como se observa en la Figura 44 (a). Por el contrario, cuando la válvula está encendida, el aceite fluye a través de la válvula paralela y también de la válvula estranguladora. Esto evita el efecto de amortiguación de la válvula estranguladora del sistema. Por lo tanto, el efecto de amortiguación en este modo se crea solo por el puerto del cilindro, y el nivel de amortiguación bajo se genera, tal como se observa en la Figura 44 (b).

En resumen, la válvula de "apagado" crea un alto nivel de amortiguación, y la válvula de "encendido" crea el bajo nivel de amortiguación en el sistema de suspensión.

Figura 44

Sistema de amortiguación on-off con dos niveles de a) amortiguación alta y b) baja.



Nota. Elaboración propia

En la suspensión hidroneumática del chasis, se utiliza un cilindro de doble efecto. Para generar el modo de alta amortiguación, la estrategia de control determina el método de activación de los sistemas de aceleración del lado cilindro y el lado vástago del cilindro. Las fuerzas de amortiguación del sistema de aceleración se calculan en ambos lados del cilindro de la siguiente manera:

$$DF_r = A_r * \Delta P_{Tr1}, DF_h = A_h * \Delta P_{Th1} \quad (3-19)$$

$$DF_r = A_r(\Delta P_{Tr1} + \Delta P_{Tr2}), DF_h = A_h(\Delta P_{Th1} + \Delta P_{Th2}) \quad (3-20)$$

donde:

Tabla 8

Modos de funcionamiento para los amortiguadores On-Off

Parámetro	Descripción
DF_r, DF_h	Fuerzas de amortiguamiento
A_r, A_h	Áreas del pistón
$\Delta P_{Tr1}, \Delta P_{Tr2}$	Caída de presión por los reguladores
$\Delta P_{Th1}, \Delta P_{Th2}$	Caída de presión por los puertos del cilindro

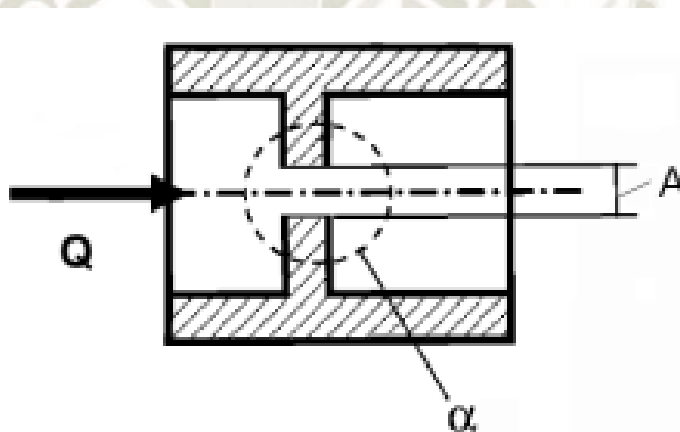
Nota. Elaboración propia

Válvula estranguladora

En una suspensión hidroneumática, la válvula estranguladora produce una caída de presión que es proporcional al caudal y aparece en el pistón como la fuerza de amortiguación. Esta caída de presión se produce por un cambio repentino en la sección transversal del flujo ilustrado en la Figura 45. Los parámetros, así como las variables de esta válvula, se presentan en la Tabla 9.

Figura 45

Descripción física de un regulador de flujo.



Nota. Elaboración propia

Tabla 9

Parámetros y variables para un regulador de flujo.

Parámetro	Descripción
Q	Ratio de flujo volumétrico
A_p	Caída de presión
A	Sección de regulación
ρ	Densidad del aceite
α	Flujo de referencia

Nota. Elaboración propia

La siguiente ecuación propuesta por Festo, presenta un modelo matemático adecuado para una válvula estranguladora.

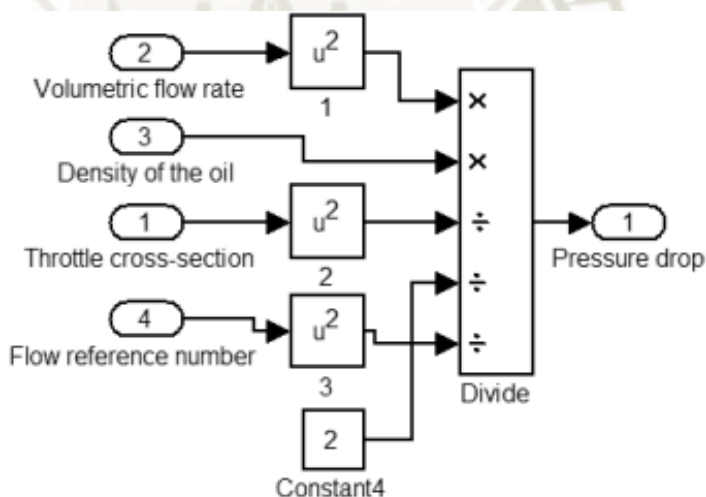
$$DF_r = \frac{\rho Q^2}{2\alpha^2 A^2} \quad (3-21)$$

Como se muestra, la caída de presión de una válvula estranguladora es directamente proporcional al cuadrado del caudal.

Sobre la base de esta fórmula, se deriva el modelo Simulink de la válvula estranguladora, que se muestra en la Figura 46.

Figura 46

Modelo Simulink de regulador de flujo.



Fuente: Rolvag (2004)

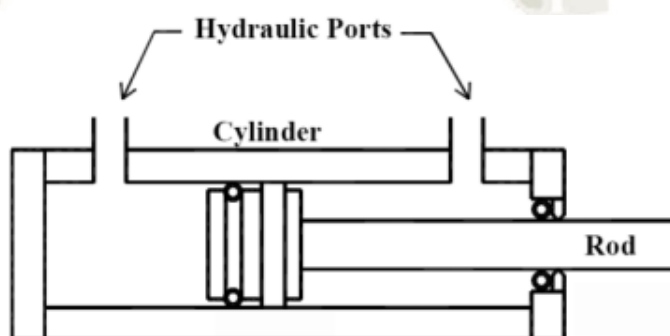
En este modelo, el caudal y la caída de presión son la entrada y la salida del modelo, que están conectadas al modelo de cilindro de la suspensión hidroneumática. La entrada del caudal se proporciona a partir de la salida del modelo del cilindro, y la caída de presión de la válvula estranguladora se agrega a la entrada de presión del modelo del cilindro.

Puertos o tomas hidráulicas del cilindro

Los puertos o tomas de los cilindros son la salida y la entrada de un cilindro hidráulico como se observa en la Figura 47.

Figura 47

Descripción física de un cilindro de doble efecto.



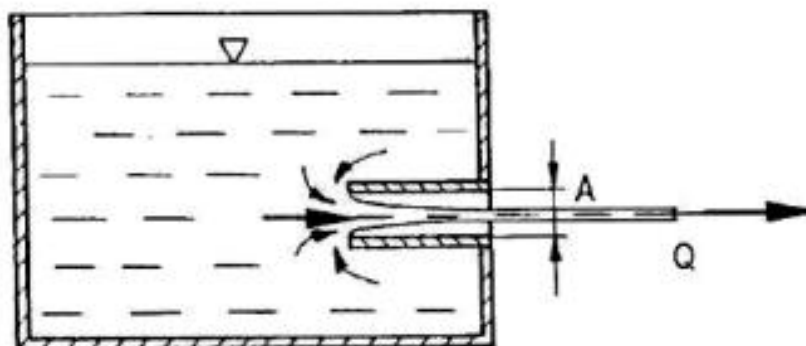
Fuente: Bosch (2021)

Como se mencionó anteriormente, los puertos del cilindro funcionan como una válvula estranguladora en la suspensión hidroneumática y afectan el nivel de amortiguación del sistema. Un puerto de cilindro es de hecho una válvula estranguladora con un cambio repentino en la sección transversal del flujo, que produce una caída de presión en el sistema hidráulico. Cuando el aceite sale del cilindro a través de su puerto, se produce una reducción principal en la sección transversal del flujo.

Así, a medida que el aceite fluye a través del puerto hacia el cilindro, el cambio en la sección transversal del flujo aumenta. Esto significa que la presión de caída en la salida es mayor que la presión de caída en la entrada. En base a este hecho, los efectos de regulación de los puertos de los cilindros se modelan solo cuando el aceite sale del cilindro. La Figura 48, muestra el modelo físico de la válvula estranguladora de salida del cilindro. Los parámetros, así como las variables de este modelo se presentan en la Tabla 10.

Figura 48

La salida del cilindro se considera un regulador de flujo.



Fuente: Siekmann (2003)

Tabla 10

Parámetros y variables para la salida de un cilindro (puerto)

Parámetro	Descripción
Q	Ratio de flujo volumétrico en cilindro
Δ_p	Caída de presión
A	Sección de regulación en el cilindro
ρ	Densidad del aceite

Nota. Elaboración propia.

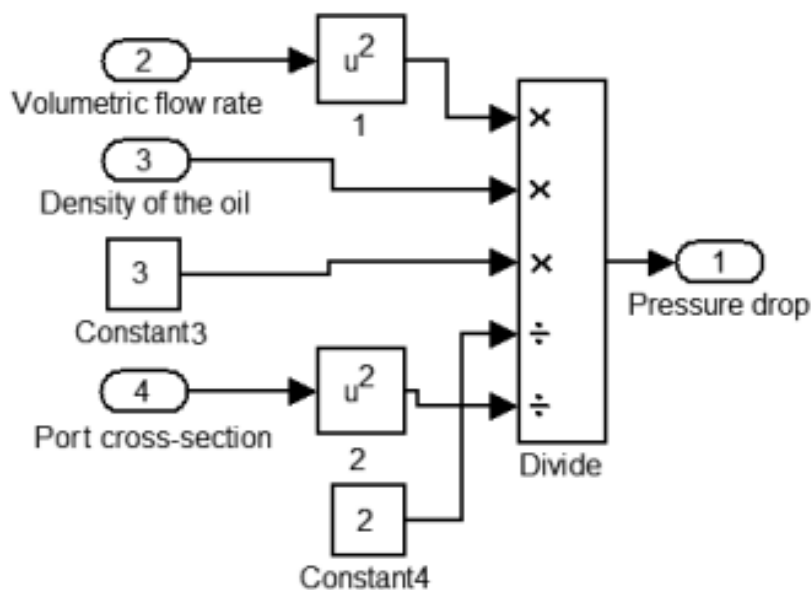
El efecto de la válvula estranguladora de una salida del cilindro se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta_p = \frac{3\rho Q^2}{2A^2} \quad (3-22)$$

De esta fórmula, se deriva el modelo Simulink de un puerto de cilindro, que se muestra en la Figura 49. En este modelo, el caudal y la caída de presión son la entrada y la salida del modelo que están conectados al modelo de cilindro de la suspensión hidroneumática. La entrada del caudal se proporciona a partir de la salida del modelo del cilindro, y la caída de presión del puerto del cilindro se agrega a la entrada de presión del cilindro.

Figura 49

Modelo Simulink de puerto del cilindro hidráulico.



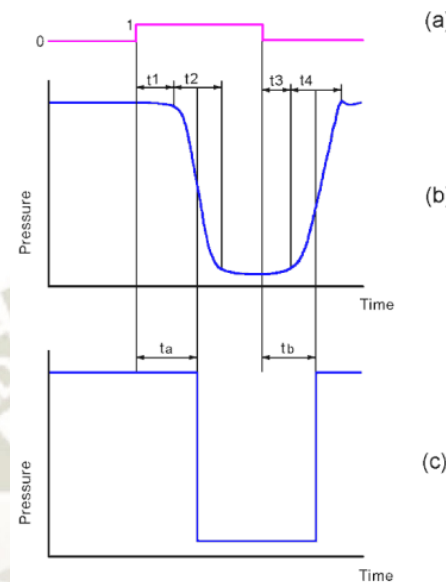
Fuente: Rolvag (2004)

El nivel de amortiguación de la suspensión está determinado por los comandos que vienen del controlador. Estos comandos se aplican a las válvulas, que son los únicos componentes eléctricos del sistema de actuador. Como se mencionó, la segunda vía de alimentación de aceite entre el cilindro y el acumulador la proporciona la válvula que está unida en paralelo a la válvula estranguladora. A medida que se acciona la válvula, el aceite fluye a través de la válvula y de la válvula estranguladora. En este modo, al seleccionar una válvula adecuada, la caída de presión de la válvula estranguladora se elimina del sistema y solo queda el efecto estrangulador de los puertos del cilindro.

Las válvulas solenoides funcionan en la práctica con un retraso, y el tiempo relacionado debe considerarse en su modelado.

Figura 50

Características de conmutación de a) pulso de entrada b) diagrama de tiempo real c) diagrama de tiempo simplificado.



Fuente: Bosch (2020)

La Figura 50 muestra la sincronización de una válvula después de aplicarle un comando de encendido y apagado. Una válvula no reacciona a la vez, ya que recibe el comando (a). El primer retraso es el tiempo de conmutación de la válvula, y el segundo el tiempo en que se da la interacción con la presión (b). Para construir un modelo adecuado, se crea un modelo físico simplificado, considerando el retraso de la conmutación y el retraso del cambio de presión en la válvula. Sin embargo, en este modelo, se supone que el cambio de presión es rápido, y ocurre en medio de la demora del cambio de presión (c).

Sobre la base de esta simplificación, los nuevos retrasos se formulan como:

$$t_a = t_1 + \frac{t_2}{2}, t_b = t_3 + \frac{t_4}{2} \quad (3-23)$$

Tabla 11

Retrasos en las señales de electroválvulas.

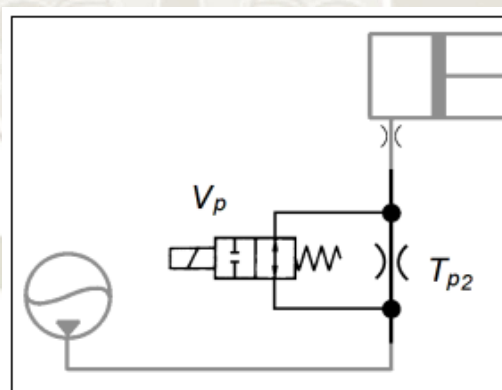
Parámetro	Descripción
t_1	Retraso en activación-ON
t_2	Retraso en descenso de presión activación-ON
t_3	Retraso en activación-OFF
t_4	Retraso en descenso de presión activación-OFF
t_a	Retraso en activación-ON (Resultante)
t_a	Retraso en activación-OFF (Resultante)

Nota. Elaboración propia.

Como se mencionó, el conjunto de la válvula y la válvula estranguladora construyen un sistema que funciona como un sistema regulable de aceleración y desconexión.

Figura 51

Modelo Simulink del juego de válvulas de mariposa y diagrama hidráulico equivalente



Fuente: Bosch (2020)

La Figura 51 muestra el modelo Simulink de este sistema, incluidos los modelos de regulación de válvulas y válvula estranguladora. Las entradas de este modelo son el comando de la válvula y el caudal, y la salida del modelo es la caída de presión. El comando de entrada se mantiene para un retraso y luego se aplica al bloque de conmutación. Como el comando está "desactivado", este bloque entrega la caída de presión calculada por el modelo

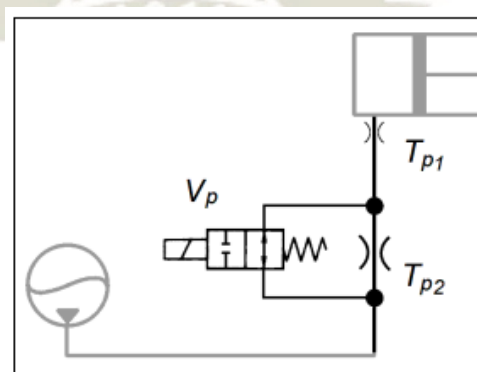
de la válvula estranguladora a la salida del modelo, y cuando el comando está "activado", no se envía ninguna caída de presión a la salida del modelo mediante un bloque de interrupción.

Amortiguador On-Off Integral

Al unir el modelo de puerto del cilindro y el modelo de válvula estranguladora, se construye el modelo Simulink del amortiguador On-Off integral, tal como se muestra en la Figura 52. Las entradas de este modelo son el comando del amortiguador y la velocidad de flujo, y la salida del modelo es la caída de presión. Como el comando del amortiguador está "apagado", la salida de caída de presión se produce solo por el modelo de puerto del cilindro, porque el modelo del conjunto de la válvula estranguladora no entrega ninguna caída de presión en este modo. En oposición, cuando el comando está "encendido", la salida de caída de presión se calcula agregando las salidas del puerto del cilindro a las salidas de los modelos de las válvulas estranguladoras.

Figura 52

Modelo Simulink del amortiguador hidroneumático on-off y el diagrama hidráulico igual.



Fuente: Bosch (2020)

Amortiguador con nivel Alto-Bajo

La amortiguación de vibraciones se realiza mediante un amortiguador conectado entre la masa suspendida y un punto constante en el espacio. El coeficiente de amortiguación del amortiguador skyhook se determina multiplicando la velocidad de amortiguación por la amortiguación crítica como:

$$c_{sky} = \xi_{sky} * c_{cr} \quad (3-24)$$

Donde, la amortiguación crítica está relacionada con la rigidez del resorte y la masa suspendida de una suspensión de la siguiente manera:

$$c_{cr} = 2\sqrt{k * m} \quad (3-25)$$

En el enfoque teórico de skyhook, la relación de amortiguamiento es cercana a 1 (Karnopp, Crosby y Harwood, referencia incluirla).

$$\xi_{sky} \cong 1 \quad (3-26)$$

En la práctica estrategia de control skyhook para la suspensión semiactiva, un amortiguador que se instala entre la masa suspendida y la masa no suspendida simula el amortiguador de skyhook. El coeficiente de este amortiguador no es constante y depende de la velocidad del amortiguador. Este coeficiente se puede definir multiplicando la relación de amortiguación por la amortiguación crítica. La relación de amortiguamiento es teóricamente entre cero y uno.

$$c_2 = c_{sky} * f(z') = \xi_2 * c_{cr} \quad (3-27)$$

$$0 < \xi_t < 1$$

El uso del rango teórico en suspensiones de vehículos no proporciona una buena eficiencia.

Los valores de la relación de amortiguamiento correctos tienden a cero. Esto aumenta la

vibración de la masa no suspendida, ya que, con esta relación, no hay fuerza de amortiguación para controlar la vibración de la masa no suspendida.

Por otro lado, la relación de amortiguamiento cero para la masa suspendida tampoco está permitida; si ocurre una falla técnica en el sistema semiactivo, se producirá una falta de fuerza de amortiguación en la suspensión que puede llevar a una situación insegura.

Un valor cercano a uno también es una relación de amortiguación inadecuada en la suspensión del vehículo, ya que crea una gran diferencia entre el nivel bajo y alto de amortiguación que significa un gran cambio en la fuerza de amortiguación. Esto aumenta el golpe y el nivel de oscilaciones de las masas. Además, debido a la consideración técnica, esta relación de amortiguamiento no está permitida y reduce la eficiencia de una suspensión semiactiva.

Como resultado, es necesario otro rango de amortiguación para la suspensión semiactiva de vehículos Skyhook. Por lo tanto, se determinan valores mínimos y máximos apropiados para la relación de amortiguación. Estos límites se denominan relación de marcha. La amortiguación de marcha es, de hecho, un nivel de amortiguación practicable que proporciona una comodidad de conducción óptima para los vehículos a costa de la mínima estabilidad de la pista. En oposición, la amortiguación de manejo es un nivel de amortiguación practicable que proporciona la mejor estabilidad en la pista para los vehículos al costo de tener el mínimo confort de manejo. Por lo tanto, la relación de amortiguamiento aceptable se puede determinar cómo:

$$\xi_{camino} \leq \xi_p \leq \xi_{maniobrabilidad} \quad (3-28)$$

Sobre la base de las diferentes referencias para esta tesis, el valor de estos dos límites se declara de 0.2 a 0.3 para la relación de amortiguación de marcha y de 0.7 a 0.8 para la relación de amortiguación de manejo (referencias múltiples incluir). En la suspensión

semiactiva de skyhook On-Off, el amortiguador tiene solo dos modos de "Off", que es el modo de suspensión con máxima amortiguación, y "On", que es el modo con mínima amortiguación. Por lo tanto, la relación de manejo y amortiguación se puede determinar para estos dos niveles de amortiguación de la siguiente manera:

$$\xi_{on} \cong \xi_{camino} \quad (3-29)$$

$$\xi_{off} \cong \xi_{maniobrabilidad} \quad (3-30)$$

Con el fin de reducir el fenómeno de golpeteo en la suspensión semiactiva de skyhook On-Off, el rango de la amortiguación debe determinarse lo más limitado posible. Por lo tanto, la relación de manejo de 0.7 y la relación de confort de marcha de 0.3 se seleccionan para este sistema de suspensión. Sin embargo, se debe tener en cuenta que la amortiguación crítica y el coeficiente de amortiguación de una suspensión hidroneumática no son constantes, sino que también dependen del desplazamiento y la velocidad de la suspensión. En estas circunstancias, los parámetros de suspensión deben seleccionarse de manera que incluso los valores máximo y mínimo del coeficiente de amortiguador se establezcan en el rango determinado.

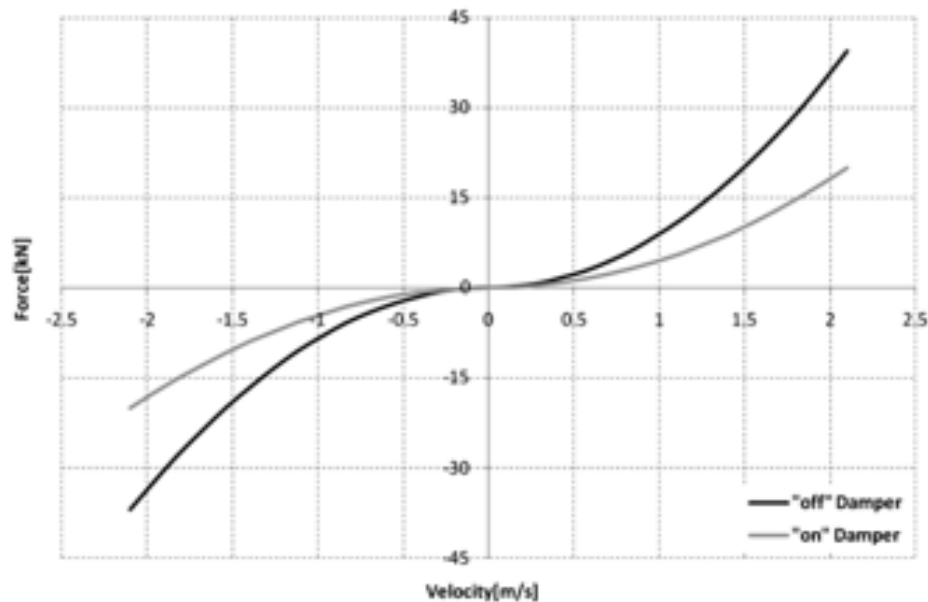
$$c_{on} \geq (0.3) * \min (c_{cr}) \quad (3-31)$$

$$c_{off} \geq (0.7) * \min (c_{cr}) \quad (3-32)$$

Al considerar los valores de los niveles de amortiguamiento altos y bajos, se seleccionan los parámetros adecuados para el modelo de amortiguador hidroneumático On-Off. Basándose en estos parámetros, la característica de amortiguación del amortiguador se presenta en la Figura 53 de fuerza-velocidad.

Figura 53

Característica del amortiguador on-off hidroneumático.



Fuente: Horton (1984)

Como se observa, las curvas de velocidad-fuerza del amortiguador hidroneumático no son lineales y aumentan de forma progresiva. Esto significa que el coeficiente de amortiguación no es constante, así como varía al aumentar la velocidad de la amortiguación.

Modelo de la fricción en el cilindro

Se considera el modelado del efecto de fricción en la suspensión hidroneumática. La fricción es un efecto no deseado en un sistema de suspensión y reduce su rendimiento. Similar a la fuerza de amortiguación, la fuerza de fricción es siempre en la dirección opuesta al movimiento de la suspensión. Hay dos tipos de fricciones en una suspensión hidroneumática.

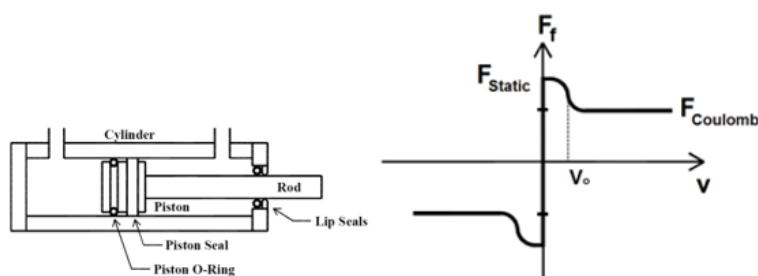
El primer tipo de fricción es creado por el contacto del aceite con el área interna de otros componentes como la tubería, el cilindro y la válvula estranguladora. Esta fricción produce una caída de presión proporcional a la velocidad de la suspensión. Luego, el cilindro

convierte esta presión en una fuerza similar a la fuerza de amortiguación del sistema. El ejemplo para este caso es el efecto de fricción de la válvula estranguladora que es la fuente de la fuerza de amortiguación en una suspensión hidroneumática. En esta tesis, este tipo de fricción también se consideró en el modelo de amortiguador. Por lo tanto, este tipo de fricción tiene un efecto útil, ya que puede estimarse en el diseño de amortiguación del sistema.

El segundo tipo de fricción es creado por los contactos entre los componentes sólidos de una suspensión, como el contacto entre un pistón y el cuerpo del cilindro. Este tipo de fricción es perjudicial, porque, en primer lugar, esta fricción es difícil de calcular, y, en segundo lugar, no es proporcional a la velocidad de la suspensión y no puede considerarse como el efecto de amortiguación del sistema. Entre estos tipos de fricciones, la fricción estática es particularmente problemática, porque aparece al comienzo del movimiento de la suspensión, ya que no se necesita fuerza de amortiguación. El cilindro es un componente de una suspensión hidroneumática que produce este tipo de fricción. Esta fricción se produce debido al contacto entre el pistón y el cuerpo del cilindro a través de su conjunto de sellos y O-ring, como se muestra a continuación en la Figura 54.

Figura 54

Relación de las fuerzas de fricción estática y de Coulomb con la velocidad de deslizamiento de un cilindro hidráulico.



Fuente: Bosch (2021)

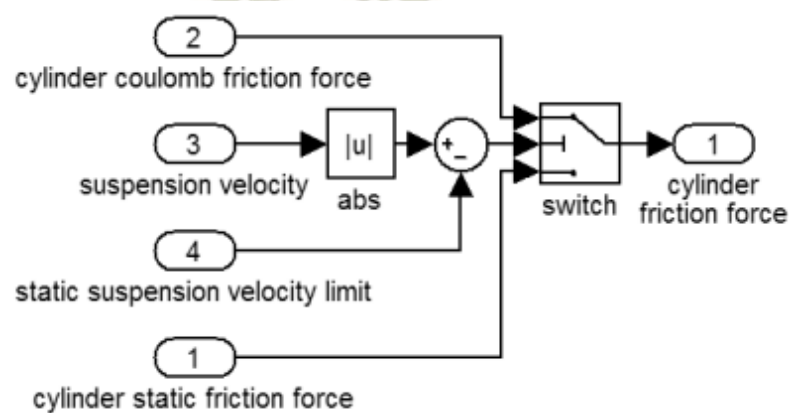
Para considerar el efecto de fricción en el modelo de suspensión, de esta investigación, se construye el modelo de fricción en los cilindros. Para este propósito, se utiliza el conocido modelo de fricción de Coulomb. En este modelo, la fuerza de fricción es independiente de la velocidad de deslizamiento. Sin embargo, el coeficiente de fricción con la velocidad de deslizamiento cerca de cero es en la práctica más alto. Esta fricción inicial, llamada fricción estática, es más aplicable en el rendimiento de la suspensión, y debe considerarse particularmente en el modelo de fricción del cilindro.

El modelo de fricción del cilindro es de hecho un interruptor que determina cuál de estas dos fuerzas de fricción se suma a la fuerza del cilindro. El modelo matemático de la fricción del cilindro se define como:

$$F_f = \begin{cases} F_{static}, (|v| - v_0 \leq 0) \\ F_{static} + F_{coulomb}, (|v| - v_0 > 0) \end{cases} \quad (3-33)$$

Figura 55

Modelo Simulink para la fricción en el cilindro hidráulico.



Fuente: Rolvag (2004)

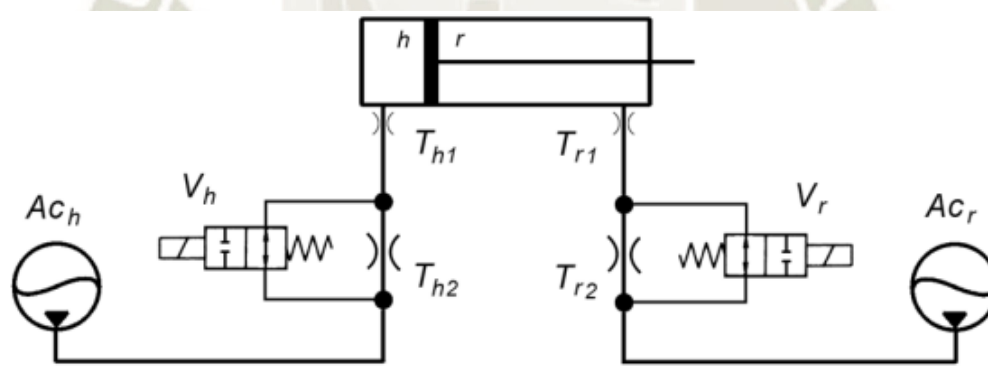
Tanto, la fuerza de fricción de Coulomb, la fuerza de fricción estática y la velocidad límite estática son valores constantes, y se consideran como los parámetros del modelo. El modelo Simulink de la fricción del cilindro se utilizó en el modelo de la suspensión hidroneumática que se propone en este estudio.

3.4.4. Modelo para la suspensión completa en Chasis

La suspensión hidroneumática del chasis estaba equipada con un sistema de amortiguación controlable para ser utilizada como el actuador del sistema de suspensión semiactiva. La Figura 56 muestra el circuito de la unidad de esta suspensión hidroneumática.

Figura 56

Circuito de una unidad de la suspensión hidroneumática controlable utilizada para la suspensión del chasis.



Fuente: Bosch (2021)

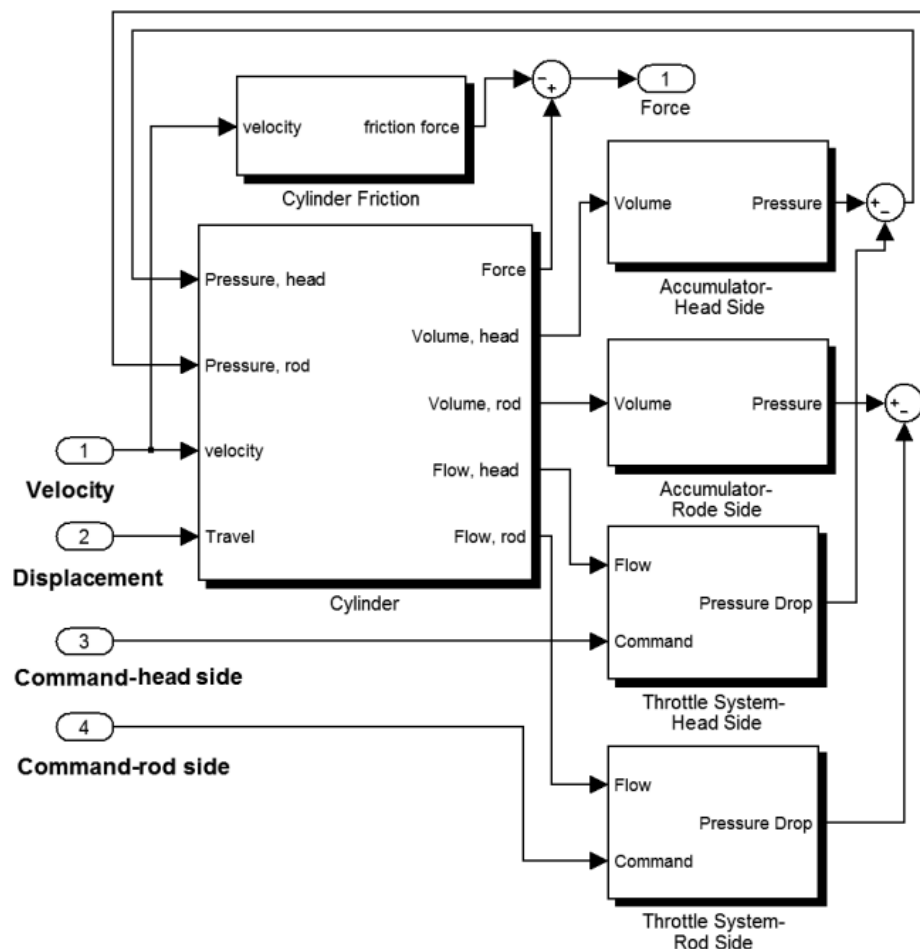
La Figura 56 muestra el modelo final Simulink de la unidad de actuador hidroneumático, que consta de cuatro submodelos: cilindro, acumulador, sistema de estrangulamiento y fricción del cilindro. El componente principal de este modelo es el modelo de cilindro. Este modelo recibe el desplazamiento y la velocidad de la suspensión a medida que el modelo ingresa y entrega la fuerza de suspensión como salida. Al recibir la entrada de la suspensión,

el modelo del cilindro calcula la variación del volumen de aceite de ambos lados del cilindro y envía estos valores a los modelos del acumulador.

Para el modelado de este sistema, la suspensión hidroneumática se divide en dos componentes: el resorte hidroneumático y el amortiguador variable hidroneumático. El modelo de resorte consta de dos componentes de los modelos de cilindro y acumulador, y el amortiguador variable consta de tres componentes: válvula estranguladora, puerto de cilindro y válvulas. El modelado de todos estos componentes se presentó en las secciones anteriores. El modelo final del actuador se crea uniendo todos estos componentes.

Figura 57

Modelo Simulink para sistema del actuador hidro-neumático.



Fuente: Rolvag (2004)

A cada lado del cilindro, el modelo del acumulador calcula la presión creada y la envía de vuelta al modelo del cilindro. Este modelo puede convertir la presión recibida a fuerza aplicable al cilindro. Sin embargo, el efecto del sistema de aceleración en esta caída de presión debe considerarse previamente. Para este propósito, el modelo de la válvula estranguladora recibe un flujo volumétrico del modelo del cilindro y, según el comando de control, determina la caída de presión creada.

Así mismo, la presión total del cilindro se puede calcular restando esta caída de presión de la presión del acumulador. Basándose en esta presión, el modelo de cilindro calcula la fuerza de salida, la fuerza de fricción en función de la velocidad del cilindro. Por lo tanto, la fuerza de suspensión final se logra restando la fuerza de fricción de la fuerza del cilindro.

Después de construir el modelo de suspensión hidroneumática, este modelo se puede aplicar al modelo de chasis completo. Para este propósito, el modelo lineal simple para las unidades de suspensión se reemplaza por el modelo de suspensión hidroneumática.

Modelado del controlador

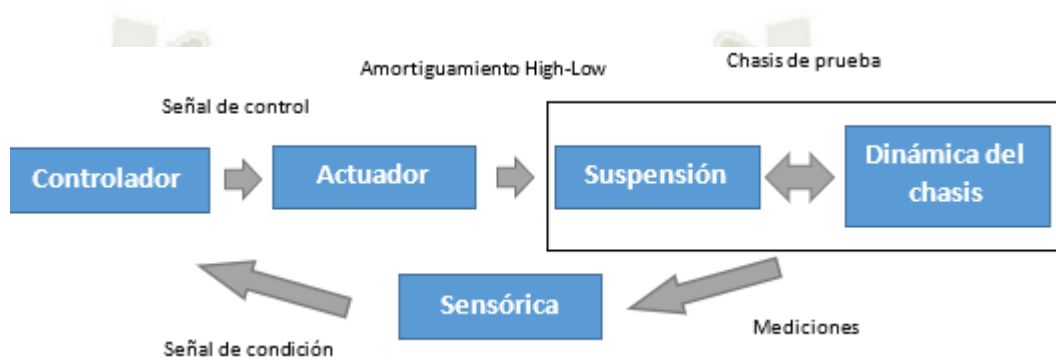
Esta estructura consta de cuatro componentes: dinámica del chasis, actuador, sensores y controlador. Estos componentes funcionan todos en un bucle cerrado. El controlador gestiona el comportamiento dinámico del chasis a través de los sensores. Luego, basándose en la estrategia de control, produce los comandos de control y los envía al actuador para mejorar la dinámica del chasis.

Los sensores miden los parámetros dinámicos del vehículo. Las señales de estos parámetros son preparadas por el sistema de acondicionamiento de señales y se envían al controlador. Al ignorar los probables errores de los sensores, no es necesario modelar esta parte del sistema, ya que los parámetros de la dinámica del chasis se pueden leer directamente desde el modelo completo del vehículo y enviar al controlador. Por lo tanto, el modelado de los

sensores no está cubierto en esta tesis. El modelo del controlador que recibe la información de los sensores produce los comandos de control basados en la estrategia de control y los envía a los actuadores.

Figura 58

Mapecto del controlador y los sensores en el sistema de control general.



Nota. Elaboración propia

Esta estrategia de control utiliza las mismas condiciones de control que la estrategia clásica Skyhook, que se basa en las entradas de control de la velocidad absoluta de la masa suspendida y la velocidad relativa de la masa no suspendida. Sin embargo, el resultado de esta estrategia no es continuo, y se limita solo a los dos niveles de amortiguación altos y bajos. La formulación de esta estrategia se puede presentar como:

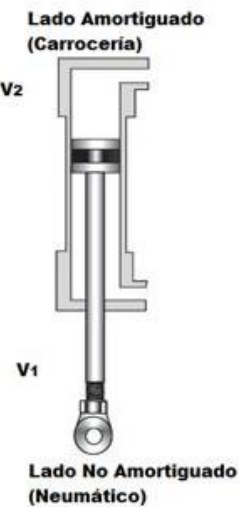
$$c_2 = \begin{cases} C_{estado\ HIGH}, z_2'(z_2' - z_1') \geq 0 \\ C_{estado\ LOW}, z_2'(z_2' - z_1') < 0 \end{cases} \quad (3-34)$$

Basado en esta formulación, el funcionamiento de esta estrategia de control se muestra en la Tabla 12, está basada en la dirección de movimiento de la masa suspendida (es decir, M2) y la masa no suspendida (es decir, M1), se definen cuatro fases de trabajo. En la primera fase, la masa suspendida se mueve hacia arriba y las dos masas se separan. En esta condición, el

amortiguador se expande y la masa suspendida se dirige hacia abajo. Esto significa que la fuerza de amortiguación es útil contra el movimiento de la masa suspendida. Por lo tanto, la estrategia de control cambia a nivel de amortiguación alto para aumentar la fuerza de amortiguación útil.

Tabla 12

Modos de trabajo para una suspensión On-Off Skyhook.

	Estado	Condición de variable	Modo	Estado Lado Amortiguado	Estado Lado No Amortiguado
	$V_2 \uparrow$ $V_1 \downarrow$	$V_2 \geq 0$ $(V_2 - V_1) \geq 0$	HIGH	OFF	ON
	$V_2 \downarrow$ $V_1 \downarrow$	$V_2 < 0$ $(V_2 - V_1) > 0$	LOW	OFF	OFF
	$V_2 \uparrow$ $V_1 \uparrow$	$V_2 > 0$ $(V_2 - V_1) < 0$	LOW	OFF	OFF
	$V_2 \downarrow$ $V_1 \uparrow$	$V_2 \leq 0$ $(V_2 - V_1) \leq 0$	HIGH	ON	OFF

Nota. Elaboración propia.

En la segunda fase, la masa suspendida se mueve hacia abajo y dos masas se separan entre sí. En esta condición, nuevamente se expande el amortiguador, y la masa suspendida se dirige hacia abajo, lo que significa que la fuerza de amortiguación funciona negativamente en la misma dirección que el movimiento de la masa suspendida. Por lo tanto, la estrategia de control cambia a nivel de amortiguación bajo para minimizar la fuerza de amortiguación no deseada.

En la tercera fase, la masa suspendida se mueve hacia arriba, y dos masas se juntan. En esta condición, el amortiguador comprimido levanta la masa suspendida. En este modo, la fuerza de amortiguación funciona negativamente en la misma dirección que el movimiento de la

masa suspendida y soporta esta masa. Por lo tanto, la estrategia de control cambia de nuevo a nivel de amortiguación bajo para minimizar la fuerza de amortiguación no deseada.

Finalmente, en la cuarta fase, la masa suspendida se mueve hacia abajo y dos masas se juntan. En esta condición, el amortiguador comprimido levanta la masa suspendida. En este modo, la fuerza de amortiguación es útil contra el movimiento de la masa suspendida. Por lo tanto, la estrategia de control cambia a nivel de amortiguación alto para aumentar la fuerza de amortiguación útil.

En resumen, el amortiguador semiactivo se ajusta a nivel de amortiguamiento, alto, cuando la fuerza del amortiguador puede ser útil para el amortiguamiento de la vibración de la masa suspendida. En oposición, el amortiguador semiactivo está sintonizado en el nivel de amortiguamiento bajo, cuando la fuerza del amortiguador es contraria al amortiguamiento de la vibración de la masa suspendida.

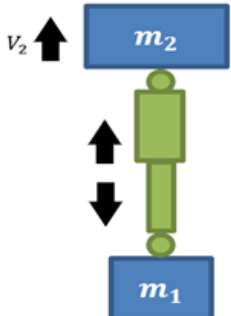
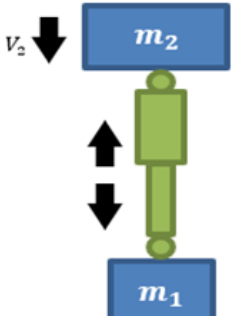
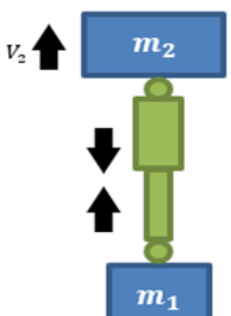
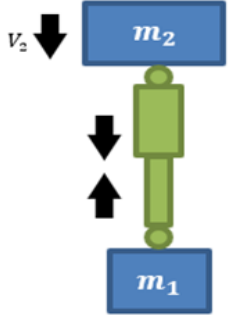
Después de la descripción de la estrategia de control, en este punto, se debe determinar el método para aplicar las señales de control a los actuadores. Como se mencionó anteriormente, el actuador de cada suspensión es un cilindro de doble efecto con un sistema de estrangulamiento en cada puerto de la misma. Como observaciones experimentales, se encontró que cuando el aceite que fluía hacia el cilindro se aceleraba, se produjo un efecto de vacío en el cilindro, lo que era un fenómeno perturbador en la suspensión hidroneumática. Por otro lado, este efecto no apareció durante el estrangulamiento del aceite presurizado proveniente del cilindro.

Por lo tanto, como regla de diseño en esta tesis, el comando de amortiguación del controlador alto se aplica a un solo lado del cilindro, el cual es el lado del que sale el aceite del cilindro. El nivel de amortiguación creado es el mismo que el valor determinado, independientemente

del lado del cilindro. La Tabla 13 muestra los comandos de control en las cuatro fases de control con respecto a esta regla.

Tabla 13

Retrasos en las señales de electroválvulas.

Modo de activación	Estado del amortiguamiento	Lado Embolo	Lado Vástago
	Alto (HIGH)	OFF	ON
	Bajo (LOW)	OFF	OFF
	Bajo (LOW)	OFF	OFF
	Alto (HIGH)	ON	OFF

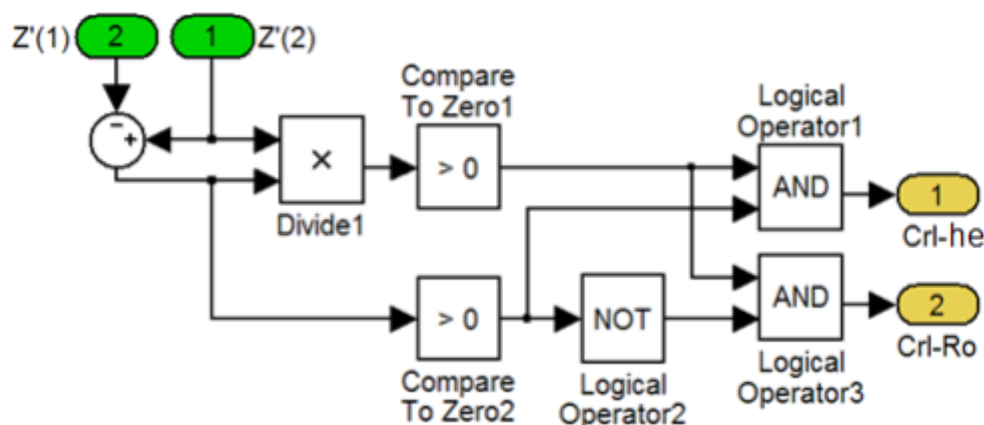
Nota. Elaboración propia.

Como se muestra, se detallan las ondas de entrada y los comandos de control del cilindro del vástago y del pistón. Además, con la velocidad relativa positiva, el comando de control se aplica al sistema de aceleración del lado del vástago, y con la velocidad relativa negativa, el comando de control se aplica al sistema de válvulas estranguladoras del lado del cilindro.

Basado en la Tabla 12, se construye el modelo Simulink para la estrategia de control de skyhook, como se observa en la Figura 59.

Figura 59

Modelo Simulink para sistema activo de una llanta.

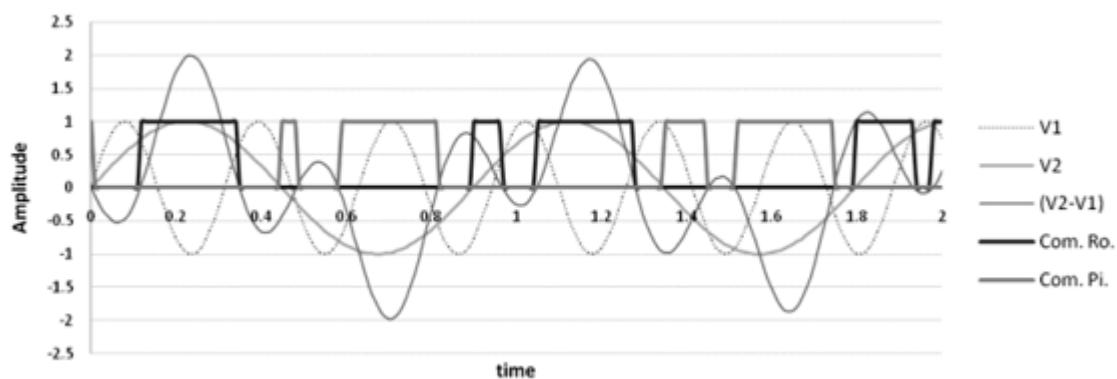


Fuente: Rolvag (2004)

Las entradas de este modelo son las velocidades absolutas de las masas suspendidas y no suspendidas, y las salidas del modelo son comandos de control, que se aplican a los sistemas de estrangulación de los lados del cilindro y vástago. Después de construir el modelo del controlador, para examinar su función, se aplicaron dos ondas sinusoidales al modelo como entrada de prueba. La Figura 60 muestra el resultado de esta prueba.

Figura 60

Modelo de velocidades y posiciones bases para pruebas de sensado en chasis.

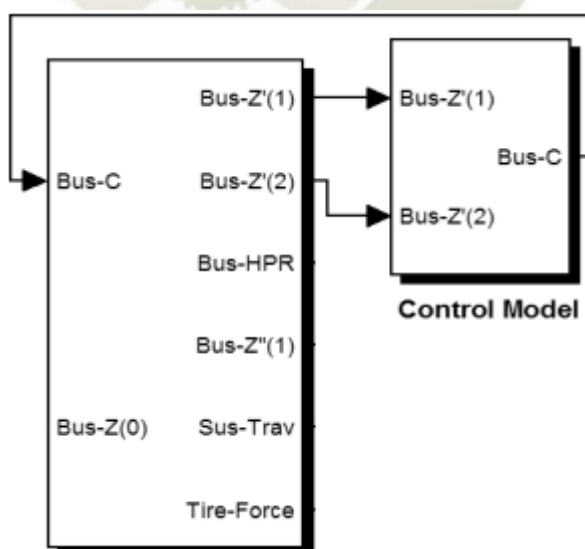


Fuente: Margolis (1991)

La Figura 61 también muestra cómo el modelo de controlador se relaciona al modelo de vehículo completo.

Figura 61

Modelo Simulink para el sistema de control del chasis de prueba.



Fuente: Rolvag (2004)

Las velocidades absolutas de la masa suspendida y la masa no suspendida en las unidades de suspensión se utilizan como entrada del modelo del controlador. Las salidas del modelo se envían al modelo de chasis.

Después de modelar el controlador y unirlo al modelo de chasis completo, está listo para ser utilizado para las pruebas de simulación. Sin embargo, el diseño adecuado para las pruebas es necesario y debe determinarse antes.



CAPÍTULO IV

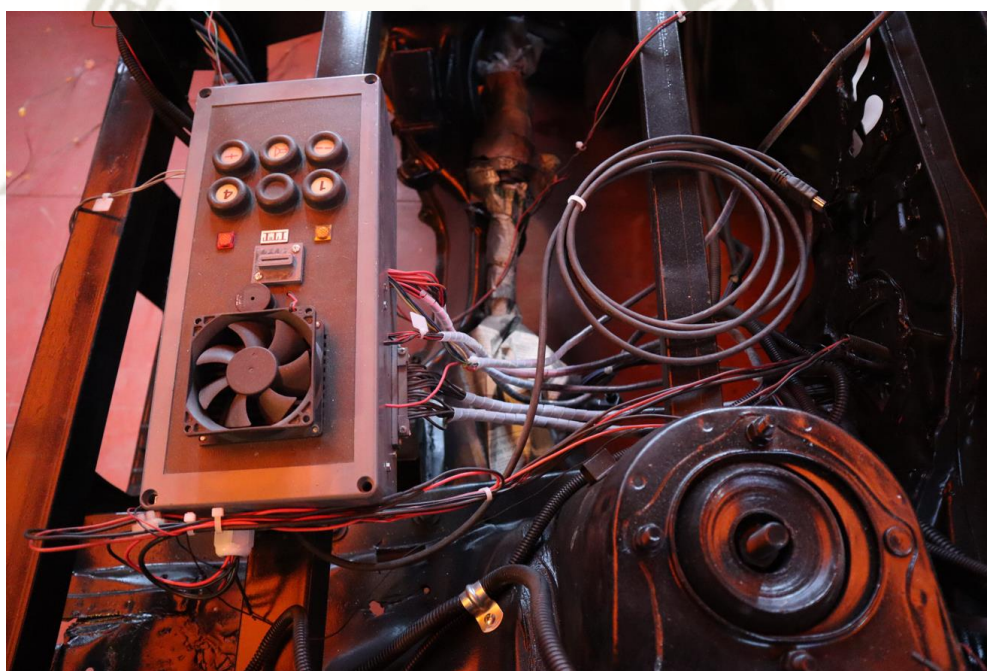
4. DISEÑO DE PRUEBA

4.1. DISEÑO DE PRUEBA

Un objetivo de esta investigación es la evaluación del nuevo sistema de suspensión. Para comenzar con la realización de la evaluación, se debe determinar un diseño de prueba adecuado. Los pasos generales de las pruebas se ilustran en la Figura 62.

Figura 62

Sección de controladores para acondicionamiento de pruebas.



Nota. Elaboración Propia

El primer paso es la aplicación de la entrada de prueba al chasis de prueba para excitar el sistema de suspensión. En el segundo paso, al preparar el sistema y aplicar la entrada de prueba al sistema, se realizó la prueba. Como tercer paso, los resultados de las pruebas, que son las curvas de historial de tiempo de los parámetros de salida, se leyeron como la salida

de prueba. Estos datos son guardados por un registrador de datos para usarlos más adelante para el paso final, que es el análisis de datos. Al analizar los datos, se concluyen los resultados de las pruebas.

4.2. PRUEBAS EN RUTA/CARRETERA

Para diseñar una prueba, las pruebas en pista deben determinarse inicialmente. Por lo tanto, los criterios de rendimiento de una suspensión deben ser determinados inicialmente; para ello, se consideraron a la comodidad de manejo, el manejo del vehículo del chasis y el recorrido máximo de la suspensión.

El confort de marcha, que implica la comodidad del conductor, depende de la vibración del cuerpo del chasis. Por lo tanto, se midieron las aceleraciones del cuerpo del chasis, incluidas las aceleraciones de "Aceleración", "Inclinación" y "Rodada". El manejo del vehículo, que involucra la estabilidad y seguridad del vehículo, depende del contacto con la pista de los neumáticos, que se ve afectado por las vibraciones del cuerpo del chasis y de las ruedas. Este parámetro se evalúa midiendo la fuerza dinámica vertical del contacto del neumático, llamada brevemente "fuerza dinámica del neumático". El recorrido máximo de la suspensión, que está relacionado con el diseño de construcción de un sistema de suspensión e indica el golpe de suspensión requerido en el diseño de la suspensión.

4.3. REDUCCIÓN DE DATOS

A partir de las pruebas de evaluación, se lograron dos grupos de resultados de dominio de tiempo y dominio de frecuencia. Para realizar el análisis de vibración de la nueva suspensión, estos resultados deben ser estudiados. Para este propósito, se utilizaron los dos métodos principales de análisis basados en la amplitud y la frecuencia para la reducción de los datos de prueba.

4.3.1. Análisis basado en amplitud

El análisis basado en la amplitud se utiliza normalmente con el fin de reducir los datos para obtener una cantidad que indique la magnitud característica de una serie de datos. Las expresiones más utilizadas para la amplitud de un conjunto de datos son la raíz cuadrada media que a menudo se abrevia como "RMS". Este parámetro cuantitativo, representa el promedio de las magnitudes de los datos, se utiliza para el análisis de los datos de vibraciones. Esto indica la energía de las vibraciones.

Por ejemplo, una vibración más potente tiene mayor RMS. El análisis RMS de un conjunto de datos se define matemáticamente como:

$$[t, a(t)] \rightarrow RMS(a) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt} \quad (4-1)$$

La formulación práctica utilizada para el análisis de datos se define como:

$$RMS = \frac{\sqrt{a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2}}{n} \quad (4-2)$$

Al observar la formulación, se puede afirmar que la unidad para el valor RMS de una serie de datos es la misma que la unidad de datos. Por ejemplo, la unidad RMS de datos de aceleración es $[mmNN2]$.

Además de RMS, se utiliza otro método para el análisis basado en amplitud. Este método es máximo pico a pico con la abreviatura de "MPTP" que se determina al restar el valor mínimo de los datos del valor máximo de los datos y se define como:

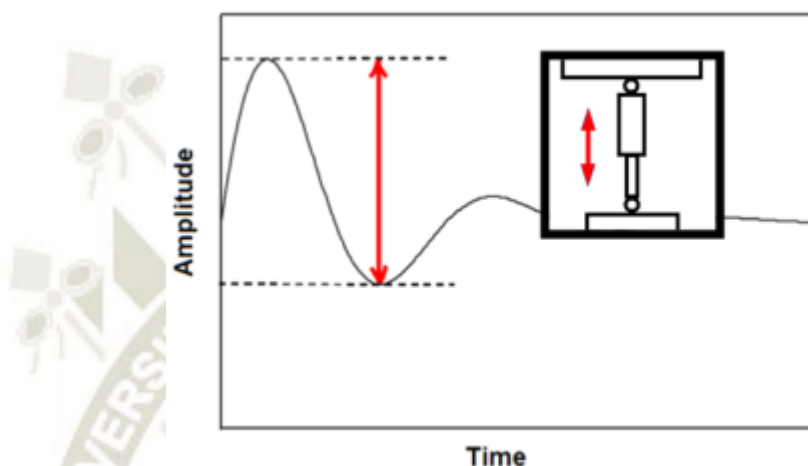
$$[t, a(t)] \rightarrow PTP(a) = Valor\ máximo\ de\ (a) - Valor\ mínimo\ de\ (a)$$

Esta fórmula se utiliza para el análisis de los datos de viaje de la suspensión con el fin de obtener la longitud de suspensión necesaria para la consideración de diseño de las

suspensiones. Un ejemplo de este análisis se presenta en la Figura 63, que muestra el valor máximo de pico a pico del recorrido de la suspensión.

Figura 63

Valor máximo de pico a pico del recorrido de la suspensión.



Fuente: Bosch (2021)

El análisis RMS de una serie de datos proporciona una cantidad promedio de ellos. Por ejemplo, el valor RMS de los datos de aceleración del cuerpo de un vehículo indica la cantidad promedio de confort de marcha.

4.3.2. Análisis basado en la frecuencia

Para comprender la cantidad de confort de marcha en diferentes rangos de frecuencia, además del análisis basado en amplitud, se necesita un análisis basado en frecuencia.

El método común en el análisis de frecuencia es el análisis de espectro que presenta una ilustración gráfica de las diferentes frecuencias excitantes derivadas de los datos del historial de tiempo junto con la amplitud de cada frecuencia. Estos gráficos proporcionan una herramienta útil para reconocer los diferentes componentes de frecuencia de una serie de datos. En este estudio, se utiliza un método de espectro particular llamado "Densidad

espectral de potencia" o como abreviatura "PSD" que, en lugar de amplitud, presenta el promedio de la potencia de vibración.

La PSD se define matemáticamente como el promedio de la magnitud de la transformada de Fourier al cuadrado, en un gran intervalo de tiempo de la siguiente manera:

$$S_x(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left\{ \frac{1}{2T} \left| \int_{-T}^T x(t) e^{-j2\pi f t} dt \right|^2 \right\} \quad (4-3)$$

$$P_{12} = \int_{f_2}^{f_1} S_x(f) df \quad (4-4)$$

En un gráfico PSD, el eje x es la frecuencia con la unidad de [Hz], y el eje y es el valor PSD.

Por ejemplo, para datos de aceleración, la unidad PSD es Hz.

En la práctica, los métodos de estimación se utilizan para muestrear fechas discretas para realizar el análisis de PSD. Una forma estándar es utilizar una función de ventana en "Transformada discreta de Fourier" o DFT de la siguiente manera:

$$v[n] = w[n] * x[n] \quad (4-5)$$

La FFT de los datos muestreados se define como:

$$V(k) = \sum_{n=0}^{N-1} w[n] * x[n] * e^{-i2\pi F_k n} \quad (4-6)$$

Donde, N es el número de muestras. Como simplificación, se puede utilizar un método de estimación para el cálculo del espectro de potencia de la siguiente manera:

$$P(k) = \frac{1}{\sum_{n=0}^{N-1} w[n]^2} |V(k)|^2 \quad (4-7)$$

Hay algunas funciones de ventana diferentes. El más simple es la ventana "Rectangular", definida como:

$$w[n] = 1 \quad (4-8)$$

En este estudio, se utiliza la función de ventana de "Hanning", ya que proporciona una buena resolución de frecuencia y protección contra fugas con una precisión de amplitud justa. Esta función se define como:

$$w[n] = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi n}{N-1} \right) \right] \quad (4-9)$$

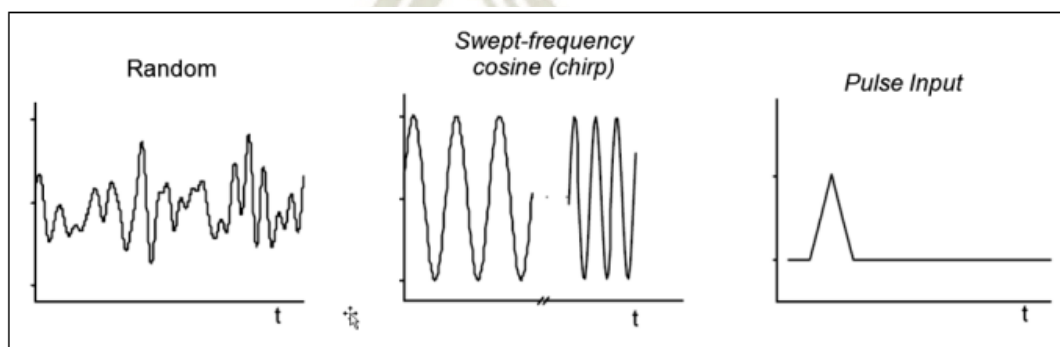
4.3.3. Entrada en la secuencia de prueba

Para evaluar el rendimiento del sistema de suspensión, se debe estudiar la respuesta del sistema a una excitación de la suspensión. La entrada de la prueba realiza la excitación de la suspensión, que de hecho es una simulación de la entrada. Esta entrada es una onda de desplazamiento vertical que se aplica a los neumáticos y, a través de ellos, excita el sistema de suspensión.

Al evaluar las pruebas, además del dominio de tiempo, también se considera el dominio de frecuencia del sistema. Debido a esto, la entrada de prueba debe proporcionar todo el rango de frecuencia de las vibraciones de la suspensión, como se muestra en la Figura 64.

Figura 64

Opciones de onda recomendadas para el chasis de pruebas requerido.



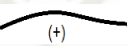
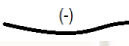
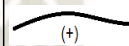
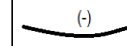
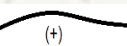
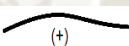
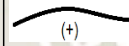
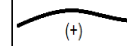
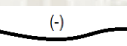
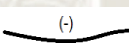
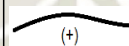
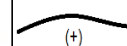
Fuente: Meyer (2006)

Existen diferentes tipos de ondas de entrada utilizadas como excitación de la suspensión para las pruebas. La Figura 64 indica las tres categorías principales de ellos, que son entradas aleatorias, de frecuencia de barrido y de pulso.

Para esta investigación, la señal de pulso se usó como señal de entrada, tal como se observa en la Figura 65.

Figura 65

Representación del sensado y aceleraciones respecto al desplazamiento necesario.

		Condiciones del terreno en prueba			
Modo de activación		Delantero Derecha	Trasera Izquierda	Trasera Derecha	Delantero Izquierdo
 Roll	ROLL				
 Heave	HEAVE				
 Pitch	PITCH				

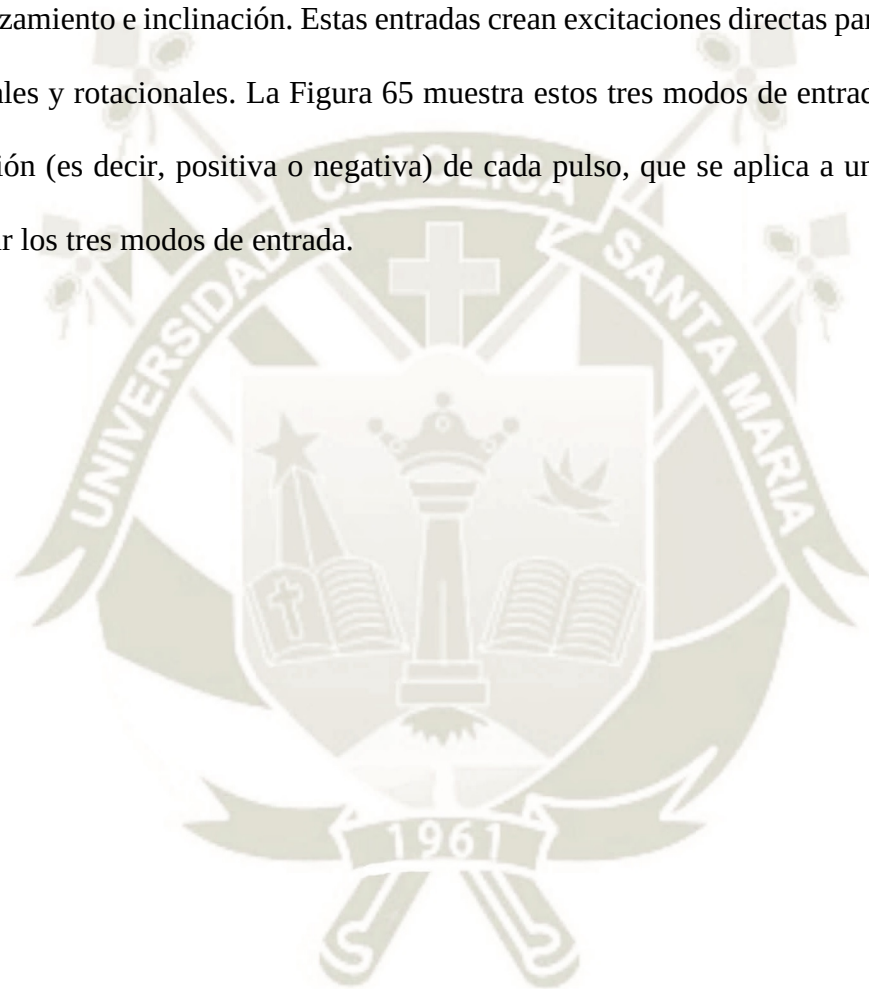
Nota. Elaboración propia

Esta entrada es utilizada para la simulación y pruebas experimentales. La frecuencia del pulso de entrada es de 10 Hz.

Este valor se seleccionó en función de las consideraciones prácticas de la entrada de la prueba en las pruebas experimentales, que se realizaron utilizando una plataforma de prueba de suspensión. La señal de pulso determinada con esta frecuencia es suficiente para cubrir el ancho de banda requerido de las vibraciones de la suspensión.

Como se mencionó anteriormente, los criterios de prueba son los parámetros de las vibraciones del cuerpo del chasis, incluida la vibración vertical (es decir, el levantamiento)

y la vibración rotacional (es decir, la inclinación y el balanceo) del cuerpo del chasis y los parámetros de la vibración vertical (es decir, el hip-hop) de las ruedas. Para examinar estos parámetros, la entrada de prueba se diseñó para proporcionar una excitación directa en cada uno de ellos. Para este propósito, los impulsos de entrada se aplicaron a los cuatro neumáticos del chasis en tres órdenes especiales llamadas: modos de balanceo, desplazamiento e inclinación. Estas entradas crean excitaciones directas para las vibraciones verticales y rotacionales. La Figura 65 muestra estos tres modos de entrada y determina la dirección (es decir, positiva o negativa) de cada pulso, que se aplica a un neumático para realizar los tres modos de entrada.



CAPÍTULO V

5. SIMULACIÓN Y TEST EXPERIMENTAL

5.1. PLAN DE PRUEBA

En este plan, deben determinarse las entradas y salidas de cada prueba. Además, se deben resolver los parámetros de medición y el método de reducción de datos de cada prueba.

Por otro lado, la validación del modelo es un objetivo de esta investigación. Para realizar la validación del modelo, los resultados de las pruebas de simulación deben compararse con las pruebas experimentales. Por lo tanto, es necesario que el diseño de la prueba para la simulación y las pruebas experimentales sean similares. Esto incluye la entrada de prueba, la salida de prueba y el plan de prueba. Sin embargo, las repeticiones de los dos grupos de prueba son diferentes. Como se muestra en la Tabla 14, hay un plan similar para ambos grupos de pruebas, los resultados de la simulación y las pruebas experimentales se muestran por separado.

Tabla 14

Plan de Pruebas

Pautas por seguir en test experimental	Unidades		Condiciones de acumuladores para vía con huecos	Condiciones de acumuladores para vía sin huecos
Aceleraciones del chasis (Heave)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	400 psi – 800 pi – 1200 psi	400 psi - 1200 psi
Aceleraciones del chasis (Pitch)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	400 psi – 800 pi – 1200 psi	400 psi - 1200 psi
Aceleraciones del chasis (Roll)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	400 psi – 800 pi – 1200 psi	400 psi - 1200 psi
Dinámica de los neumáticos	RMS	N	400 psi – 800 pi – 1200 psi	400 psi - 1200 psi
Desplazamiento del chasis	Desplazamiento	m	400 psi – 800 pi – 1200 psi	400 psi - 1200 psi

Nota. Elaboración propia

Hay tres tipos de salidas para las pruebas. El primero incluye las aceleraciones de levantamiento, inclinación y balanceo del cuerpo del chasis, que se utilizan para evaluar el confort de marcha. El segundo es la dinámica de las fuerzas verticales del neumático, que se utiliza para evaluar la capacidad de manejo del chasis, y el tercero es el recorrido de la suspensión, que se considera para la consideración del diseño de la suspensión.

El modo de entrada de balanceo se usa para la aceleración de balanceo del cuerpo y el modo de entrada de desplazamiento se usa para la aceleración de balanceo del cuerpo. El modo de entrada del paso se considera para la fuerza dinámica del neumático y el desplazamiento de la suspensión, además de la aceleración del paso del cuerpo.

5.2. PRUEBAS DE SIMULACIÓN

La Figura 66 muestra el procedimiento de las pruebas de simulación. Primero, se explica la preparación del modelo completo de chasis Simulink para estas pruebas. A continuación, se describe la ejecución de las pruebas.

Figura 66

Secuencia de pruebas necesarias para validación de resultados.



Nota. Elaboración propia

5.2.1. Modelo de simulación final

El modelo final de Simulink se crea uniendo el modelo de suspensión del chasis, incluidos los modelos con resorte y sin suspensión, al modelo del controlador. Además, se agrega un nuevo modelo de simulador de carretes al modelo completo para aplicar la entrada de prueba determinada al modelo. Al final, se agrega un nuevo modelo de salida al modelo completo para registrar la salida de prueba determinada. La Figura 67 muestra el modelo final de Simulink preparado para las pruebas de simulación. Como se muestra, los nuevos bloques de la entrada y salida de prueba se agregan al bloque principal de la suspensión del chasis. Usando el bloque Simulink del "generador de señal", se construye el simulador de la señal de entrada. Además, el pulso producido se divide en cuatro neumáticos de chasis para simular tres modos de entrada.

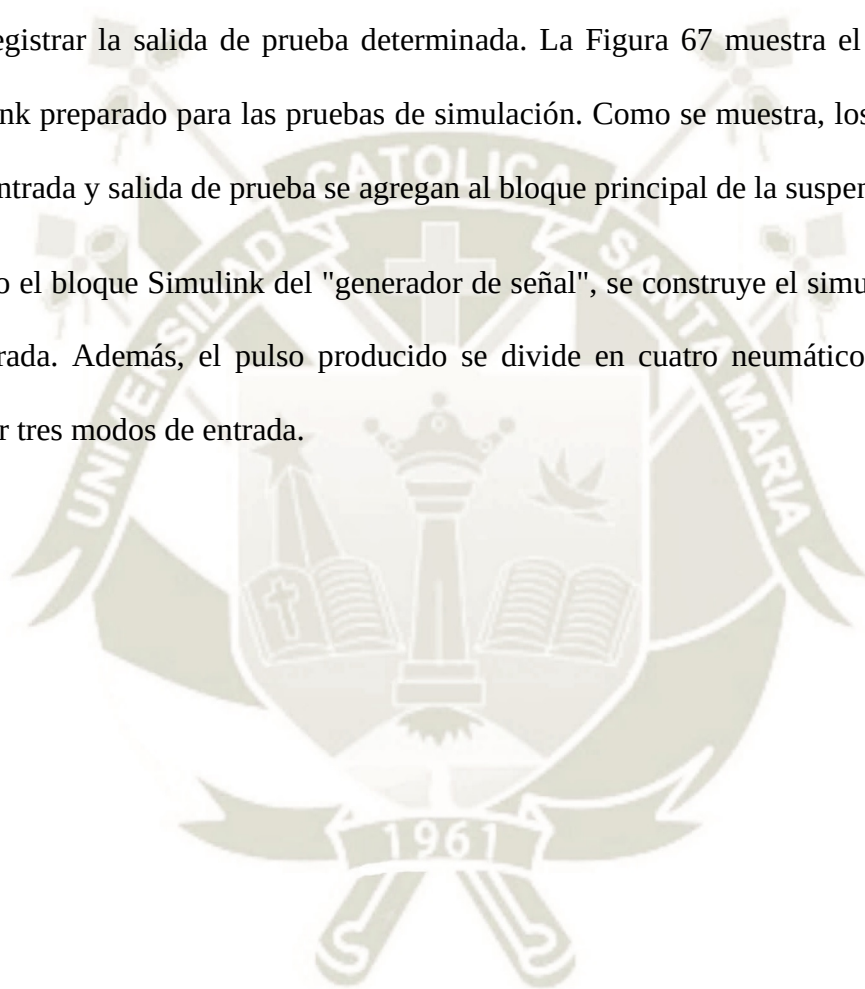
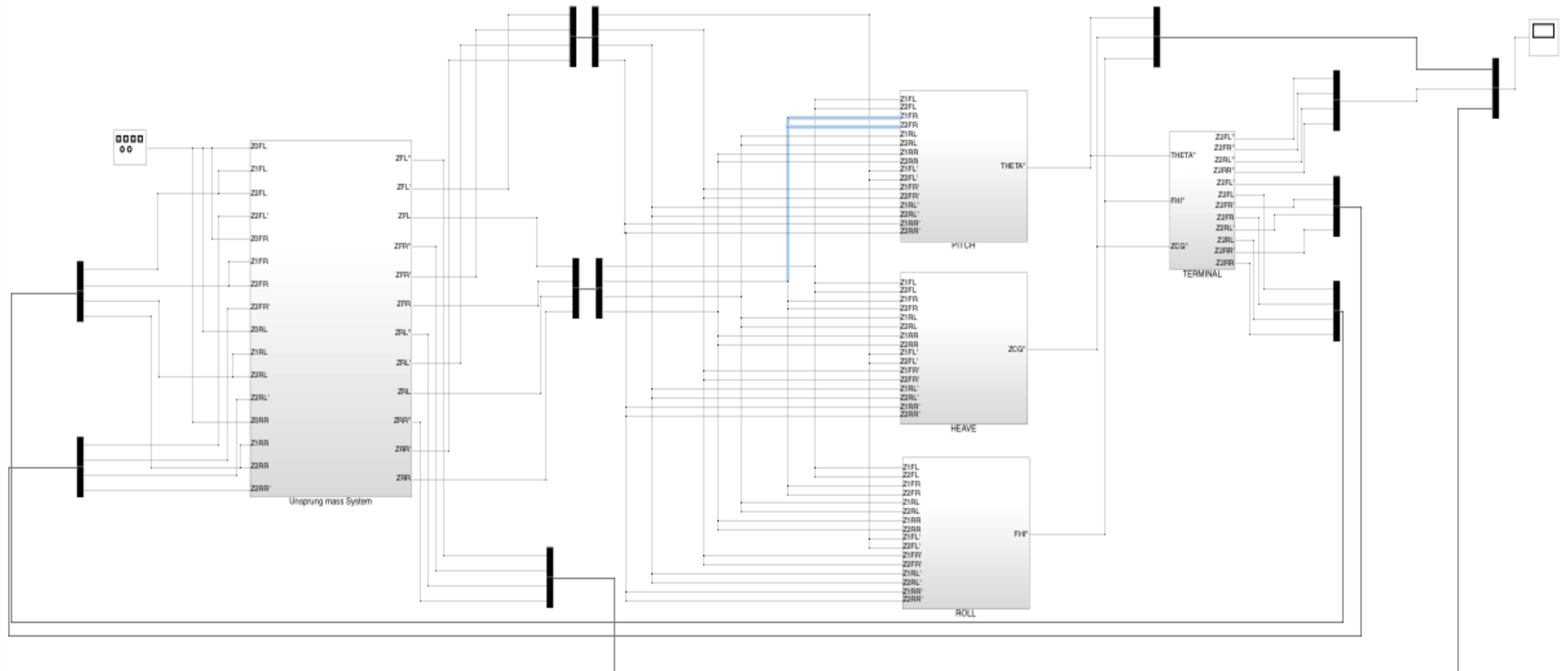


Figura 67

Diagrama General de Simulación



Nota. Elaboración propia

Para registrar las salidas de las pruebas de simulación, los parámetros determinados se envían directamente al "espacio de trabajo" y se guardan como datos del historial de tiempo. Sin embargo, las fuerzas dinámicas de los neumáticos no están disponibles como parámetros directos en el modelo, y se calculan a través de otros parámetros. Después del cálculo de estos datos, se envían al área de trabajo y se guardan como datos de historial de tiempo.

Como se indica en el plan de prueba, los dos modos de suspensión pasivo y semiactivo se utilizan para las pruebas. El modelo del controlador semiactivo es explicado anteriormente. Para crear el modo pasivo, el modelo del controlador se ajusta para proporcionar un nivel de atenuación constante. Esto se realiza aplicando una sección transversal de regulación constante al modelo de la suspensión hidroneumática. Esto proporciona una relación de amortiguamiento promedio de 0.5 para el modo de suspensión pasiva. En este punto, después de todas estas preparaciones, el modelo de Simulink está listo para realizar las pruebas de simulación, que se explicarán en la siguiente sección.

La opción de ejecución de "Paso fijo" se prefirió sobre "Paso variable" con la intención de proporcionar una tasa de muestreo constante para todas las pruebas de simulación, porque al referirse a las ecuaciones 5-2 y 5-6, los resultados de análisis de RMS y PSD Se dependen de la tasa de muestreo. El valor del paso fijo se determinó en 0.01 segundo que es similar a la tasa de muestreo de la prueba experimental. El método de ejecución de "Ode 3" también se seleccionó como un método estándar con el objetivo de crear una simulación de convergencia en ejecución. El tiempo de duración de cada prueba de simulación se determinó en 3 segundos, que se seleccionó después de observar el historial de tiempo de las simulaciones primarias. Asimismo, en las pruebas experimentales, la vibración principal se amortiguó completamente después de este período.

Data Set 5-1 Simulink software configuration used for the simulation tests.

Solver Parameters

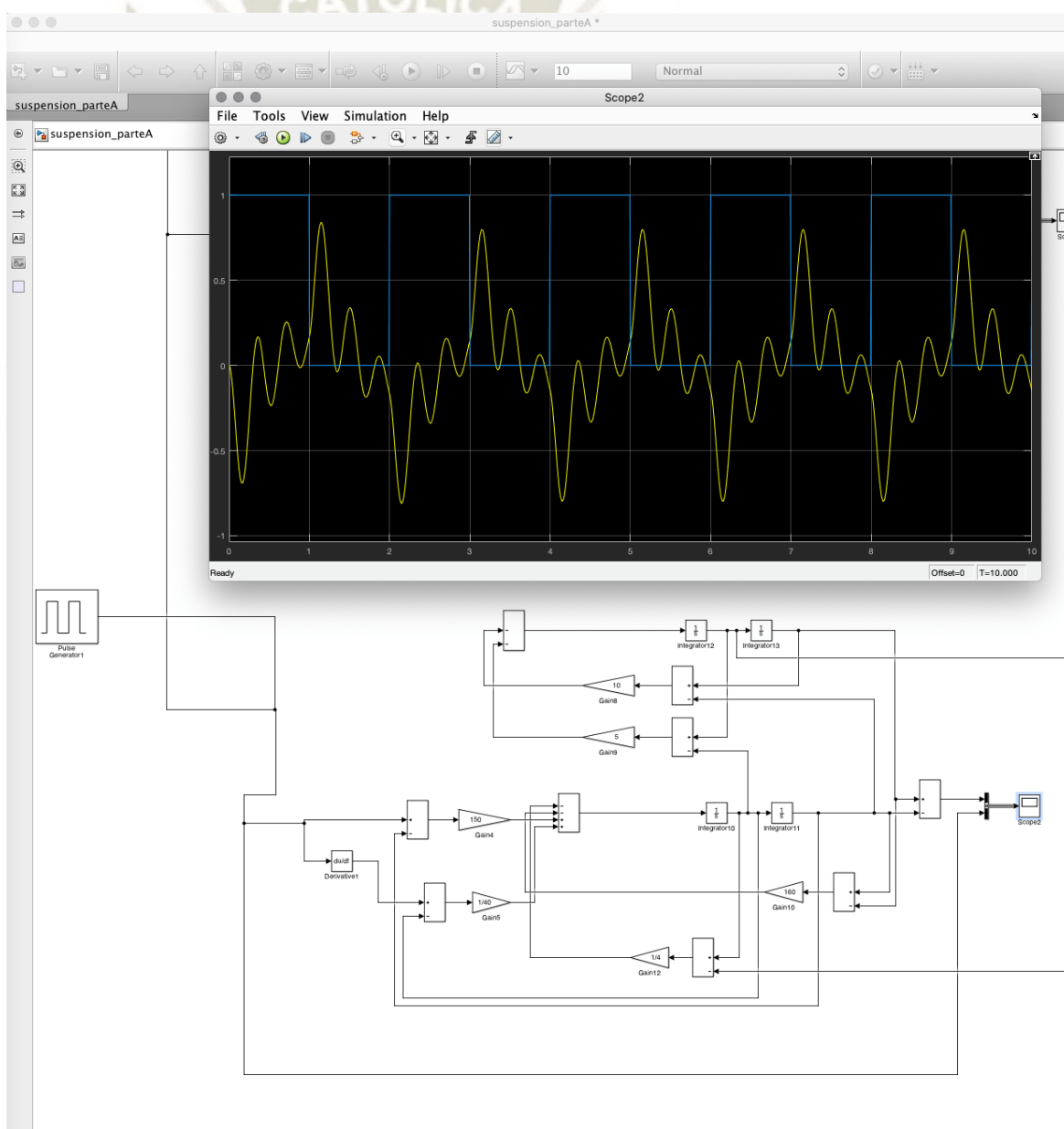
Type: Fixed step

Method: Ode 3 (Bogacki-Shampine) Fixed-step size: 0.01 sec.

Simulation time: 3 sec.

Figura 68

Test de Simulación con Simulink

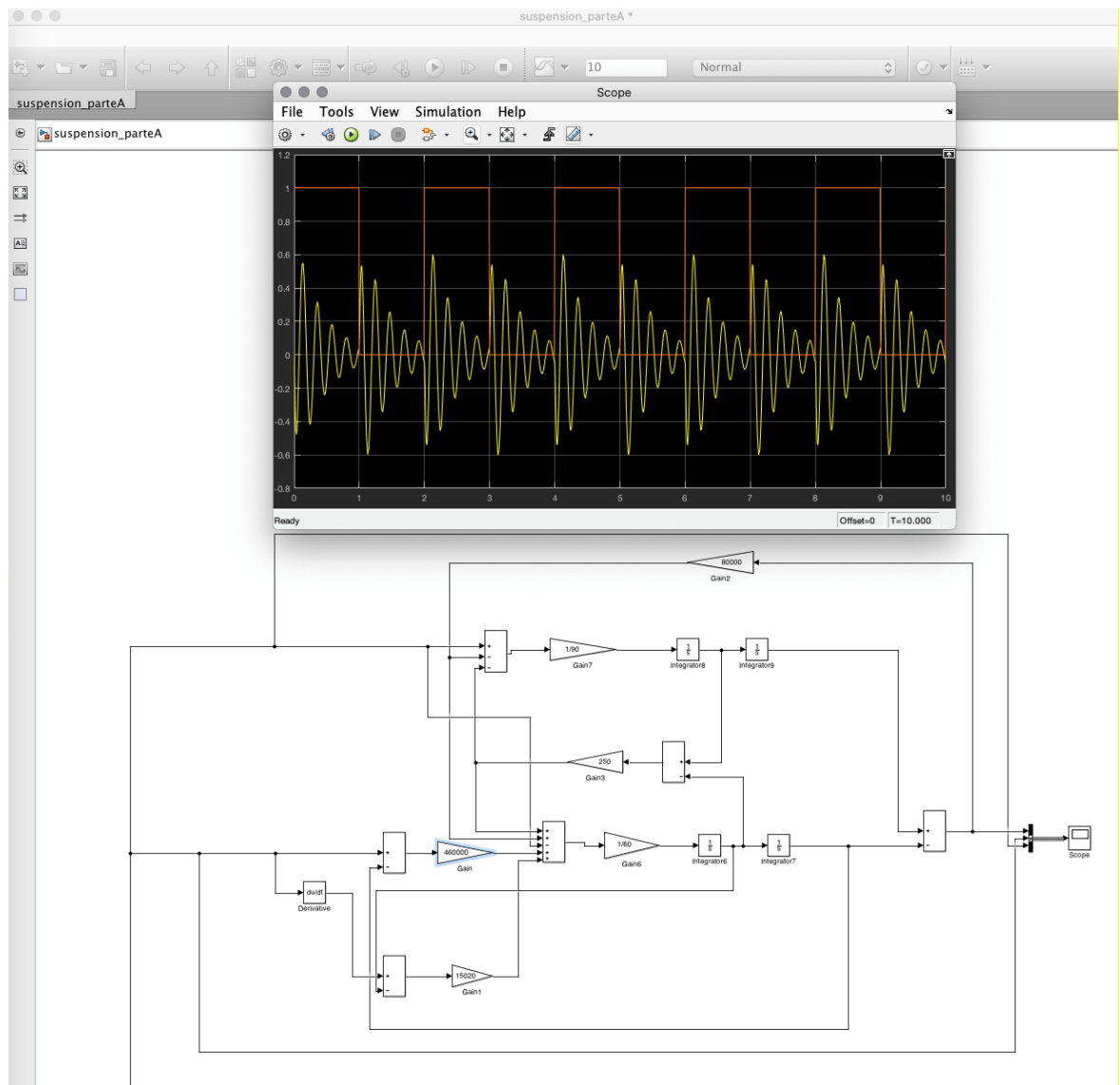


Nota. Elaboración propia

Respuesta de Simulink a vía con huecos existentes, con software detectando >10 huecos por tiempo de sensado

Figura 69

Respuesta de simulación para vía sin huecos.



Nota. Elaboración propia

Las pruebas de simulación, basadas en el plan de prueba, se realizaron en dos categorías:

Modo de suspensión pasiva y modo de suspensión semiactiva. Ajustando una entrada de prueba, la prueba se realizó una vez en el modo de suspensión semiactiva. Luego, la segunda

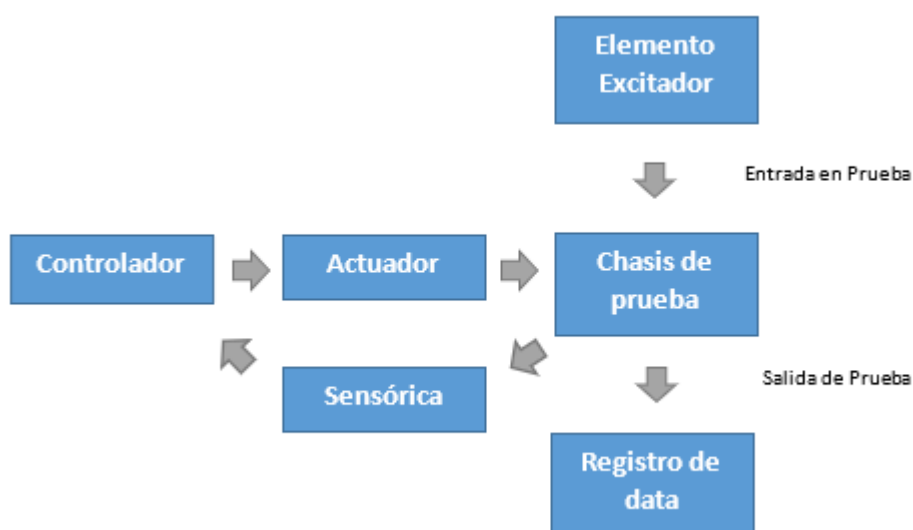
prueba correspondiente se realizó con la misma entrada en el modo de suspensión pasiva. Como no se usó una función aleatoria en el modelo y la simulación, no se requirió la repetición de cada prueba de simulación. Sin embargo, para garantizar la repetibilidad y corrección de las pruebas, cada prueba de simulación se repitió una vez.

5.2.2. Pruebas experimentales

Este modelo se usó para las pruebas experimentales. El plan de pruebas de las pruebas experimentales es similar a las pruebas de simulación. Antes de realizar las pruebas experimentales, se organizó la preparación necesaria. La Figura 67 ilustra la configuración de las pruebas experimentales. Para crear la entrada de prueba y la salida de prueba en las pruebas experimentales, se utilizaron dos nuevos componentes de unidad de excitación y unidad de registro de datos. La unidad de excitación proporcionó la entrada de prueba para excitar el sistema de suspensión, y se utilizó el registrador de datos para medir el parámetro de salida y guardarlos. Estos datos son analizados en el siguiente paso.

Figura 70

Secuencia de análisis y respuesta de datos por sistema de control.



Nota. Elaboración propia

Superficie de pruebas suspensión completa

Para realizar las pruebas experimentales y aplicar la entrada de prueba al chasis de prueba, había dos opciones: pruebas de campo y pruebas de laboratorio.

En la práctica, se ejecutó, realizar el remolcado por pista para obtener una respuesta en tiempo real sobre superficies reales de conducción.

Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos realizó dos funciones: medición y registro de datos. Los parámetros de salida de las pruebas se midieron utilizando sensores adecuados, y las señales de estos sensores son guardadas por el registrador de datos como datos del historial de tiempo. Estos datos guardados se analizaron posteriormente para obtener los resultados de la prueba.

El sistema de adquisición de datos utilizado para esta investigación es un sistema basado en PC que incluye una computadora portátil que se conecta a una configuración sensorial a través de una tarjeta de interfaz ADC, como se observa en la Figura 68. La configuración sensorial consistió en los sensores, el acondicionador de señal y un filtro de paso bajo. Los sensores midieron los parámetros determinados. Las señales de los sensores se convirtieron en primer lugar al tipo adecuado de señales, ya que las señales de los sensores deberían ser compatibles con las entradas de la tarjeta de interfaz. Para ello, se utilizó un acondicionador de señal.

El acondicionamiento de las señales estaba compuesto por la excitación del sensor, el aislamiento del sensor y la amplificación de la señal. Antes de que las señales ingresaran a la tarjeta, se pasaron a través de un filtro de paso bajo de 20Hz. Este filtro separó las señales de los sensores del ruido y de las señales de alta frecuencia, que no están relacionadas con el funcionamiento de la suspensión. Luego, las señales sensoriales se convirtieron en señales

digitales mediante el uso de una tarjeta ADC y, posteriormente, se guardaron en la computadora como datos del historial de tiempo. Los datos guardados se transfirieron posteriormente a otra PC para realizar el análisis necesario en ellos.

Figura 71

Secuencia de análisis y respuesta de datos por Raspberry Pi y Computadora.



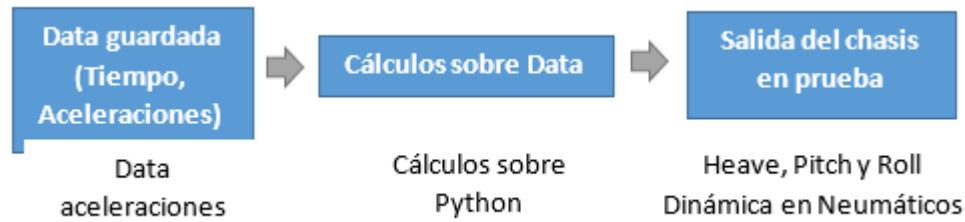
Nota. Elaboración propia

La tarjeta de interfaz ADC utilizada para el sistema de registro de datos es nuevamente otra tarjeta Arduino, que trabaja con software libre propio. Las especificaciones técnicas de adquisición de datos están en el anexo 1 al 15.

Como se mencionó, los parámetros de salida de las pruebas se midieron mediante el sistema de adquisición de datos. Estos productos son elegidos en base a los criterios de desempeño. Los parámetros de salida son las aceleraciones del centro de gravedad del cuerpo del chasis, la fuerza dinámica del neumático y el recorrido de la suspensión. Sin embargo, excepto el recorrido de la suspensión no es posible medir estos parámetros directamente. Por lo tanto, para adquirir estos parámetros, inicialmente se midieron algunos parámetros relacionados. Luego, basándose en estos valores y utilizando la ecuación relevante, se derivaron los parámetros principales. Este procedimiento se ilustra en la Figura 72.

Figura 72

Secuencia de cálculo por sistema de control.



Nota. Elaboración propia

La aceleración del centro de gravedad del cuerpo del chasis, incluido el desplazamiento, la inclinación y la aceleración del balanceo, se calcularon en función de los datos de aceleración vertical, medidos en las esquinas del cuerpo. El cálculo se realizó utilizando las siguientes ecuaciones.

$$\begin{cases} Z_{2fl}'' = Z_{cg}'' - l_f * \theta'' + t_l * \varphi'' \\ Z_{2fr}'' = Z_{cg}'' - l_f * \theta'' - t_r * \varphi'' \\ Z_{2rl}'' = Z_{cg}'' + l_r * \theta'' + t_l * \varphi'' \\ Z_{2rr}'' = Z_{cg}'' + l_r * \theta'' - t_r * \varphi'' \end{cases} \quad (5-1)$$

Para resolver este sistema de ecuaciones lineales, se representaron en forma de matriz como:

$$A * X = B$$

La matriz desconocida X consistió en las aceleraciones del centro de gravedad, y la matriz constante B consistió en las aceleraciones verticales de las esquinas del cuerpo. La matriz A también consistía en los parámetros dimensionales del chasis. Así, el sistema de ecuaciones lineales se presentó como:

$$\begin{bmatrix} 1 & -l_f & t_l \\ 1 & -l_f & -t_r \\ 1 & l_r & t_l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{cg}'' \\ \theta'' \\ \varphi'' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{2fl}'' \\ Z_{2fr}'' \\ Z_{2rl}'' \end{bmatrix} \quad (5-2)$$

Mediante la multiplicación de los dos lados de la ecuación por el inverso de la matriz de los parámetros dimensionales (es decir, A), se resolvió el sistema de ecuaciones lineales y la matriz de las aceleraciones del centro de gravedad (es decir, X) se obtiene como:

$$X = A^{-1} * B \quad (5-3)$$

Además de la aceleración en el centro de gravedad, la fuerza dinámica del neumático debe calcularse a partir de los parámetros medidos.

$$+m_2 z_2'' + F_{k_2} + F_{c_2} = 0 \quad (5-4)$$

$$+m_1 z_1'' + F_{k_1} + F_{c_1} - F_{k_2} - F_{c_2} = 0 \quad (5-5)$$

Después de algunas manipulaciones, se generó una nueva ecuación como:

$$F_t = +m_2 z_2'' + F_{k_1} + F_{c_1} + m_1 z_1'' = 0 \quad (5-6)$$

Por otro lado, la fuerza dinámica del neumático es igual a:

$$F_t = -F_{k_1} - F_{c_1} \quad (5-7)$$

Por lo tanto, la fuerza dinámica del neumático se obtiene en base a las aceleraciones verticales de la rueda y la esquina de la carrocería como:

$$F_t = +m_2 z_2'' + m_1 z_1'' \quad (5-8)$$

Al escribir un archivo-m en MATLAB, los cálculos mencionados de la aceleración del cuerpo y la fuerza dinámica del neumático se realizaron datos experimentales generales. Este programa lee los parámetros medidos, que son guardados por el registrador de datos antes. Luego, al utilizar la formulación explicada en esta sección, proporciona el historial de tiempo de los parámetros calculados.

Como se mencionó, los parámetros de salida se obtuvieron indirectamente algunos otros parámetros medibles. La lista de estos parámetros medidos se presenta en la Tabla 15. Se usaron cuatro acelerómetros, ubicados en las esquinas del cuerpo del chasis, para medir las aceleraciones verticales absolutas del cuerpo del chasis. Se usaron otros cuatro acelerómetros, colocados en cada esquina de los ejes cerca de las ruedas, para medir la aceleración vertical absoluta de las cuatro ruedas del chasis.

Tabla 15

Parámetros a medir

Pautas por medir	Unidades	
Aceleraciones del chasis (Heave)	RMS	$\frac{m}{s^2}$
Aceleraciones del chasis (Pitch)	RMS	$\frac{m}{s^2}$
Aceleraciones del chasis (Roll)	RMS	$\frac{m}{s^2}$
Dinámica de los neumáticos	RMS	N
Desplazamiento del chasis	Desplazamiento	m

Nota. Elaboración propia

Para medir el recorrido de la suspensión, se emplearon dos sensores de desplazamiento. Para medir el desplazamiento, se utilizaron resistencias lineales de los transductores de posición. Los acelerómetros son de tipo piezo-resistivo con un rango de medición de ± 20 para la aceleración de la rueda y con un rango de medición de $\pm 10KK$ para la aceleración del cuerpo.

5.2.3. Verificación del funcionamiento del sistema

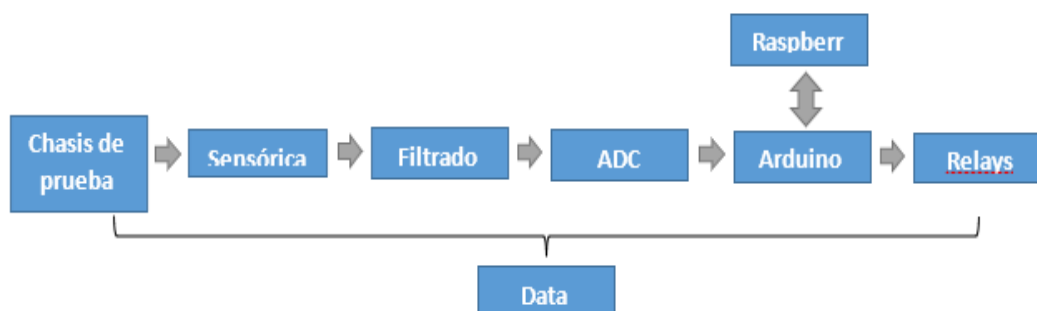
Antes de utilizar el prototipo desarrollado para realizar las pruebas experimentales, se realizaron los ajustes pertinentes y se comprobó el funcionamiento de los diferentes componentes por separado. Para este propósito, al principio, la suspensión hidroneumática es reexaminada. Diferentes componentes de este sistema son considerados por separado. Los parámetros probados de estos componentes son la presión de gas inicial de los acumuladores, la altura de la suspensión primaria, las conexiones de las válvulas y los modos pasivo y semiactivo de las válvulas del regulador.

La característica de suspensión de los neumáticos tiene una influencia significativa en el rendimiento de la suspensión de un chasis. Esta característica depende directamente de las presiones de inflado de los neumáticos. Por lo tanto, después de la suspensión hidroneumática, se comprobó que los neumáticos del chasis estaban con las presiones de inflado determinadas correctas. Además, se calibró y confirmó el sistema de adquisición de datos que incluye sensores, acondicionador de señal y registrador de datos basado en PC.

En este punto, cuando el chasis de prueba se colocó en el banco de pruebas de suspensión se procedió a realizar la secuencia de pruebas, como se observa en la Figura 73. Se realizó una verificación de los componentes electrónicos del sistema de control antes de realizar las pruebas. Para este propósito, el sistema de registro de datos se organizó para medir la salida de cada componente.

Figura 73

Secuencia de recepción de data por sistema de control.



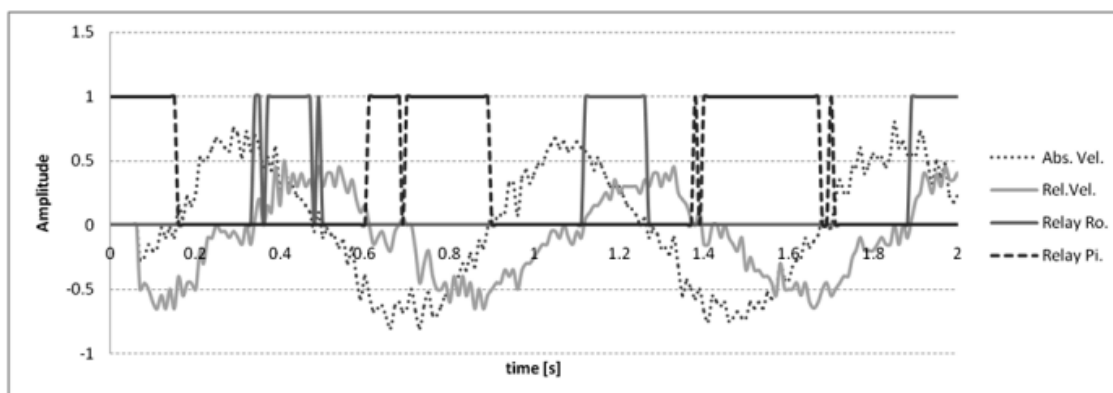
Nota. Elaboración propia

La prueba se inició con la aplicación de una entrada de prueba a la plataforma de prueba de suspensión. El registrador de datos que utiliza un sensor de posición mide la salida real del banco de pruebas. Los datos del historial de tiempo de la señal de salida de todos los componentes son guardados por el registrador de datos. Estos componentes son sensores, filtro de paso bajo, convertidor A/D, tarjeta de interfaz y relé electrónico. Usando estos datos, después de la prueba, se examinó el funcionamiento de cada componente.

La Figura 74 muestra los datos guardados del historial de tiempo medidos por los sensores de velocidad absoluta y relativa que se usaron como entradas de las pruebas junto con las señales del relé electrónico como la salida de control. Como se muestra, el efecto de ruido de las señales de los sensores causó algunos errores en las señales de los relés, que se aplican a las válvulas en el sistema real. Reconociendo este problema, para superar este problema, se utilizó un filtro de paso bajo después de los sensores para eliminar la parte de ruido de las señales sensoriales.

Figura 74

Modelo de velocidades y aceleraciones bases para pruebas de sensado en chasis



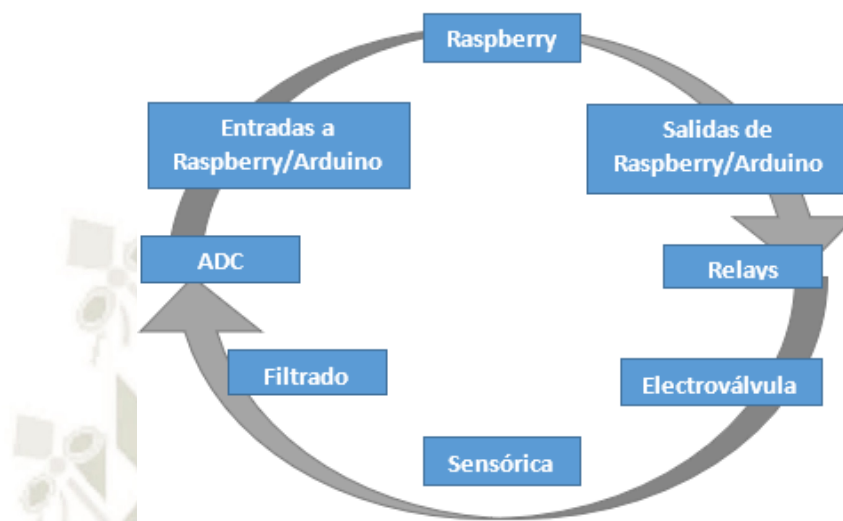
Fuente: Margolis (1991)

Otra característica del sistema de control que debe revelarse es el ancho de banda del sistema. Todas las partes del sistema de control funcionaron en un circuito cerrado, como se evidencia en la Figura 75. Para determinar el ancho de banda del sistema, se considera el tiempo de gasto de cada componente. Al desarrollar el sistema, es un desafío cumplir con el ancho de banda de control requerido.

Por lo tanto, durante el diseño del sistema, la respuesta de tiempo de cada componente del sistema se determinó cuidadosamente. El sistema consistía en dos categorías de componentes: los componentes electrónicos y los componentes electromecánicos. Los componentes electrónicos son PC, tarjeta de E/S, relé, convertidor A/D y filtro de paso bajo. Los componentes electromecánicos son los transductores de velocidad y las válvulas solenoides.

Figura 75

Interacción entre sistemas relacionados para el chasis de pruebas.



Nota. Elaboración propia

Al utilizar componentes electrónicos rápidos, especialmente la tarjeta de E/S, el convertidor A/D y el relé, se logró un alto valor de ancho de banda de aproximadamente 300 Hz. Este valor se mide creando un funcionamiento cerrado del sistema sin componentes electromecánicos. Entre los componentes electromecánicos, mientras que los transductores de velocidad no tuvieron un retraso significativo en su funcionamiento, las válvulas crearon un retraso principal en el sistema. Por lo tanto, el tiempo de demora de las válvulas es el único factor que estableció el ancho de banda del sistema de control y se ocupó de la selección de estas válvulas.

Los retrasos de las válvulas solenoides de este proyecto son entre 20 ms y 35 ms, refiriéndose a su hoja de datos. Por lo tanto, todo el retraso del bucle de control se determinó como máximo 40 ms, lo que significaba que el ancho de banda del sistema es de al menos 25 Hz.

Este ancho de banda es aceptable para el sistema de control en esta investigación, porque el objetivo de esta investigación es la amortiguación efectiva de la vibración del cuerpo del chasis. Las frecuencias naturales del cuerpo del chasis, que se obtuvieron de las pruebas

primarias, son de un máximo de 2 Hz. Por otro lado, la frecuencia natural de las ruedas (es decir, la masa no suspendida) es de 5 Hz. Como resultado, estas frecuencias se cubrieron con un ancho de banda de 25 Hz del sistema de control.

Como se describe, mediante la verificación de operación primaria de los componentes del sistema, se confirmó la corrección de la operación del sistema y se realizó el ajuste necesario. Como paso siguiente, se realizaron las pruebas experimentales, que se explicarán en la siguiente sección.

5.3. REALIZACIÓN DE PRUEBAS EXPERIMENTALES

Para realizar la evaluación experimental del nuevo sistema de suspensión, se consideraron las pruebas experimentales. Para este propósito, como se describe en el capítulo anterior, se construyó un prototipo del sistema. Se determinó un plan de prueba y se organizó la configuración de prueba relacionada. Al final, se realizó una comprobación del sistema. En este punto, después de todas estas preparaciones, se podrían comenzar las pruebas experimentales.

Para realizar las pruebas experimentales, los equipos de control se colocaron todos en la cabina del conductor. Estos equipos constaban de tarjeta de interfaz, filtro de paso bajo, acondicionador de señal y sistema de relé electrónico. Después de eso, el chasis de prueba se colocó en el banco de pruebas de suspensión.

La tarjeta de interfaz se conectó a la PC del controlador mediante un cable USB largo, que se colocó en la sala de controladores del banco de pruebas. Desde esta sala se realizó la aplicación de la entrada adecuada al banco de pruebas, el monitoreo del controlador semiactivo y el sistema de registro de datos.

Primero, la suspensión hidroneumática se ajustó en el modo pasivo. Para este propósito, el controlador se apagó y la válvula del regulador se ajustó al modo pasivo para proporcionar el nivel de amortiguamiento estándar.

Después de eso, el registrador de datos activó un nuevo archivo de datos con un nombre específico, y la prueba se realizó mediante la aplicación de la señal de entrada "Roll" a la plataforma de prueba. La segunda repetición de las pruebas se realizó después de un período de tiempo para garantizar que las vibraciones del chasis se amortigüen por completo. Luego, los intentos del tercero y cuarto se realizaron de manera similar, y finalmente, al cerrar el archivo de datos, se terminó esta prueba.

El segundo y tercer grupo de prueba se realizaron con la aplicación de las señales de entrada "real de pista" al banco de pruebas. Cada categoría de prueba se realizó de forma similar a la prueba "Roll". Sin embargo, el registrador de datos guardó los datos con un nuevo archivo de datos. Por lo tanto, en el modo de suspensión pasiva, se lograron tres archivos de datos que incluyen datos de las pruebas como resultado de las pruebas.

Después de esta categoría de prueba del modo de suspensión pasiva, se realizó la categoría de prueba del modo de suspensión semiactiva. Para esta propuesta, en primer lugar, la suspensión trases hidroneumática se ajustó en el modo semiactivo. En este modo, el controlador se encendió y la válvula de la mariposa se ajustó en el modo semiactivo (es decir, en el modo de baja amortiguación). Otros pasos de la prueba son similares a la categoría de prueba del modo pasivo. Al final, se obtuvieron tres archivos de datos, incluidos los datos de las pruebas, como los resultados de las pruebas.

Como se mencionó, cada prueba individual se repitió cuatro veces para aumentar la confiabilidad de las pruebas y disminuir la influencia de errores inesperados. Para el análisis de los datos de prueba, los resultados de RMS, MPTP y PSD de cada repetición de las

pruebas se calcularon por separado. Entonces, el promedio de las cuatro repeticiones es considerado como el resultado principal. Estos cálculos se realizaron utilizando un programa m-file en el software MATLAB.

Este programa recibió los archivos de datos relacionados con las cuatro repeticiones de las pruebas experimentales, y en base a estos datos, calculó el resultado de las pruebas. Además, este programa calculó los valores promedio de los análisis RMS, MPTP y PSD de las salidas de prueba.



CAPÍTULO VI

6. IMPLEMENTACIÓN Y DESARROLLO DE SUSPENSIÓN SEMIACTIVA

6.1. DESARROLLO DE LA SUSPENSIÓN SEMIACTIVA

El modelo general creado es un prototipo virtual que se utilizó para el estudio de simulación del sistema. Para este propósito, primero, se necesita un prototipo real del sistema. Este capítulo describe el desarrollo de este prototipo físico.

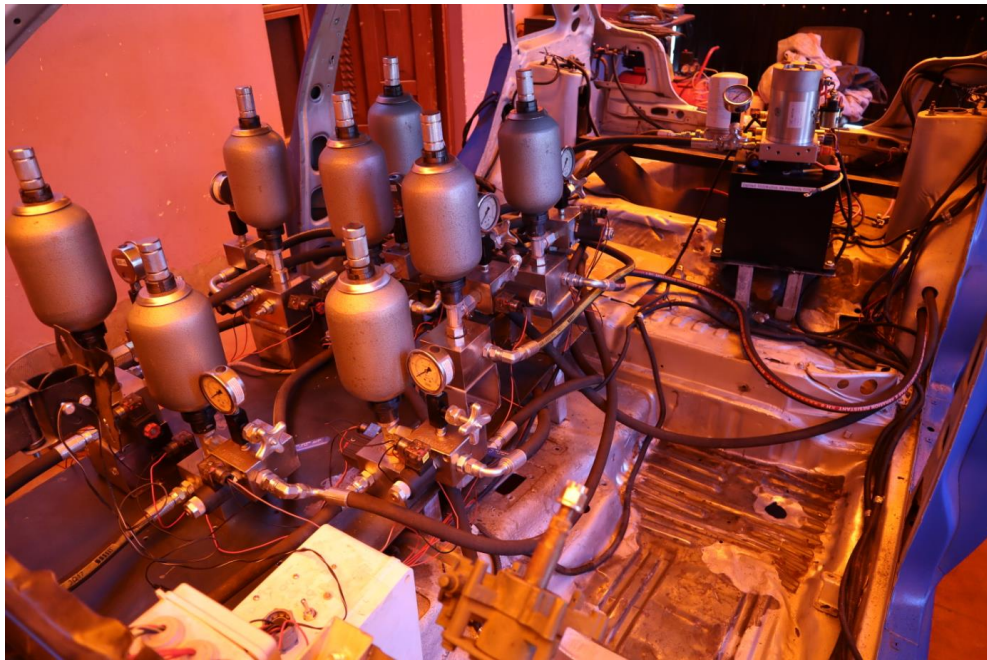
Este prototipo es de hecho la versión física del prototipo virtual, que tiene la misma estructura inicial, tal como se evidencia en la Figura 76. El prototipo físico es un chasis de prueba que se conecta al sistema de control y consta de tres componentes: sensores, actuador y controlador. Los sensores miden los parámetros requeridos de la dinámica del chasis de prueba y los envían al controlador. El controlador utilizado para este sistema es un controlador digital.

Por lo tanto, primero, las señales del sensor se convierten en señales digitales, luego estas señales digitales ingresan al controlador. Después de eso, basado en la estrategia de control on-off skyhook escrita por un software informático, el controlador produce los comandos de control de la amortiguación alta-baja.

Estos comandos se aplican a las válvulas del sistema de actuador a través de un sistema de relé. Todos estos pasos se realizan en un bucle de control cercano que crea el control semiactivo del sistema de suspensión.

Figura 76

Presentación general del chasis durante el proceso de pruebas.



Nota. Elaboración propia

En este capítulo, el desarrollo del prototipo físico se presenta en cuatro partes: chasis de prueba, actuador, sensores y controlador. En la primera parte, se introduce el chasis utilizado como chasis de prueba. Luego, se presenta la construcción del sistema de actuador que es la suspensión trasera hidroneumática del chasis de prueba con un sistema de amortiguación controlable. Después de eso, se explican los sensores del sistema de control y su instalación en el chasis de prueba. Al final, se describe el desarrollo del hardware y las partes de software del controlador.

6.1.1. Chasis de prueba

Un prototipo de controlador semiactivo no puede ser evaluado por sí mismo. Puede evaluarse cuando el controlador semiactivo se aplica a la suspensión de un chasis y se mide

la influencia de este sistema en la dinámica del chasis. Por lo tanto, como el primer paso del desarrollo de prototipos, se adquirió chasis de prueba del sistema.

Este chasis es, de hecho, un chasis Toyota (referencia de placa) que se convirtió en un chasis de suspensión completa al colocar una suspensión hidroneumática en ambos ejes.

Figura 77

Instalación de cilindros hidráulicos en llantas del chasis.



Nota. Elaboración propia

Este chasis es un chasis de suspensión completa con una suspensión hidroneumática para ambos ejes. Un sistema de suspensión total se considera como la suspensión pasiva más completa para un chasis. Como siguiente paso, se define la aplicación de una suspensión activa. Esto proporciona un mejor rendimiento de la suspensión, que es el objetivo de esta investigación. Por otro lado, la suspensión hidroneumática se puede convertir simplemente en un sistema de suspensión activa. Esto es posible debido a la simplificación en la construcción del sistema de actuación. La siguiente sección describe el sistema de actuación del sistema semiactivo que se desarrolló en la suspensión trasera hidroneumática del chasis de prueba.

6.1.2. Accionador hidráulico

En un sistema de suspensión activa, el actuador es una parte del sistema entre el controlador y la suspensión que aplica una fuerza externa, determinada por el controlador, a la suspensión del vehículo. Dependiendo del tipo de control, hay diferentes tipos de actuadores. En una suspensión semiactiva con estrategia de control On-Off skyhook, el actuador es un amortiguador controlable con niveles de amortiguación altos y bajos.

Para utilizar el chasis de prueba como prototipo en este estudio, el control semiactivo se aplicó a la suspensión hidroneumática del chasis de prueba. Para este propósito, el actuador del sistema semiactivo es agregado a este sistema de suspensión. La Figura 78 muestra el circuito de la suspensión hidroneumática que incluye dos unidades de suspensión separadas. Cada unidad está equipada con un sistema de accionamiento que es un sistema de aceleración controlable, que consistía en un regulador y una válvula, que se colocaban en paralelo. Al controlar la válvula, se creó el doble nivel de amortiguación. Además del sistema de regulación regulable, cada unidad de suspensión consistía en un cilindro hidráulico, dos acumuladores.

Los cilindros se colocaron entre la rueda y el chasis en la posición de los resortes y amortiguadores convencionales, como se muestra en la Figura 77, ya que, en un sistema de suspensión hidroneumático, los cilindros generan las fuerzas de amortiguación y de resorte. Dado que estos cilindros funcionan con solo fuerzas verticales, las fuerzas laterales deben ser anuladas de él. Para este propósito, en el chasis de prueba, para la conexión de los cilindros al chasis, se usó una articulación tipo unión, tal como se evidencia en la Figura 79.

Figura 78

Planteamiento sobre sistema hidráulico para chasis de pruebas.

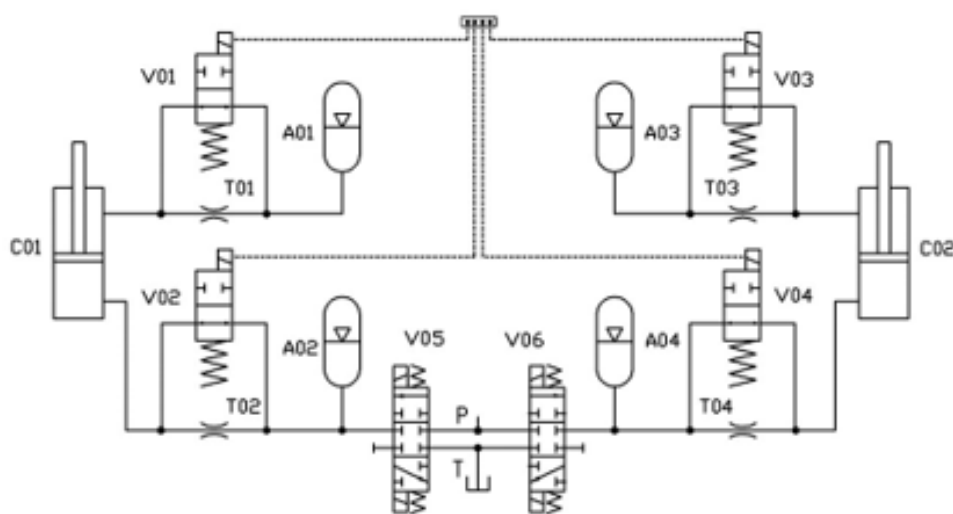

Nota. Elaboración propia

Tabla 16

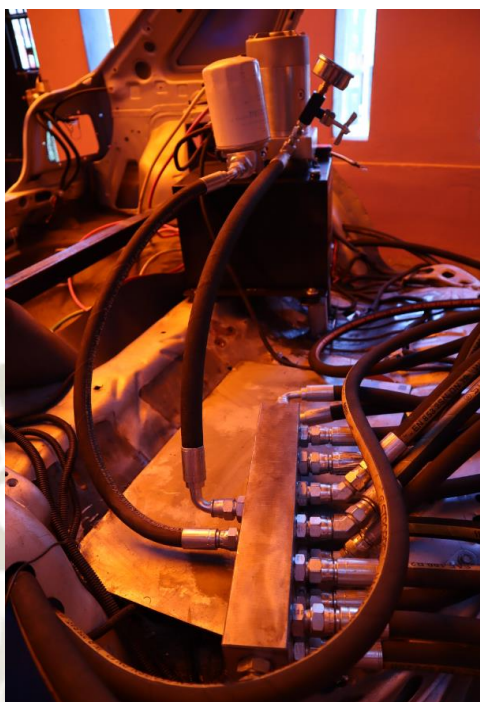
Características del componente

No.	Component	Side	Unit	Sym.	No.	Component	Side	Unit	Sym.
1	hydraulic cylinder	-	left	C01	10	throttle	head	right	T04
2	hydraulic cylinder	-	right	C02	11	parallel valve	rod	left	V01
3	accumulator	rod	left	A01	12	parallel valve	head	left	V02
4	accumulator	head	left	A02	13	parallel valve	rod	right	V03
5	accumulator	rod	right	A03	14	parallel valve	head	right	V04
6	accumulator	head	right	A04	15	leveling valve	-	left	V05
7	throttle	rod	left	T01	16	leveling valve	-	right	V06
8	throttle	head	left	T02	17	elastic cylinder pipes	-	-	-
9	throttle	rod	right	T03	18	steel pipes	-	-	-

Nota. Rolvag (2004)

Figura 79

Sección de unidad hidráulica en chasis de pruebas.



Nota. Elaboración propia

Figura 80

Sección de acumuladores y válvulas en chasis de pruebas.



Nota. Elaboración propia

Estos cilindros son cilindros de suspensión hidroneumáticos especializados, que estaban equipados con un sistema de sellado especial para proporcionar un bajo nivel de fricción. Los cilindros utilizados para la suspensión de ambos ejes son del tipo de doble acción, lo que ofrece la posibilidad de controlar ambos lados del cilindro. Asimismo, en esta investigación, el sistema de regulación se aplicó a ambos lados del cilindro.

Otro punto sobre los cilindros es el efecto de regulación de sus puertos, este efecto de estrangulamiento se considera en el cálculo de diseño del amortiguador para el sistema como el único efecto de estrangulamiento del sistema en el modo de amortiguación de bajo nivel. La Figura 79 muestra estos puertos de cilindro. La especificación detallada del cilindro, como el área del pistón, la sección transversal de los puertos y la fuerza de fricción se presentan junto con los parámetros de simulación.

La propiedad específica de la suspensión hidroneumática que se utilizó para este estudio es la capacidad de control del nivel de amortiguación de la suspensión. Esta capacidad es creada en el prototipo por medio de un sistema especial de estrangulación compuesto por un regulador y una válvula paralela, como se puede observar en las Figuras 81 y 82. El regulador utilizado en el sistema es una válvula reguladora ajustable que proporciona el nivel de amortiguamiento alto y el nivel de amortiguamiento pasivo para la suspensión. Esta válvula también brindó la posibilidad de probar otros niveles de amortiguación para estos dos modos de amortiguación.

Las válvulas, colocadas en paralelo con los reguladores, son los únicos elementos controlables del sistema que brindan la capacidad de controlar el nivel de amortiguamiento del sistema. La implementación de este sistema se ilustra en la Figura 82, que es consistente con el circuito hidráulico mostrado anteriormente. En el sistema de regulación, a medida que se energiza la válvula, se creaba una vía paralela para el flujo de aceite. La sección

transversal de la válvula reguladora del regulador es significativa que, al abrir esta vía paralela, la caída de presión total del sistema de estrangulación tiene un valor insignificante y, como resultado, se elimina el efecto de amortiguación del sistema de estrangulamiento, y solo los orificios de los cilindros. proporcionó un bajo efecto de aceleración para el bajo nivel de amortiguación.

Figura 81

Sección de aceleradores y cableado en chasis de pruebas.



Nota. Elaboración propia

Figura 82

Sección de accionamientos para llantas en chasis de pruebas.



Nota. Elaboración propia

Para simplificar el trabajo del sistema de amortiguación del regulador, la Figura 83 muestra el circuito eléctrico igual del sistema de aceleración controlable. Las resistencias son equivalentes a las fuentes de caída de presión del regulador y la válvula, y la válvula se considera como un relé en serie con una resistencia de bajo valor que muestra la baja caída de presión de la válvula. Cuando el relé está activado, la resistencia de bajo valor se coloca en paralelo a la resistencia de alto valor del regulador. Esto disminuye completamente la resistencia total, de modo que solo la resistencia del puerto del cilindro permanece en el circuito.

Figura 83

Sección de mangueras hidráulicas en chasis de pruebas.

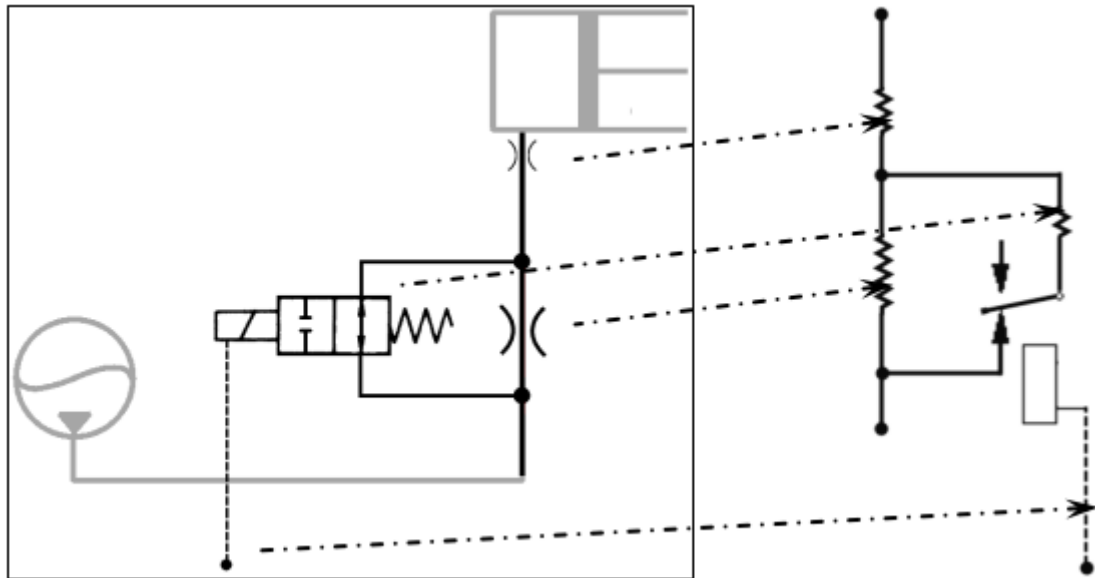


Nota. Elaboración propia

Como resultado, el cálculo de la caída de presión total para dos niveles de amortiguación se puede derivar del circuito eléctrico igual de la siguiente manera:

Figura 84

Sistema de amortiguación del acelerador con circuito eléctrico equivalente.



Fuente: Meyer (2006)

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{puerto} + \Delta P_{regulador} \rightarrow \text{Modo Alto (HIGH)} \quad (6-1)$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{puerto} + \frac{\Delta P_{regulador} * \Delta P_{válvula}}{\Delta P_{regulador} + \Delta P_{válvula}} \rightarrow \text{Modo Bajo (LOW)} \quad (6-2)$$

Por lo tanto, para seleccionar las válvulas, no había necesidad de calcular la cantidad de su efecto de estrangulación y solo la sección transversal de la válvula debía tener un tamaño tal que la caída de presión total es despreciable. Con este diseño, se eliminó el efecto de regulación de esta parte del sistema. Las curvas características de las válvulas solenoides de 2 vías utilizadas para el sistema de estrangulamiento controlable se derivaron de manuales hidráulicos relevantes. Estas curvas indican la relación entre la caída de presión y el caudal de las válvulas y se utilizaron para determinar el efecto de estrangulamiento de las válvulas en diferentes caudales. Esto se hizo para garantizar que, en el modo de baja amortiguación, el efecto de estrangulamiento del conjunto del regulador paralelo es despreciable. En otras

palabras, el juego de regulador paralelo es igual a una pieza de conexión de tubería hidráulica en este modo.

Hay otras dos válvulas de solenoide direccionales en el circuito hidráulico (V05 y V06 en la Figura 85). Estas válvulas son utilizadas por el sistema de control de nivelación automática como un sistema de actuación para ajustar la altura de suspensión del chasis. Estas válvulas se usaron de manera que, al recibir los comandos de control, el lado de la cabeza del cilindro se conectó al aceite presurizado. Esto llenó el cilindro y aumentó la altura de suspensión. Por otro lado, para disminuir la altura de la suspensión, los cilindros se descargaron conectándolos al tanque de aceite a través de las válvulas.

Otro componente de una suspensión hidroneumática es el acumulador, que crea la fuerza de resorte del sistema. Los acumuladores utilizados para el sistema son de tipo vejiga, lo que proporciona una buena respuesta dinámica en la suspensión hidroneumática. La capacidad de volumen de los acumuladores se seleccionó de modo que cubriera el volumen máximo del cilindro. Además, las presiones de gas de precarga de los acumuladores se ajustaron mediante la adición de gas nitrógeno presurizado con respecto a los valores determinados mencionados en los anexos adjuntos.

Figura 85

Válvulas direccionales del circuito hidráulico



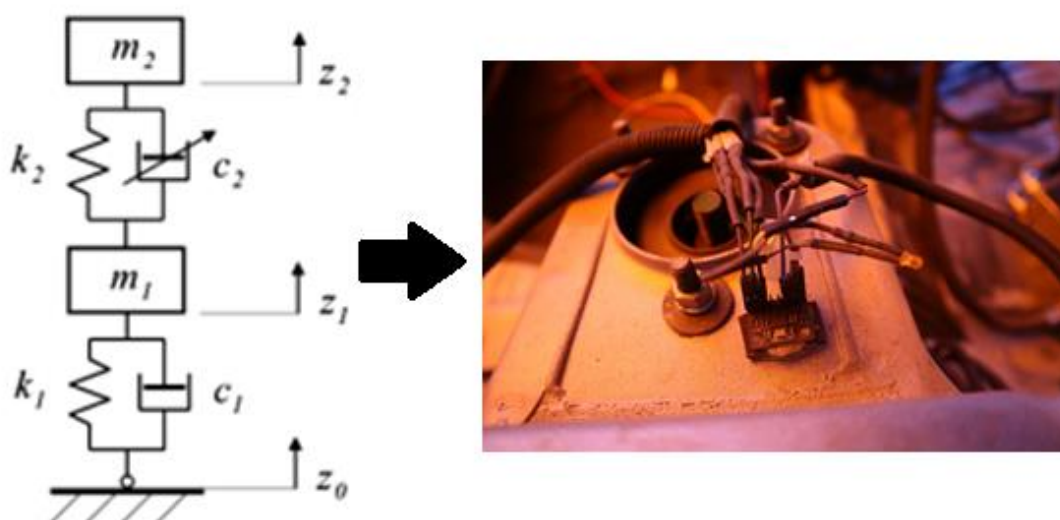
Nota. Elaboración propia

6.1.3. Sensores de velocidad

Se pueden identificar los parámetros necesarios que son la velocidad absoluta del cuerpo del chasis (es decir, la masa suspendida) y la velocidad relativa entre el cuerpo del chasis y la rueda (es decir, la masa no suspendida), comprendidas en las Tablas 11 y 12. En el prototipo, cada unidad de la suspensión semiactiva se considera independiente y, para medir la velocidad de la masa suspendida (m_2), se midió la velocidad de las esquinas del cuerpo del chasis, como se observa en la Figura 86. Además, para medir la velocidad de la masa no suspendida (m_1), se midió la velocidad de las esquinas de ambos ejes.

Figura 86

Similitud con modelamiento realizado en sección acelerador.



Nota. Elaboración propia

Una técnica utilizada para medir la velocidad absoluta es derivarla de las señales del acelerómetro. Para este propósito, la aceleración absoluta del cuerpo del chasis se mide con un acelerómetro. Luego, las señales del acelerómetro se integran para lograr las señales de velocidad correspondientes. La integración podría realizarse digitalmente por una

computadora o en forma analógica por un circuito integrador. Sin embargo, debido a la integración de la señal necesaria, este método se considera un método difícil y está asociado con errores.

En esta investigación, las pruebas experimentales se realizaron en una plataforma de pruebas de suspensión, y no es necesario mover el chasis durante las pruebas. Por lo tanto, es posible medir la velocidad absoluta directamente mediante sensores de velocidad. Para este propósito, se utilizó un tipo de cable de transductores de velocidad para medir la velocidad absoluta del cuerpo del chasis. Este sensor se fijó en el suelo, y luego, el cable del sensor se fijó al punto directamente hacia arriba del cuerpo del chasis, tal como se evidencian en la Figura 86.

Para medir la velocidad relativa entre el cuerpo del chasis y la rueda, nuevamente, se instaló un tipo de cable de transductores de velocidad en el guardabarros del chasis, y luego, el cable se fijó al punto directamente hacia abajo de la rueda. Los datos técnicos de este transductor se presentan en el apéndice adjunto. De esta manera, se proporcionó una señal adecuada para el sistema de control. A pesar de esto, para eliminar el efecto de las vibraciones de alta frecuencia en la señal de vibraciones, se utilizó un filtro de paso bajo externo con una frecuencia de corte de 25 Hz.

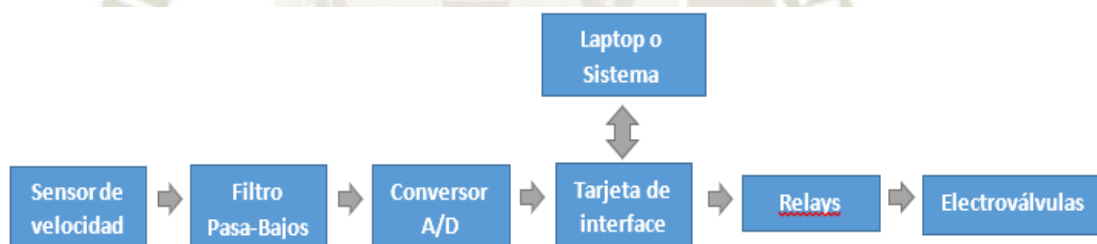
6.1.4. Controlador de hardware

El desarrollo de los componentes del sistema de control, incluidos el chasis de prueba, el actuador y los sensores, se describió en la sección anterior. En este punto, se explica el desarrollo del controlador. La Figura 87 ilustra la estructura del controlador utilizado para esta investigación. Este controlador es de hecho un Raspberry con software de control que estaba conectado a la entrada-salida de control a través de una tarjeta de interfaz.

Como entrada de control, las señales analógicas de los transductores de velocidad se aplicaron a la tarjeta de interfaz, mientras que esta tarjeta de interfaz funcionaba solo con señales digitales. Por lo tanto, se utilizó un circuito ADC para convertir las señales analógicas a las digitales antes de ingresar a la tarjeta de interfaz. Por otro lado, la tarjeta de interfaz no pudo impulsar las válvulas solenoides directamente. Aunque la señal de salida digital de la tarjeta de interfaz coincidía con la señal de entrada de las válvulas de encendido y apagado, la salida de la tarjeta de interfaz no es lo suficientemente poderosa para operar las válvulas de solenoide directamente. Por lo tanto, se utilizó un sistema de relé electrónico para amplificar la señal de salida de la tarjeta de interfaz.

Figura 87

Esquema del hardware de control del sistema de suspensión semiactivo.



Nota. Elaboración propia

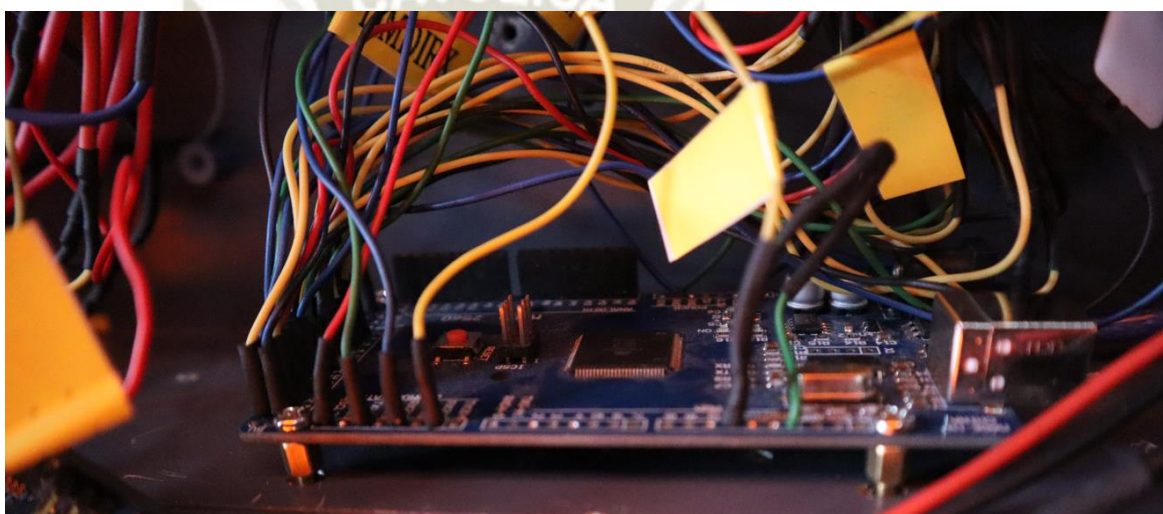
6.1.5. Convertidor A / D

Las señales generadas de los transductores de velocidad son analógicas, mientras que el controlador basado en computadora podía funcionar solo con entradas digitales. Por lo tanto, las señales de los transductores primero se tenían que convertir a señales digitales. Al principio, se considera el ADC interno, presente en la tarjeta de interfaz. La prueba primaria de este circuito mostró que se colocó un retraso considerable en el bucle de control y se redujo el ancho de banda de control después de usar este convertidor. Por otro lado, para la estrategia de control on-off skyhook, solo se necesitaba el signo de las velocidades absolutas

y relativas, no su valor. Por lo tanto, se desarrolló un circuito electrónico externo especial solo para distinguir el signo de las señales de velocidad. Basado en el signo de las señales de velocidad, este circuito creó un código digital en las salidas. Este circuito tenía una función más simple que un convertidor A / D habitual, funcionaba muy rápido y no afectaba el ancho de banda de control.

Figura 88

Convertidores A/D en Arduino Mega.



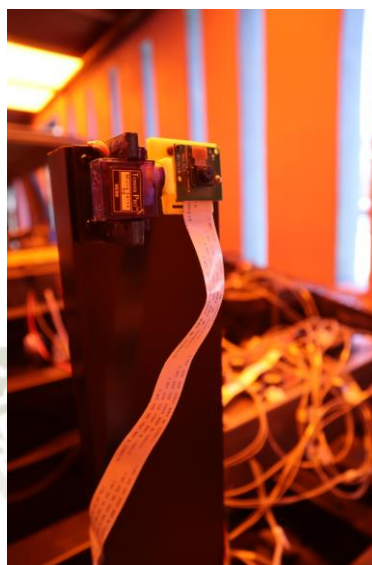
Nota. Elaboración Propia

6.1.6. Tarjeta de interfaz

El controlador digital en esta investigación es un sistema Raspberry-Arduino que se comunicó a las entradas y salidas del control a través de una tarjeta de interfaz. La tarjeta de interfaz utilizada para esta investigación es una tarjeta de adquisición de datos (Arduino) de National Instruments, que proporciona diferentes puertos analógico-digitales para el controlador. La Figura 88 ilustra la estructura interna de esta tarjeta, y muestra la construcción externa de la misma. Los datos técnicos detallados de esta tarjeta se presentan en los anexos.

Figura 89

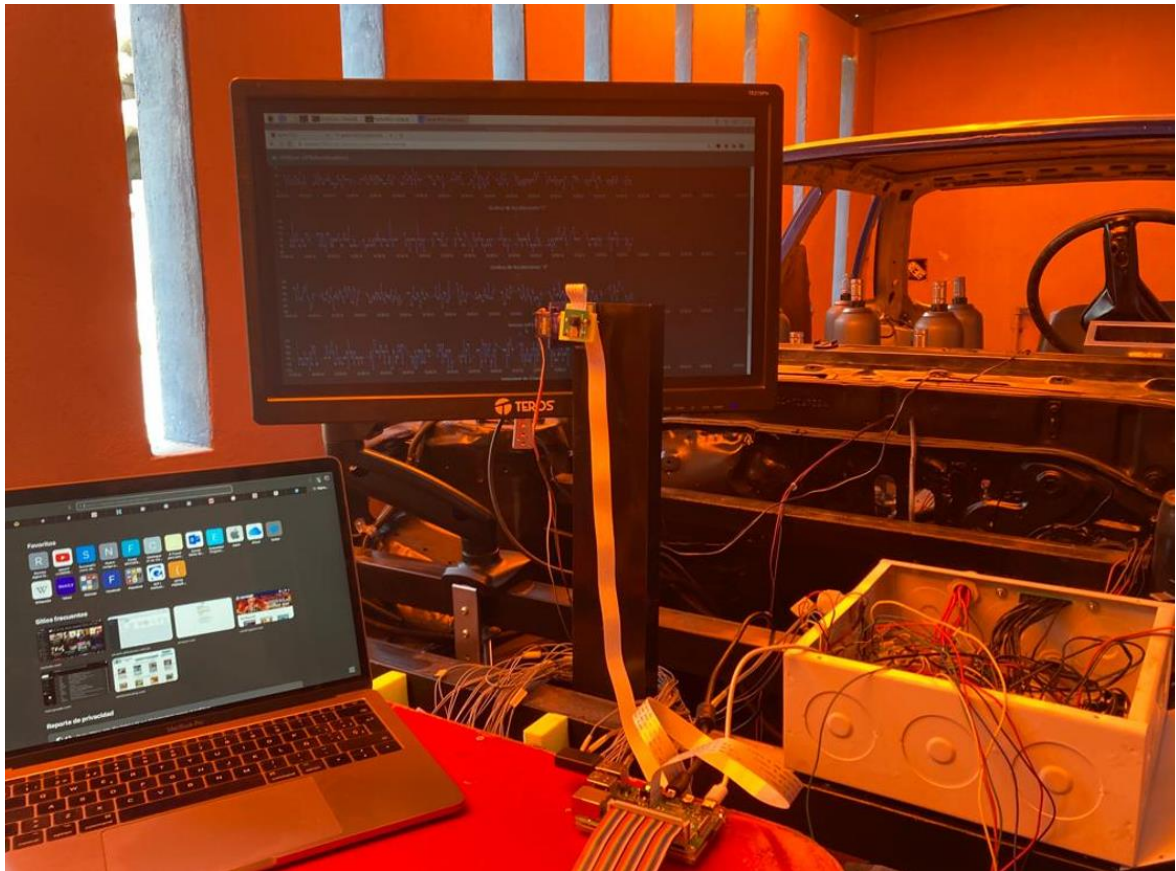
Cámara de detección en parte delantera de chasis.



Nota. Elaboración propia

Figura 90

Gabinete de control con Raspberry pi, Arduino Uno, Nano y Mega.



Nota. Elaboración Propia

Esta tarjeta de interfaz utiliza un controlador llamado Arduino. A medida que se diseñó el sistema de control, se agrega un nuevo conjunto de funciones llamado Flask a la paleta de funciones del software Web.

En este programa, estas nuevas funciones se utilizaron para vincular el programa del controlador a las entradas y salidas de la tarjeta, que de hecho son las entradas de control y las salidas.

La tarjeta de interfaz se colocó en la cabina del conductor junto a otros componentes electrónicos para poder conectarse directamente a la entrada-salida de los dispositivos.

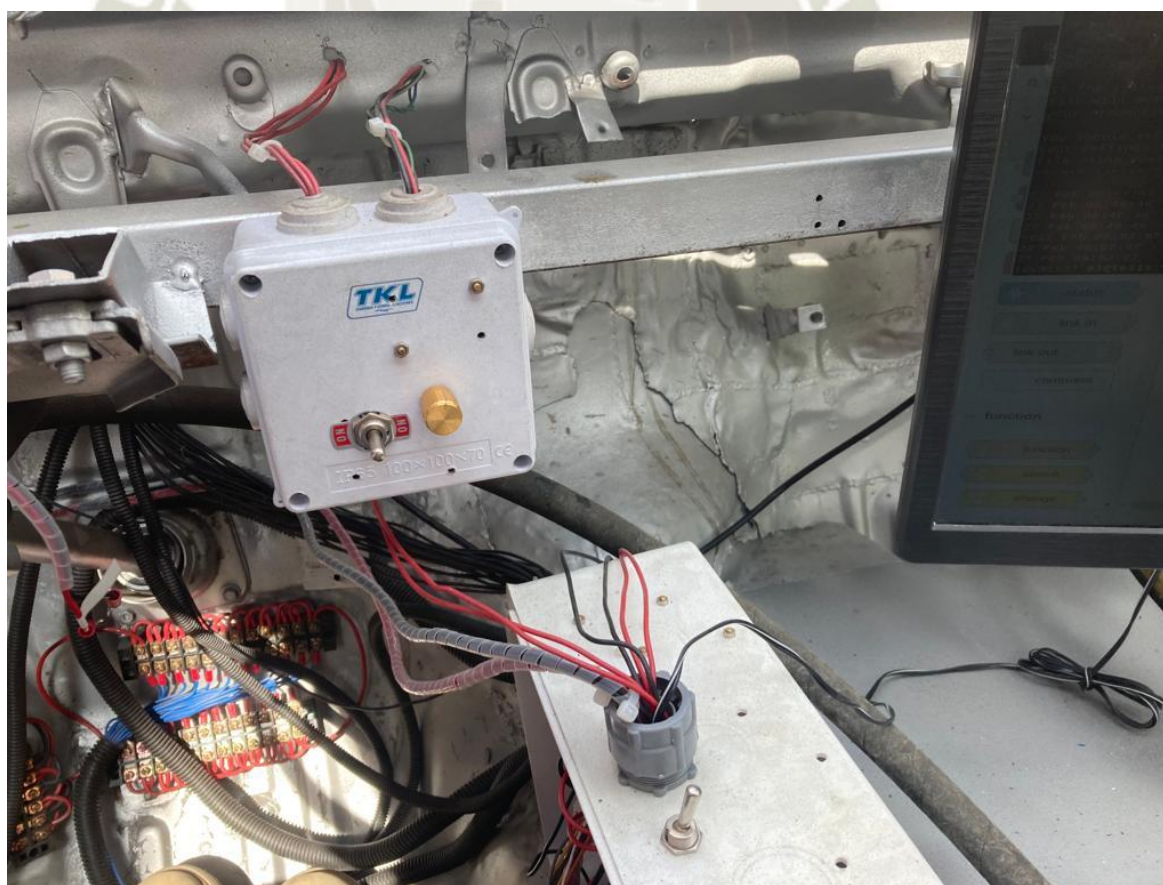
Desde que se colocó la computadora es del chasis, su comunicación con la tarjeta de interfaz se realizó mediante un cable USB

6.1.7. Sistema de relé electrónico

Las señales de salida de control de la tarjeta de interfaz no tenían suficiente potencia como para ser aplicadas directamente a las válvulas de solenoide. Por lo tanto, estas señales de salida son amplificadas en primer lugar por un sistema de relé. Dado que los relés electromecánicos convencionales no son lo suficientemente rápidos para el sistema de control, se aplicó un circuito de relé electrónico. La Figura 92 muestra el circuito de la unidad del sistema de relé electrónico.

Figura 91

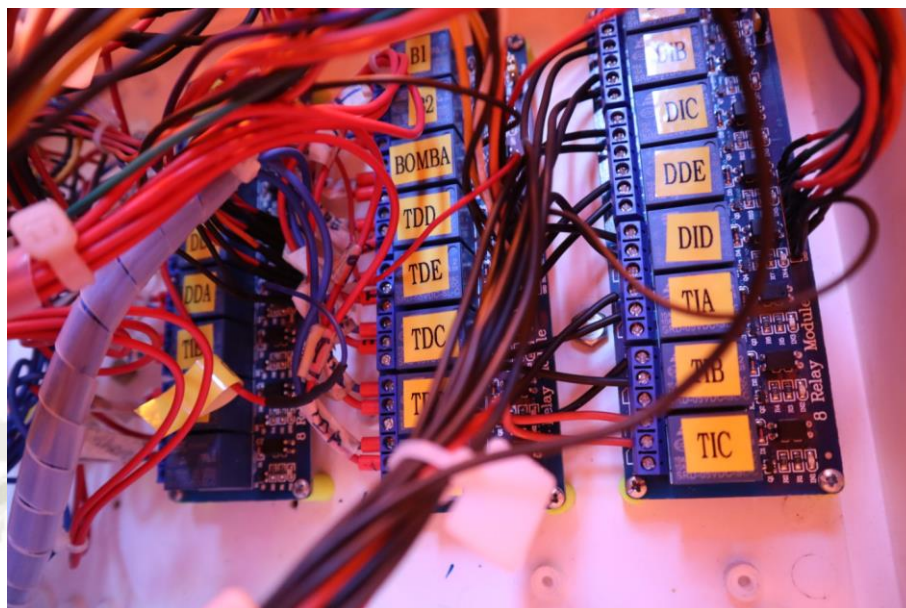
Sistema de relé electrónico



Nota. Elaboración propia

Figura 92

Desarrollo y distribución de Relay para accionamiento de electroválvulas.



Nota. Elaboración propia

En este circuito, la señal de salida de la tarjeta de interfaz pasa a través del optoacoplador a un amplificador. Luego, la salida de este amplificador se coloca en la conexión "base" de un transistor de potencia para encender el transistor. Este transistor de potencia funciona como un interruptor en este circuito y podría producir hasta 5 amperios, lo cual es suficiente para cambiar las válvulas de solenoide. El uso de un optoacoplador en este circuito proporcionó un aislamiento completo entre el circuito de la válvula y el circuito de control que protegía los puertos de la tarjeta de interfaz. Además, un diodo que se conecta a la salida del circuito protegió el transistor de potencia de las señales de alto voltaje, que provienen de la válvula solenoide cuando se estaba apagando. Esto ocurrió debido a un efecto de inductancia en los solenoides de la válvula.

En el circuito de práctica, cada unidad de los circuitos de relé se colocó en una cápsula roja. La Figura 87 muestra el sistema de relé electrónico desarrollado que incluye 24 canales de relé, que son suficientes para cubrir todos los canales de salida del sistema.

6.1.8. Software del controlador

En esta investigación, un sistema Raspberry Pi-Arduino es utilizada como el controlador del sistema. Esta computadora se conectó a una tarjeta de E / S para comunicarse con la salida y la entrada del control. Usando un software especial, esta computadora pudo ejecutar la estrategia de control. El controlador leyó las entradas y generó un comando basado en la estrategia de control para colocar en el actuador. Luego, los tres componentes principales del sistema de control son: Entrada, salida, y la estrategia de control. Las entradas de control son las señales de los transductores de la velocidad absoluta del cuerpo del chasis y las velocidades relativas entre las ruedas y el cuerpo del chasis. Además, las salidas del controlador son señales de conmutación, que se aplicaron a las válvulas de ambos lados de los cilindros hidráulicos. La tercera parte es la estrategia de control del control de suspensión semiactiva, que es la estrategia de control on-off skyhook en este estudio. Los dispositivos de entrada y salida del sistema de control se presentaron en las secciones anteriores.

Lógica de diseño

El proceso de seguimiento de objetos está basado en:

- 1) Tomar un conjunto inicial de detecciones de objetos (como un conjunto de entrada de coordenadas del cuadro delimitador o marco)
- 2) Crear una identificación única para cada una de las detecciones iniciales.
- 3) Rastrear cada uno de los objetos a medida que se mueven alrededor de los fotogramas en un video, manteniendo la asignación de identificaciones únicas

Además, el seguimiento de objetos nos permite aplicar una identificación única a cada objeto rastreado, haciendo que podamos contar objetos únicos en un video. El seguimiento de objetos es fundamental para la construcción un contador de huecos en nuestra vía de tránsito para nuestro chasis.

Un algoritmo de seguimiento de objetos ideal planteado sería:

- Solo requiere la fase de detección de objetos una vez (es decir, cuando el objeto se detecta inicialmente)
- Ser extremadamente rápido, mucho más rápido que ejecutar el propio detector de objetos.
- Ser capaz de manejar cuando el objeto rastreado "desaparece" o se mueve fuera de los límites del fotograma del video
- Sea resistente a la oclusión
- Ser capaz de recoger objetos que ha "perdido" entre fotogramas.

Esta es una tarea que requiere alto nivel de programación y, por tal capacidad computacional, sea esto para cualquier algoritmo de procesamiento de imágenes o visión por computadora, además hay una variedad de pautas que hemos tomado y que podemos utilizar para ayudar a mejorar nuestros rastreadores de objetos en recursos limitados.

Seguidamente vamos a desarrollar los fundamentos del seguimiento de objetos para nuestro algoritmo base. Estos nos permitirán desarrollar diagramas de flujo para entender el programa adjunto de esta tesis.

Fundamentos del seguimiento de objetos

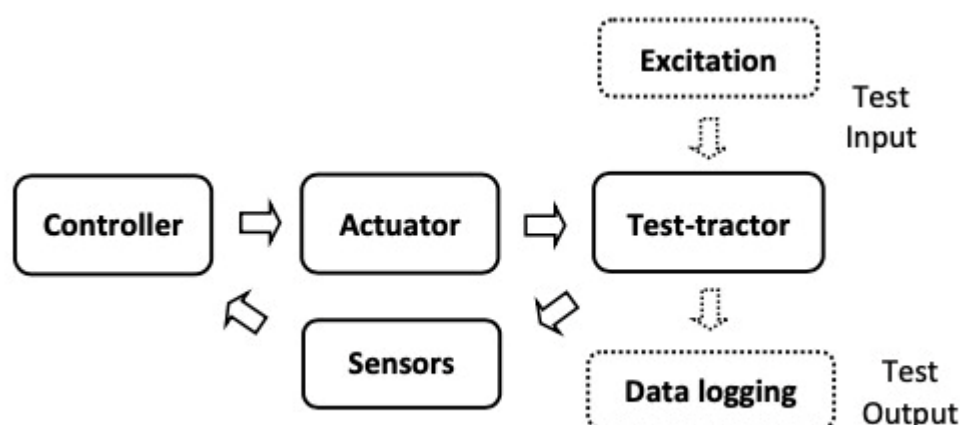
Un algoritmo de seguimiento de objetos simple se basa en realizar un seguimiento de los centroides de los objetos. Normalmente, un rastreador de objetos trabaja de la mano con un

detector de objetos de menor rendimiento. El detector de objetos es responsable de localizar un objeto. El rastreador de objetos es responsable de realizar un seguimiento de qué objeto es cuál mediante la asignación y el mantenimiento de números de identificación.

Este algoritmo de seguimiento de objetos que estamos implementando se llama seguimiento de centroide, ya que se basa en la distancia euclidiana entre (1) centroides de objetos existentes (es decir, objetos que el rastreador de centroides ya ha visto antes) y (2) centroides de nuevos objetos entre fotogramas posteriores en nuestro video.

Figura 93

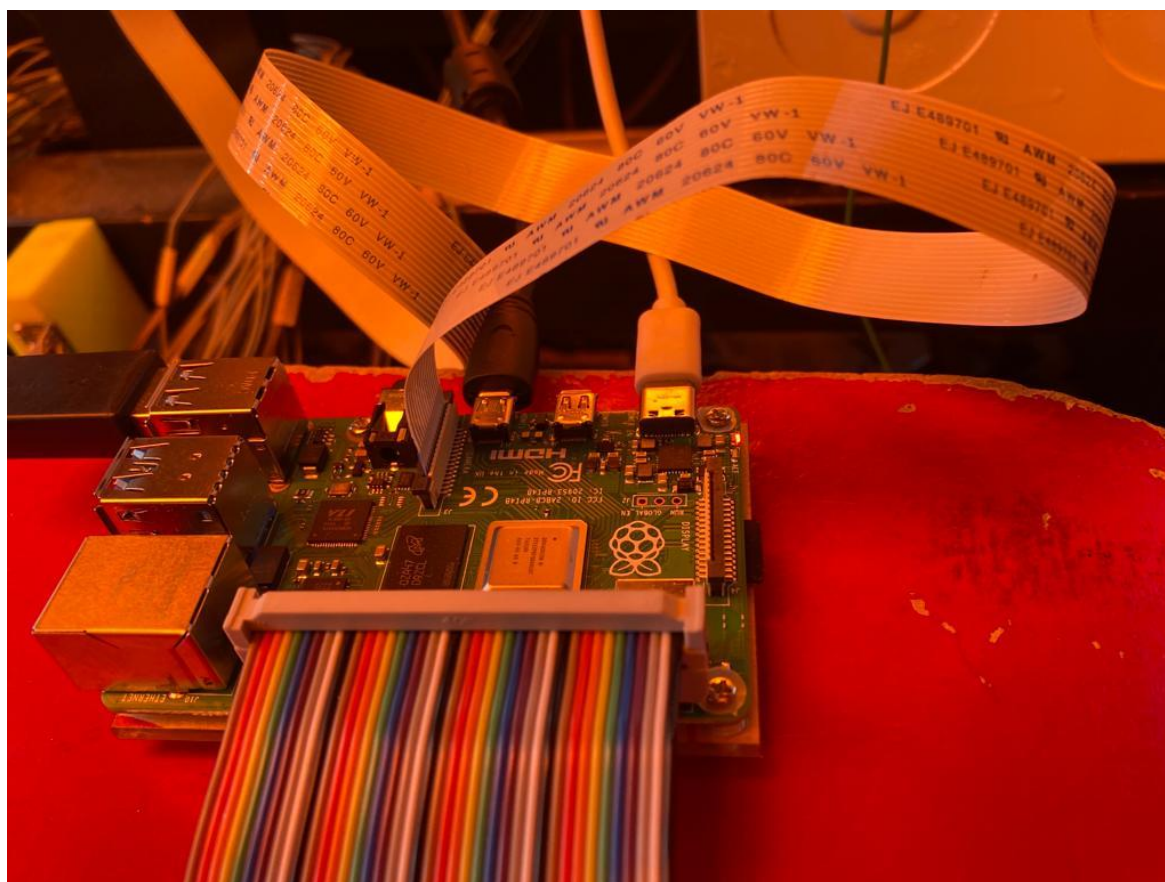
Seguimiento de centroide



Nota. Elaboración propia

Figura 94

Controlador de seguimiento de objetos



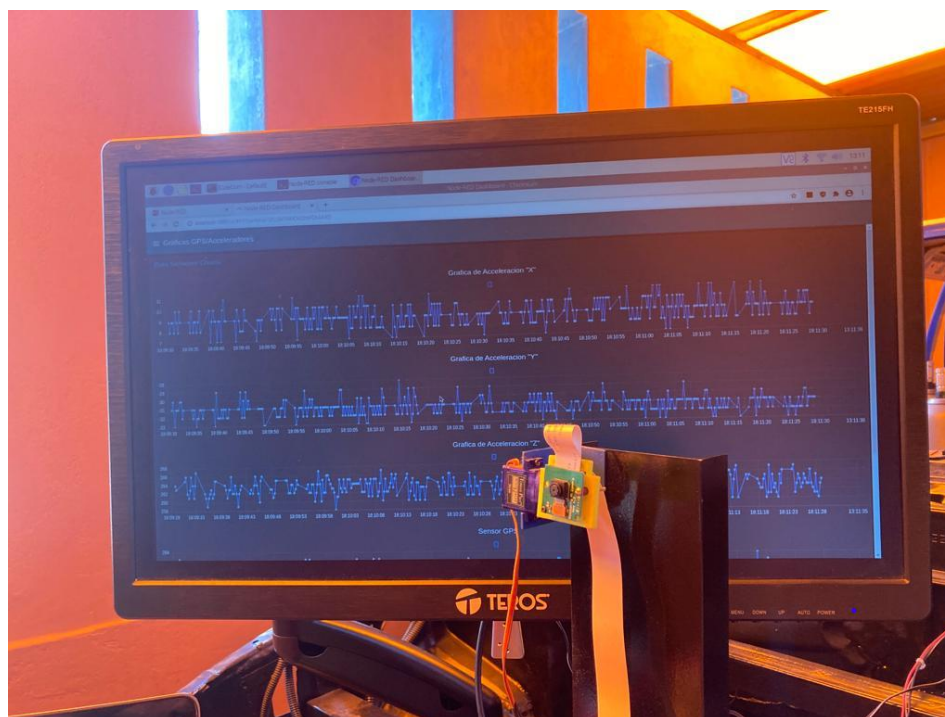
Nota. Elaboración propia

La programación de computadora para el controlador se realizó en el lenguaje Python, que es un lenguaje de programación ampliamente utilizado en automatización y desarrollo de proyectos Aeroespaciales, junto con C. Este software se usó para el controlador, porque se combinó completamente con la tarjeta de interfaz Raspberry, recomendada por el fabricante de la tarjeta

La Figura 95 muestra una pantalla capturada del programa del controlador. Este programa consistió en dos unidades controladoras similares, que se utilizaron para las unidades de suspensión derecha e izquierda de la suspensión de ambos ejes. Cada unidad de control estaba formada por las tres partes: entrada, lógica de control y salida.

Figura 95

Programador del controlador



Nota. Elaboración propia

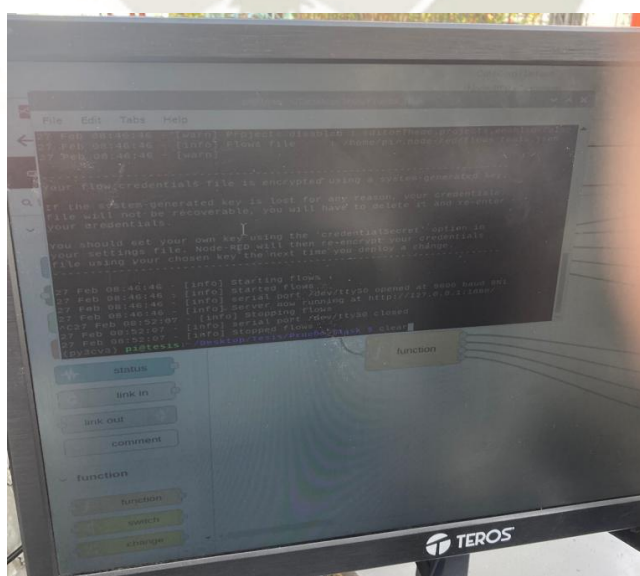
Las entradas de control son las señales digitales convertidas de las señales de los transductores de velocidad producidas por el circuito A/D. En este circuito, había dos salidas digitales para cada sensor de velocidad, que se aplicaron a los dos puertos de entrada digital de la tarjeta de E / S. Estas señales aparecieron en las dos entradas del programa. Cada una de estas entradas indicó el signo positivo o negativo de las velocidades de suspensión vertical. Por ejemplo, como se muestra en la Figura 89, el primer puerto de entrada (es decir, el número cero) se usó para indicar el signo positivo, y el segundo puerto de entrada (es decir, el número uno) se usó para indicar el signo negativo de la velocidad absoluta de la Esquina izquierda del cuerpo del chasis. De esta manera, se utilizaron ocho puertos digitales de entrada en el programa para los sensores.

Dado que todas las entradas son señales digitales, la parte de la estrategia de control del programa se creó mediante el uso de elementos lógicos, que se basaron en el diagrama de flujo de la estrategia de control on-off skyhook. Las salidas del programa son señales de comando para controlar las válvulas de los lados del cilindro hidráulico. Estos comandos son cuatro señales digitales escritas en los cuatro puertos de salida digital. Estas señales aparecieron en los puertos de salida de la tarjeta. Estas salidas, a través de los relés de accionamiento, se introducen en las válvulas.

En el software, para cada programa hay un panel frontal que se crea para comunicarse con el operador durante la ejecución del programa. La Figura 96 muestra una captura de pantalla del panel frontal del programa del controlador, que consta de diferentes indicadores y botones de control. Este panel frontal se usó para realizar las calibraciones primarias en los sensores y monitorear el proceso de control del sistema durante las pruebas.

Figura 96

Panel frontal del programador



Nota. Elaboración propia

CAPÍTULO VII

7. RESULTADOS

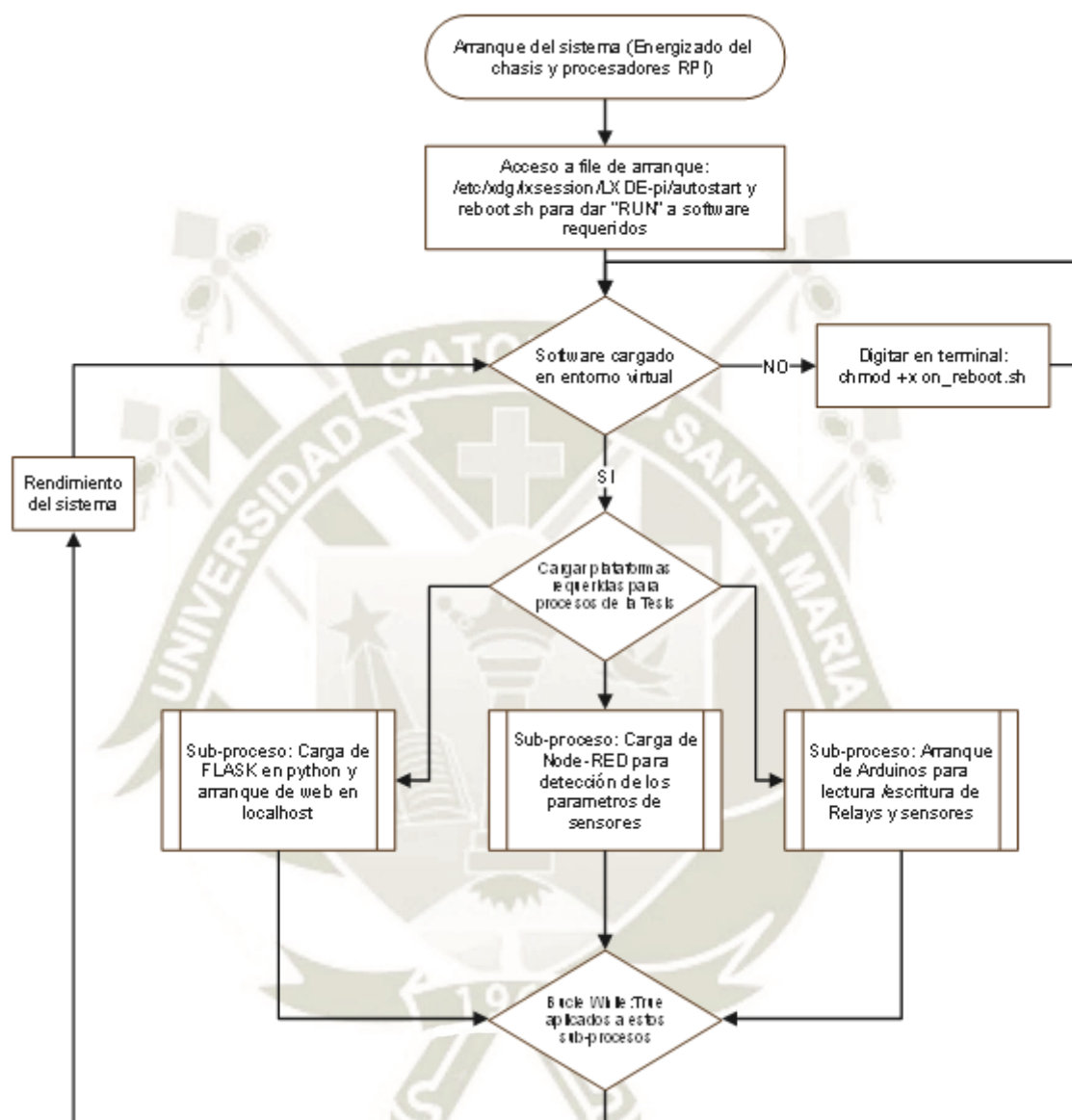
Después de describir el paso de ejecución de las pruebas de simulación y experimentales, en este capítulo, se presentan los resultados obtenidos de estas pruebas. Estos resultados se presentan en cuatro grupos, que son respectivamente: resultados de validación del modelo, resultados de confort de conducción, resultados de manejo y resultados de la suspensión.

7.1. VALIDACIÓN DEL MODELO

Junto con los estudios experimentales y de simulación, la validación del modelo de simulación también se considera un objetivo de este trabajo de investigación. Esto se realizó comparando el resultado de la simulación con los resultados experimentales correspondientes. La Figura 97 muestra el diagrama de flujo para el sistema utilizado en el estudio.

Figura 97

Diagrama de Flujo para el arranque del sistema



Nota. Elaboración propia

Figura 98

Chasis remolcado con sistema de sensado instalado.

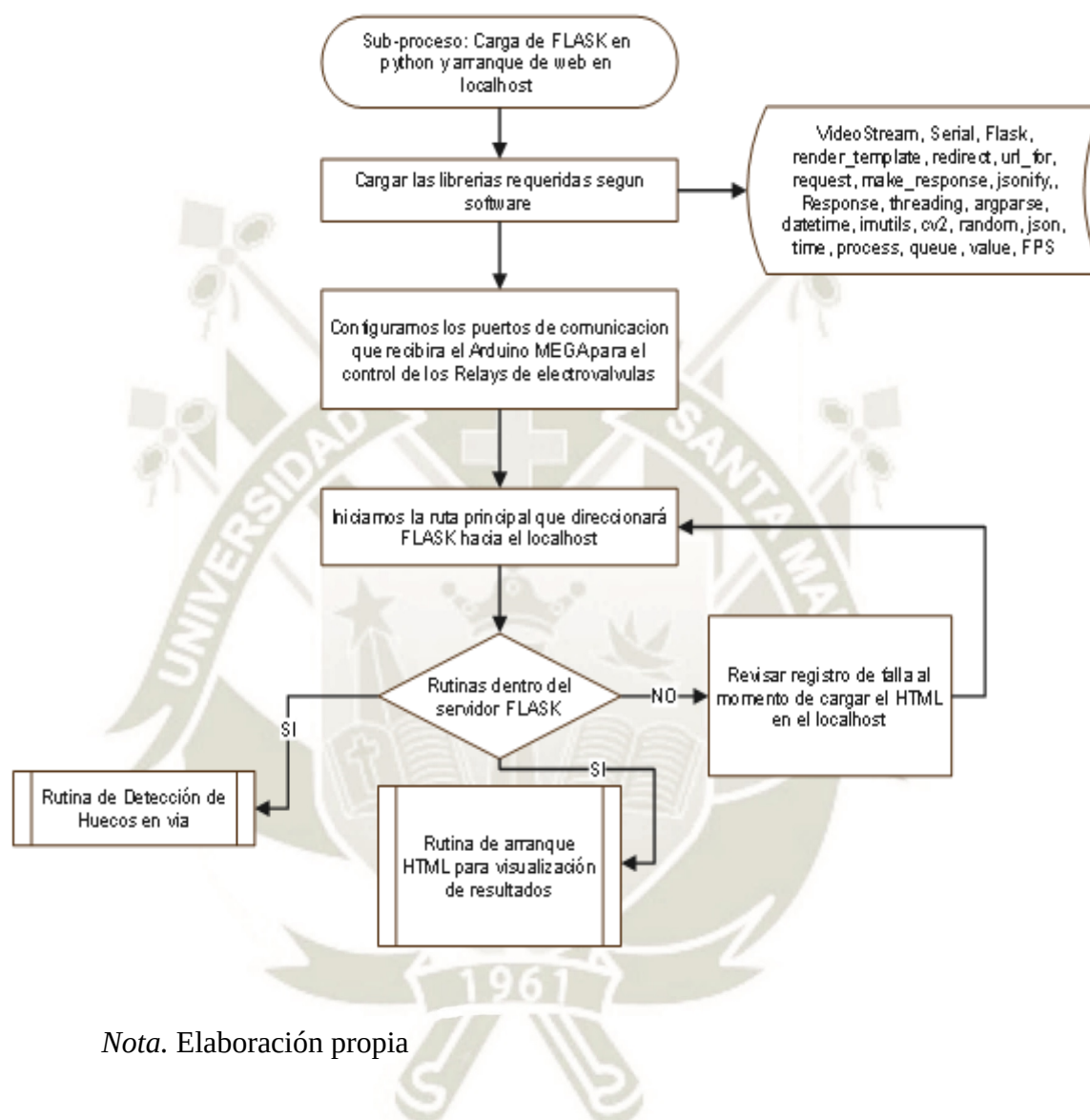


Nota. Elaboración propia

Para validar el modelo de suspensión diseñado, se muestran los diagramas de flujo aplicados para cada subproceso.

Figura 99

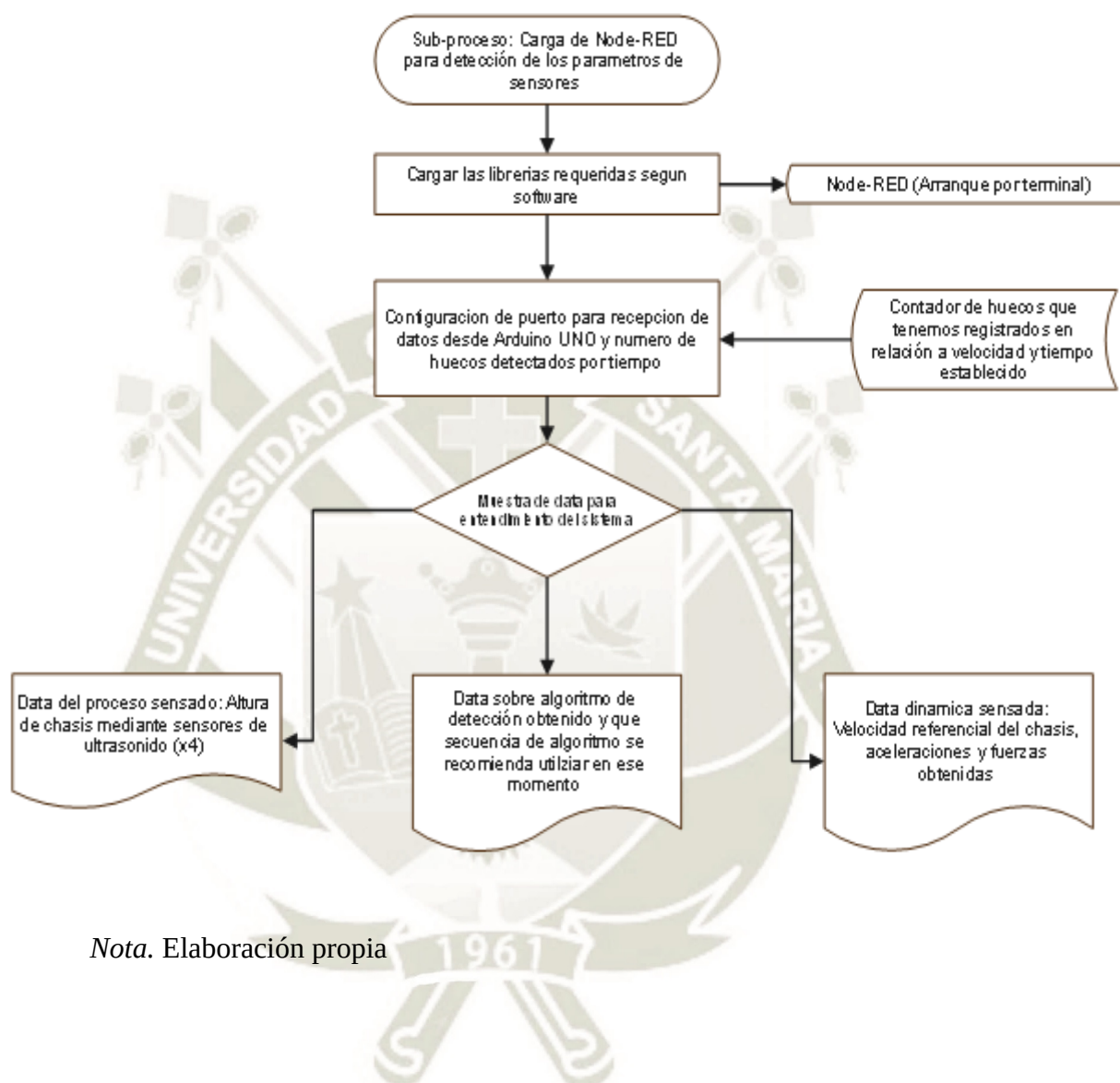
Diagrama de flujo para la carga de FLASK



Nota. Elaboración propia

Figura 100

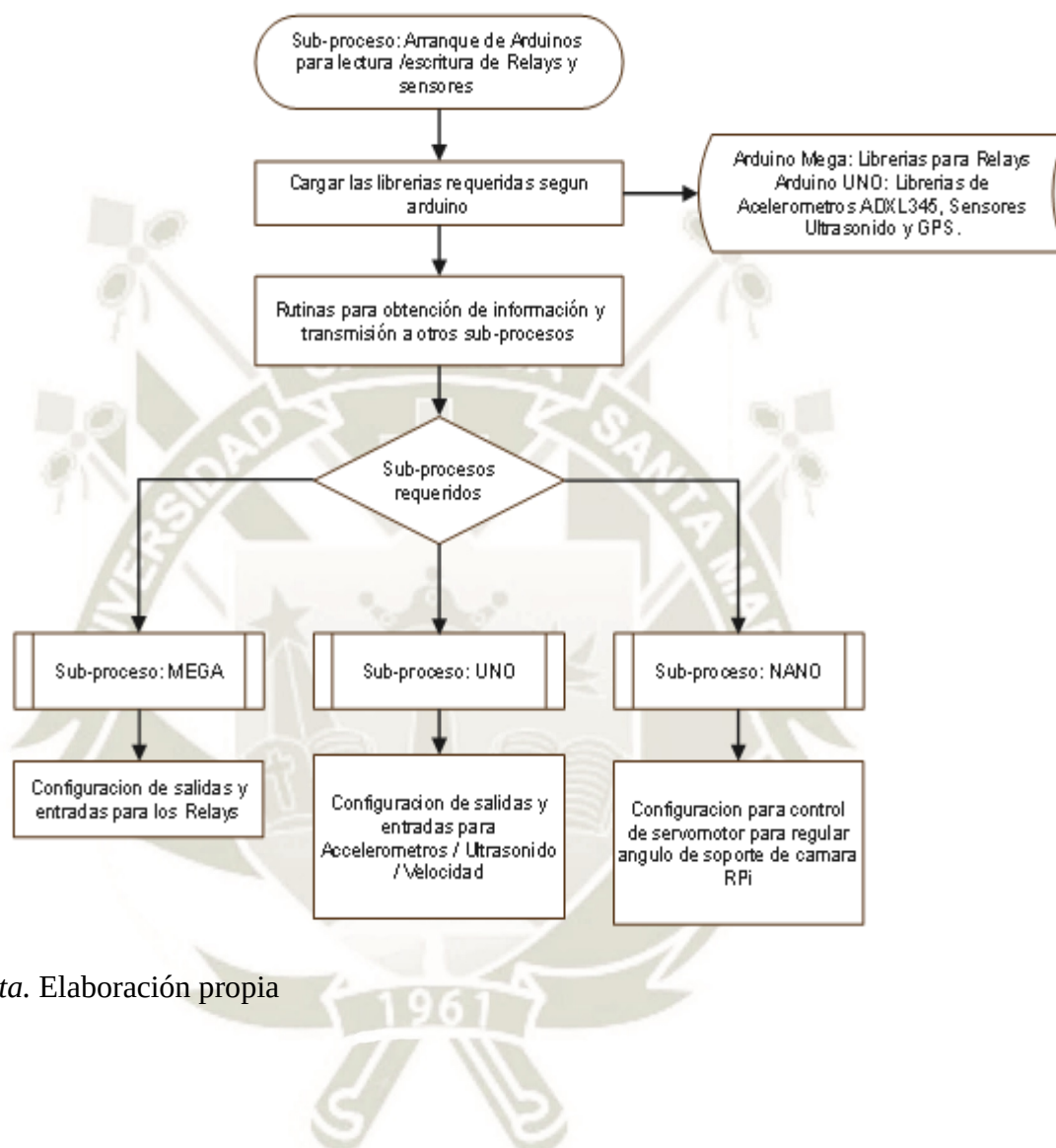
Diagrama de flujo para la carga de Node-RED



Nota. Elaboración propia

Figura 101

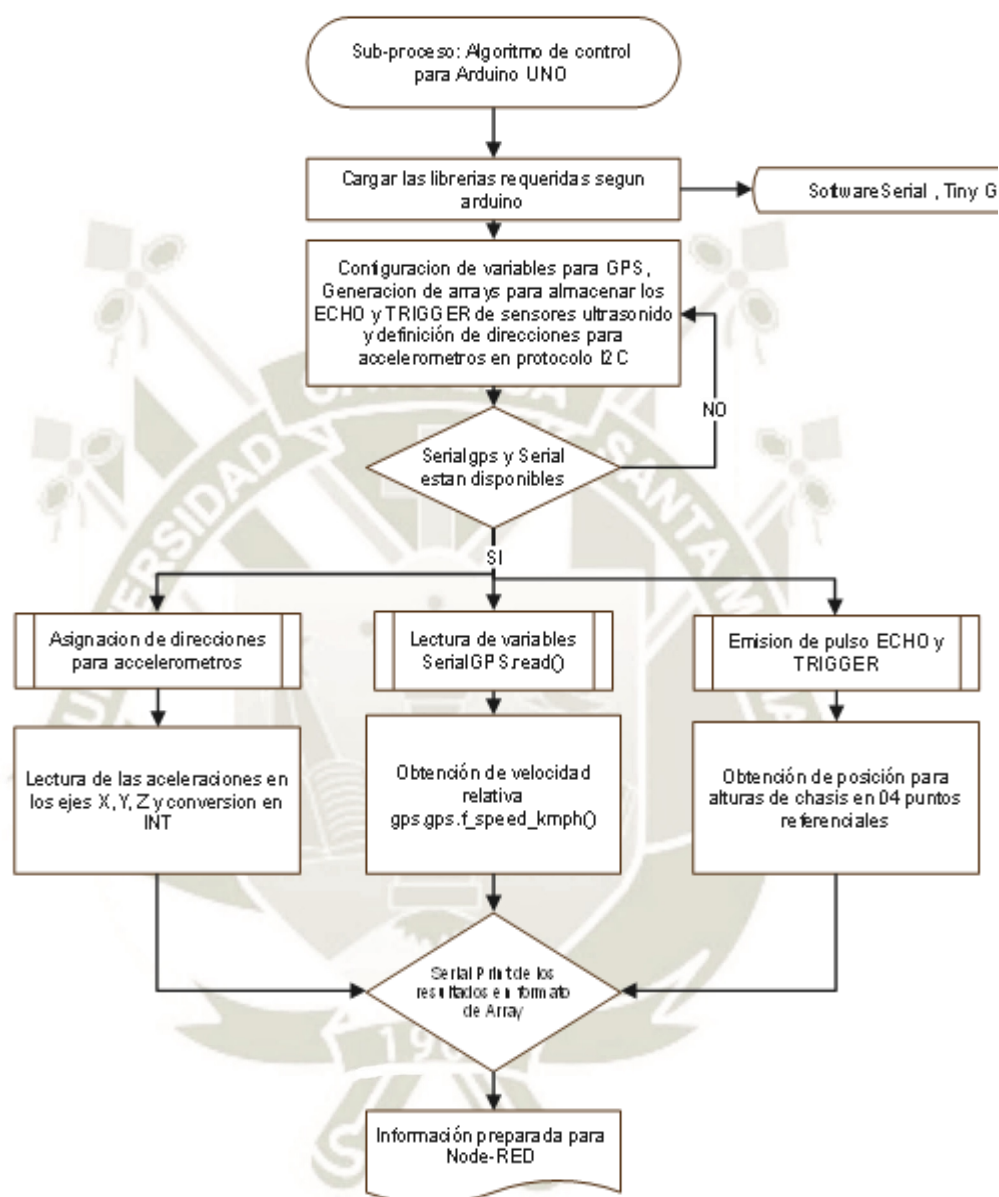
Diagrama de flujo para el Arranque de Arduino



Nota. Elaboración propia

Figura 102

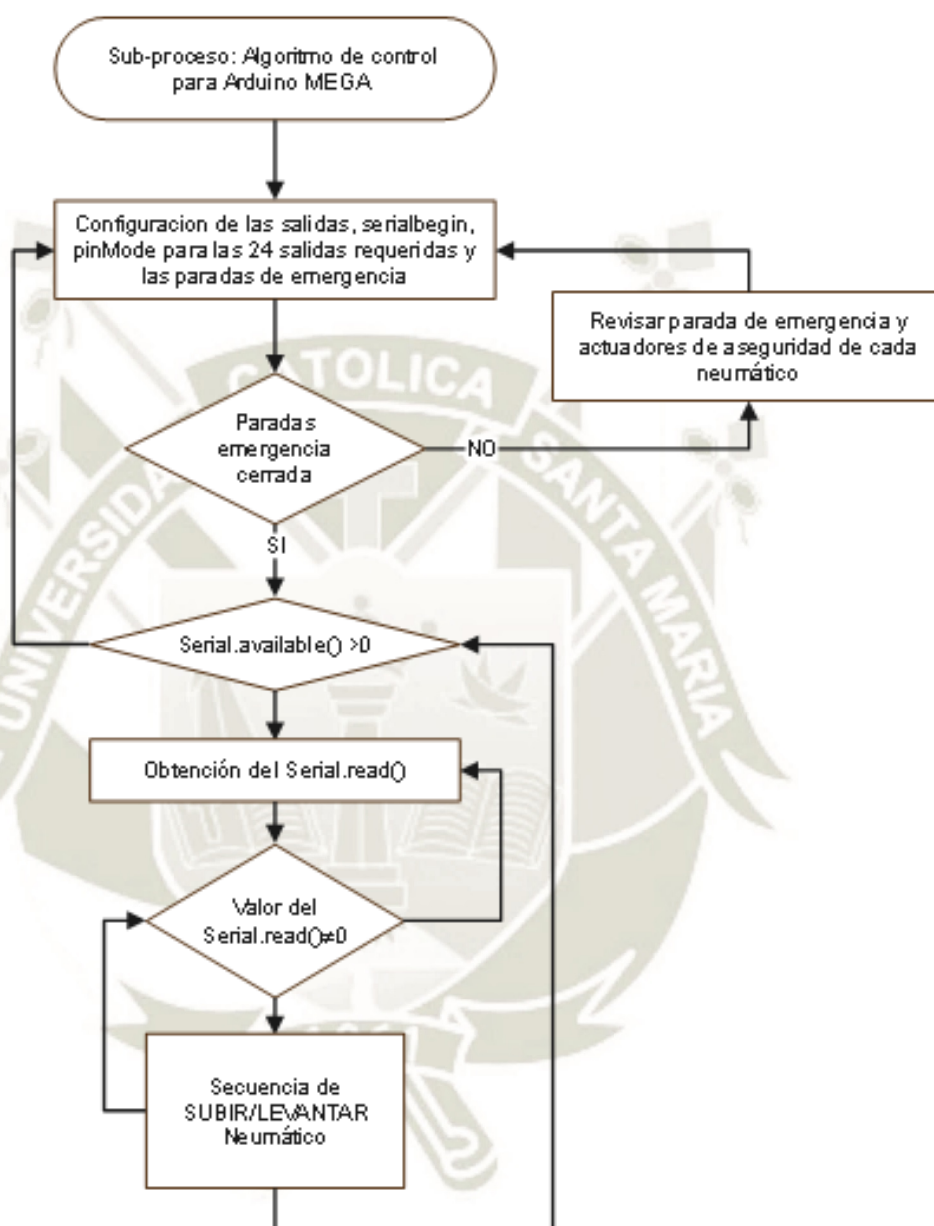
Diagrama de flujo del algoritmo de control para Arduino UNO



Nota. Elaboración propia

Figura 103

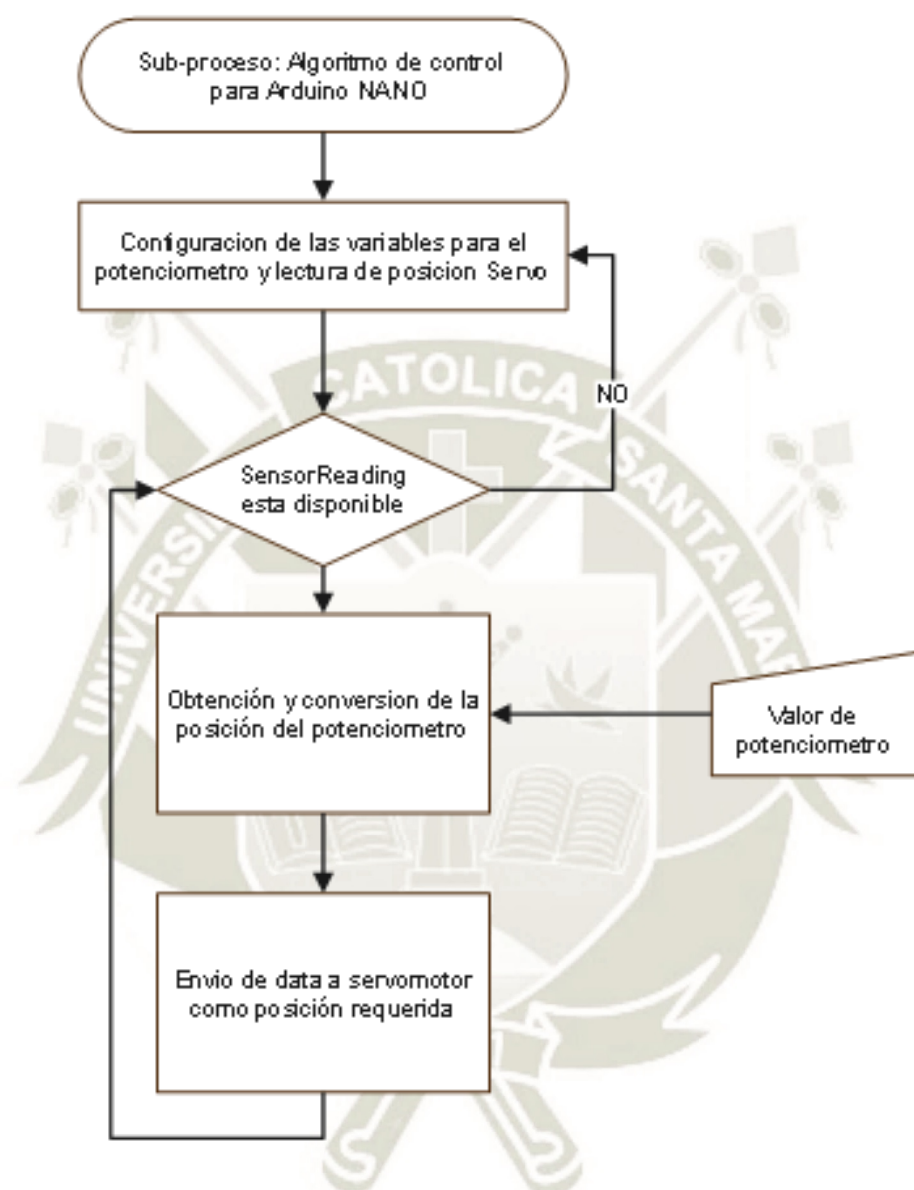
Diagrama de flujo del algoritmo de control para Arduino MEGA



Nota. Elaboración propia

Figura 104

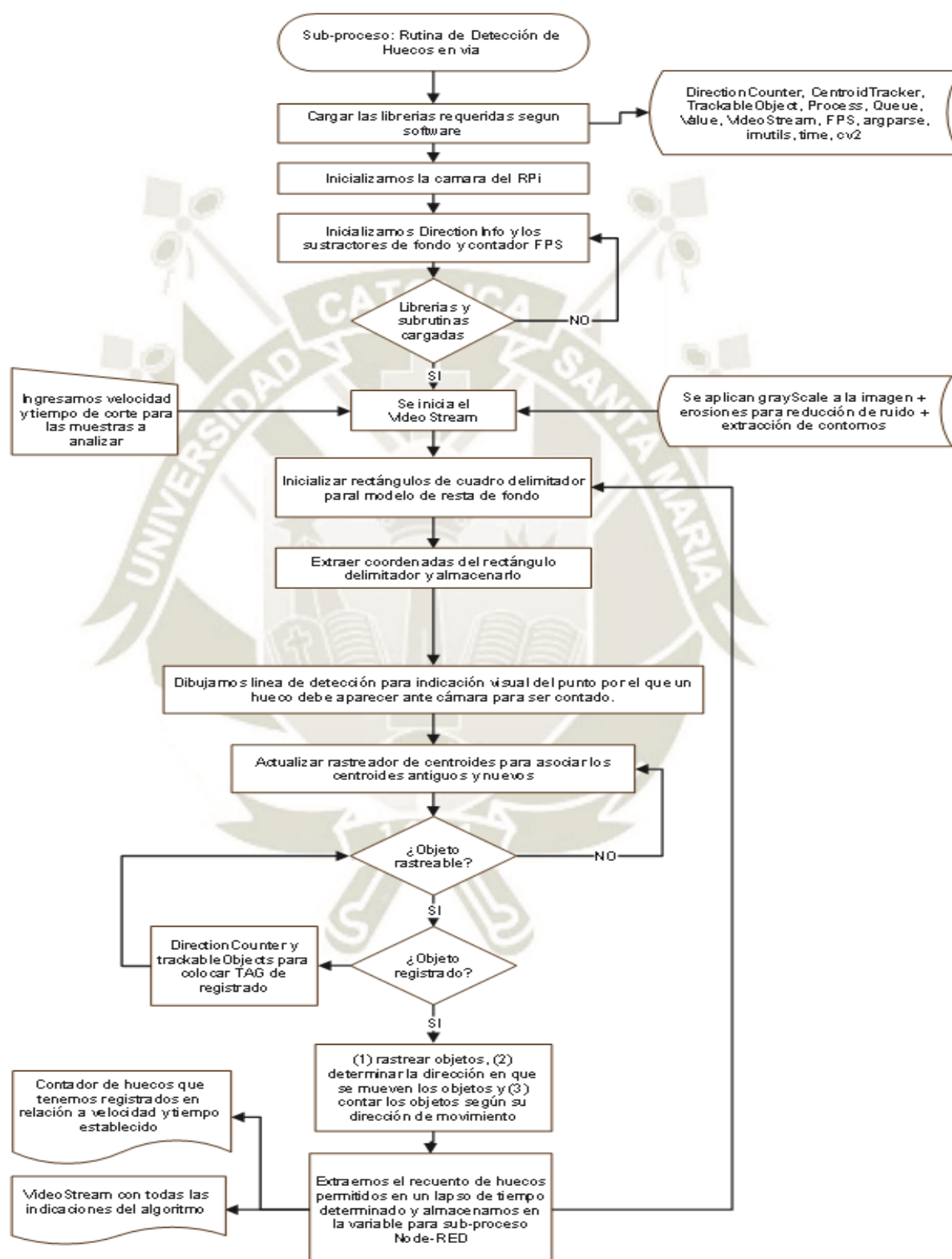
Diagrama de flujo del algoritmo de control para Arduino NANO



Nota. Elaboración propia

Figura 105

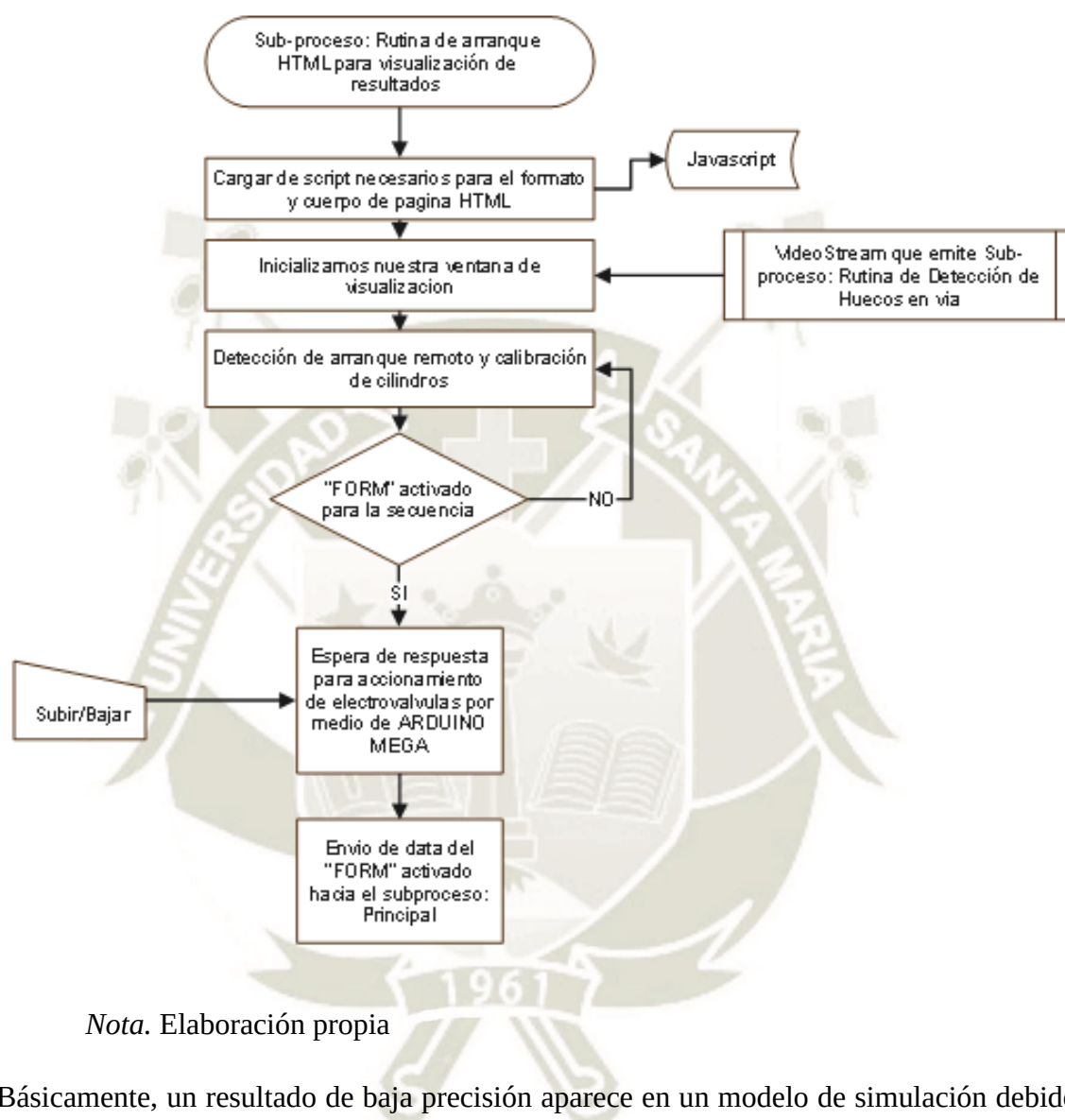
Diagrama de flujo para la rutina de detección de huecos en vía



Nota. Elaboración propia

Figura 106

Diagrama de flujo para la rutina de arranque HTML



Nota. Elaboración propia

Básicamente, un resultado de baja precisión aparece en un modelo de simulación debido a una falla en la lógica del modelado o en los parámetros imprecisos de la simulación. En el proceso de validación en esta investigación, la modificación del modelo de simulación se realizó considerando estas dos fuentes de inexactitud. Por ejemplo, en el caso de una falla en la lógica de modelado, después de observar una baja correlación en los resultados de dominio de tiempo y frecuencia, se observó que el modelo de cilindro hidráulico debería modificarse considerando el efecto de fricción en el modelo.

En otro caso, la observación de una baja correlación en los resultados de frecuencia natural llevó a considerar un modelo de masa concentrada de varios cuerpos para el modelo de cuerpo del chasis. Además, los parámetros que son más precisos se derivaron de las masas del chasis.

La validación se realizó en base a los resultados comparativos de las pruebas de simulación y experimentales en dos categorías de dominio de tiempo y resultados de dominio de frecuencia. Cabe señalar que los resultados de la simulación de esta parte son los resultados de la simulación que se lograron después de la validación del modelo.

7.2. VALIDACIÓN BASADA EN AMPLITUD

La validación basada en la amplitud del modelo se realizó utilizando valores RMS en la siguiente fórmula. En esta fórmula, que da el porcentaje de inexactitud de los resultados de la simulación, los resultados experimentales se consideran como referencia.

$$Inexactitud \% = \left| \frac{Simulaciones (RMS) - Promedio de testeo(RMS)}{Promedio de testeo(RMS)} \times 100 \right| \quad (7-1)$$

En el modo de suspensión pasiva, las inexactitudes de todos los resultados de RMS se presentan en la Tabla 17, se presenta el porcentaje de imprecisiones de las aceleraciones del cuerpo del chasis, la fuerza dinámica del neumático y el MPTP.

Tabla 17

Porcentaje de imprecisiones de las aceleraciones del cuerpo del chasis

Modos de parámetros	Unidades	Simulación	Pruebas de testeo	Precisión (%)	
Aceleraciones del chasis (Heave)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	0.72	0.65	90.2%
Aceleraciones del chasis (Pitch)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	0.65	0.59	90.7%
Aceleraciones del chasis (Roll)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	0.48	0.41	85.4%
Desplazamiento del chasis	Desplazamiento	m	0.062	0.071	87.3%

Nota. Elaboración propia.

De manera similar, para el modo de suspensión semiactiva, la inexactitud relacionada con los valores RMS y MPTP de los resultados de la simulación se presenta:

Tabla 18

Resultados de simulación vs. Resultados de prueba experimental respecto a modificaciones en ajuste de acumuladores

Modos de parámetros	Unidades	Simulación	Pruebas de testeo	Precisión (%)	
Aceleraciones del chasis (Heave)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	0.72	0.67	93.0%
Aceleraciones del chasis (Pitch)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	0.65	0.61	93.8%
Aceleraciones del chasis (Roll)	RMS	$\frac{m}{s^2}$	0.48	0.44	91.6%
Desplazamiento del chasis	Desplazamiento	m	0.062	0.069	89.8%

Nota. Elaboración propia.

Estos resultados muestran de hecho la precisión del modelo después de la corrección y mejora del modelo. Como se muestra, la precisión de los resultados de la simulación en el

modo pasivo es de 45% como mínimo y en el modo semiactivo es de 60% como mínimo. Estos resultados indican un buen acuerdo entre la simulación y los resultados experimentales en el dominio del tiempo. En los resultados semiactivos, la precisión de los resultados no se reduce más del 4,9 %. Esto representa la buena precisión en el modelo de simulación del controlador y los actuadores.

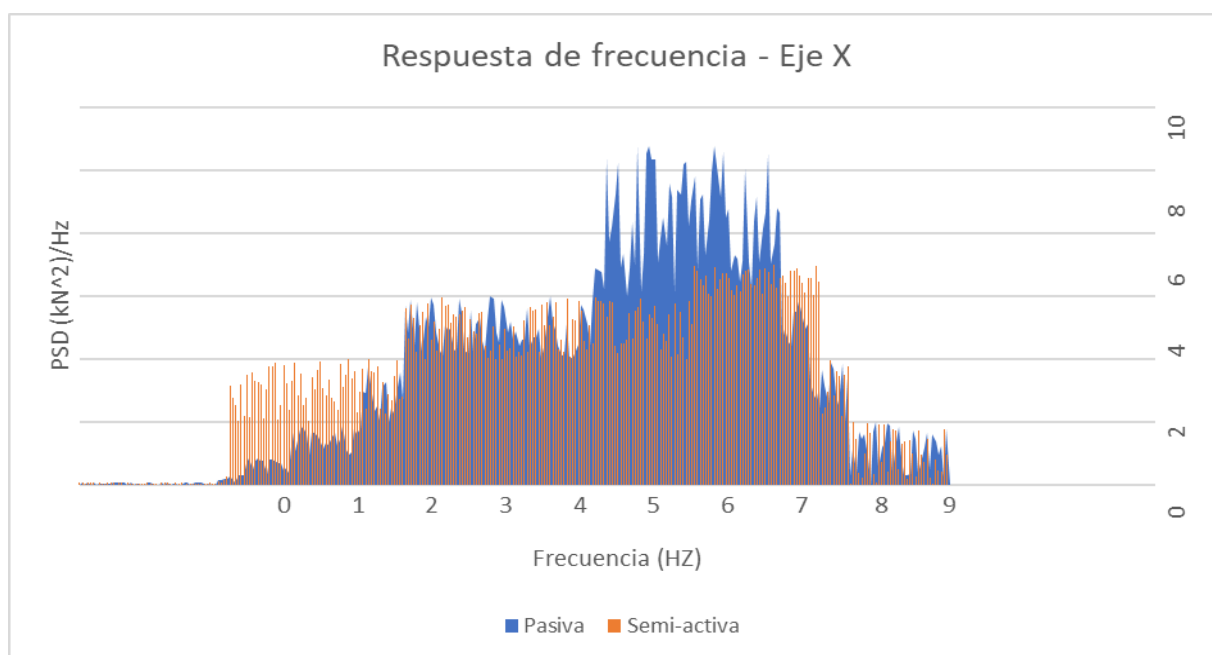
7.3. VALIDACIÓN BASADA EN FRECUENCIA

La validación basada en la frecuencia del modelo se realizó comparando los gráficos de los resultados de la simulación y los resultados experimentales. Esta comparación evaluó la correlación del modelo en diferentes áreas de frecuencia ayudando a reconocer el punto débil del modelo. Las Figuras 107 a la 109 muestran los gráficos derivados de la aceleración del cuerpo de levantamiento de la simulación y las pruebas experimentales en el modo de suspensión pasiva, comparado con el semiactiva para cada eje.

En principio, el rango de frecuencia relacionado con la suspensión del vehículo es de 0 a 20 Hz. En esta investigación, la observación primaria en los resultados de la simulación y las pruebas experimentales mostraron que las vibraciones principales ocurrieron en las áreas de la primera mitad de este rango de frecuencia. Por lo tanto, para ilustrar una resolución de gráfico más alta, los gráficos en esta tesis se presentan en el rango de frecuencia de 0 a 12 Hz, como los siguientes gráficos.

Figura 107

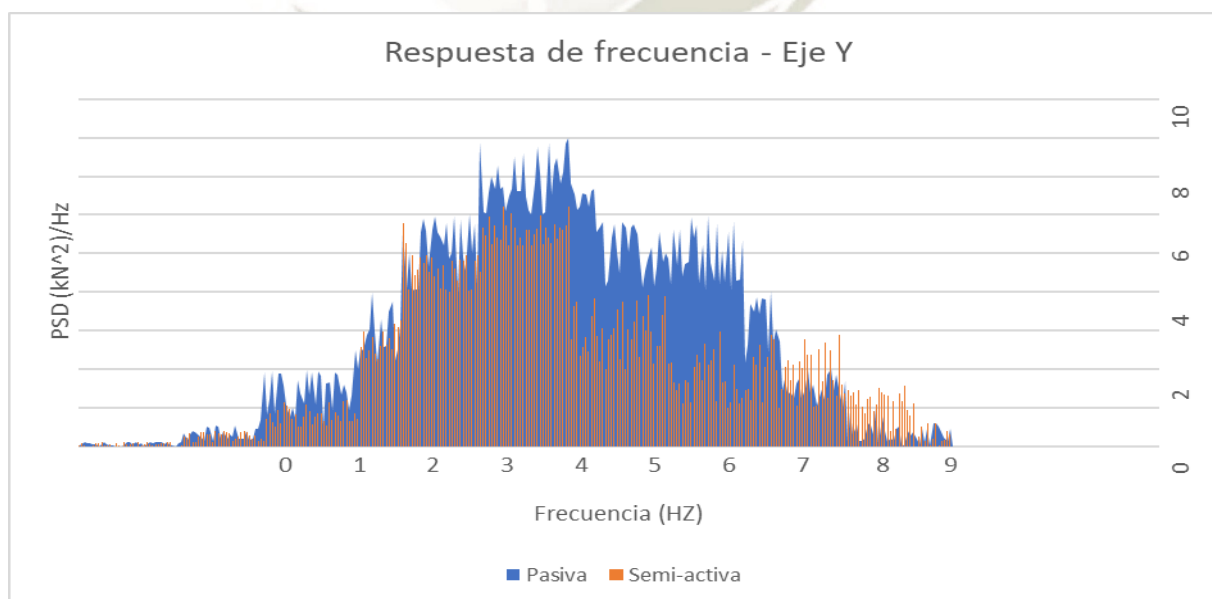
Respuesta comparativa de frecuencia en el eje X



Nota. Elaboración propia

Figura 108

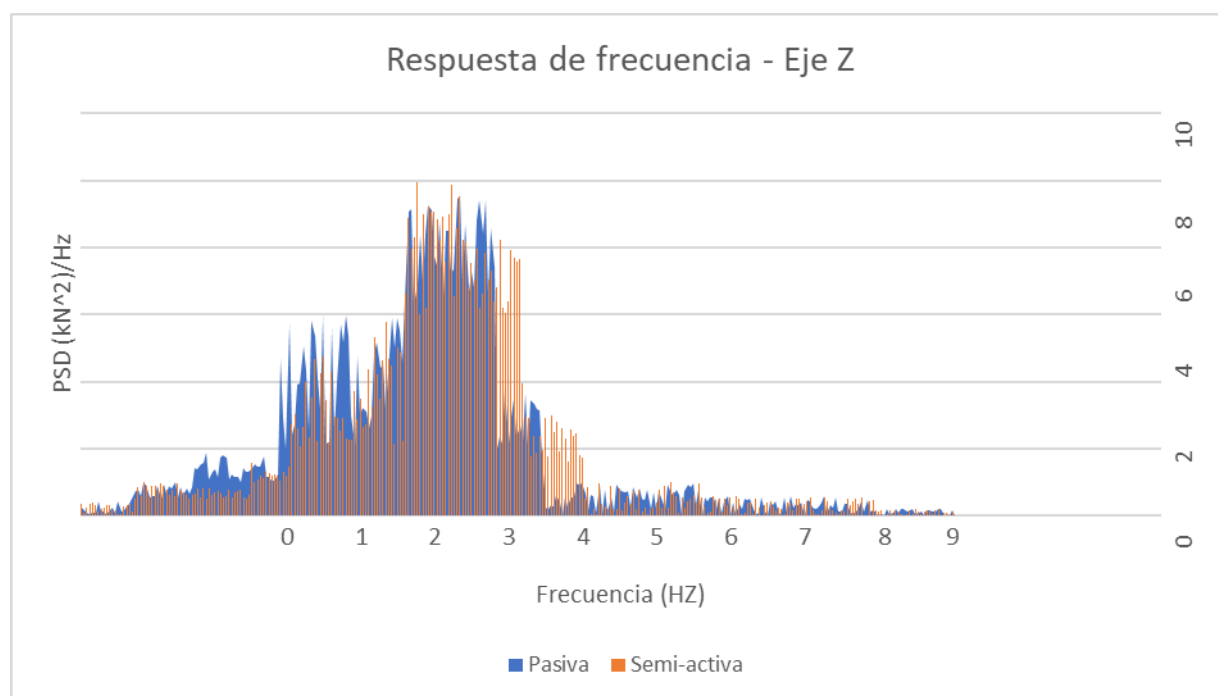
Respuesta comparativa de frecuencia en el eje Y



Nota. Elaboración propia

Figura 109

Respuesta comparativa de frecuencia en el eje Z



Nota. Elaboración propia

Estos resultados son, de hecho, la comparación del resultado experimental con los resultados del modelo de simulación validado. Como la primera curva diferente, la simulación es suave y la curva experimental es irregular. Esto es así porque el modelo del cuerpo del chasis se simplificó al modelo de masa sólida concentrada, mientras que, en realidad, el cuerpo del chasis consiste en componentes de masa (es decir, varios cuerpos) con conexión elástica. Sin embargo, como se muestra, las curvas principales demuestran un buen acuerdo. Para analizar estos gráficos, el área de frecuencia se divide en cuatro áreas.

La primera área es el rango de frecuencia de 0,5 a 2 Hz, que contiene frecuencias naturales del cuerpo del chasis (masa suspendida). Como se muestra, existe una buena concordancia entre dos curvas, y solo la frecuencia de la amplitud máxima es un poco diferente.

La segunda área es el rango de frecuencia de 2 a 4 Hz. Esta área se coloca entre las dos áreas de las frecuencias naturales de la masa suspendida y la masa no suspendida. Como se muestra, en esta área de la curva experimental, hay una amplitud de pico desconocida. Antes de la validación del modelo, en la curva de simulación, este pico no existía. Un cálculo estimado mostró que la frecuencia de este pico (~ 3 Hz) es comparable con la frecuencia natural del cuerpo del chasis cuando habría una conexión sólida entre el cuerpo y la rueda. La observación experimental primaria indicó que este pico ocurrió debido al efecto de deslizamiento en los elementos de la suspensión. Para proporcionar una mejor concordancia entre la simulación y las curvas de experimentación en esta área, el modelo de fricción del cilindro se agregó al modelo principal. Después de eso, un pico similar apareció en la curva de simulación en esta área, como se muestran en las Figuras 107 a la 109.

La tercera área es el rango de frecuencia entre 4 y 6.5 Hz. Esta área contiene particularmente la frecuencia natural de las ruedas (es decir, la masa no suspendida). Como se muestra, existe una buena concordancia entre las dos curvas, y solo la frecuencia de la amplitud máxima es una pequeña cantidad diferente.

El rango de frecuencia más allá de 6.5 Hz es la cuarta área, que contiene las frecuencias naturales relacionadas con los componentes de masa menores del chasis. Excepto una amplitud de pico menor en la curva experimental, no hay un pico considerable en esta área. Este pico es de hecho la frecuencia natural de la cabina, que está unida al cuerpo del chasis a través de una conexión de goma que funciona como una semi-suspensión y tiene su frecuencia natural individual. Dado que este sistema no tiene un efecto significativo en los resultados de las pruebas experimentales, no se considera en el modelo de simulación. En consecuencia, el efecto relacionado con este sistema no existe en la curva de simulación.

Como se muestra las curvas experimentales muestran generalmente una amplitud un poco más alta que la curva de simulación. Como se mostró anteriormente, este fenómeno es más obvio en los resultados basados en la amplitud de la validación. Como se mencionó, en el procedimiento de validación, se realizaron algunas modificaciones en la lógica de modelado y los parámetros del modelo, como agregar el modelo de fricción, agregar el modelo de masa de cuerpo múltiple y utilizar los parámetros de masa más precisos. Por lo tanto, se logró una mejor concordancia entre el nivel de amplitud general de la simulación y los resultados experimentales. Esta mejora es particularmente notable en la segunda área del gráfico que se vio afectada por el factor de fricción estática en el sistema de suspensión.

El método basado en la frecuencia para la validación del modelo es la comparación de las diferentes frecuencias naturales del chasis, que se derivan de las pruebas de simulación y experimentales. Como se mencionó anteriormente, correspondiente a cada grado de libertad del modelo, se puede derivar una frecuencia natural de los resultados de la simulación. Por lo tanto, se consideran siete frecuencias naturales relacionadas con los siete grados de libertad del modelo. El movimiento de inclinación, inclinación y balanceo del cuerpo del chasis son tres de ellos, y las otras cuatro frecuencias son las frecuencias naturales de las cuatro ruedas del chasis. Dado que los neumáticos y los parámetros de masa de las cuatro ruedas son similares, las cuatro frecuencias naturales de las ruedas son las mismas, y en el estudio de validación, se considera la frecuencia de solo una de ellas.

En general, después de lograr las correlaciones aceptables entre el dominio de tiempo y los resultados del dominio de frecuencia de la simulación y las pruebas experimentales, se completó la validación del modelo, de modo que se puede utilizar para simular el comportamiento dinámico de un chasis agrícola centrándose en el sistema de suspensión. Después de esta validación, los resultados de las pruebas de simulación se utilizaron para la

evaluación del nuevo sistema de suspensión además de las pruebas experimentales, como referencia secundaria.

7.4. EVALUACIÓN DE LA COMODIDAD DE VIAJE

El primer criterio para evaluar la suspensión semiactiva es el confort de marcha. Para este propósito, como se indicó anteriormente, se consideraron las aceleraciones del cuerpo del chasis. El rendimiento del nuevo sistema de suspensión se evaluó comparando los resultados del dominio del tiempo y del dominio de la frecuencia del modo de suspensión pasiva con el modo de suspensión semiactiva. En esta sección, se presentan los resultados de las pruebas de simulación y, a continuación, los resultados de las pruebas experimentales. En cada parte, se presentan los resultados del dominio de tiempo y los resultados del dominio de frecuencia de las pruebas.

De manera similar al resultado de la simulación, la evaluación de la suspensión basada en el dominio del tiempo se realizó comparando el valor RMS de las aceleraciones. Para cuantificar esta comparación, los cambios en el confort de marcha se indican en porcentajes. Los resultados relacionados con las aceleraciones en el centro de gravedad del cuerpo del chasis se presentan en la Tabla 19. Estos resultados son las aceleraciones de levantamiento, inclinación y balanceo de los modos de suspensión pasiva y semiactiva, que se obtienen de las pruebas experimentales. Además, el porcentaje de influencia de la suspensión semiactiva en el confort de marcha se calcula en función del valor RMS de las aceleraciones.

Tabla 19

Frecuencias del cuerpo del chasis

Modos de vibración	Frecuencias naturales		Porcentaje de validación
	Test Experimental (HZ)	Simulación (HZ)	Porcentaje %
Heave	≈ 1.6	1.4	78
Pitch	≈ 1.7	1.6	84
Roll	≈ 1.0	0.8	67
Rebote de llanta/neumático	≈ 5.4	5.1	88

Nota. Elaboración propia

Como se muestra, los porcentajes de validación de los modelos se encuentran entre 67 y 88%. Incluso si estos resultados no son sólidos como los resultados de la simulación, estos valores indican un rendimiento aceptable. Como resultado, la nueva suspensión pudo reducir las aceleraciones del cuerpo del chasis y, en consecuencia, mejoró la capacidad de confort de manejo del chasis.

Similar a los resultados de la simulación, para los resultados experimentales, el análisis del dominio de la frecuencia se considera además de la evaluación basada en los resultados del dominio del tiempo. Por análisis de dominio de frecuencia, se examinó la operación detallada del sistema semiactivo en diferentes rangos de frecuencia. Esto se realizó en base a los gráficos PSD relacionados.

Como se ve, el área de frecuencia de este gráfico se divide nuevamente en cuatro rangos. La primera área es el rango de frecuencia de 0.5 a 2 Hz, que contiene las frecuencias naturales del cuerpo del chasis (es decir, la masa suspendida). El pico de la curva en esta área muestra la frecuencia natural relacionada con el movimiento vertical del cuerpo del chasis. Las frecuencias naturales de los movimientos de rotación del cuerpo se derivaron de manera similar en las pruebas experimentales.

La segunda área es el rango de frecuencia de 2-4 Hz, ubicado entre las dos áreas de las frecuencias naturales relacionadas con la masa suspendida y la masa no suspendida. Como se mencionó, la amplitud de pico en esta área apareció debido a un efecto de fricción. Como se muestra, el rendimiento de la suspensión semiactiva en esta área también es considerable y reduce significativamente la aceleración.

La tercera área es el rango de frecuencia de 4 a 6.5 Hz. Esta área contiene la frecuencia natural de las ruedas (es decir, las masas no suspendidas). Como se muestra, en esta área, el nivel de aceleración no se redujo con la suspensión semiactiva. Esto sucedió por dos razones. En primer lugar, la estrategia de control del columpio, en principio, se concentra en controlar la vibración del cuerpo del chasis y no en controlar la vibración de la rueda, que es la fuente de la vibración que aparece en esta área de frecuencia. Más discusión sobre este tema se presenta en la sección de "resultados de manejo".

En segundo lugar, se seleccionó una tasa practicable para el ancho de banda del controlador con el fin de controlar las vibraciones en el rango de frecuencia relacionado con los movimientos del cuerpo del chasis (es decir, el primer rango). Por lo tanto, a medida que el rango de frecuencia se aleja del primer rango, la capacidad de control de la suspensión semiactiva se reduce y la operación de la suspensión se inclina hacia una suspensión pasiva. A pesar del bajo rendimiento de la suspensión semiactiva en la tercera área, el rendimiento general del sistema para controlar la vibración del cuerpo del chasis es positivo. Esta conclusión se obtiene en base a los resultados de RMS relacionados.

La cuarta área es el rango de frecuencia más allá de 6.5 Hz, que contiene las frecuencias naturales relacionadas con los componentes de masa menores del chasis. En esta área, no se observa vibración significativa. Por otro lado, como se explicó, en esta área la suspensión

semiactiva no tiene control directo. Por lo tanto, esta área no se considera importante en la evaluación del desempeño de la suspensión semiactiva.

Los resultados de las pruebas experimentales, al igual que los resultados de la simulación, revelaron que la suspensión semiactiva mejoró la comodidad de manejo del chasis. Esta mejora se creó particularmente en los rangos de frecuencia primero y segundo, y no se logró la mejora en los rangos de descanso. Sin embargo, los resultados de RMS indicaron que la actividad semiactiva mejoró el confort general de la conducción. Los gráficos PSD derivados de las aceleraciones de rotación del cuerpo del chasis se presentan en el apéndice A3. Estos son los resultados de las pruebas experimentales en los modos de suspensión pasiva y semiactiva.

7.5. EVALUACIÓN DE MANEJO

Con el fin de evaluar el rendimiento de la suspensión semiactiva, después de la comodidad de manejo, se investigó la capacidad de manejo del chasis. Como se indicó anteriormente, para cuantificar el manejo, se midió la fuerza de contacto dinámica vertical del neumático. Al igual que en el estudio de confort de conducción, al comparar el dominio de tiempo y los resultados de dominio de frecuencia de la suspensión en los dos modos pasivo y semiactivo, se evaluó el nuevo sistema de suspensión. En esta sección, se presentan los resultados de las pruebas de simulación y pruebas experimentales. En cada parte, se dan los resultados del dominio de tiempo y los resultados del dominio de frecuencia.

Estas partes incluyen los resultados de los dos modos de suspensión pasiva y semiactiva.

La media de los valores RMS derivados de la fuerza dinámica del neumático de las ruedas se presenta en la Tabla 20. Estos valores son los resultados en los modos de suspensión pasiva y semiactiva y derivados de las pruebas experimentales. Este valor indica, de hecho, la mejora de la comodidad de conducción, lograda por la nueva suspensión semiactiva.

Tabla 20

Modos de suspensión pasiva y semiactiva

Modos de aceleración en cuerpo de chasis	Unidades	Pasiva (RMS)	Semiactiva (RMS)	Mejora porcentual
Heave	m/s ²	0.685	0.652	4.8
Pitch	m/s ²	0.532	0.519	2.4
Roll	m/s ²	0.345	0.321	6.9

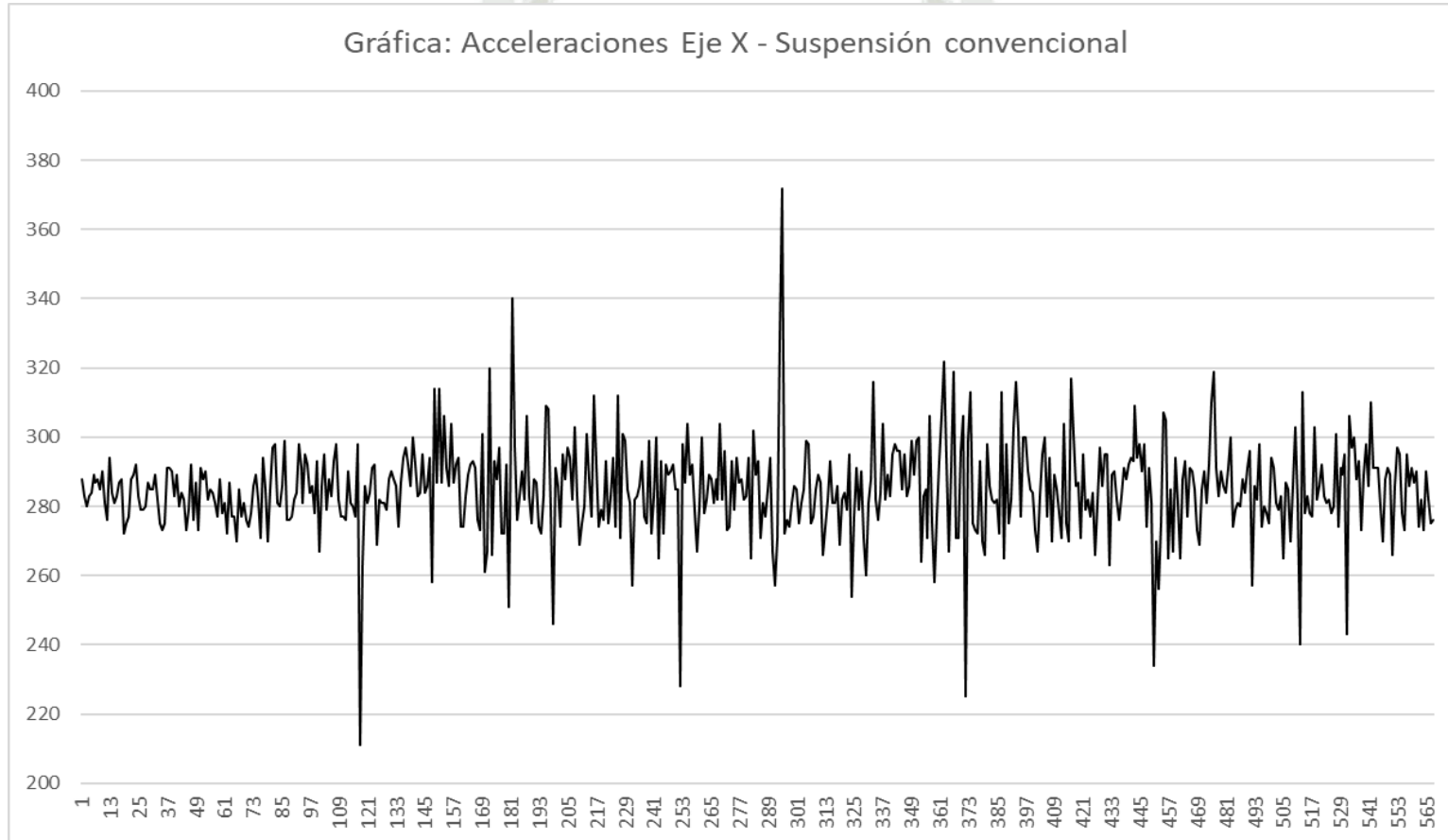
Nota. Elaboración propia

Como se muestra, se consigue la mejora del 4%. Este resultado es importante, pero sigue siendo considerable, porque, como se mencionó, el control semiactivo se empleó solo en la suspensión tras del chasis y no en las cuatro ruedas completas. Además, la estrategia de control skyhook se centra en el control de la vibración de la carrocería de un vehículo y no en el control de la vibración de las ruedas. Este resultado también mostró que, en las pruebas experimentales, la fuerza dinámica del neumático del chasis se redujo con la suspensión semiactiva. En consecuencia, se mejoró la capacidad de manejo del chasis.

El rendimiento de la suspensión semiactiva en la reducción de la fuerza dinámica del neumático en diferentes rangos de frecuencia se estudió mediante la respuesta en frecuencia de la fuerza dinámica del neumático. Las Figuras 110 a la 121 muestran los gráficos PSD derivados de la fuerza dinámica del neumático del chasis en los modos de suspensión pasiva y semiactiva, obtenidos a partir de las pruebas experimentales.

Figura 110

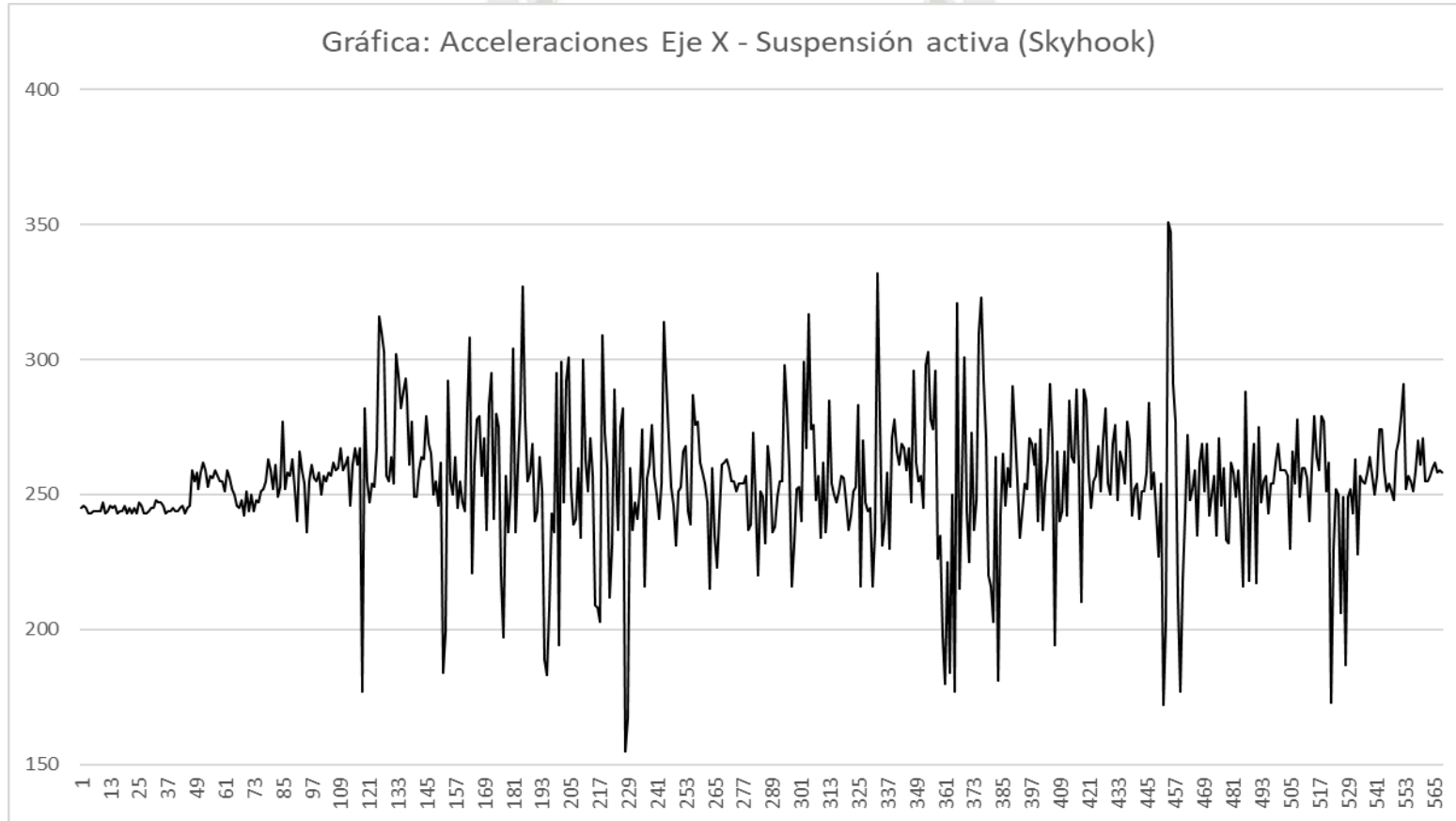
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión pasiva a 650 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 111

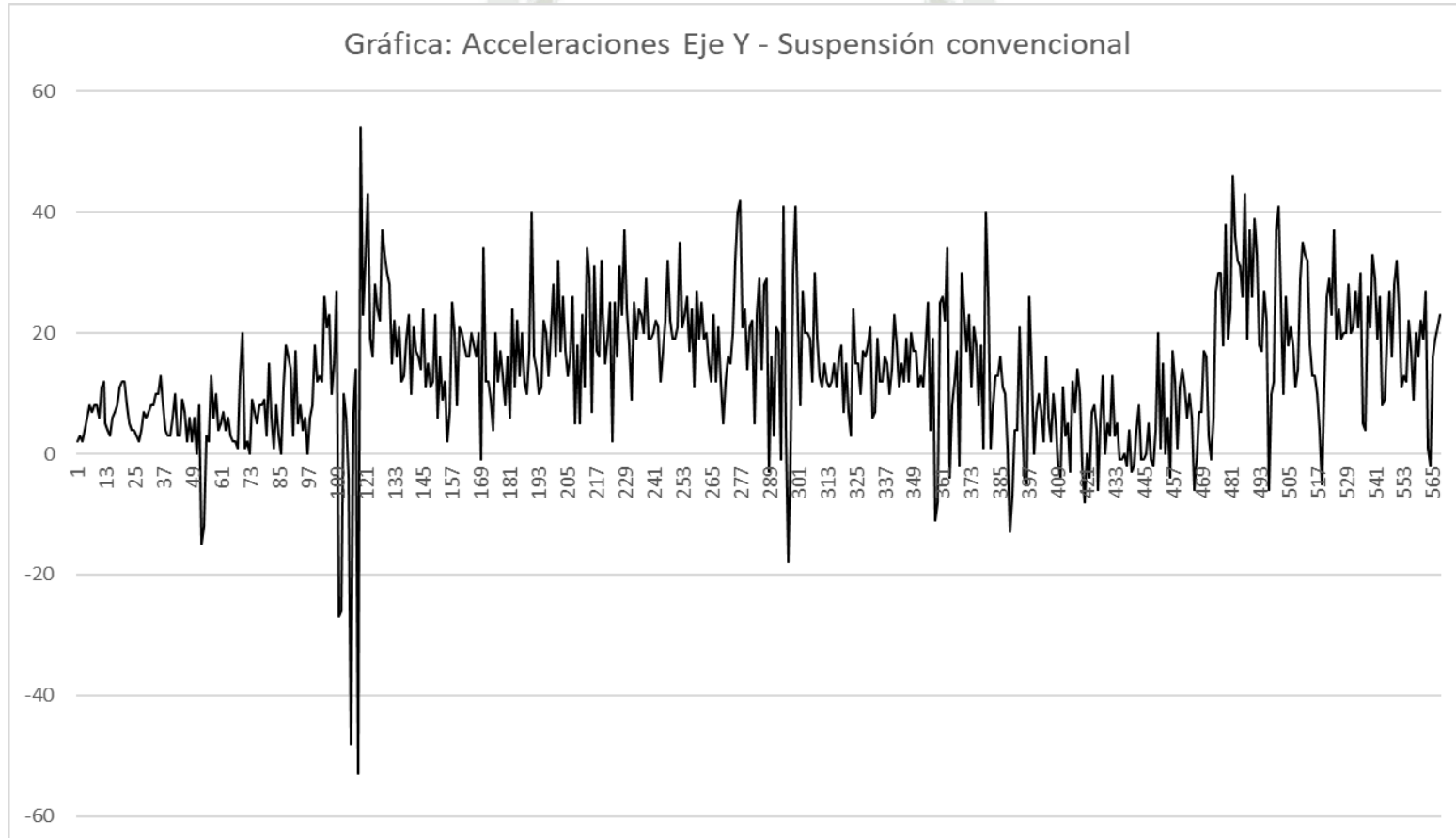
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión activa a 650 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 112

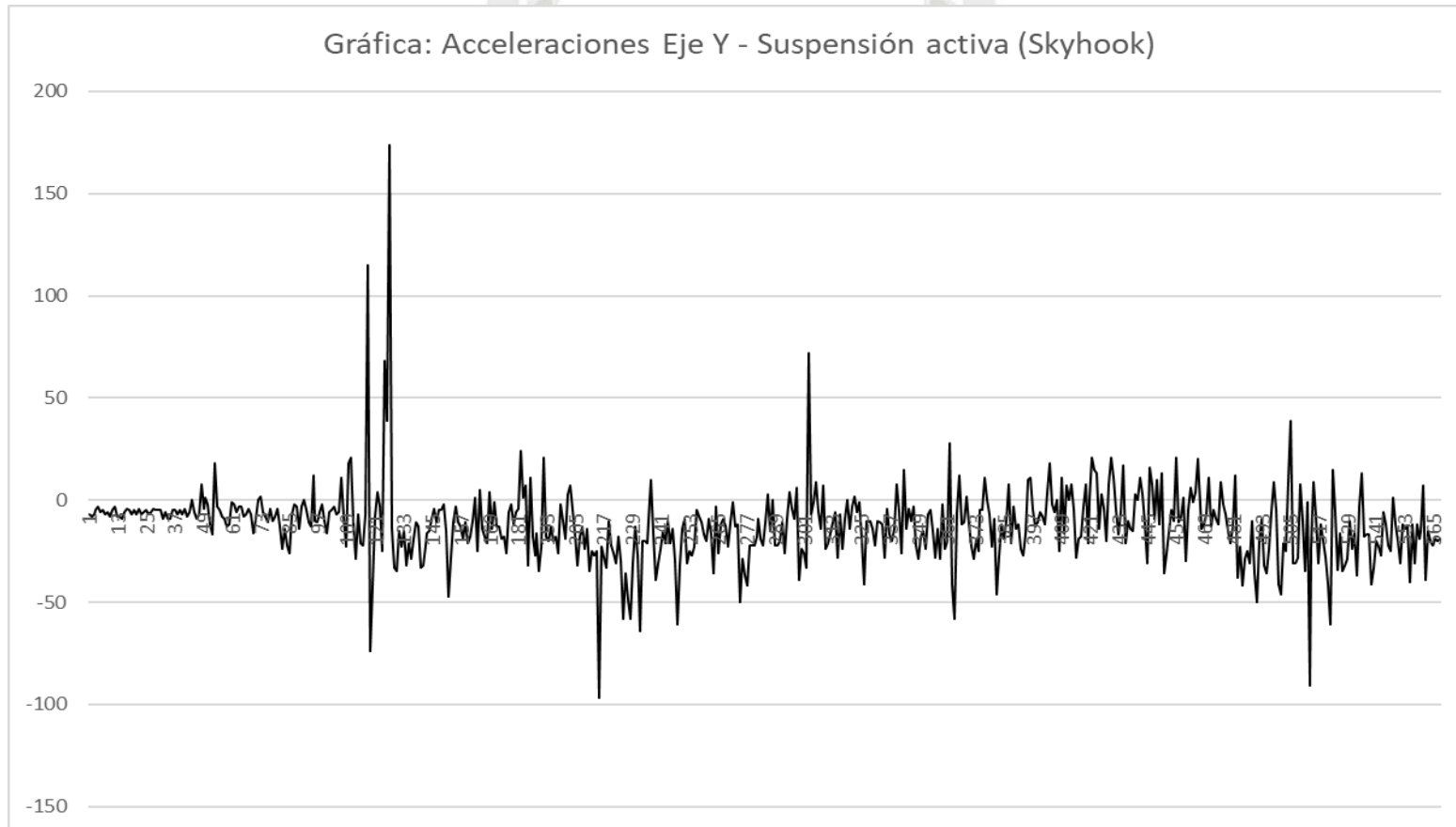
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión pasiva a 650 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 113

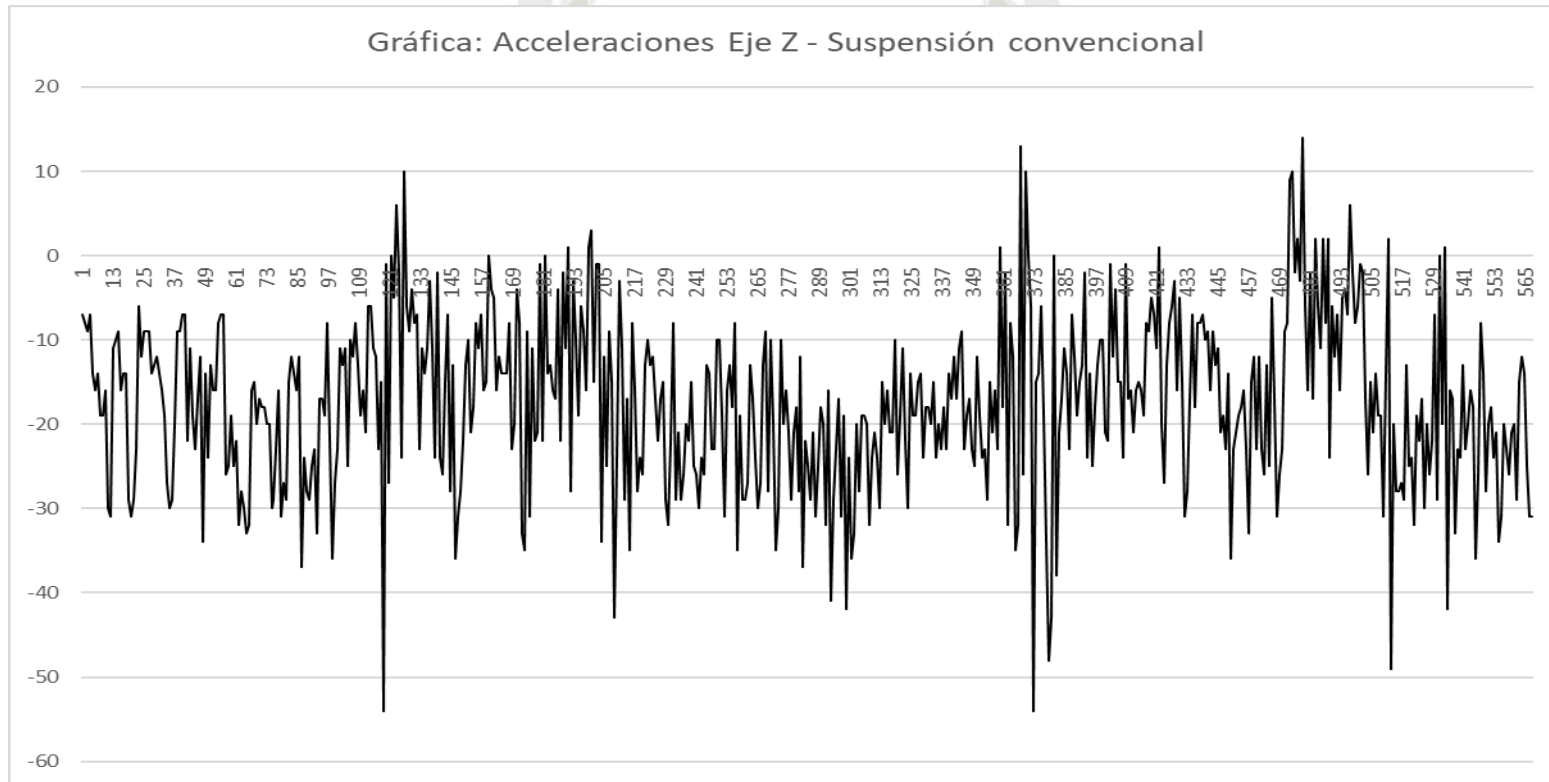
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión activa a 650 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 114

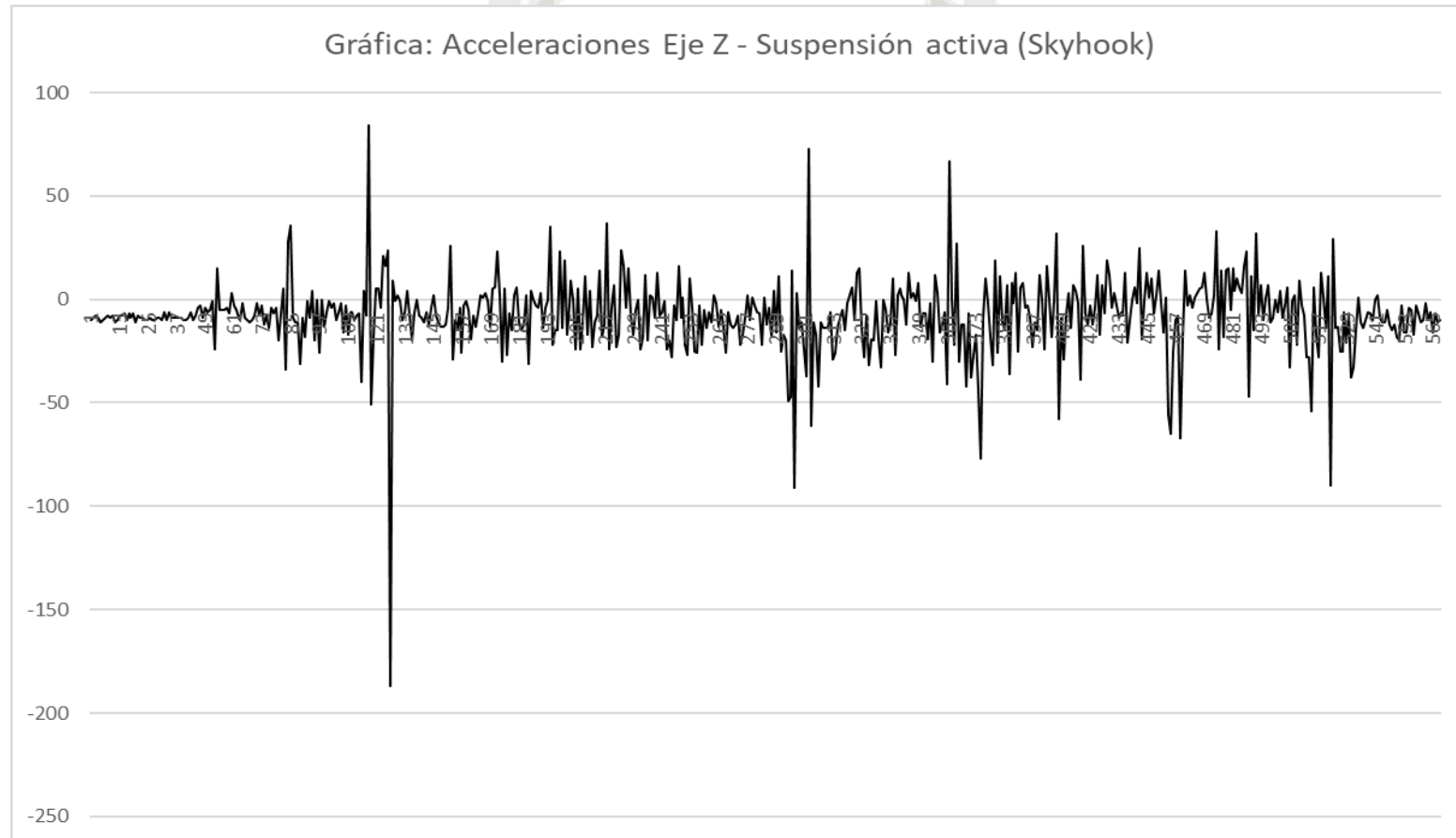
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión pasiva a 650 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 115

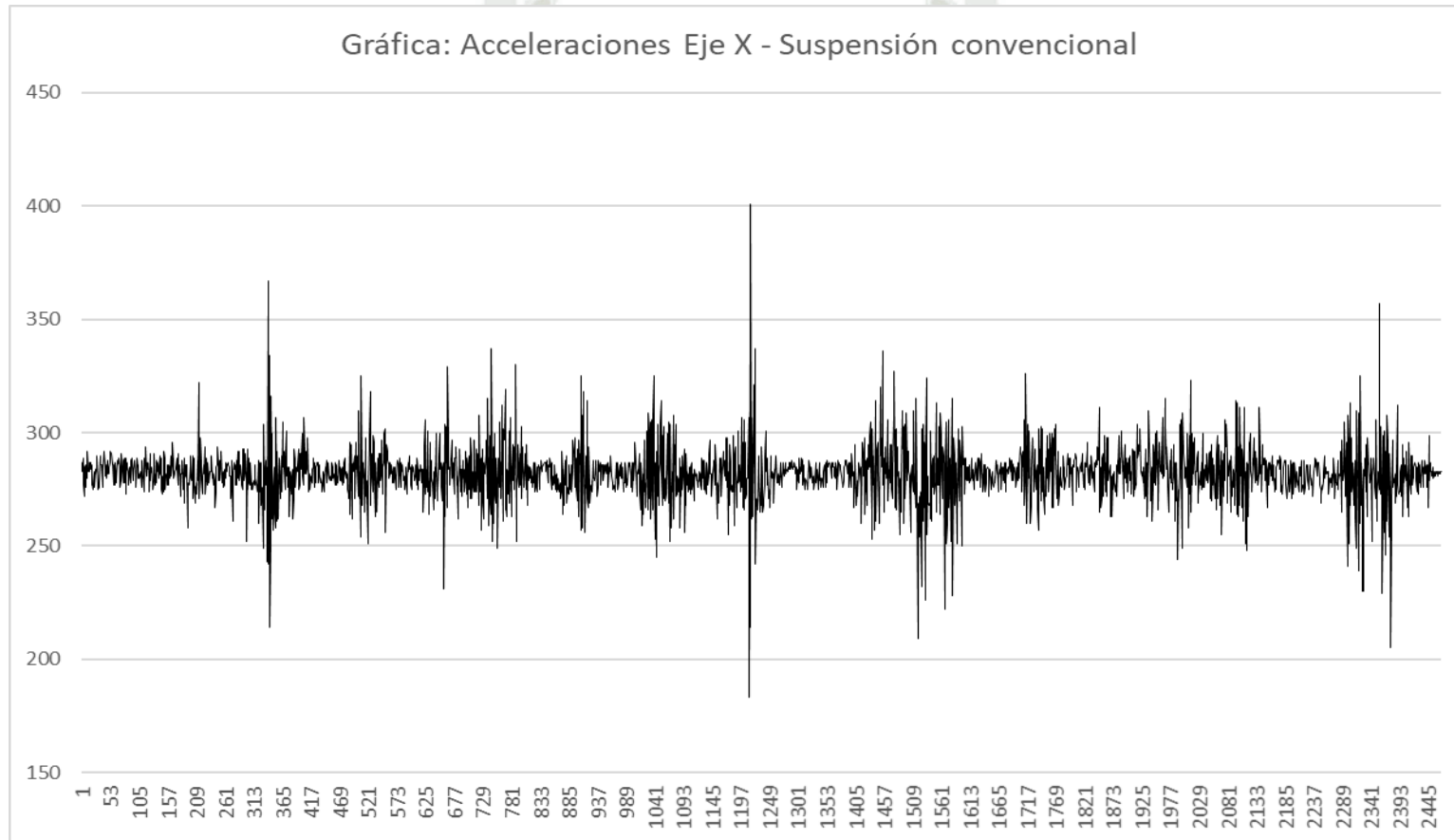
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión activa a 650 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 116

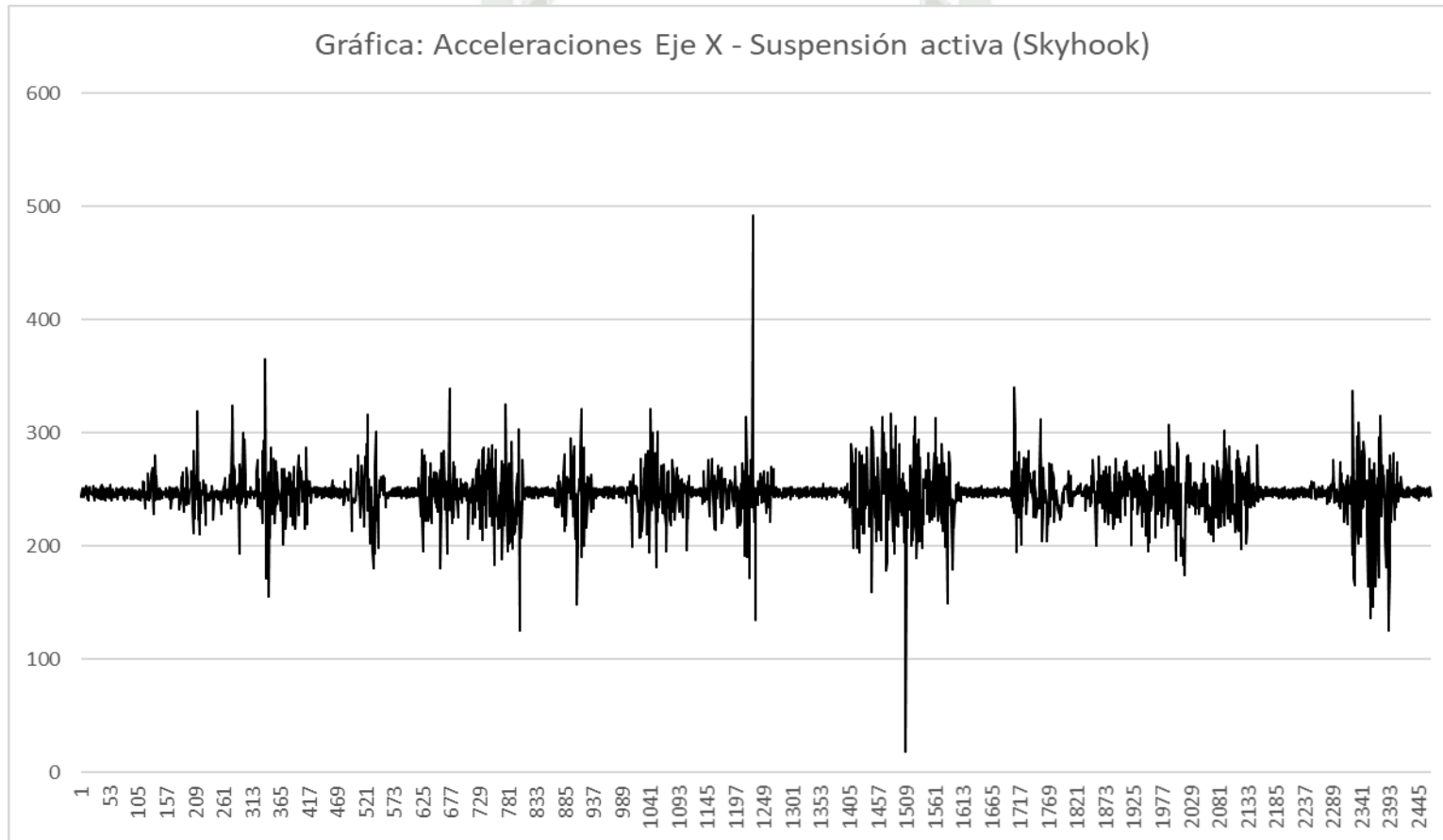
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión pasiva a 1000 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 117

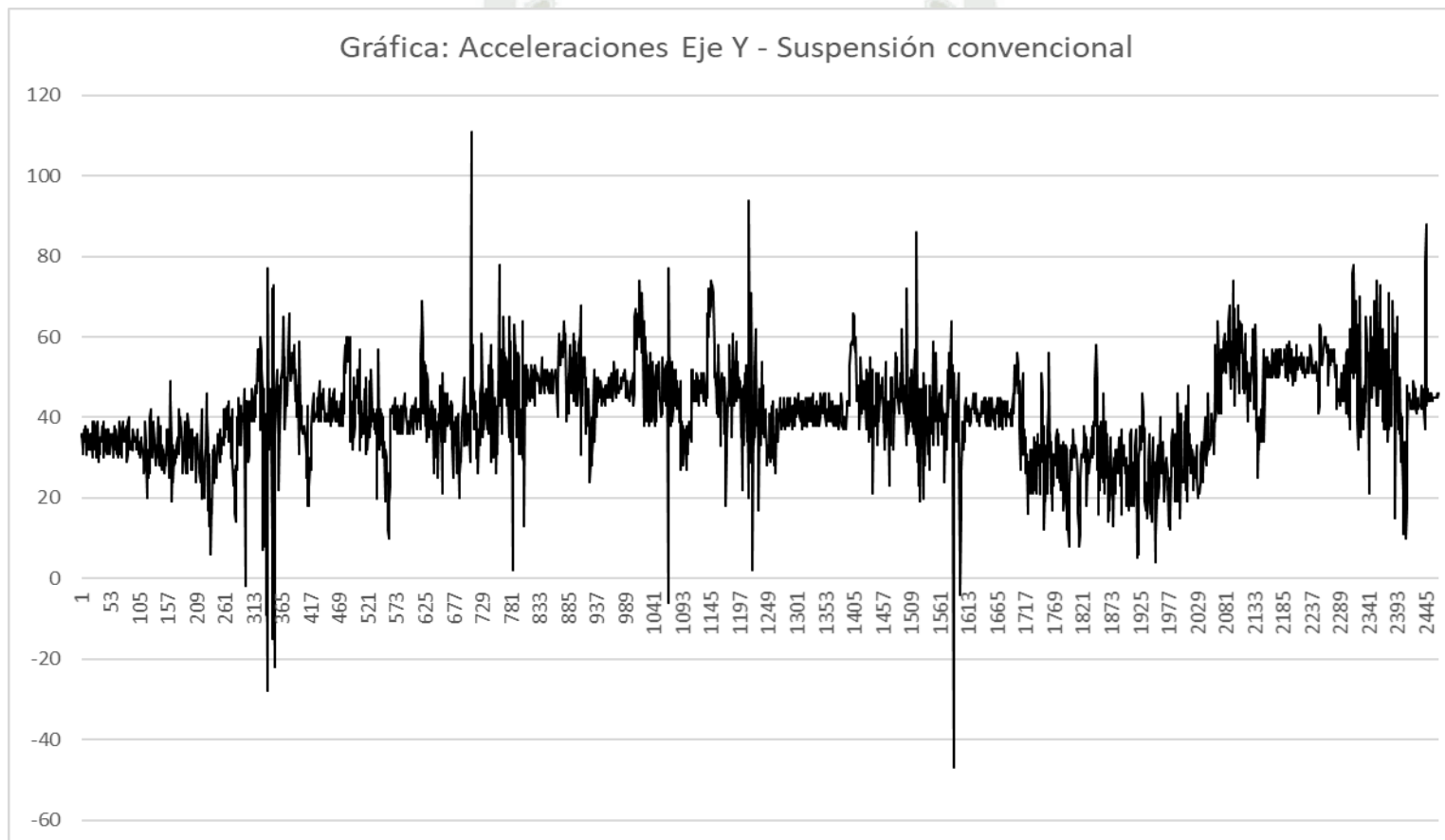
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje X del neumático del chasis de suspensión activa a 1000 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 118

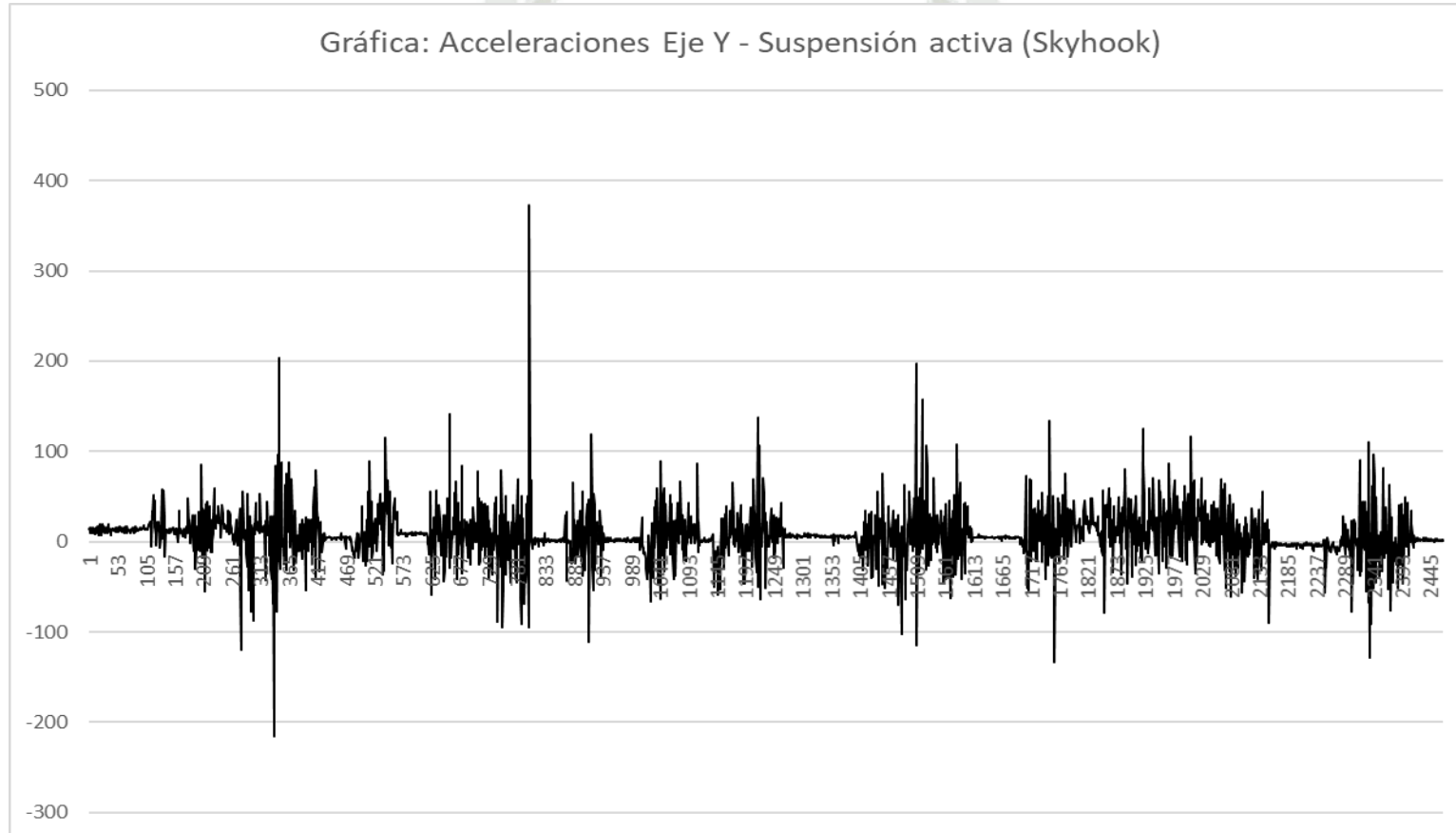
Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión pasiva a 1000 psi



Nota. Elaboración propia

Figura 119

Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Y del neumático del chasis de suspensión activa a 1000 psi



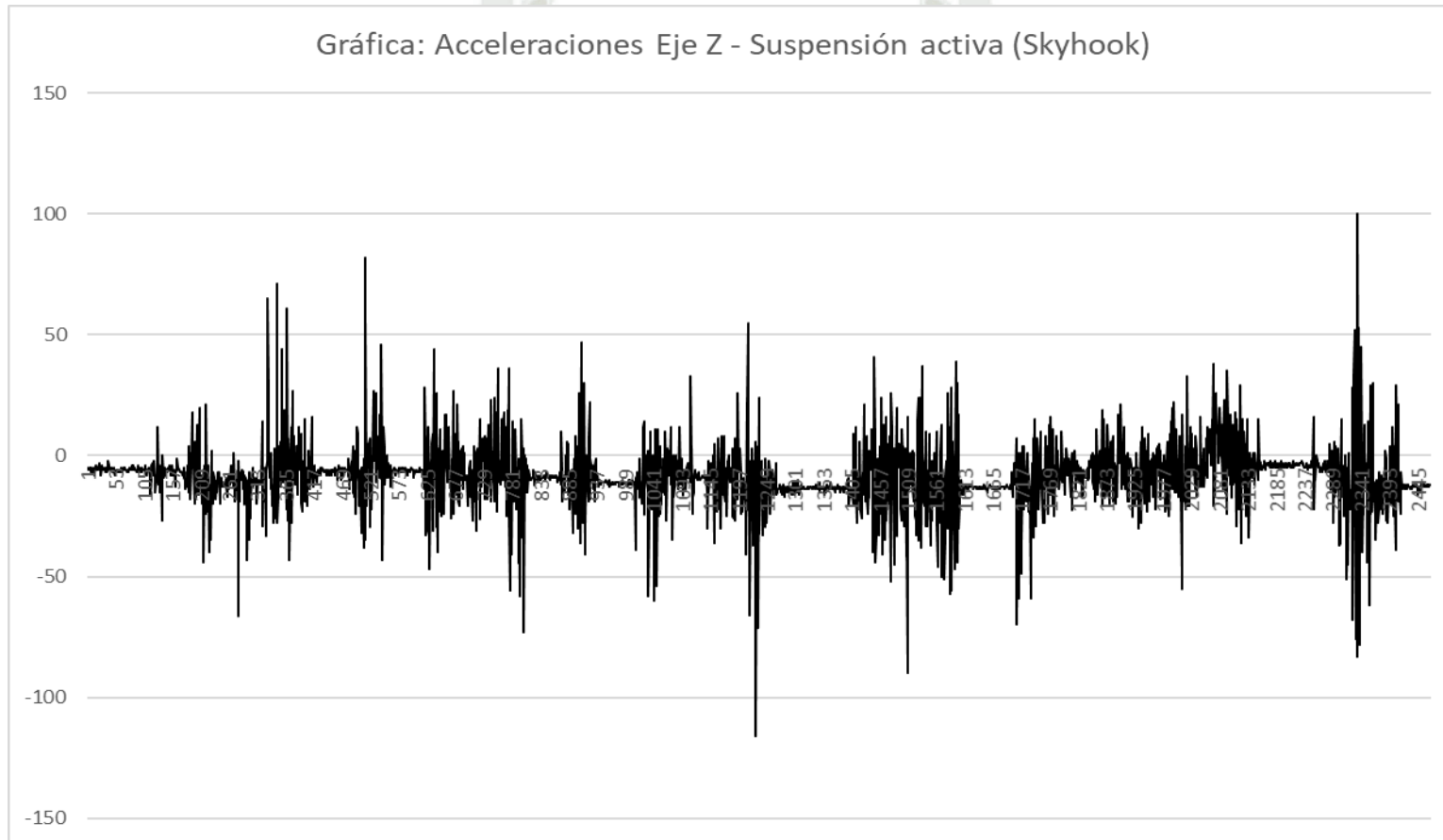
Nota. Elaboración propia

Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión pasiva a 1000 psi



Figura 121

Gráfico PSD derivado de la fuerza dinámica Eje Z del neumático del chasis de suspensión activa a 1000 psi



Nota. Elaboración propia

Como se ve, el área de frecuencia de este gráfico se divide en tres rangos. La primera área es el rango de frecuencia de 1 - 2 Hz, que contiene las frecuencias naturales del cuerpo del chasis (es decir, la masa suspendida). Como se muestra, el mejor rendimiento de la suspensión semiactiva en la reducción de la fuerza dinámica del neumático se obtiene en esta área. La segunda área es el rango de frecuencia de 2 a 3.5 Hz. Esta área está ubicada entre dos grupos de áreas de frecuencias naturales de la masa suspendida y áreas de frecuencias naturales de las masas no suspendidas. Como se mencionó, el pico en esta área apareció debido al efecto de fricción en los elementos de la suspensión. Como se muestra, el rendimiento de la suspensión semiactiva también es aceptable en esta área, y se reduce la amplitud de la fuerza dinámica del neumático.

La tercera área es el rango de frecuencia de 4.5 a 7 Hz, que incluye la frecuencia natural de las ruedas (es decir, las masas no suspendidas). El pico de la curva en esta área muestra la frecuencia natural relacionada con el movimiento vertical de la rueda del chasis. Como se muestra, esta frecuencia es de 5.4 Hz. En la tercera área, la fuerza dinámica del neumático no se redujo con el semiactivo. Sin embargo, los resultados de RMS indicaron que, en general, la fuerza dinámica del neumático no aumentó, pero también se logró una mejora significativa en el manejo del vehículo.

Como se mencionó, la fuerza dinámica del neumático se ve afectada directamente por los dos factores de la vibración de la carrocería y la vibración de la rueda de un vehículo. Los gráficos PSD de las aceleraciones del cuerpo del chasis mostraron que la suspensión semiactiva controlaba notablemente la vibración del cuerpo del chasis en el primer rango de frecuencia. Los gráficos PSD de las aceleraciones del cuerpo del chasis y la fuerza dinámica del neumático indicaron que el efecto de la suspensión semiactiva en la reducción de la aceleración de las ruedas en la tercera área es significativamente negativo. Este efecto se produjo debido a la lógica de control de la estrategia de skyhook que se concentra en el

control de vibración del cuerpo de un vehículo. Sin embargo, el uso de una estrategia práctica de colgado del cielo moderó este enfoque y lleva a mejorar también parcialmente el control de la vibración de las ruedas.

La suspensión semiactiva aumentó la aceleración de las ruedas. Esto solo tiene un ligero efecto de construcción negativa en las ruedas. Sin embargo, el efecto indirecto de este fenómeno sobre la fuerza dinámica del neumático es importante y afecta significativamente el manejo del vehículo. Este efecto negativo es reconocible en el tercer rango de frecuencia (es decir, el área de frecuencia natural de la rueda) de todos los gráficos PSD. Sin embargo, este efecto siempre es pequeño en comparación con el rendimiento positivo de la suspensión semiactiva en el primer rango de frecuencias (es decir, el área de frecuencias naturales del cuerpo del chasis). Este hecho de que el factor de la vibración del cuerpo tiene un efecto más predominante que el efecto de la rueda llevó a un rendimiento general positivo del sistema, particularmente en la reducción de la fuerza dinámica del neumático. Esto también es aprobado por los resultados RMS de la fuerza dinámica del neumático.

En conjunto, los resultados de las pruebas experimentales revelaron resultados similares a los de la simulación de que la suspensión semiactiva mejoró la capacidad de manejo y la comodidad de manejo del chasis. Esta mejora se creó particularmente en los primeros rangos de frecuencia y no se logró la mejora en los terceros rangos. Aunque, los resultados de RMS indicaron que el semiactivo redujo la fuerza dinámica total del neumático del chasis y, por lo tanto, mejoró la capacidad de manejo.

7.6. EVALUACIÓN DEL DESPLAZAMIENTO DE SUSPENSIÓN

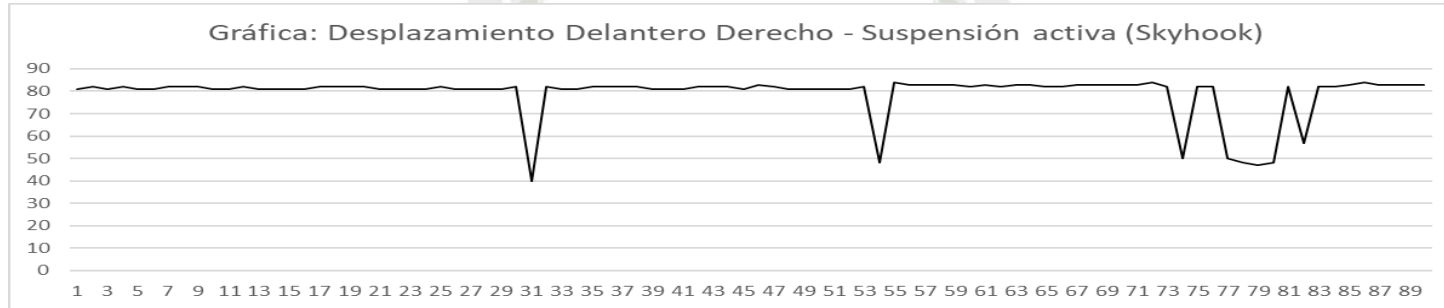
Después de examinar la comodidad de manejo y los parámetros dinámicos del chasis, se considera un parámetro de construcción de los sistemas de suspensión para evaluar el rendimiento del nuevo sistema de suspensión. En el diseño de un sistema de suspensión, el

espacio disponible entre el chasis del vehículo y cada rueda utilizada para los elementos de suspensión es limitado. Por lo tanto, en el diseño de un sistema de suspensión, este factor debe ser considerado. El factor relacionado es el golpe de una suspensión. La carrera más baja requerida se considera una ventaja en el diseño de la suspensión, porque significa que se necesita menos lugar de la suspensión. Con la conversión de una suspensión pasiva en una suspensión activa, este factor puede cambiarse. Por lo tanto, en esta investigación, se examinó el efecto de esta suspensión semiactiva en el golpe de la suspensión.



Figura 122

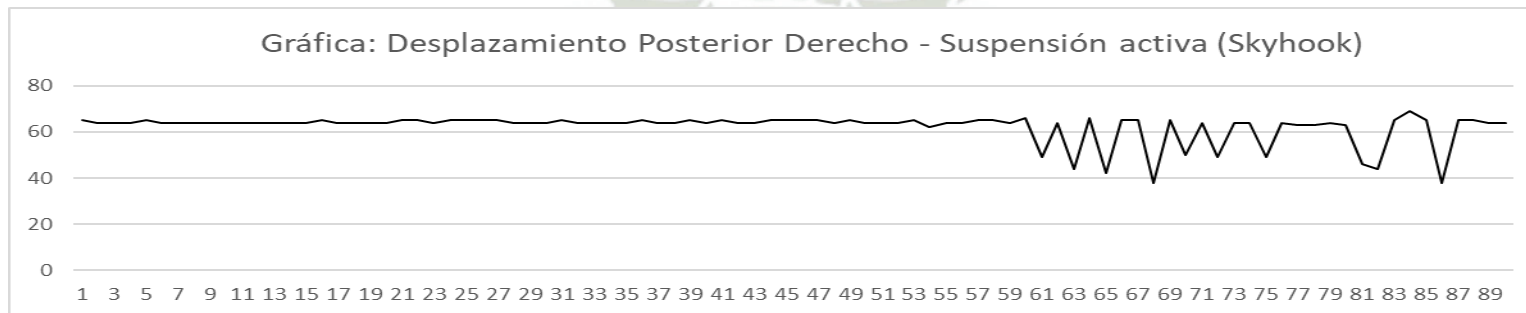
Desplazamiento en suspensión activa del neumático delantero derecho



Nota. Elaboración propia

Figura 123

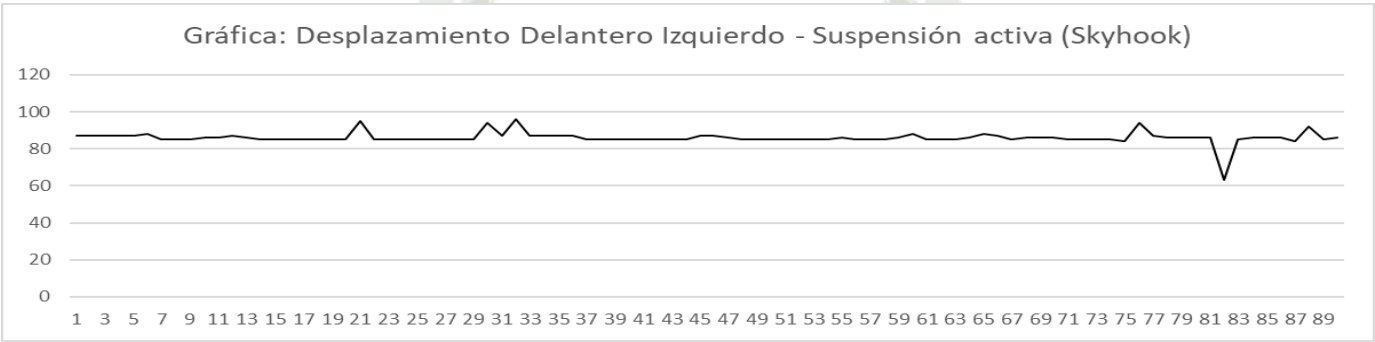
Desplazamiento en suspensión activa del neumático posterior derecho



Nota. Elaboración propia

Figura 124

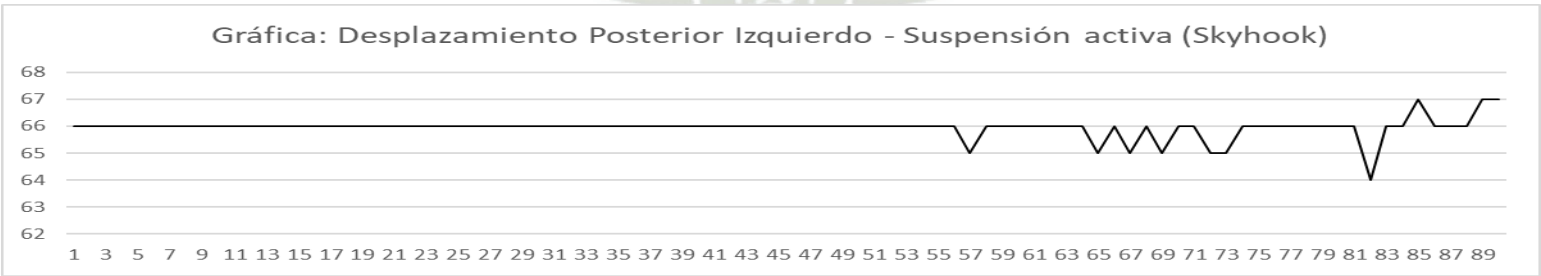
Desplazamiento en suspensión activa del neumático delantero izquierdo



Nota. Elaboración propia

Figura 125

Desplazamiento en suspensión activa del neumático posterior izquierdo



Nota. Elaboración propia

La carrera máxima de una suspensión es el factor clave en el diseño de la suspensión. Por lo tanto, el máximo de pico a pico del recorrido de la suspensión, con la abreviatura de "MPTP", se considera como el valor de medición en este estudio.

Los valores medios de MPTP del recorrido de la suspensión de las unidades de suspensión tras en el modo de suspensión pasiva y semiactiva se presentan en las Tablas 21 y 22. Estos resultados se obtienen de las pruebas de simulación y experimentales. El cambio porcentual en el recorrido de la suspensión en comparación con el pasivo.

Tabla 21

Simulación

Rendimiento de suspensión	Pasivo	Semiactivo	Unidades
RMS	0.062	0.071	Metros
Variación	14.5		%

Nota. Elaboración propia

Tabla 22

Experimental

Rendimiento de suspensión	Pasivo	Semiactivo	Unidades
RMS	0.053	0.063	Metros
Variación	15.8		%

Nota. Elaboración propia

Estos resultados indican que, al usar la suspensión semiactiva, el recorrido de la suspensión se incrementó en un 14% en las pruebas de simulación y en un 15% en las pruebas

experimentales en comparación con los valores pasivos. Este efecto negativo del sistema semiactivo está relacionado con el funcionamiento básico del enfoque skyhook que se centra en el control de la vibración de la carrocería de un vehículo. Esto se gana a costa de un control deficiente de la vibración de la rueda y, en consecuencia, un desplazamiento de la suspensión más alto no deseado. Sin embargo, este aumento en el recorrido de la suspensión implica la necesidad de algunos centímetros más de espacio para los elementos de la suspensión que no se considera un factor limitante notable

7.7. EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DEL CONTROLADOR

Los resultados de rendimientos del controlador en base a las pruebas y procesos realizados se detallan en la Tabla 23

Tabla 23

Evaluación del rendimiento del controlador

Pruebas realizadas	Frame por	Detalles de la descripción
	segundo en RPI 3B+/4A libre para visualización	
1	<1	Sustracción de fondo + correlación en el seguimiento de objetos (huecos)
2	≈ 5 a 8	Flujo óptico con interacción en cámara RPI
3	≈ 4 a 7	Sustracción de fondo sin seguimiento
4	≈ 3.7	Sustracción de fondo + algoritmo implementado en esta investigación
5	≈ 6.4	Sin incluir registro de video
6	≈ 16	Sin incluir registro de video + reajuste de tamaño de pantalla
7	≈ 17.65 (≈ 32.8 para RPI4)	Multiproceso para el registro de video y reajuste de tamaño pantalla

Nota. Elaboración propia

CONCLUSIONES

Se realizó el diseño e instalación de un sistema de suspensión con asistencia eléctrica, sobre un chasis específico, garantizando su nivelación; conformado de una parte electrónica con algoritmos de control y una parte mecánica principalmente hidráulica y neumática, mediante el acondicionamiento de los componentes que se encuentran en el mercado. Ambas partes mantienen conexión constante. Al usar la suspensión semiactiva, el recorrido de la suspensión se incrementó entre un 5% en las pruebas de simulación y en un 8% en las pruebas experimentales en comparación con los valores pasivos

Se desarrolló un algoritmo de reconocimiento de superficies, para la parte eléctrica, que permita procesar los datos adquiridos y realizar una secuencia de control propia para este proyecto. Para ello, se construyó un modelo informático del chasis y suspensión basado en experiencias técnicas referenciadas. Este consistió en un modelo de chasis de prueba y un modelo de suspensión semiactiva conformado por conjunto de sensores, actuadores hidráulicos y controlador electrónico.

Se acondicionaron los cilindros de accionamiento, para realizar la evaluación práctica de este nuevo sistema, se determinó el chasis de prueba de suspensión total con suspensión delantera/trasera hidroneumática. Se desarrolló un prototipo del nuevo sistema de suspensión y luego se instaló la suspensión del eje delantero/trasero del chasis de pruebas.

Se realizó la simulación del prototipo de pruebas e implementación; los resultados indicaron que el uso de la suspensión semiactiva disminuyó entre un 6% y 9% lo cual se considera aceptable con respecto a la dinámica del chasis con suspensión pasiva.

El modelo general se validó comparando los resultados de la simulación con los resultados experimentales. En las desviaciones más altas, hubo 67% de correlación entre los resultados de la simulación RMS y los resultados experimentales, lo que indica una buena validez del modelo. Con respecto a los resultados de PSD, la respuesta de frecuencia de los resultados de la simulación tuvo una correlación aceptable con los resultados experimentales. Estos resultados de la validación indicaron que el modelo de simulación fue capaz de simular el comportamiento dinámico del sistema de suspensión del chasis y estimar la transmisión de vibraciones con precisión.



RECOMENDACIONES

Se recomienda la utilización de una suspensión activa híbrida, pues con una suspensión adaptativa junto con la suspensión semiactiva, los parámetros de suspensión pueden modificarse según las condiciones de trabajo como el uso de los sensores de comando del conductor para la suspensión semiactiva. Estos sensores se pueden instalar en el pedal de freno, el acelerador y el volante para medir los comandos de freno, aceleración y giro.

Se recomienda que, en condiciones de conducción extremas, se aplique un modo de bloqueo para evitar una situación de inestabilidad, agregando dos válvulas hidráulicas al circuito hidroneumático, entre los acumuladores y el cilindro en ambos lados de los cilindros de doble efecto.

Se recomienda construir un modelo más preciso para la carrocería del chasis considerando la elasticidad de las masas de la carrocería y las conexiones entre ellas. También, considerar el modelo de los neumáticos pues tiene una influencia significativa en la precisión de la simulación. Además, para el modelo de los sensores se debe considerar posibles errores de latencia o falsas medidas.

Se recomienda realizar más investigaciones sobre la evaluación de diferentes relaciones de amortiguación para los niveles altos y bajos de amortiguación relacionados con la estrategia on-off Skyhook. Además de la influencia del ancho de banda del controlador semiactivo en el rendimiento de la suspensión.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Abd El-Tawwab, A. M. (1997). Twin-Accumulator suspension system. Warrendale: Society of Automotive Engineers: SAE Technical l, Paper Nro. 970384.
- Ahmadian, M. (1997). Semiactive control of multiple degree of freedom systems. Proceedings of Design Engineering Technical Conferences.
- Ahmadian, M., & Pare, C. A. (2000). A quarter-car experimental analysis of alternative semiactive control methods. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 11 (8), sección 604-612.
- Arnáez Bianchi, Enrique (2014). Enfoque práctico del control moderno: con aplicaciones en Matlab. Universidad Peruana de Ciencias Aplicadas (UPC)
- Barak, P. (1989). Design and Evaluation of Adjustable Automobile Suspension. SAE Paper Nro. 890089.
- Barak, P. (1991). Magic Numbers in Design of Suspension for Passenger Cars. SAE Technical Papers Series, n. 878, sección 53-88.
- Bastow, D. (1987). Car Suspension and Handling. Pentech Press Limited, London.
- Bauer, W. (2007). Hydropneumatische Federungssysteme. Springer.
- Blundell, M. (1999). The modelling and simulation of vehicle handling Part 3: Tire Modelling. Journal of Multi-body Dynamics, 214 (1), sección 1-32.
- Boileau, P.-E., & Rakheja, S. (1990). Vibration attenuation performance of suspension seats for off-road forestry vehicles. International Journal of Industrial Ergonomics, 5, sección 275-291.

- Burton, A., Truscott, A., & Wellstead, P. (1995). Analysis, modelling, and control of an advanced automotive self-levelling suspension system. IEE Proc.-Control Theory Appl., 142 (2), sección 129-139.
- Chalasani, R. (Dec.1986). Ride performance potential of active suspension systems-part I: Simplified analysis based on a Quarter-Car model. Proceedings of 1986 ASME Winter Annual Meeting. Los Angeles, CA.
- Chalasani, R. (1986). Ride performance potential of active suspension systems-Part II: comprehensive analysis based on a Full-Car Model. ASME Symposium on Simulation and Control of Ground Vehicles and Transportation Systems, sección 187-204.
- Chudakov D.A. (1977). Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Editorial Mir Moscú.
- Crolla, D. A., & Abdel-Hady, M. B. (1991). Semi-Active suspension control for a full vehicle model. SAE (Society of Automotive Engineers), sección 1660-1666.
- Deakin, A., Crolla, D., & Shovlin, A. (1997). Power consumption in ride of a combat support vehicle Slow-Active suspension. SAE Special Publication, vol.38.
- Efatpenah, K., Beno, J. H., & Nichols, J. H. (2000). Energy requirements of a passive and an electromechanical active suspension system. Vehicle System Dynamics, sección 437-458.
- Elmadany, E. M., & Abduljabbar, Z. (1999). Linear quadratic gaussian control of a quarter-car suspension. Vehicle System Dynamics, sección 479-497.
- Eulenbach, D. (2003). Stand und entwicklungstrends hydropneumatischer niveauregelsysteme. Haus der Technik, Essen, Germany.
- Festo. (2003). Hydraulics Basic Level. Denkendorf, Germany: Festo.

- Fodor, M., & Redfield, R. (1995). Resistance control, semi-active damping performance. Advanced Automotive Technologies American Society of Mechanical Engineers, Dynamic Systems and Control Division, sección 161-169.
- Gillespie, T. (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics. USA: SAE.
- Giua, A., Savastano, A., Seatzu, C., & Usai, G. (1998). Approximation of an optimal gain switching active law with a semiactive suspension. IEEE Conference on Control Applications- Proceedings, Piscataway, NJ, USA, sección 248-252.
- Gunston, T. (2000). The definition of suitable input motions for testing suspension seat End-stop impact performance. 34th meeting of the U.K. Group on Human Response to Vibration, sección 127-137.
- Hansen, M. R., & Andersen, T. O. (2003). Active damping of oscillations in Off Road vehicles. 8th Scandinavian Intl Conference on Fluid Power, sección 1073-1085.
- Heo, S., Park, K., & Hwang, S. (2000). Performance and design consideration for continuously controlled Semi-Active suspension systems. International Journal of Vehicle Design, sección 376-389.
- Hilmes, R. (1982). Dreissig Jahre Kampfpanzerentwicklung (1950-1980). Soldat und Technik 6, sección 324-329.
- ISO2631. (1974). Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of human exposure to whole body vibrations. Part 1: General Requirement, ISO 2631-1, The International Organisation for Standardisation.
- Jalili, N. (2002). A comparative study and analysis of Semi-Active vibration-control Systems. Journal of Vibration and Acoustics, sección 593-605.

- Karnopp, D., & Heess, G. (1991). Electronically Controllable Vehicle Suspension. *Vehicle System Dynamics* 20, sección 207-217.
- Karnopp, D., & Margolis, D. (1984). Adaptive suspension concept for road vehicles. *Vehicle System Dynamics* 13, sección 145-160.
- Karnopp, D., Crosby, M. J., & Harwood, R. A. (1974). Vibration control using semi-active force generators. *ASME Journal of Engineering for Industry*, sección 619-626.
- Lehmann, K. (2004). Analyse von Niveauregelungssystemen für Traktoren. Diplomarbeit, TU-Berlin, Germany.
- Margolis, D. (1982). The response of active and semiactive suspensions to realistic feedback signals. *Vehicle System Dynamics*, sección 267-282.
- Margolis, D., & Nobles, C. M. (1991). Semi-Active heave and roll control for large Off-Road vehicles. *SAE Special Publications*, sección 25-34.
- Meller, T. (1987). Self-Energizing hydropneumatic levelling system. *SAE Technical Paper* Nro.780052, Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- Meyer, H. J. (2005). Ölhydraulik und Pneumatik II. Vorlesungsumdruck, TU-Berlin, Germany.
- Meyer, H. (2006). Konstruktion von Maschinensystemen. Vorlesungsskript, TU-Berlin.
- Meyer, H. (2004). Mobile Arbeitsmaschinen. Vorlesungsskript, TU-Berlin, Germany.
- Meyer, H. (2004). Schwingungsentkopplung bei Landmaschinen. *Landtechnik*, 1, 24–25.
- Mitschke, M. (1984). *Dynamik der Kraftfahrzeuge* (2 ed., Vol. B). Berlin: Springer.
- Müller, N. (2001). Einfluss der Hinterachsfederung auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort von Ackerschleppern. Forschungsbericht, TU-Berlin, Germany.

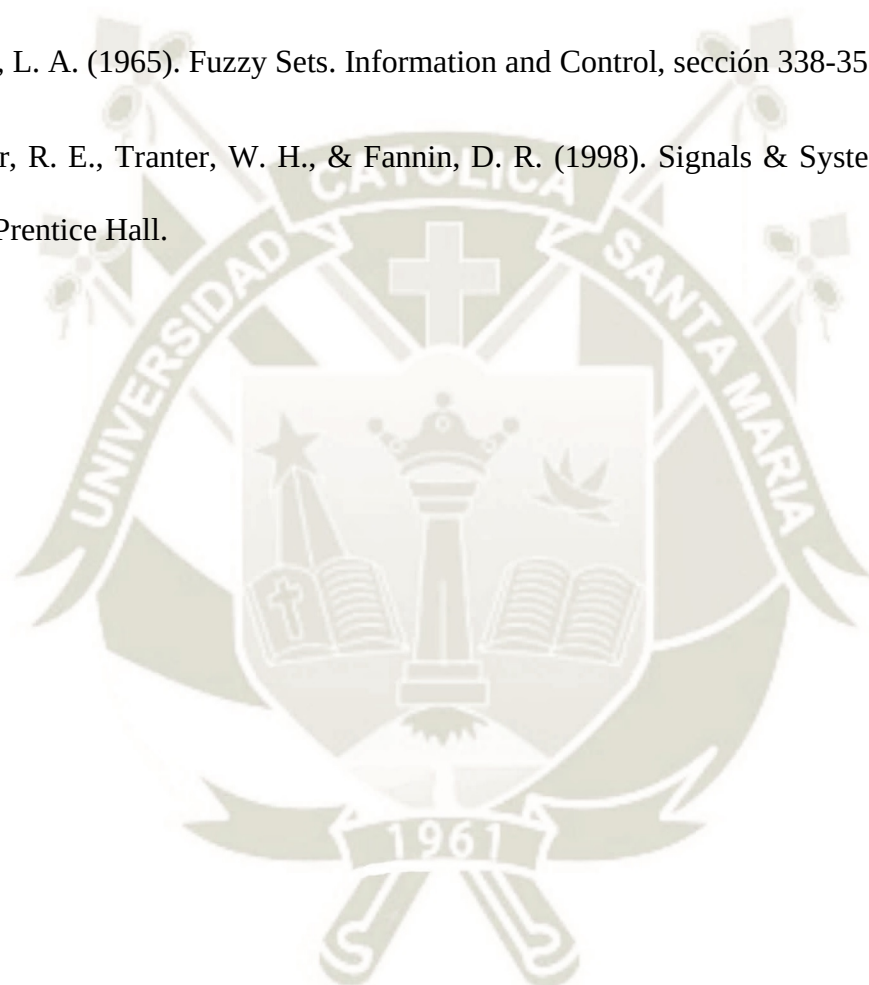
- Nobles, C. M., & Miller, L. R. (1985). The design and development of a Semi-Active suspension for a military tank. SAE Technical Paper Series Nro. 881133.
- Robert Bosch GmbH, (2019) Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Springer Vieweg. Springer.
- Rolvag, T. (2004). Design and optimization of Suspension Systems and Components. Norwegian University of Science and Technology NTNU.
- SAE. (1992). Measurement of whole-body vibration of the seated operator of Off-Highway work machines. SAE J1013, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- Siekmann, H. (2003). Strömungslehre für den Maschinenbau. Springer.
- Soliman, A., & Crolla, D. A. (1996). Preview control of a semi-active suspension system. International Journal of Vehicle Design, 17 (4), 384-397.
- Standards. (2004). Vehicle standards bulletin VSB 11. Department of Transport and Regional Services. Canberra: Vehicle Safety Standards.
- Stein, G., & Ballo, I. (1991). Active vibration control system for the driver's seat for Off-road vehicles. Vehicle System Dynamics, sección 57-78.
- Valášek, M., Novak, M., Sika, Z., & Vaculin, O. (1997). Extended ground-hook – new concept of semiactive active control of truck's suspension. Vehicle system dynamics, sección 289-303.
- Vessonen, I., & Järviluoma, M. (2001). Simulation based design of mobile machine vibration control and active cabin suspension prototype. VTT Symposium 209, sección 121-139.

Williams, R. A. (1994). Electronically controlled automotive suspensions. *Computing & Control Engineering Journal*, sección 143-148.

Yi, K., & Hedrick, K. (1993). Dynamic tire force control by semiactive suspensions. *Journal of Dynamic Systems Measurement & Control-Transactions of the ASME*, 115, sección 465-474.

Zadeh, L. A. (1965). Fuzzy Sets. *Information and Control*, sección 338-353.

Ziemer, R. E., Tranter, W. H., & Fannin, D. R. (1998). *Signals & Systems*. New Jersey: Prentice Hall.



ANEXOS

ANEXO 1. Microprocesadores de Arduino Uno

Fuente: ALLDATASHEET (2022)



ATmega640/V-1280/V-1281/V-2560/V-2561/V

8-bit Microcontroller with 16/32/64KB In-System Programmable Flash

DATASHEET

Features

- High Performance, Low Power AVR® 8-Bit Microcontroller
- Advanced RISC Architecture
 - 135 Powerful Instructions – Most Single Clock Cycle Execution
 - 32 × 8 General Purpose Working Registers
 - Fully Static Operation
 - Up to 16 MIPS Throughput at 16MHz
 - On-Chip 2-cycle Multiplier
- High Endurance Non-volatile Memory Segments
 - 64K/128K/256KBytes of In-System Self-Programmable Flash
 - 4Kbytes EEPROM
 - 8Kbytes Internal SRAM
 - Write/Erase Cycles: 10,000 Flash/100,000 EEPROM
 - Data retention: 20 years at 85°C/ 100 years at 25°C
 - Optional Boot Code Section with Independent Lock Bits
 - In-System Programming by On-chip Boot Program
 - True Read-While-Write Operation
 - Programming Lock for Software Security
 - Endurance: Up to 64Kbytes Optional External Memory Space
- QTouch® library support
 - Capacitive touch buttons, sliders and wheels
 - QTouch and QMatrix acquisition
 - Up to 64 sense channels
- JTAG (IEEE® std. 1149.1 compliant) Interface
 - Boundary-scan Capabilities According to the JTAG Standard
 - Extensive On-chip Debug Support
 - Programming of Flash, EEPROM, Fuses, and Lock Bits through the JTAG Interface
- Peripheral Features
 - Two 8-bit Timer/Counters with Separate Prescaler and Compare Mode
 - Four 16-bit Timer/Counter with Separate Prescaler, Compare- and Capture Mode
 - Real Time Counter with Separate Oscillator
 - Four 8-bit PWM Channels
 - Six/Twelve PWM Channels with Programmable Resolution from 2 to 16 Bits (ATmega1281/2561, ATmega640/1280/2560)
 - Output Compare Modulator
 - 8/16-channel, 10-bit ADC (ATmega1281/2561, ATmega640/1280/2560)
 - Two/Four Programmable Serial USART (ATmega1281/2561, ATmega640/1280/2560)
 - Master/Slave SPI Serial Interface
 - Byte Oriented 2-wire Serial Interface
 - Programmable Watchdog Timer with Separate On-chip Oscillator
 - On-chip Analog Comparator
 - Interrupt and Wake-up on Pin Change
- Special Microcontroller Features
 - Power-on Reset and Programmable Brown-out Detection
 - Internal Calibrated Oscillator
 - External and Internal Interrupt Sources
 - Six Sleep Modes: Idle, ADC Noise Reduction, Power-save, Power-down, Standby, and Extended Standby
- I/O and Packages
 - 54/86 Programmable I/O Lines (ATmega1281/2561, ATmega640/1280/2560)
 - 64-pad QFN/MLF, 64-lead TQFP (ATmega1281/2561)
 - 100-lead TQFP, 100-ball CBGA (ATmega640/1280/2560)
 - RoHS/IFully Green
- Temperature Range:
 - -40°C to 85°C Industrial
- Ultra-Low Power Consumption
 - Active Mode: 1MHz, 1.8V, 500µA
 - Power-down Mode: 0.1µA at 1.8V
- Speed Grade:
 - ATmega640V/ATmega1280V/ATmega1281V:
 - 0 - 4MHz @ 1.8V - 5.5V, 0 - 8MHz @ 2.7V - 5.5V
 - ATmega2560V/ATmega2561V:
 - 0 - 2MHz @ 1.8V - 5.5V, 0 - 8MHz @ 2.7V - 5.5V
 - ATmega640/ATmega1280/ATmega1281:
 - 0 - 8MHz @ 2.7V - 5.5V, 0 - 16MHz @ 4.5V - 5.5V
 - ATmega2560/ATmega2561:
 - 0 - 16MHz @ 4.5V - 5.5V



megaAVR® Data

Introduction

The ATmega48A/PA/88A/PA/168A/PA/328/P is a low power, CMOS 8-bit microcontrollers based on the AVR® enhanced RISC architecture. By executing instructions in a single clock cycle, the devices achieve CPU throughput approaching one million instructions per second (MIPS) per megahertz, allowing the system designer to optimize power consumption versus processing speed.

Features

- High Performance, Low Power AVR® 8-Bit Microcontroller Family
- Advanced RISC Architecture
 - 131 Powerful Instructions – Most Single Clock Cycle Execution
 - 32 x 8 General Purpose Working Registers
 - Fully Static Operation
 - Up to 20 MIPS Throughput at 20MHz
 - On-chip 2-cycle Multiplier
- High Endurance Non-volatile Memory Segments
 - 4/8/16/32KBytes of In-System Self-Programmable Flash program memory
 - 256/512/512/1KBytes EEPROM
 - 512/1K/1K/2KBytes Internal SRAM
 - Write/Erase Cycles: 10,000 Flash/100,000 EEPROM
 - Data retention: 20 years at 85°C/100 years at 25°C⁽¹⁾
 - Optional Boot Code Section with Independent Lock Bits
 - In-System Programming by On-chip Boot Program
 - True Read-While-Write Operation
 - Programming Lock for Software Security
- QTouch® library support
 - Capacitive touch buttons, sliders and wheels
 - QTouch and QMatrix™ acquisition
 - Up to 64 sense channels
- Peripheral Features
 - Two 8-bit Timer/Counters with Separate Prescaler and Compare Mode
 - One 16-bit Timer/Counter with Separate Prescaler, Compare Mode, and Capture Mode

ATmega48A/PA/88A/PA/168A/PA/328/P

-
-
- Real Time Counter with Separate Oscillator
 - Six PWM Channels
 - Temperature Measurement
 - 6-channel 10-bit ADC in PDIP Package
 - Temperature Measurement
 - Programmable Serial USART
 - Master/Slave SPI Serial
 - Byte-oriented 2-wire Serial Interface (Philips I²C compatible)
 - Programmable Watchdog Timer with Separate On-chip Oscillator
 - On-chip Analog Comparator
 - Interrupt and Wake-up on Pin Change
 - Special Microcontroller Features
 - Power-on Reset and Programmable Brown-out Detection
 - Internal Calibrated Oscillator
 - External and Internal Interrupt Sources
 - Six Sleep Modes: Idle, ADC Noise Reduction, Power-save, Power-down, Standby, and Extended Standby
 - I/O and Packages
 - 23 Programmable I/O Lines
 - 28-pin PDIP, 32-lead TQFP, 28-pad QFN/MLF and 32-pad QFN/MLF
 - Operating Voltage:
 - 1.8 - 5.5V
 - Temperature Range:
 - -40°C to 85°C
 - Speed Grade:
 - 0 - 4MHz@1.8 - 5.5V, 0 - 10MHz@2.7 - 5.5V, 0 - 20MHz @ 4.5 - 5.5V
 - Power Consumption at 1MHz, 1.8V, 25°C
 - Active Mode: 0.2mA
 - Power-down Mode: 0.1µA
 - Power-save Mode: 0.75µA (Including 32kHz RTC)
-
-

ANEXO 2: Microprocesadores de Arduino Mega

Fuente: ALLDATASHEET (2022)



ATmega328P

**8-bit AVR Microcontroller with 32K Bytes In-System
Programmable Flash**

DATASHEET

- High performance, low power AVR® 8-bit microcontroller
- Advanced RISC architecture
 - 131 powerful instructions – most single clock cycle execution
 - 32 × 8 general purpose working registers
 - Fully static operation
 - Up to 16MIPS throughput at 16MHz
 - On-chip 2-cycle multiplier
- High endurance non-volatile memory segments
 - 32K bytes of in-system self-programmable flash program memory
 - 1Kbytes EEPROM
 - 2Kbytes internal SRAM
 - Write/erase cycles: 10,000 flash/100,000 EEPROM
 - Optional boot code section with independent lock bits
 - In-system programming by on-chip boot program
 - True read-while-write operation
 - Programming lock for software security
- Peripheral features
 - Two 8-bit Timer/Counters with separate prescaler and compare mode
 - One 16-bit Timer/Counter with separate prescaler, compare mode, and capture mode
 - Real time counter with separate oscillator
 - Six PWM channels
 - 8-channel 10-bit ADC in TQFP and QFN/MLF package
 - Temperature measurement
 - Programmable serial USART
 - Master/slave SPI serial interface
 - Byte-oriented 2-wire serial interface (Philips I²C compatible)
 - Programmable watchdog timer with separate on-chip oscillator
 - On-chip analog comparator
 - Interrupt and wake-up on pin change
- Special microcontroller features
 - Power-on reset and programmable brown-out detection
 - Internal calibrated oscillator
 - External and internal interrupt sources
 - Six sleep modes: Idle, ADC noise reduction, power-save, power-down, standby, and extended standby

7810D-AVR-01/15

- I/O and packages
 - 23 programmable I/O lines
 - 32-lead TQFP, and 32-pad QFN/MLF
- Operating voltage:
 - 2.7V to 5.5V for ATmega328P
- Temperature range:
 - Automotive temperature range: -40°C to $+125^{\circ}\text{C}$
- Speed grade:
 - 0 to 8MHz at 2.7 to 5.5V (automotive temperature range: -40°C to $+125^{\circ}\text{C}$)
 - 0 to 16MHz at 4.5 to 5.5V (automotive temperature range: -40°C to $+125^{\circ}\text{C}$)
- Low power consumption
 - Active mode: 1.5mA at 3V - 4MHz
 - Power-down mode: 1 μA at 3V

ANEXO 3: Controlador de Acelerómetros

Fuente: ALLDATASHEET (2022)



3-Axis, $\pm 2\text{ g}/\pm 4\text{ g}/\pm 8\text{ g}/\pm 16\text{ g}$ Digital Accelerometer

Data Sheet

ADXL345

FEATURES

- Ultralow power: as low as 23 μA in measurement mode and 0.1 μA in standby mode at $V_S = 2.5\text{ V}$ (typical)
- Power consumption scales automatically with bandwidth
- User-selectable resolution
- Fixed 10-bit resolution
- Full resolution, where resolution increases with g range, up to 13-bit resolution at $\pm 16\text{ g}$ (maintaining 4 mg/LSB scale factor in all g ranges)
- Embedded memory management system with FIFO technology minimizes host processor load
- Single tap/double tap detection
- Activity/inactivity monitoring
- Free-fall detection
- Supply voltage range: 2.0 V to 3.6 V
- I/O voltage range: 1.7 V to V_S
- SPI (3- and 4-wire) and I²C digital interfaces
- Flexible interrupt modes mappable to either interrupt pin
- Measurement ranges selectable via serial command
- Bandwidth selectable via serial command
- Wide temperature range (-40°C to $+85^\circ\text{C}$)
- 10,000 g shock survival
- Pb free/RoHS compliant
- Small and thin: 3 mm $\times$ 5 mm $\times$ 1 mm LGA package

APPLICATIONS

- Handsets
- Medical instrumentation
- Gaming and pointing devices
- Industrial instrumentation
- Personal navigation devices
- Hard disk drive (HDD) protection

GENERAL DESCRIPTION

The ADXL345 is a small, thin, ultralow power, 3-axis accelerometer with high resolution (13-bit) measurement at up to $\pm 16\text{ g}$. Digital output data is formatted as 16-bit two's complement and is accessible through either a SPI (3- or 4-wire) or I²C digital interface.

The ADXL345 is well suited for mobile device applications. It measures the static acceleration of gravity in tilt-sensing applications, as well as dynamic acceleration resulting from motion or shock. Its high resolution (3.9 mg/LSB) enables measurement of inclination changes less than 1.0° .

Several special sensing functions are provided. Activity and inactivity sensing detect the presence or lack of motion by comparing the acceleration on any axis with user-set thresholds. Tap sensing detects single and double taps in any direction. Free-fall sensing detects if the device is falling. These functions can be mapped individually to either of two interrupt output pins. An integrated memory management system with a 32-level first in, first out (FIFO) buffer can be used to store data to minimize host processor activity and lower overall system power consumption.

Low power modes enable intelligent motion-based power management with threshold sensing and active acceleration measurement at extremely low power dissipation.

The ADXL345 is supplied in a small, thin, 3 mm $\times$ 5 mm $\times$ 1 mm, 14-lead, plastic package.

FUNCTIONAL BLOCK DIAGRAM

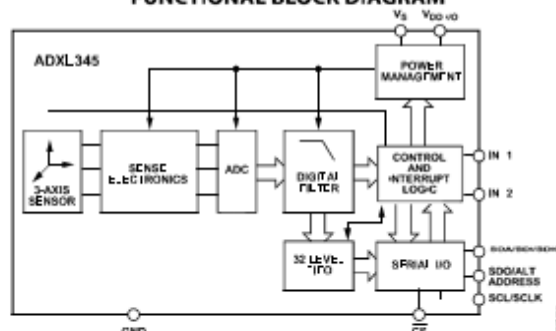


Figure 1.

Rev. E

Information furnished by Analog Devices is believed to be accurate and reliable. However, no responsibility is assumed by Analog Devices for its use, nor for any infringements of patents or other rights of third parties that may result from its use. Specifications subject to change without notice. No license is granted by implication or otherwise under any patent or patent rights of Analog Devices. Trademarks and registered trademarks are the property of their respective owners.

Document Feedback

One Technology Way, P.O. Box 9106, Norwood, MA 02062-9106, U.S.A.
Tel: 781.329.4700 ©2009–2015 Analog Devices, Inc. All rights reserved.
Technical Support www.analog.com

AN-1057

Application Note

As an example of the effect of accelerometer sensitivity mismatch, assume that a dual-axis solution is used with perfect offset trim, perfect sensitivity on the y-axis, and +5% sensitivity on the x-axis. This means that in a 1 g field, the y-axis reports 1 g, whereas the x-axis reports 1.05 g. Figure 14 shows the error in the calculated angle due to this sensitivity mismatch. Similar to offset error, the error due to accelerometer sensitivity mismatch varies over the entire range of rotation, making it difficult to compensate for the error after calculation of the inclination angle. Skewing the mismatch further by varying the y-axis sensitivity results in even greater error.

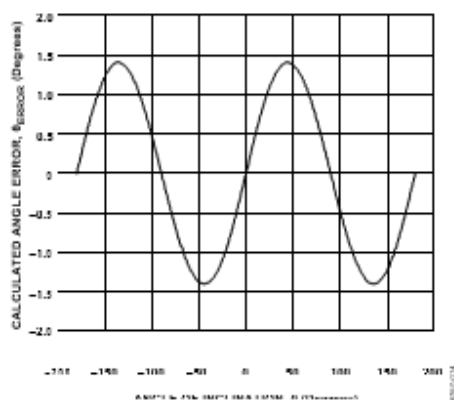


Figure 14. Calculated Angle Error Due to Accelerometer Sensitivity Mismatch

Basic Calibration Techniques

When the errors due to offset and sensitivity mismatch are combined, the error can become quite large and well beyond the acceptable limits in an inclination sensing application. To reduce this error, the offset and sensitivity should be calibrated and the calibrated output acceleration used to calculate the angle of inclination. When including the effects of offset and

sensitivity, the accelerometer output is as follows:

$$A_{OUT} [g] = A_{OFF} + (Gain \times A_{ACTUAL}) \quad (14)$$

where:

A_{OFF} is the offset error, in g.

$Gain$ is the gain of the accelerometer, ideally a value of 1.

A_{ACTUAL} is the real acceleration acting on the accelerometer and the desired value, in g.

A simple calibration method is to assume that the gain is 1 and to measure the offset. This calibration then limits the accuracy of the system to the uncalibrated error in sensitivity. The simple calibration method can be done by placing the axis of interest into a 0 g field and measuring the output, which would be equal to the offset. That value should then be subtracted from the output of the accelerometer before processing the signal. This is often referred to as a no-turn or single-point calibration, because the typical orientation of a device puts the x- and y-axes in a 0 g field. If a three-axis device is used, at least one turn or a second point should be included for the z-axis.

A more accurate calibration method is to use two points per axis of interest (up to six points for a three-axis design). When an axis is placed into a +1 g and -1 g field, the measured outputs are as follows:

$$A_{+1g} [g] = A_{OFF} + (1 g \times Gain) \quad (15)$$

$$A_{-1g} [g] = A_{OFF} - (1 g \times Gain) \quad (16)$$

where the offset, A_{OFF} , is in g.

These two points can be used to determine the offset and gain as follows:

$$A_{OFF} [g] = 0.5 \times (A_{+1g} + A_{-1g}) \quad (17)$$

$$Gain = \frac{A_{+1g} - A_{-1g}}{2} \quad (18)$$

where the +1 g and -1 g measurements, A_{+1g} and A_{-1g} , are in g.

This type of calibration also helps to minimize cross-axis sensitivity effects as the orthogonal axes are in a 0 g field when making the measurements for the axis of interest. These values would be used by first subtracting the offset from the accelerometer measurement and then dividing the result by the gain.

$$A_{ACTUAL} [g] = \frac{A_{OUT} - A_{OFF}}{Gain} \quad (19)$$

where A_{OUT} and A_{OFF} are in g.

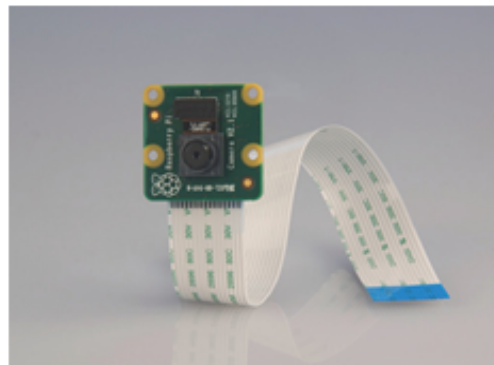
The calculations of A_{OFF} and $Gain$ in Equation 15 through Equation 19 assume that the acceleration values, A_{+1g} and A_{-1g} , are in g. If acceleration in mg is used, the calculation of A_{OFF} in Equation 17 remains unchanged, but the calculation of $Gain$ in Equation 18 should be divided by 1000 to account for the change in units.

ANEXO 4: Cámara de Raspberry

Fuente: RS Components International (2022)



Raspberry Pi



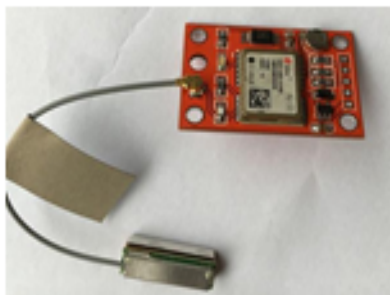
Camera Module

Product Name	<u>Raspberry Pi</u> Camera Module
Product Description	<u>High Definition</u> camera module compatible with all Raspberry Pi models. Provides high sensitivity, low crosstalk and low <u>noise image</u> capture in an <u>ultra small</u> and lightweight design. The camera module connects to the Raspberry Pi board via the CSI connector designed specifically for interfacing to cameras. The CSI <u>bus</u> is capable of extremely high data rates, and it exclusively carries pixel data to the processor.
RS Part Number	913-2664
Specifications	
Image Sensor	Sony IMX219 PQ CMOS <u>image sensor</u> in a fixed-focus module.
Resolution	8-megapixel
Still picture resolution	3280 x 2464
<u>Max image</u> transfer rate	1080p: 30fps (encode and decode) 720p: 60fps
Connection to Raspberry Pi	15-pin ribbon <u>cable</u> to the dedicated 15-pin MIPI Camera Serial Interface (CSI-2).
Image control functions	Automatic exposure control Automatic <u>white balance</u> Automatic band filter Automatic 50/60 Hz luminance detection Automatic black level calibration
Temp range	Operating: -20° to 60° <u>Stable image</u> : -20° to 60°
<u>Lens size</u>	1/4"
Dimensions	<u>23.86</u> x 25 x 9mm
Weight	3g

www.rs-online.com/raspberrypi



Arduino GY-NEO6MV2 GPS Module c/w Antenna & Flight Control EEPROM



GY-NEO6MV2 board features the u-blox NEO-6M GPS module with antenna and built-in EEPROM. This is compatible with various flight controller boards designed to work with a GPS module.

Technical Specifications:

- Power Supply Range: 3 V to 5 V
- Model: GY-GPS6MV2
- Ceramic antenna
- EEPROM for saving the configuration data when powered off
- Backup battery
- LED signal indicator
- Mounting Hole Diameter: 3 mm
- Default Baud Rate: 9600 bps
- Module size 23mm * 30mm
- Antenna size 12 * 12mm
- Cable: 20mm

Features:

- Use XM37-1612 module, MTK Platform, with high-gain active antenna
- TTL level, compatible with 3.3V/5V system
- The default baud rate: 9600
- With rechargeable backup battery, can save the ephemeris data when it power down, and make the warm start.
- Suitable for RC quad copter, navigator

For purchase & enquiries, please contact sales@synacorp.com.my or call 04-5041617

Ultrasonic Ranging Module HC - SR04

Product features:

Ultrasonic ranging module HC - SR04 provides 2cm - 400cm non-contact measurement function, the ranging accuracy can reach to 3mm. The modules includes ultrasonic transmitters, receiver and control circuit. The basic principle of work:

- (1) Using IO trigger for at least 10us high level signal,
- (2) The Module automatically sends eight 40 kHz and detect whether there is a pulse signal back.
- (3) IF the signal back, through high level time of high output IO duration is the time from sending ultrasonic to returning.

Test distance = (high level ~~time~~ time x velocity of sound (340M/S) / 2,

Wire connecting direct as following:

5V Supply
Trigger Pulse Input
Echo Pulse Output
0V Ground

Electric Parameter

Working Voltage	DC 5 V
Working Current	15mA
Working Frequency	40Hz
Max Range	4m
Min Range	2cm
Measuring Angle	15 <u>degree</u>
Trigger Input Signal	10uS TTL pulse
Echo Output Signal	Input TTL lever signal and the range in proportion
Dimension	45*20*15mm

ANEXO 5: Detalle técnico de acumuladores

Fuente: Shenzhen Raypoo technology Co., Ltd. (2022)



Bladder Accumulator

National Standard
GB/T20663)

1. Model Code

NXQ - ① - ② / ③ - ④ - ⑤

- ① Code Name: China National Standard Bladder Accumulator
- ② Structure Type: Type A—small caliber, Type B—big caliber
- ③ Nominal Volume: 0.4~250L
- ④ Nominal Pressure: 10, 20, 31.5MPa
- ⑤ Connection Type: L-thread connection, F-flange connection
- ⑥ Working Medium: Y-hydraulic oil, R-emulsion

2. Dimension

NXQ-A Accumulator Thread Connection
NXQ-A - ① / ② - I - ③



NXQ-AB Accumulator Flange Connection
NXQ-AB - ① / ② - F - ③



Bladder Accumulator



Bladder Accumulator

National Standard
GB/T20663)

NXQ-A Accumulator Thread Connection Exploded View



7. Ordering Note

7.1. Full model code is needed when ordering, eg. Nominal pressure: 31.5MPa, Nominal Volume: 40L, Connection type: Flange Connection, Medium: Hydraulic Oil, Type A Bladder Accumulator: NXQ-A-40/31.5-F-Y.

7.2. Contact us if special requirement is needed.

7.3. Design change rights is retained by our company and revise is effective without further notice.

ANEXO 6: Detalle técnico Aceite hidráulico

Fuente: Castrol (2013)



Product Data

Hydraulic Oil 68

Anti-wear hydraulic oil

Description

The Castrol Hydraulic™ Oil range are based upon mineral oil enhanced with a ~~stabilised~~ zinc additive system.

Application

Castrol Hydraulic is primarily for use in hydraulic equipment, but is suitable for other duties in which lubricants with good oxidation stability and lubrication performance are required. The quality of its base oils and additives permits the application of the Castrol Hydraulic range in lightly loaded gears and for use as circulating oil in applications where a rust and oxidation inhibited oil is required.

Castrol Hydraulic oils meet the specification requirements of the Vickers vane-pump test, DIN 51524 Part 2 and is classified as DIN 51502 classification – HLP & ISO 6743/4 – Hydraulic Oils Type HM.

The range is fully compatible with elastomer materials commonly used for static and dynamic seals, such as nitrile, silicone and fluorinated ([e.g.](#) Viton) polymers.

Advantages

- Good anti-wear performance – prevents wear of internal components reducing downtime
- Resistant to oxidation – extends service life
- Good water separation – reduces downtime and prolongs lubricant life

Typical Characteristics

Name	Method	Units	Hydraulic Oil 68
ISO Viscosity Grade	-	-	68
Density @ 15°C / 59°F	ISO 12185 / ASTM D4052	kg/m ³	880
Kinematic Viscosity @ 40°C / 104°F	ISO 3104 / ASTM D445	mm ² /s	68
Kinematic Viscosity @ 100°C / 212°F	ISO 3104 / ASTM D445	mm ² /s	8.77
Viscosity Index	ISO 2909 / ASTM D2270	-	>95
Pour Point	ISO 3016 / ASTM D97	°C/°F	-24 / -11
Flash Point - open cup method	ISO 2592 / ASTM D82	°C/°F	228 / 439
Foam Sequence I - tendency / stability	ISO 6247 / ASTM D892	ml/ml	10/0
Water Separation @ 54°C / 129°F (40/37/3)	ISO 6614 / ASTM D1401	min	15
Air Release @ 50°C / 122°F	ISO 9120 / ASTM D3427	min	8
FZG Gear Scuffing test - A/8.3/90	ISO 14635-1	Failure Load Stage	12
Rust test - distilled water (24 hrs)	ISO 7120 / ASTM D665A	-	Pass
Rust test - synthetic seawater (24 hrs)	ISO 7120 / ASTM D665B	-	Pass

Subject to usual manufacturing tolerances.

Hydraulic Oil 68
05 Apr 2013

Castrol, the Castrol logo and related marks are trademarks of Castrol Limited, used under licence.

This data sheet and the information it contains is believed to be accurate as of the date of printing. However, no warranty or representation, express or implied, is made as to its accuracy or completeness. Data provided is based on standard tests under laboratory conditions and is given as a guide only. Users are advised to ensure that they refer to the latest version of this data sheet. It is the responsibility of the user to evaluate and use products safely, to assess suitability for the intended application and to comply with all applicable laws and regulations. Material Safety Data Sheets are available for all our products and should be consulted for appropriate information regarding storage, safe handling, and disposal of the product. No responsibility is taken by either BP plc or its subsidiaries for any damage or injury resulting from abnormal use of the material, from any failure to adhere to recommendations, or from hazards inherent in the nature of the material. All products, services and information supplied are provided under our standard conditions of sale. You should consult our local representative if you require any further information.

Castrol Industrial, Technology Centre, Whitechurch Hill, Pangbourne, Reading, RG8 7QR, United Kingdom

www.castrol.com/industrial

Page 2 of 2

ANEXO 7: Detalle técnico sistema de llenado de Nitrógeno

Fuente: Shenzhen Raypoo Technology Co., Ltd. (2022)



CQJ Nitrogen Charging tool



1. General

CQJ Nitrogen Charging Tool is an indispensable special tool to charge, supply, adjust pressure and test charging pressure. Its merits are made up of compact structure, high-reliability, high-pressure and impact resistance, convenience, etc.

2. Model Code

CQJ - X - X

① ② ③

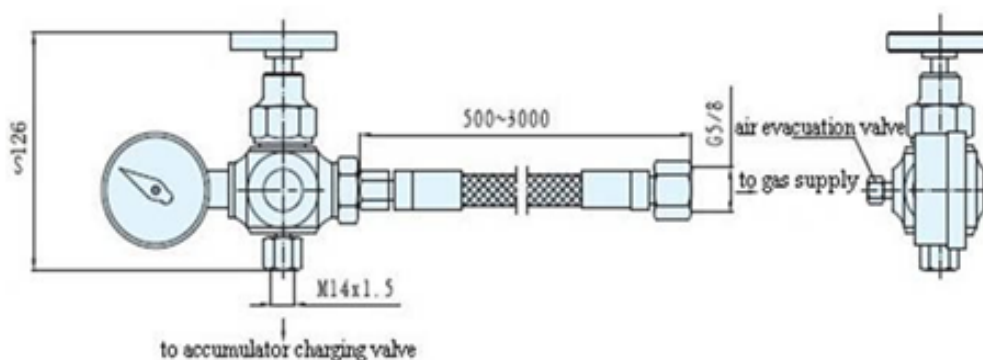
① Code Name: Nitrogen Charging Tool

② Pressure Grades: 10, 20, 31.5, 40MPa

③ Domestic Standard: standard connector M14×1.5

Foreign Standard: 5/8- 18UNF.

3. Dimension



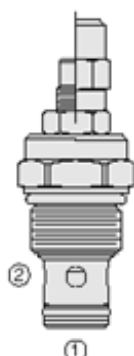
- ① Charging tools are designed to charge, test gas pressure or change the existed pre -charge pressure.
- ② When the max pressure of accumulator charged is less than max pressure of nitrogen cylinder, nitrogen charging tool is used to charge accumulator.
- ③ When the max pressure of accumulator charged is more than max pressure of nitrogen cylinder, nitrogen charging unit is used to charge accumulator.
- ④ Note: After charging, the connector between nitrogen cylinder and accumulator should be closed, and then open the bleed valve of charging tool to exhaust completely the gas in hose, finally, unload the charging tool.

4. Specifications

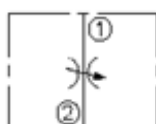
Model	Nominal Pressure (MPa)	Pressure gauge		Hose Specification		Connection dimension (mm)	For accumulator		Weight (kg)
		Scale Grade (MPa)	Accuracy Grade (MPa)	Inner Diameter × No. of layer	length (mm)				
CQJ-16	10	16	2.5	Φ8 × 1	500 to 3000	M14 × 1.5	NXQ-X/10-L/F	Charging to piston accumulator	1.7
CQJ-25	20	25					NXQ-X/20-L/F		
CQJ-40	31.5	40					NXQ-X/31.5-L/F		
CQJ-60	40	60					NXQ-X/40-L/F		



Flow Control Valves NV10-22 Needle Valve,



Symbol



HYDRAULIC CARTRIDGE VALVE

DESCRIPTION

A screw-in, cartridge-style, variable orifice, hydraulic flow restrictor valve that requires only 5-1/2 turns for full adjustment.

OPERATION

The NV10-22 increases its orifice value from fully-closed to fully-open with counterclockwise adjustment rotation. Effective adjustment is linear over the 5-1/2 turn adjustment range.

Settings are lockable in any position.

FEATURES

- Adjustments cannot be backed out of the valve.
- Desired settings may be locked down.
- Hardened parts for long life.
- Positive shut-off.
- Linear adjustment.
- Industry-common cavity.

RATINGS

Operating Pressure at Inlet: 241 bar (3500 psi)

Flow: 57 lpm (15 gpm) nominal at 11 bar (160 psi) at full open 5.5 turns

Internal Leakage: 0.05 cc/minute (1 drop/minute) max. at shut-off

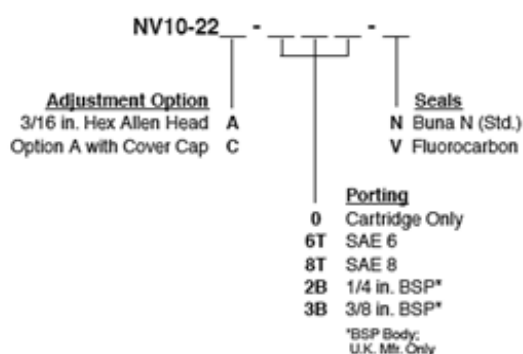
Temperature: -40° to 100° C (-40° to 212° F) with Buna seals;

-28° to 204° C (-15° to 400° F) with Fluorocarbon seals

Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 7.4 to 420 cSt (50 to 2000 sus); See Temperature and Oil Viscosity.

Installation: No restrictions

Ordering Chart



MATERIALS:

Cartridge: Weight: 0.15 kg. (0.33 lbs.);

Steel with hardened work surfaces.

Zinc-plated exposed surfaces; Buna N

O-rings and polyester elastomer back-ups

standard. Anodized aluminum knobs.

Standard Ported Body: Weight: 0.16 kg.

(0.35 lbs.); Anodized high-strength 6061

T6 aluminum alloy, rated to 207 bar (3000 psi);

Ductile iron bodies available; dimensions

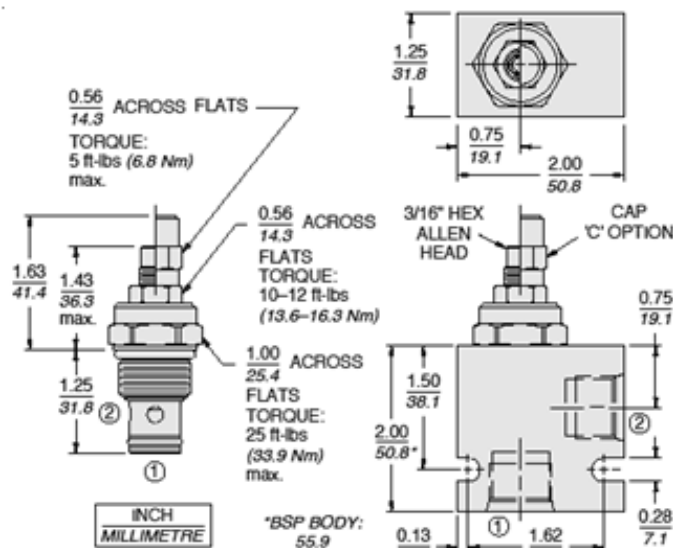
may differ

www.raypoo-tech.com

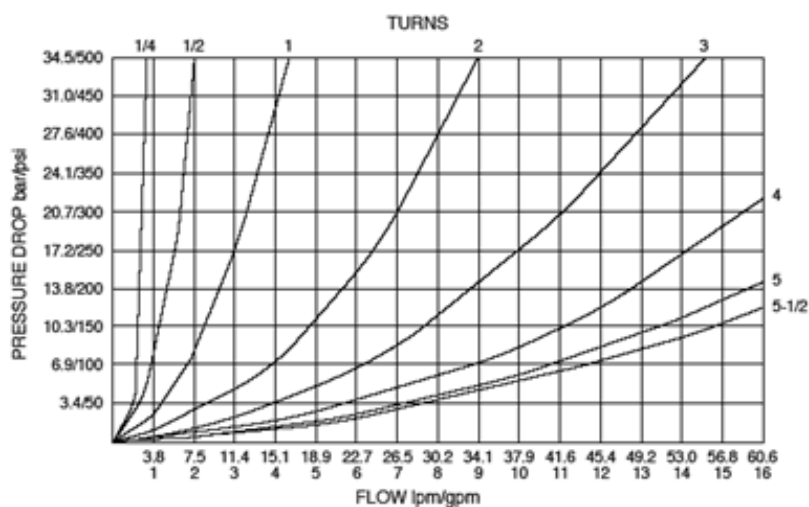


Flow Control Valves NV10-22 Needle Valve,

Dimensions



Performance



ANEXO 8: Detalle técnico de válvulas de control acumuladores

Fuente: Shenzhen Raypoo Technology Co., Ltd. (2022)



MO Series Hydraulic Cylinder

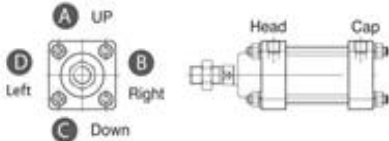
Specification

Bore sizes of cylinder(mm)	Ø30	Ø40	Ø50	Ø50A	Ø63	Ø80	Ø100	Ø125
Material of cylinder barrel	Carbon steel STKM-13C OR/			Stainless tubes SUS 304/			Aluminum alloy tubes	
The range of pressure(MPa)	0.3-7MPa(3-70kg/cm ²)							
The range of temperature(°C)	NBR/PU(-25°→+80°(°C))/VITON(-10°→150°(°C))							
The range of speed(mm/sec)	8-300(mm/sec) Please contact with Sales if the stroke more than 1000mm							
Standard stroke of the piston (PM) length	30	30	30	30	30	35	50	50
STROKE .mm Max.Permissible	Please contact with Sales if the stroke more than 1000mm							
Tolerance of stroke	STROKE	≤ 100	100-250	250-630	631-1000	1001-1600	≥ 1601	
JIS B 8354 Refer to Right Table Grade II	Tolerance	0→+0.8	0→+1.0	0→+1.25	0→+1.4	0→+1.6	0→+1.8	
Accuracy of Threading at Rod End	JIS 6g/6H Equivalent to with JIS Grade 2							

MO - B- N- 050 - A- A- 020 - 0100 - N- N-T000 - N

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

HYDRAULIC CYLINDER

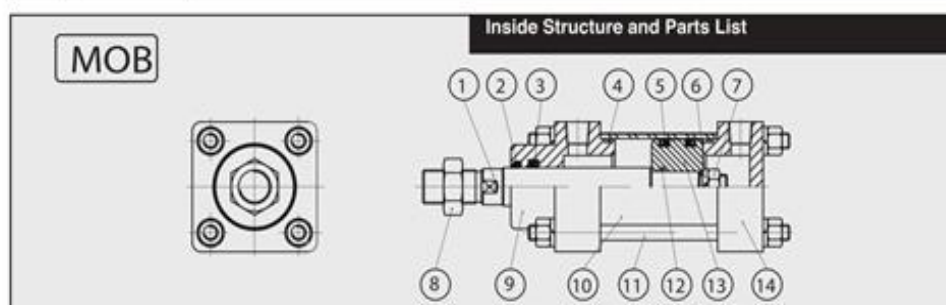
1	TYPE	B: Standard type				D: Double-Rod type				
2	MEANET	R: with magnet inside(Applicable to Ø32~Ø125) N:No symbol								
3	Inside/outside dia. CYLINDER TUBES	Ø30/Ø36	Ø40/Ø45	Ø50/Ø55	Ø50/Ø55	Ø63/Ø68	Ø80/Ø86	Ø100/Ø110	Ø125/Ø135	
	Inside/outside dia. STAINLESS TUBES	Ø30/Ø36	Ø40/Ø46	Ø50/Ø56	Ø50/Ø56	Ø63/Ø70	Ø80/Ø89	Ø100/Ø110	Ø125/Ø140	
	Inside/outside dia. ALUMINUM TUBES	Ø30/Ø35	Ø40/Ø47	Ø50/Ø58	Ø50/Ø58	Ø63/Ø75	NO	NO	NO	
Note: This series such as custom magnet plus aluminum plus, the maximum working pressure must not exceed 3Mpa										
4	SEAL SYMBOL Seal material			Kind of fluid						
				Petroleum-Based fluid	Water-Glycol fluid	Phosphate-Ester fluid	Water in oil fluid	Oil in Water fluid		
	A PU Polyurethane rubber	○	×	×	△	△				
	B NBR Nitrile rubber	○	○	×	○	○				
C VITON Fluoro elastomer	○	×	○	○	○					
Note: allowable ○ unallowable × consult us △										
5	Port position	Head	A:UP(Standard)/B:Right/C:Down/D:Left							
		Cap	A:UP(Standard)/B:Right/C:Down/D:Left							
		A=AA / B=BB / C=CC / D=DD E=AB / F=AC / G=AD / H=BA I=BC / J=BD / K=CA / L=CB M=CD / N=DA / O=DB / P=DC								
	ROD	Standard	Ø16	Ø20	Ø20	Ø25	Ø25	Ø30	Ø35	Ø50
		Max.	Ø16	Ø20	Ø20	Ø35	Ø25	Ø40	Ø55	Ø60
6	STROKE	Fill in the how long stroke needed								



MO Series 7Mpa Hydraulic Cylinders How to Order

HYDRAULIC CYLINDER

9	BORE ACCESSORY Cylinder body Mounting method	DESCRIPTION	SYMBOL	CONFIGURATION	DESCRIPTION	SYMBOL	CONFIGURATION
		Rectabgular flange at cylinder head	FA		Rectabgular flange at cylinder cup	FB	
		Foot rounding side end angles	LB		U型搖擺座 U-shaped swing seat	TC	
		Plate clevis at cylinder cap	CA		後置可拆雙山型 Clevis fork at cylinder cap	CB	
		Note: If the cylinder is fixed in other ways, you can draw a sketch or contact our sales					
10	ROD ACCESSORY	DESCRIPTION	SYMBOL	CONFIGURATION	DESCRIPTION	SYMBOL	CONFIGURATION
		Y type fitting Rod Clevis	MY		Rod Clevis With Pin	MYP	
		I Rod end mounting	MI		Compensating Joint	KG	
		Oscillating Eye	PH		T Rod end mounting	HT	
		H Rod end mounting	HH		Adjustble nut	AST	
Note : If the axis is fixed in other ways, you can draw a sketch or contact our sales staff							
11	Double rod Stroke adjustable	Fill in the stroke needed T mm			NO Symbol Adjustble stroke		
12	SENSOR SWITCH	N:NO symbo /B:Double side sensor switch/X:Rod-cover side sensor switch/ Y:Head-cover side sensor switch/T:sensor switch*3/U:sensor switch*4					



NO	Part mane	Quantity	NO	Part mane	Quantity	NO	Part mane	Quantity
1	Piston rod	1	6	Spring washer	1	11	Tie bolt	4
2	Dust wiper	1	7	Nut	1	12	O ring Gasket	1
3	Rod seal	1	8	Rod nut	1	13	Piston	1
4	O ring Gasket	2	9	Rod cover	1	14	End cover	1
5	Rubble Piston seal	2	10	Cylinder tube	1	15		

ANEXO 9: Detalle técnica válvulas reguladoras

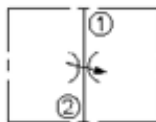
Fuente: Shenzhen Raypoo Technology Co., Ltd. (2022)



Flow Control Valves NV10-22 Needle Valve,



Symbol



HYDRAULIC CARTRIDGE VALVE

DESCRIPTION

A screw-in, cartridge-style, variable orifice, hydraulic flow restrictor valve that requires only 5-1/2 turns for full adjustment.

OPERATION

The NV10-22 increases its orifice value from fully-closed to fully-open with counterclockwise adjustment rotation. Effective adjustment is linear over the 5-1/2 turn adjustment range. Settings are lockable in any position.

FEATURES

- Adjustments cannot be backed out of the valve.
- Desired settings may be locked down.
- Hardened parts for long life.
- Positive shut-off.
- Linear adjustment.
- Industry-common cavity.

RATINGS

Operating Pressure at Inlet: 241 bar (3500 psi)

Flow: 57 lpm (15 gpm) nominal at 11 bar (160 psi) at full open 5.5 turns

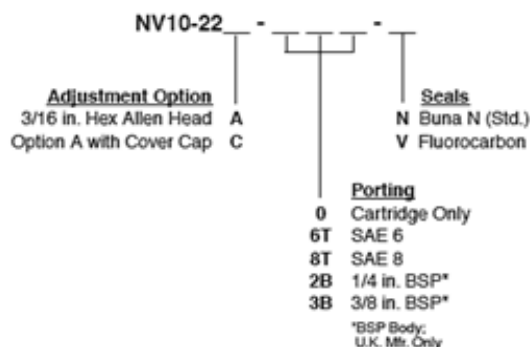
Internal Leakage: 0.05 cc/minute (1 drop/minute) max. at shut-off

Temperature: -40° to 100° C (-40° to 212° F) with Buna seals;
-28° to 204° C (-15° to 400° F) with Fluorocarbon seals

Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of
7.4 to 420 cSt (50 to 2000 sus); See Temperature and Oil Viscosity.

Installation: No restrictions

Ordering Chart



MATERIALS:

Cartridge: Weight: 0.15 kg. (0.33 lbs.);

Steel with hardened work surfaces.

Zinc-plated exposed surfaces; Buna N

O-rings and polyester elastomer back-ups

standard. Anodized aluminum knobs.

Standard Ported Body: Weight: 0.16 kg.

(0.35 lbs.); Anodized high-strength 6061

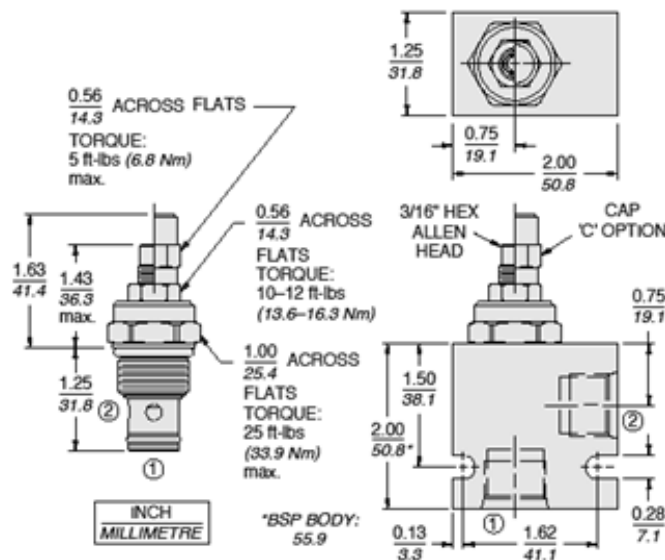
T6 aluminum alloy, rated to 207 bar (3000 psi);

Ductile iron bodies available; dimensions
may differ

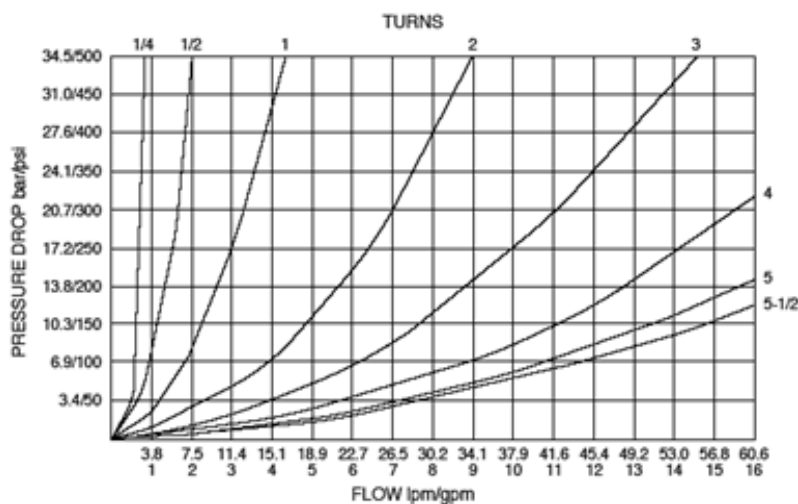


Flow Control Valves NV10-22 Needle Valve,

Dimensions

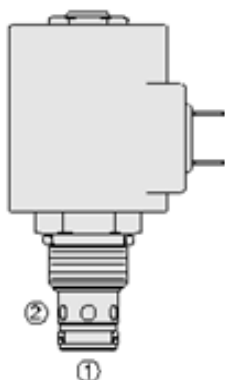


Performance

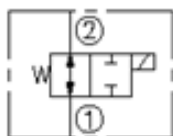




Solenoid-Operated On/Off valve SV10-25-Spool type, 2



Symbol



DESCRIPTION

A solenoid-operated, 2-way, normally open, spool-type, direct-acting, screw-in hydraulic cartridge valve, for bi-directional blocking applications.

OPERATION

When de-energized, the SV10-25 allows flow in both directions. When energized, the cartridge's poppet lifts to block flow in both directions.

Operation of Manual Override Option: To override, push button in and twist counterclockwise 180°. The internal spring will push the

button out. In this position the valve may be only partially shifted. To assure full override shift, pull the button out to its fullest extension and hold it in this position. To return to normal operation, push button in, twist clockwise 180°, and release. Override will be detented in this position.

FEATURES

- Continuous-duty rated coil.
- Hardened precision spool and cage for long life.
- Optional coil voltages and terminations.
- Both ports may be fully pressurized.
- Efficient wet-armature construction.
- Unitized, molded coil design.
- Manual override option.
- Optional waterproof E-Coils rated up to IP69K.
- Industry common cavity.

RATINGS

Operating Pressure: 207 bar (3000 psi)

Proof Pressure: 350 bar (5075 psi)

Flow: Inlet at port 2: up to 22 lpm (6 gpm); Inlet at port 1: 19 lpm (5 gpm)

Internal Leakage: 82 cc/minute (5 cu. in./minute) max. at 207 bar (3000 psi)

Temperature: -40° to 100° C (-40° to 212° F) with standard Buna seals

Coil Duty Rating: Continuous from 85% to 115% of nominal voltage

Response Time: First indication of change of state with 100% voltage supplied
at 80% of nominal flow rating: Energized: 60 msec. De-energized: 60 msec.

Initial Coil Current Draw at 20° C: Standard Coil: 1.67 amps at 12 Vdc;

0.18 amps at 115 Vac (full wave rectified).

E-Coil: 1.7 amps at 12 Vdc; 0.85 amps at 24 Vdc

Minimum Pull-in Voltage: 85% of nominal at 207 bar (3000 psi)

Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of
7.4 to 420 cSt (50 to 2000 sus).

www.raypoo-tech.com

HYDRAULIC CARTRIDGE VALVE

MATERIALS:

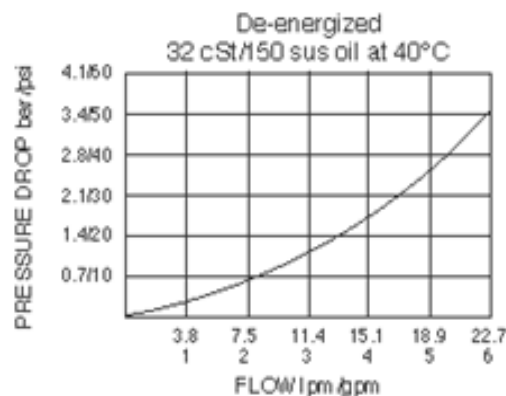
Cartridge: Weight: 0.16 kg (0.35 lb); Steel with hardened work surfaces. Zinc-plated exposed surfaces; Buna N O-rings and polyester elastomer back-up standard.

Standard Ported Body:
Weight: 0.16 kg (0.35 lb);
Anodized high-strength 6061 T6 aluminum alloy, rated to 207 bar (3000 psi); Ductile iron bodies available; dimensions may differ.

Standard D-Coil: Weight each:
0.27 kg (0.60 lb); Unitized thermoplastic encapsulated, Class H high temperature magnet wire.

E-Coil: Weight: 0.41 kg (0.9 lb);
Perfect wound, fully encapsulated with rugged external metal shell;
Rated up to IP69K with integral connectors.

Performance

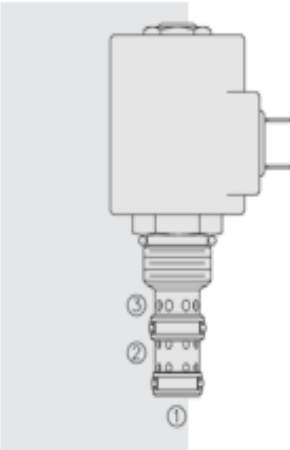


ANEXO 10: Detalle técnico válvula controladora de lógica hacia acumuladores

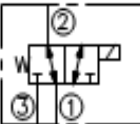
Fuente: Shenzhen Raypoo Technology Co., Ltd. (2022)

SOLENOID VALVES

SV10-34 Spool, 3-Way



SYMBOLS
USA SI/ISO:



DESCRIPTION
A solenoid-operated, three-way, direct-acting, spool-type, screw-in hydraulic cartridge valve.

OPERATION
When de-energized, the SV10-34 allows flow from ② to ①, while blocking flow at ③. When energized, the valve's spool shifts to open from ② to ③, while blocking at ①.
Operation of Manual Override Option: To override, push button in and twist counterclockwise 180°. The internal spring will push the button out. In this position, the valve may be only partially shifted. To assure full override shift, pull the button out to its fullest extension and hold it in this position.
To return to normal valve function, push button in, twist clockwise 180°, and release. Override will be detented in this position.

FEATURES

- Continuous-duty rated solenoid.
- Hardened precision spool and cage for long life.
- Optional coil voltages and terminations.
- Efficient wet-armature construction.
- All ports may be fully pressurized.
- Cartridges are voltage interchangeable.
- Manual override option.
- Optional waterproof E-Coils rated up to IP69K.
- Unitized, molded coil design.
- Industry common cavity.

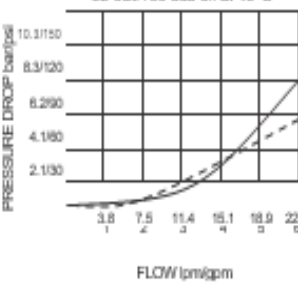
RATINGS

Operating Pressure: 207 bar (3000 psi)
Proof Pressure: 350 bar (5075 psi)
Flow: 22.7 lpm (8 gpm) max.; Note: Under certain operating conditions this valve may be rated for higher flow. Consult factory.
Internal Leakage: 115 cc/minute (7 cu. in./minute) max. at 207 bar (3000 psi)
Temperature: -40 to 120 °C with standard Buna seals
Coil Duty Rating: Continuous from 85% to 115% of nominal unless

Response Time: First indication of change of state with 100% voltage supplied at 80% of nominal flow rating: Energized: 60 ms; De-energized: 10 ms
Initial Coil Current Draw at 20 °C: Standard Coil: 1.67 A at 12 Vdc; 0.18 A at 115 Vac (full wave rectified).
E-Coil: 1.7 A at 12 Vdc; 0.85 A at 24 Vdc
Minimum Pull-In Voltage: 85% of nominal at 207 bar (3000 psi)
Filtration: See page 9.010.1
Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 7.4 to 420 cSt (50 to 2000 sus); See Temperature and Oil Viscosity, page 9.060.1
Installation: No restrictions; See page 9.020.1
Cavity: VC10-3, See page 9.110.1
Cavity Tool: CT10-3XX; See page 8.600.1
Seal Kit: SK10-3X-MM; See page 8.650.1
Coil Nut: Part No. 7004400;
For E-coils manufactured prior to 1-1-04, see page 3.400.1 for coil nut inf

PERFORMANCE (Cartridge Only)

② to ① de-energized ———
② to ③ energized - - - -
32 cSt/150 sus oil at 40 °C



1.380.1

*HYDRAFORCE.co.uk



Cartridge Solenoid

Model NO. : SV37-1(12VDC)

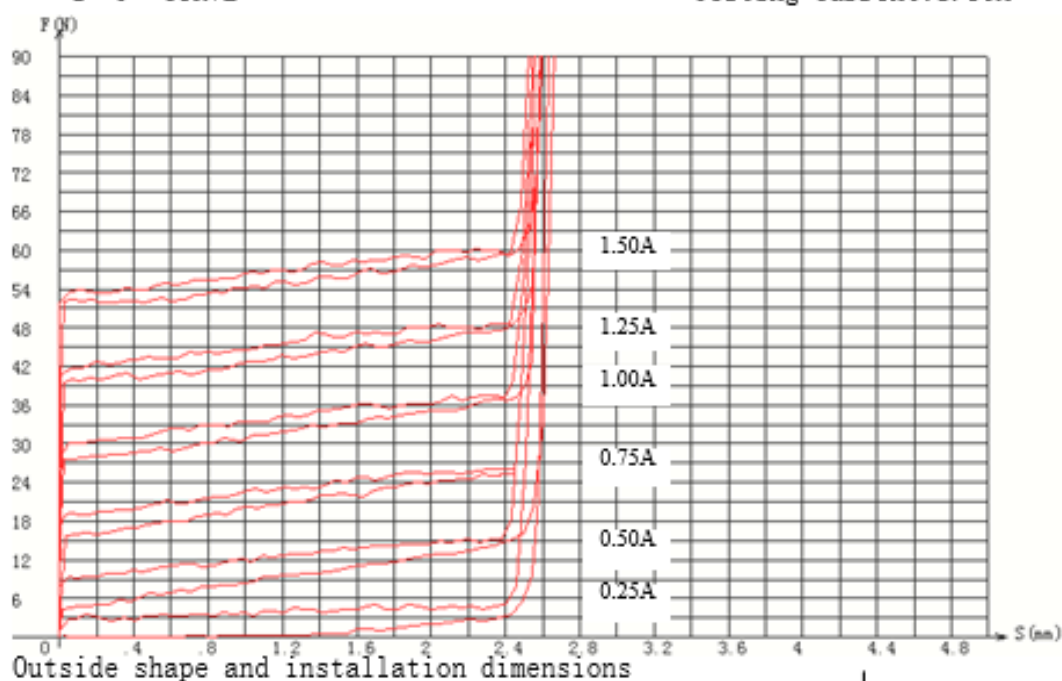
CZ-CCBZ-001

Technical Parameters

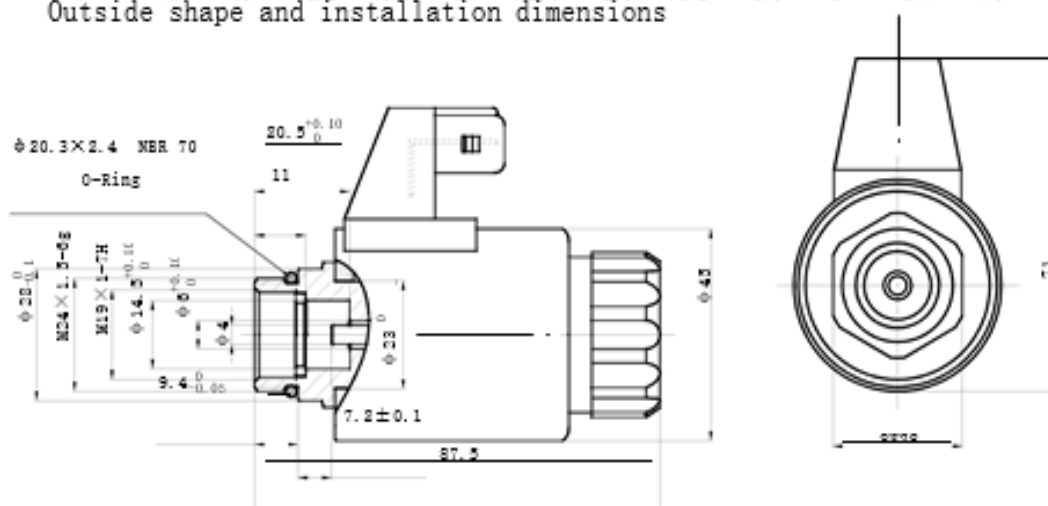
Power type	DC	Rated Voltage (V)	12
Rate current (A)	1.50A	Resistance ($\Omega/20^{\circ}\text{C}$)	5 ± 0.25
Full Stroke (mm)	2.6	Rated Force (N)	≥ 50
Isolation Grade	H/180 $^{\circ}\text{C}$	Duty Time (%)	100
Oil Pressure Duration(MPa)	21	IP Grade	IP66
Max Switch Frequency (t/h)	15000	Life Cycle (t)	10×10^6

S-F CURVE

Testing Current:1.50A



Outside shape and installation dimensions



ANEXO 11: Información técnica válvula de bombas

Fuente: Shenzhen Raypoo Technology Co., Ltd. (2022)



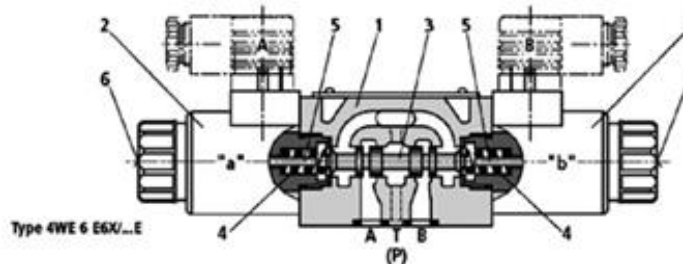
WE6 Series Directional Control

Features

- Direct solenoid actuated directional spool valve with high performances
- Porting pattern to DIN 24 340 Form A, ISO 4401 and CETOP-RP 121 H,
- Wet pin DC or AC solenoids with removable coil
- Solenoid coil can be rotated through 90°
- Unnecessary opening the pressure tight chamber when changing the coil
- Electrical connections either as individual or central connections
- Hand override, optional



Function Description, Section



Type 4WE 6 E6X/...E

WE type directional valves are solenoid operated directional spool valves. They control the start, stop and direction of flow.

Essentially the directional control valves consist of housing (1), one or two solenoids (2), the control spool (3), and one or two return springs (4).

In the de-energised condition the control spool (3) is held in the neutral or initial position by means of return springs (4) (except for impulse spools). The control spool (3) is actuated via wet pin solenoids (2).

To guarantee satisfactory operation care should be taken to ensure that the solenoid pressure chamber is filled with oil.

The force of the solenoids (2) acts via the plunger (5) on the control spool (3) and pushes this from its neutral position to the required end position. This gives free-flow from P to A and B to T or P to B and A to T.

When solenoid (2) is de-energised, the control spool (3) is returned to its neutral position by means of the return springs (4).

An optional hand override (6), allows movement of the control spool (3) without energising the solenoid.

Type 4WE 6.. 6X/O... (only possible for symbols A, C and D)

This design is for directional control valves with 2 switching positions and 2 solenoids without detent. There is no definable switched position when the solenoids are de-energised.

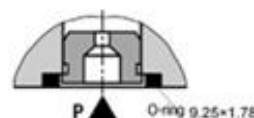
Type 4WE 6.. 6X/OF... (impulse spool, only for symbols A, C and D)

This design is for directional control valves with 2 switched positions, 2 solenoids and a detent. Both switched positions are thus fixed alternately and there is no need to continually energise the solenoid.

Note: Pressure peaks in the tank line to two or more valves, particularly with valves with detents, can lead to unintended spool movements! It is therefore, recommended that a separate tank line is used.

Cartridge throttle (type 4WE 6..6X/.../B..)

If, due to particular operating conditions during the switching sequences, flows can occur which are larger than the limit the valve performance curves allow, then it will be necessary to fix a cartridge throttle, which is to be inserted in the P channel of the directional control valve.





WE6 Series Directional Control

Technical Data

General			
Installation		Optional	
Ambient temperature, max.		°C	50
Weight	Valve with 1 solenoid	kg	1.45
	Valve with 2 solenoids	kg	1.95
Hydraulic			
Operating pressure, max.	Ports A, B, P	bar	350
	Port T	bar	210 (+); 160 (-) With symbols A and B, port T must be used as a drain port if the operating pressure is above the permitted tank pressure. 80 (+); 60 (-)
Max. flow		L/min	80 (+); 60 (-)
Flow cross-section (switched position 2):	For symbol Q	mm²	Approx. 6 % of the nominal cross-section
	For symbol W	mm²	Approx. 3 % of the nominal cross-section
Pressure fluid	Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51 524 ; Fast bio degradable pressure fluids to VDMA 24 566 ; HETG (rape seed oil) ; HEPG (polyglycol) ; HEES (synthetic ester) ; Other pressure fluids on request		
Pressure fluid temperature range	°C		
	- 30 to + 80 (NBR seals) - 20 to + 80 (FKM seals)		
Viscosity range		mm²/s	2.8 to 500
Degree of contamination	Maximum permissible degree of contamination of the pressure fluid is to NAS 1638 class 9. We, therefore, recommend a filter with a minimum retention rate of 8/10 - 75.		
Electrical			
Voltage type		DC	AC 50/60 Hz
Available voltages	V	12, 24, 96, 205	110, 230
(for ordering details of AC solenoids, see below)			
Voltage tolerance (nominal voltage)	%	10	
Power consumption	W	30	-
Holding power	VA	-	50
Switch-on power	VA	-	230
Duty		Continuous	Continuous
Switching time	On	ms	25 to 45
	Off	ms	10 to 25
Switching frequency		cycles/h	Up to 15000
			Up to 7200
Protection to DIN 40 050		IP 65	IP 65
Coil temperature, max.	°C	150	180

Characheristic Curues (measured at v=41mm²/s and t=50°C)

Δp-q_v-characteristic curves

7 Symbol "R" in switched position A - B
8 Symbols "G" and "T" in mid position P - T

Symbols	Flow direction			
	P - A	P - B	A - T	B - T
A, B	3	3	-	-
C	1	1	3	1
D, Y	5	5	3	3
E	3	3	1	1
F	1	3	1	1
T	10	10	9	9
H	2	4	2	2
I, Q	1	1	2	1
L	3	3	4	9
M	2	4	3	3
P	3	1	1	1
R	5	5	4	-
V	1	2	1	1
W	1	1	2	2
U	3	3	9	4
G	6	6	9	9

ANEXO 12: Información técnica cables eléctricos

Fuente: INDECO (2015)

BA-3 300 V

BA-3 300 V 6 AWG

Contacto

Ventas Local
ventas.peru@nexans.com
exportaciones.peru@nexans.com

Ref. Nexans: P00014280-2

Conductor de cobre flexible para diversos usos que requieren gran flexibilidad.

DESCRIPCIÓN

Aplicación:

Conductor de cobre flexible para diversos usos que requieren gran flexibilidad y donde el espacio es reducido. El tipo de PVC otorga al cable excelentes propiedades dieléctricas. Se usa para batería de vehículos y en equipos o bancos de baterías estacionarios.

Construcción:

1. Conductor: Cobre blando flexible, clase 5 ó 6.
2. Aislamiento: Compuesto de PVC.

Principales características:

Diseñado para soportar vibraciones, ataque de combustibles, lubricantes y solución electrolítica del acumulador, resistente a la abrasión y dobleces. No propaga la llama.

Calibre:

Desde 6 AWG hasta 2/0 AWG.

Marcación:

INDECO S.A BA-3 300 V - Calibre - FB - Año - Metrado secuencial.

Embalaje:

Rollos de 50 metros (6, 4 y 2 AWG).

En carretes de madera no retornables (1/0, 2/0 y 4/0 AWG).

Color:

Negro ó azul.

Normas nacionales

NTP-IEC 60228: Conductores para cables aislados.

NTP-IEC 60502-1: Cables de energía con aislamiento extruido y sus aplicaciones para tensiones nominales desde 1 kV y 3 kV.



NORMA

Internacional IEC 60228; IEC 60332-1-2; IEC 60502-1; IEC 60811-401; IEC 60811-402; IEC 60811-501; IEC 60811-504; IEC 60811-505; IEC 60811-506; IEC 60811-508; IEC 60811-509

Nacional NTP-IEC 60228; NTP-IEC 60502-1; SAE J-1127



Flexibilidad del conductor
Clase 5 & clase 6



Libre de plomo
Si



Tensión nominal de servicio Uo/U
300 V



No propagación de la llama
IEC 60332-1-2; F11



Temperatura máxima operación
75 °C

Todos los dibujos, diseños, especificaciones, planos y detalles sobre pesos, dimensiones, etc. contenidos en la documentación técnica o comercial de Nexans, son propiedad exclusiva, y no están destinados para Nexans, el podrá ser considerados como que constituyen una representación de la parte de Nexans.

Generado: 02/12/2016 10:00:00 AM - Página: 1 de 1

INDECO
empresa Nexans

BA-3 300 V

BA-3 300 V 6 AWG

Contacto

Ventas Local
ventas.peru@nexans.com
exportaciones.peru@nexans.com

Características dimensionales

Diámetro del conductor	4,9 mm
Mínimo espesor de aislamiento	1,19 mm
Diámetro exterior nominal	7,6 mm
Peso aproximado	148 kg/km

Características eléctricas

Tensión nominal de servicio Uo/U	300 V
Rigidez dieléctrica	1,0 kV
Tiempo Rigidez Dieléctrica Vca al aislamiento	1 min.
Amperaje ducto a 30°C	65 A
Resistencia máxima del conductor en CC a 20° C	1,41 Ohm/km
Amperaje en aire a 30°C	95 A

Características de uso

No propagación de la llama	IEC 60332-1-2; FT1
Temperatura máxima operación	75 °C
Temperatura de sobrecarga de emergencia	100 °C
Temperatura máxima del conductor en corto-circuito	160 °C
Referencia	01

RADIO DE CURVATURA UNA VEZ INSTALADO EN B.T.

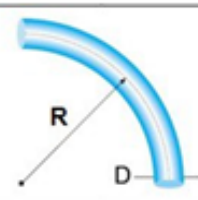
$$R = D \times f$$

R: Radio de curvatura una vez instalado (mm)

D: Diámetro sobre cubierta externa o sobre aislamiento (cuando no tiene cubierta externa) (mm)

f: Factor multiplicativo; dado en la siguiente tabla:

Sin armadura	Espesor del aislamiento (mm)	Diámetro externo del cable		
		< 25.4 mm	25.4 mm ≤ D ≤ 50.8 mm	> 50.8 mm
	De 0 a 4.31	4	5	6
	Mayor o igual a 4.32	5	6	7
Cables con armadura de cintas lisas o alambres				12


Flexibilidad del conductor
Clase 5 & clase 6

Libre de plomo
Si

Tensión nominal de servicio Uo/U
300 V

No propagación de la llama
IEC 60332-1-2; FT1

Temperatura máxima operación
75 °C

Todos los dibujos, dibujos, especificaciones, planos y detalles sobre pesos, dimensiones, etc. contenidos en la documentación técnica o comercial de Nexans son propiedad intelectual y no se pueden copiar, reproducir, distribuir, ni utilizar en ningún otro medio sin el consentimiento escrito de Nexans.

Generado 03/12/18 www.mecama.pe 1/4 de 3 / 4

INDECO
empresa Nexans

TFM-70 (CTM)

TFM-70 (CTM) 450/750 V 2-12 AWG

Contacto

Ventas Local
ventas.peru@nexans.com
exportaciones.peru@nexans.com

Ref. Nexans: P00001441-3

Para aparatos fijos que pueden ser desplazados.

DESCRIPCIÓN

Aplicación:

Para lámparas o aparatos fijos que pueden ser desplazados. Ejemplo: licuadoras, batidoras, refrigeradoras.

Construcción:

1. Conductor: Cobre blando flexible, clase 5.
2. Aislamiento: Compuesto de PVC flexible.

Principales características:

Resistente a la humedad. No propaga la llama.

Calibre:

Desde 20 AWG hasta 10 AWG.

Marcación:

PERU INDECO S.A. TFM-70 (CTM) - 2-Calibre - 450/750 V - Año - Metrado secuencial.

Embalaje:

Rollos de 100 metros.

Color:

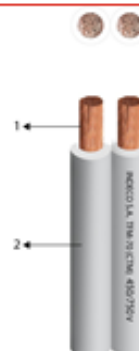
Blanco.

Normas nacionales

NTP 370.250: Conductores para cables aislados.

NTP 370.252: Cables aislados con compuesto termoplástico y termoestable para tensiones hasta e inclusive 450/750 V.

Normas internacionales aplicables



NORMA

Internacional IEC 60227-1;
IEC 60228; IEC 60332-1-2;
IEC 60811-401; IEC 60811-409;
IEC 60811-501; IEC 60811-504;
IEC 60811-505; IEC 60811-506;
IEC 60811-509

Nacional NTP 370.250;
NTP 370.252; UL 2556



Flexibilidad del
conductor
Flexible Clase 5



Libre de plomo
Sn



Tensión nominal de
servicio L-L/LV
450 / 750 V



Flexibilidad del cable
Flexible



No propagación de la
llama
IEC 60332-1-2; IEC 60332-1-1



Temperatura máxima
operación
70 °C



Resistencia a aceites
Buenos

Todos los dibujos, diseños, especificaciones, planos y detalles sobre pesos, dimensiones, etc. contenidos en la documentación técnica o comercial de Nexans, son propiedad intelectual, y no serán considerados para Nexans, si podrán ser considerados como que constituyen una representación de la parte de Nexans.
Cableado US1215 www.nexans.pe Página 1 / 4

INDECO
empresa Nexans

TFM-70 (CTM)

TFM-70 (CTM) 450/750 V 2-12 AWG

Contacto

Ventas Local
ventas.peru@nexans.com
exportaciones.peru@nexans.com

Características dimensionales	
Peso aproximado	89 kg/km
Características eléctricas	
Tensión nominal de servicio Uo/U	450 / 750 V
Rigidez dieléctrica	2,5 kV
Tiempo Rigidez Dieléctrica Vca al aislamiento	5 min.
Resistencia máxima del conductor en CC a 20° C	5,89 Ohm/km
Amperaje en aire a 30°C	25 A
Características mecánicas	
Flexibilidad del cable	Flexible
Características de uso	
No propagación de la llama	IEC 60332-1-2; FT1
Temperatura máxima operación	70 °C
Temperatura de sobrecarga de emergencia	100 °C
Temperatura máxima del conductor en corto-circuito	160 °C
Resistencia a aceites	Buena
Referencia	05

RADIO DE CURVATURA UNA VEZ INSTALADO EN B.T.

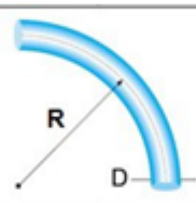
$$R = D \times f$$

R: Radio de curvatura una vez instalado (mm)

D: Diámetro sobre cubierta externa o sobre aislamiento (cuando no tiene cubierta externa) (mm)

f: Factor multiplicativo; dado en la siguiente tabla:

Sin armadura	Espesor del aislamiento (mm)	Diámetro externo del cable		
		< 25.4 mm	25.4 mm ≤ D ≤ 50.8 mm	> 50.8 mm
	De 0 a 4.31	4	5	6
	Mayor o igual a 4.32	5	6	7
Cables con armadura de cintas lisas o alambres				12



CONDICIONES DE CÁLCULO DE CORRIENTE B.T.; 70°C

CONDICIONES DE CALCULO DE CORRIENTE


Flexibilidad del
conductor
Flexible Clase 5

Libre de plomo
Si

Tensión nominal de
servicio Uo/U
450 / 750 V

Flexibilidad del cable
Flexible

No propagación de la
llama
IEC 60332-1-2; FT1

Temperatura máxima
operación
70 °C

Resistencia a aceites
Buena

Todos los dibujos, diseños, especificaciones, planos y detalles sobre pesos, dimensiones, etc. contenidos en la documentación técnica o comercial de Nexans son propiedad intelectual, y no serán considerados para Nexans, ni podrán ser considerados como que constituyen una representación de la parte de Nexans.
Callejón 603/12118 www.nexans.pe Página 3 / 4

INDECO
empresa Nexans

ANEXO 13: Detalle técnico de placas alimentación

Fuente: ALLDATASHEET (2022)

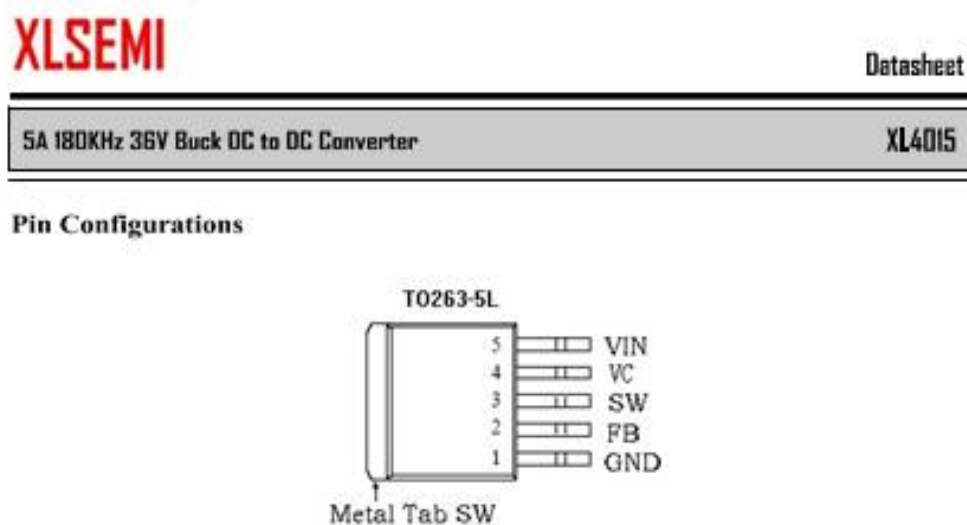


Figure2. Pin Configuration of XL4015 (Top View)

Table 1 Pin Description

Pin Number	Pin Name	Description
1	GND	Ground Pin. Care must be taken in layout. This pin should be placed outside of the Schottky Diode to output capacitor ground path to prevent switching current spikes from inducing voltage noise into XL4015.
2	FB	Feedback Pin (FB). Through an external resistor divider network, FB senses the output voltage and regulates it. The feedback threshold voltage is 1.25V.
3	SW	Power Switch Output Pin (SW). SW is the switch node that supplies power to the output.
4	VC	Internal Voltage Regulator Bypass Capacity. In typical system application, The VC pin connect a 1uf capacity to VIN.
5	VIN	Supply Voltage Input Pin. XL4015 operates from a 8V to 36V DC voltage. Bypass Vin to GND with a suitably large capacitor to eliminate noise on the input.

XLSEMI

Datasheet

5A 180KHz 36V Buck DC to DC Converter

XL4015

Function Block

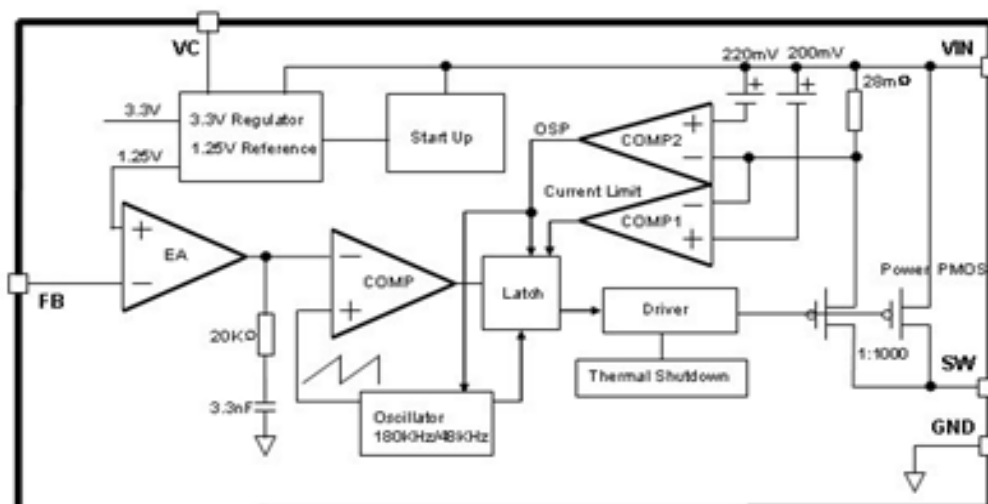


Figure3. Function Block Diagram of XL4015

Typical Application Circuit

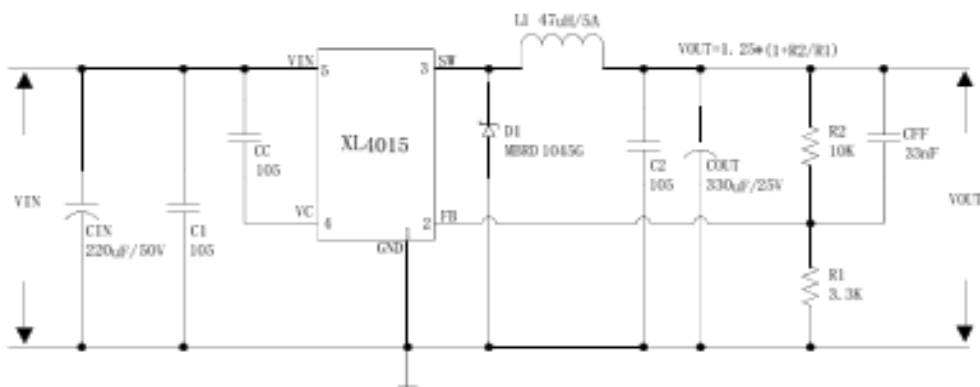


Figure4. XL4015 Typical Application Circuit (VIN=8V~36V, VOUT=5V/5A)

Rev 1.5

3

www.xlsemi.com

ANEXO 14. Detalle técnico Relay de accionamiento

Fuente: DataSheet (2020)

	RELAY ISO9002	
---	----------------------	--



1. MAIN FEATURES

- Switching capacity available by 10A in spite of small size design for highdensity P.C. board mounting technique.
- UL,CUL,TUV recognized.
- Selection of plastic material for high temperature and better chemical solution performance.
- Sealed types available.
- Simple relay magnetic circuit to meet low cost of mass production.

2. APPLICATIONS

- Domestic appliance, office machine, audio, equipment, automobile, etc.
(Remote control TV receiver, monitor display, audio equipment high rushing current use application.)

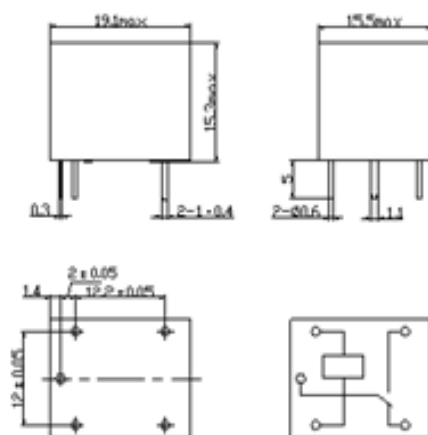
3. ORDERING INFORMATION

SRD	XX VDC	S	L	C
Model of relay	Nominal coil voltage	Structure	Coil sensitivity	Contact form
SRD	03 !05 !06 !09 !12 !24 !48VDC	S:Sealed type	L:0.36W	A:1 form A
		F:Flux free type	D:0.45W	B:1 form B
				C:1 form C

4. RATING

CCC	FILE NUMBER:CH0052885-2000	7A/240VDC
CCC	FILE NUMBER:CH0038746-99	10A/250VDC
UL/CUL	FILE NUMBER: E167996	10A/125VAC 28VDC
TUV	FILE NUMBER: R9933789	10A/240VAC 28VDC

5. DIMENSION_(unit:mm) DRILLING_(unit:mm) WIRING DIAGRAM



6. COIL DATA CHART (AT20 °C)

Coil Sensitivity	Coil Voltage Code	Nominal Voltage (VDC)	Nominal Current (mA)	Coil Resistance (Ω) $\pm 10\%$	Power Consumption (W)	Pull-In Voltage (VDC)	Drop-Out Voltage (VDC)	Max-Allowable Voltage (VDC)
SRD (High Sensitivity)	03	03	120	25	abt. 0.36W	75%Max.	10% Min.	120%
	05	05	71.4	70				
	06	06	60	100				
	09	09	40	225				
	12	12	30	400				
	24	24	15	1600				
SRD (Standard)	48	48	7.5	6400	abt. 0.45W	75% Max.	10% Min.	110%
	03	03	150	20				
	05	05	89.3	55				
	06	06	75	80				
	09	09	50	180				
	12	12	37.5	320				
	24	24	18.7	1280	abt. 0.51W			
	48	48	10	4500				

7. CONTACT

RATING Item	Type	SRD
	FORM C	FORM A
Contact Capacity	7A 28VDC 10A 125VAC 7A 240VAC	10A 28VDC 10A 240VAC
Resistive Load ($\cos\phi=1$)		
Inductive Load ($\cos\phi=0.4$ L/R=7msec)	3A 120VAC 3A 28VDC	5A 120VAC 5A 28VDC
Max. Allowable Voltage	250VAC/110VDC	250VAC/110VDC
Max. Allowable Power Force	800VAC/240W	1200VA/300W
Contact Material	AgCdO	AgCdO

8. PERFORMANCE (at initial

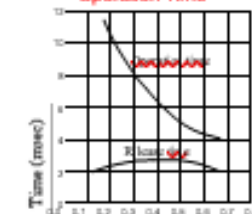
value) Item	Type	SRD
Contact Resistance		100m Ω Max.
Operation Time		10msec Max.
Release Time		5msec Max.
Dielectric Strength		
Between coil & contact		1500VAC 50/60HZ (1 minute)
Between contacts		1000VAC 50/60HZ (1 minute)
Insulation Resistance		100 M Ω Min. (500VDC)
Max. ON/OFF Switching		
Mechanically		300 operation/min
Electrically		30 operation/min
Ambient Temperature		-25°C to +70°C
Operating Humidity		45 to 85% RH
Vibration		
Endurance		10 to 55Hz Double Amplitude 1.5mm
Error Operation		10 to 55Hz Double Amplitude 1.5mm
Shock		
Endurance		100G Min.
Error Operation		10G Min.
Life Expectancy		
Mechanically		10 ⁷ operations. Min. (no load)
Electrically		10 ⁵ operations. Min. (at rated coil voltage)
Weight		abt. 10grs.

9.REFERENCE DATA

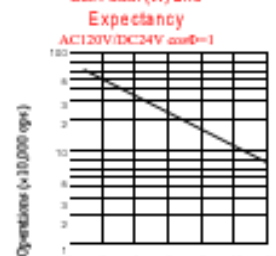
Coil Temperature Rise



Operation Time

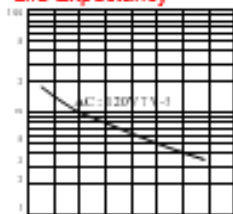


Coil Power (W) Life Expectancy



Current of Load (A)

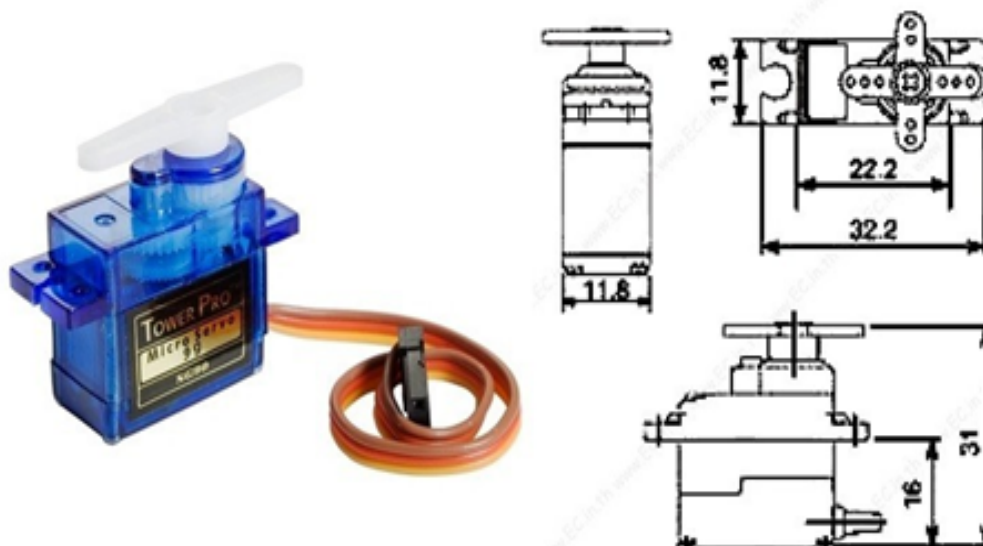
Life Expectancy



ANEXO 15: Detalle técnico servomotor de movimiento cámara

Fuente: DataSheet (2020)

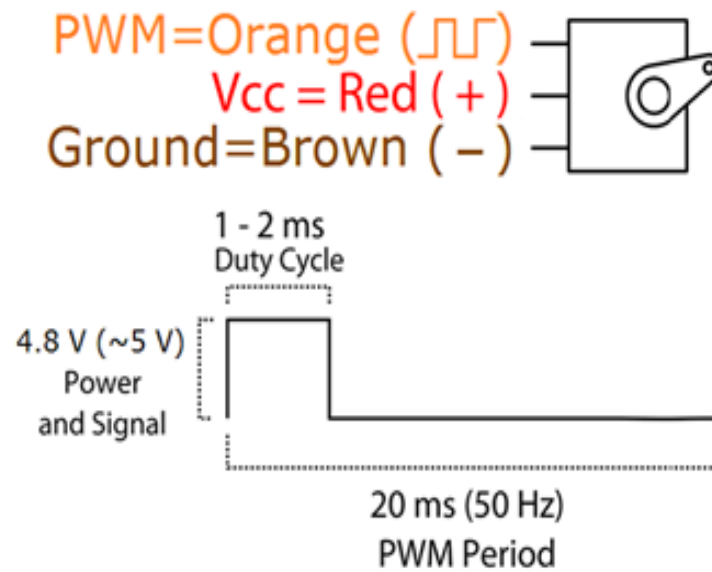
SG90 9 g Micro Servo



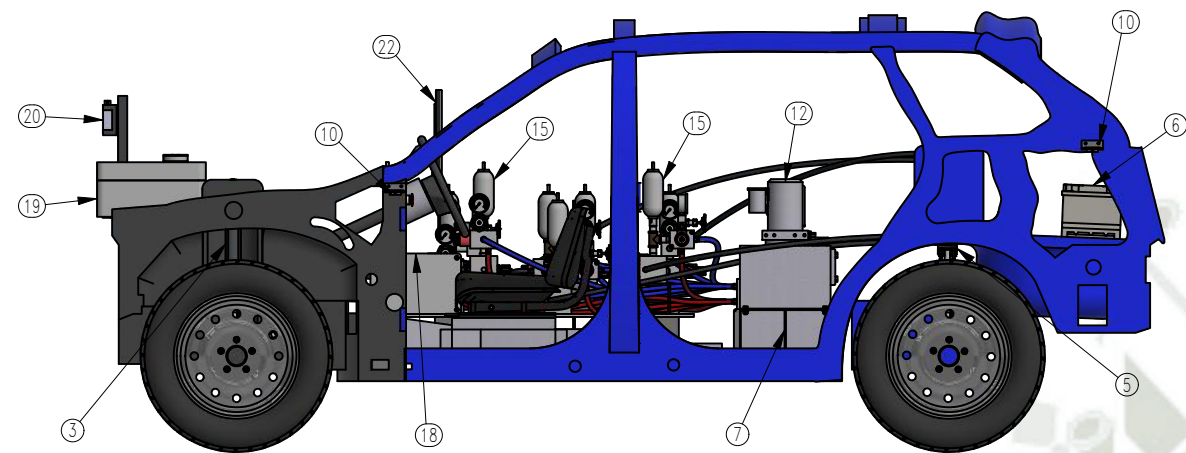
Tiny and lightweight with high output power. Servo can rotate approximately 180 degrees (90 in each direction), and works just like the standard kinds but *smaller*. You can use any servo code, hardware or library to control these servos. Good for beginners who want to make stuff move without building a motor controller with feedback & gear box, especially since it will fit in small places. It comes with a 3 horns (arms) and hardware.

Specifications

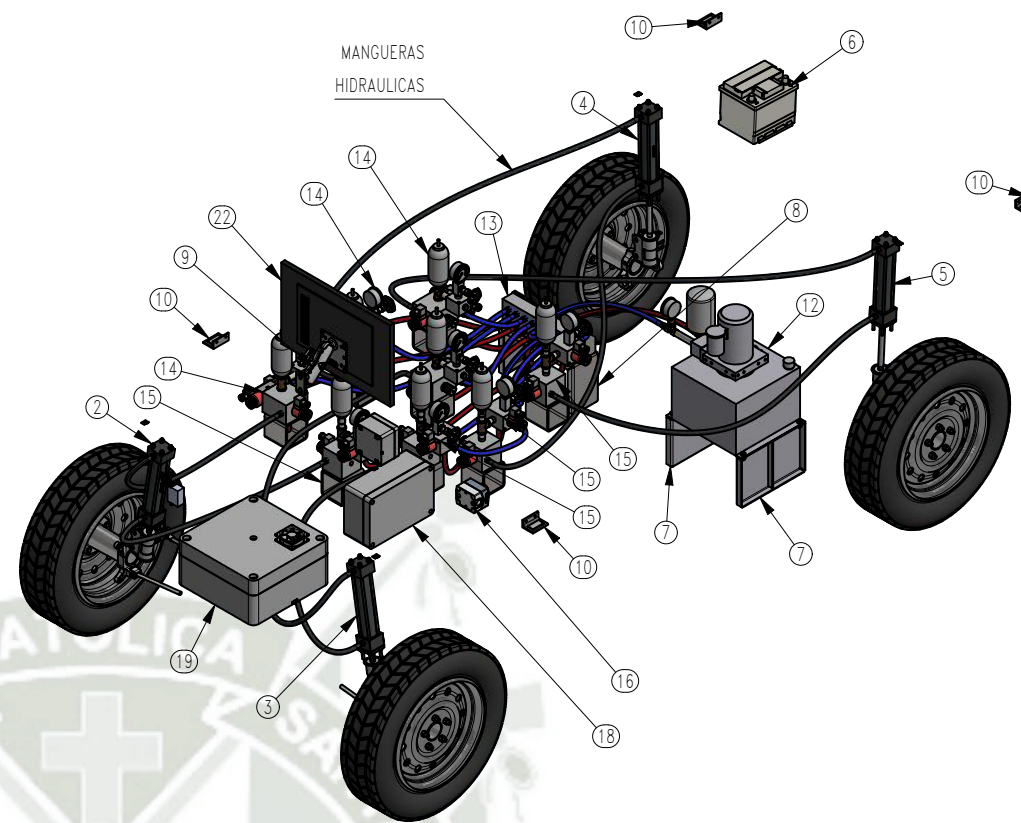
- Weight: 9 g
- Dimension: 22.2 x 11.8 x 31 mm approx.
- Stall torque: 1.8 kgf cm
- Operating speed: 0.1 s/60 degree
- Operating voltage: 4.8 V (~5V)
- Dead band width: 10 μ s
- Temperature range: 0 °C – 55 °C



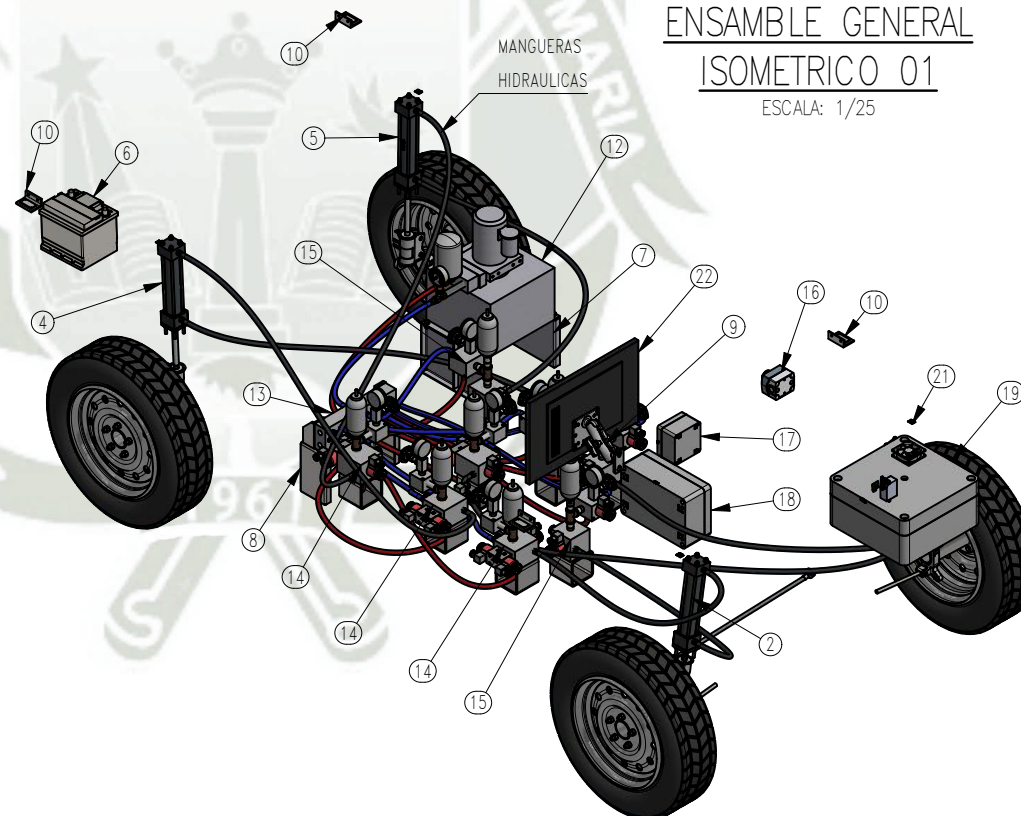
Position "0" (1.5 ms pulse) is middle, "90" (~2 ms pulse) is all the way to the right, "-90" (~1 ms pulse) is all the way to the left.



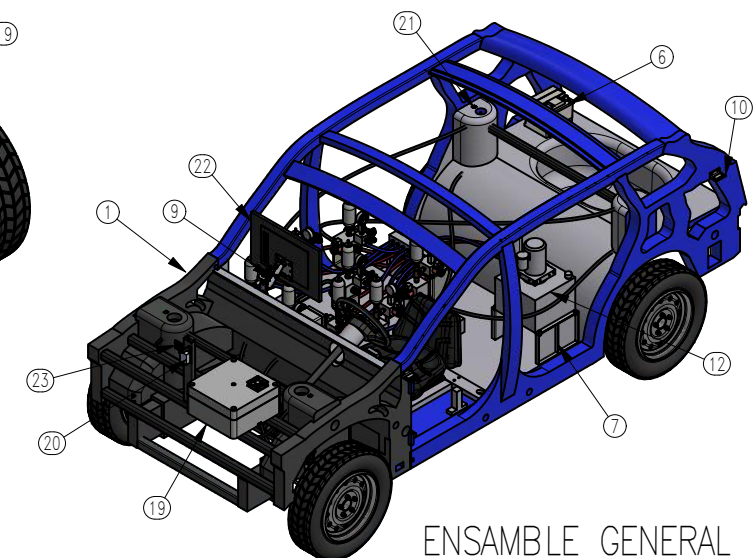
ENSAMBLE GENERAL
ELEVACION
ESCALA: 1/25



ENSAMBLE GENERAL
ISOMETRICO 01
ESCALA: 1/25

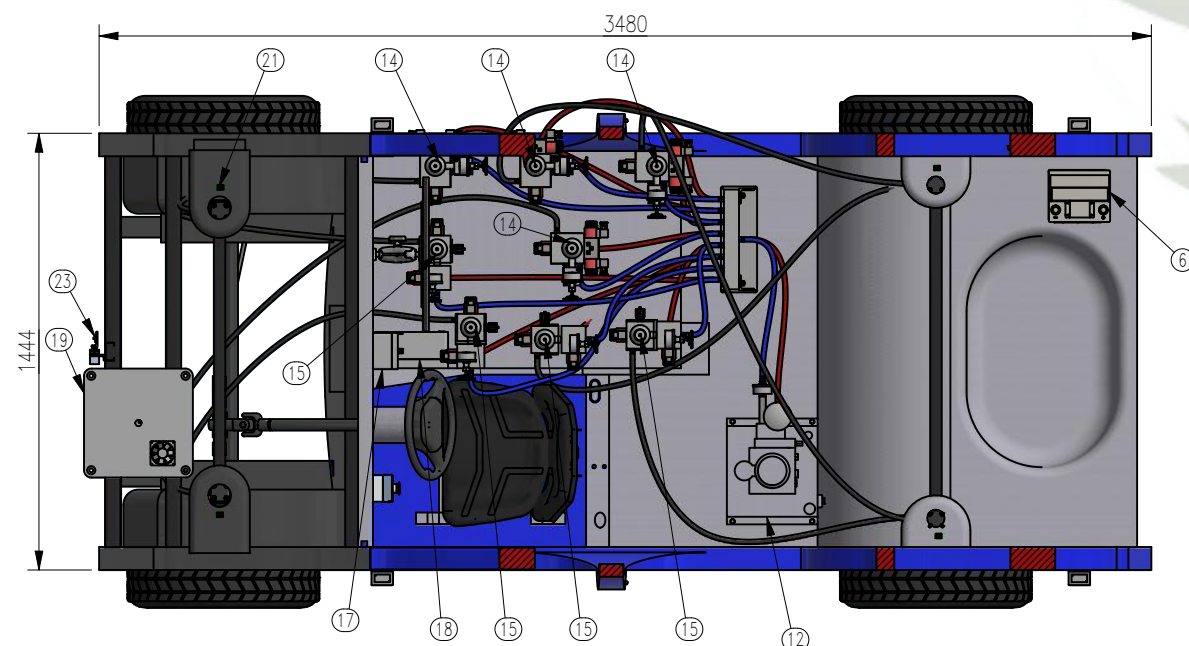


ENSAMBLE GENERAL
ISOMETRICO 02
ESCALA: 1/25



ENSAMBLE GENERAL
ISOMETRICO 03
ESCALA: 1/40

LISTA DE MATERIALES			
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPTION	PESO UNIT.
1	1	CHASIS	509.24
2	1	SUSPENSION DELANTERA IZQUIERDA	23.67
3	1	SUSPENSION DELANTERA DERECHA	23.67
4	1	SUSPENSION TRASERA IZQUIERDA	23.66
5	1	SUSPENSION TRASERA DERECHA	23.65
6	1	BATERIA 12V/40AH	38.38
7	2	SOPORTE DE UNIDAD HIDRAULICA	1.99
8	1	SOPORTE DE BLOQUE	3.65
9	1	SOPORTE DE MONITOR	0.28
10	4	SOPORTE DE SENSOR ULTRASONIDO	0.20
11	2	SOPORTE DE CONECTOR PARA LINK DE BOCAMASA NEUMATICOS	0.24
12	1	UNIDAD HIDRAULICA RAYPOO	32.49
13	1	BLOQUE HIDRAULICO-CF3 UCSM_HIDRAULICO_05	1.44
14	4	BLOQUE HIDRAULICO LADO ÉMBOLO UCSM_HIDRAULICO_02	4.20
15	4	BLOQUE HIDRAULICO LADO VASTAGO UCSM_HIDRAULICO_04	4.02
16	1	PARADA DE EMERGENCIA GENERAL	0.12
17	1	CAJA GPS Y POSICIONAMIENTO DE SERVOMOTRO CAMARA	0.29
18	1	CAJA DE ACCIONAMIENTO ELECTRICO	1.95
19	1	CAJA DE CONTROL RASPBERRY PI/ARDUINO	6.40
20	1	SERVOMOTOR DE MOVIMIENTO CAMARA RASPBERRY PI	0.10
21	4	ACELEROMETROS ADXL-345	0.00
22	1	MONITOR	3.36
23	1	CAMARA RASPBERRY PI	0.00
24	1	CONECTOR DE DIRECCION MECANICA	0.01
25	1	CONECTOR DE DIRECCION MECANICA	0.01



SECCION A-A
ESCALA: 1/25

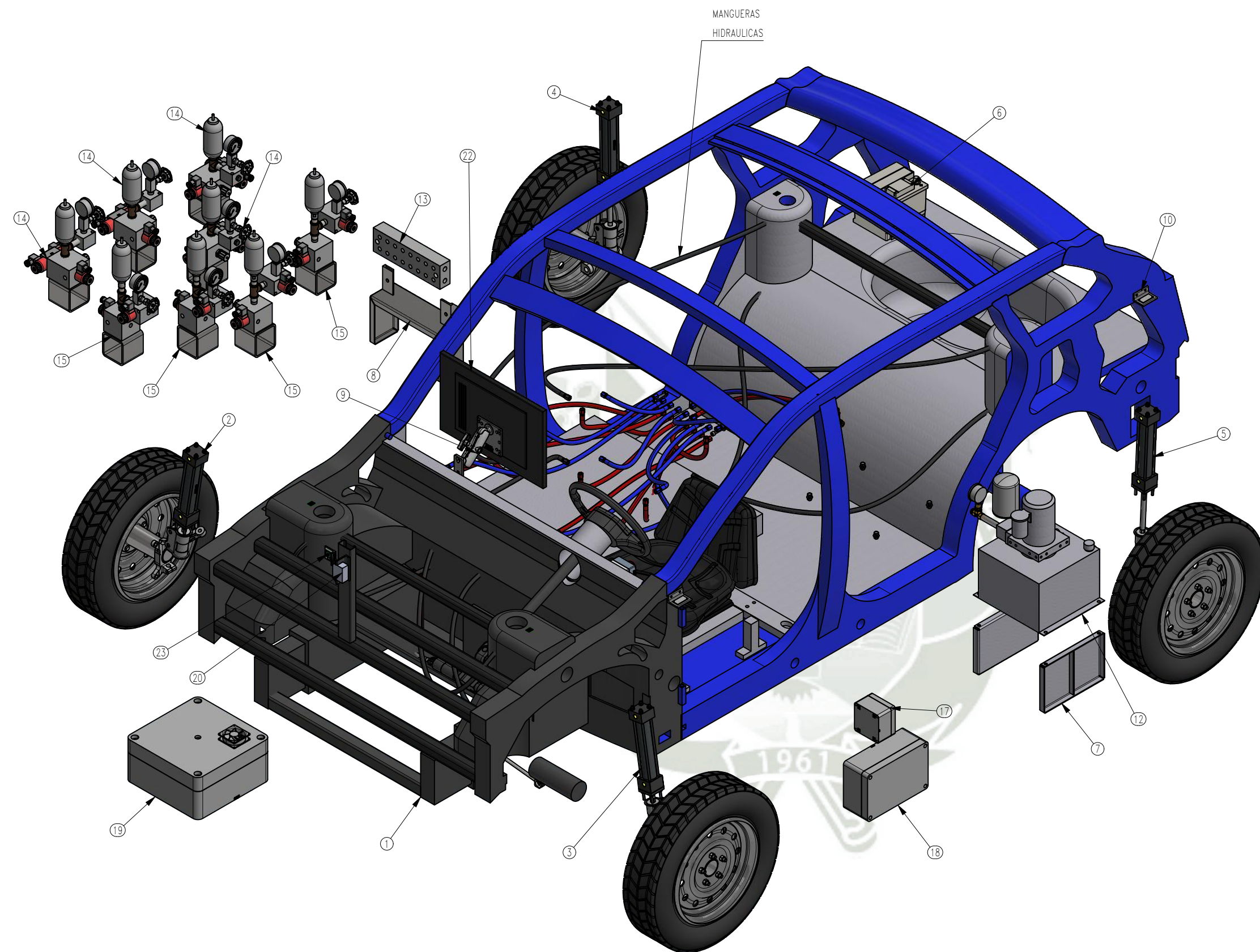
NOTAS:

TODAS LAS DIMENSIONES SE ENCUENTRAN EXPRESADAS EN MILIMETROS.
LA DISPOSICIÓN MOSTRADA ES REAL Y APLICADA A LOS PUNTOS DE INSTALACIÓN DE LOS EQUIPOS.
CHASIS DE PRUEBAS SE ENCUENTRA EN SEDE VIVERO UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARIA.



PLAN ODE MONTAJE Y DISPOSICIÓN CHASIS PRUEBAS
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.: RCM / JMM	
Escala:		Rev.: RCM / JMM	
IND.	A3	Aprob.: RCM / JMM	Fecha: 05/08/2022
Plano: UC SM_ESTRUCTURAL_01		Rev:	



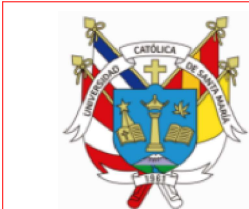
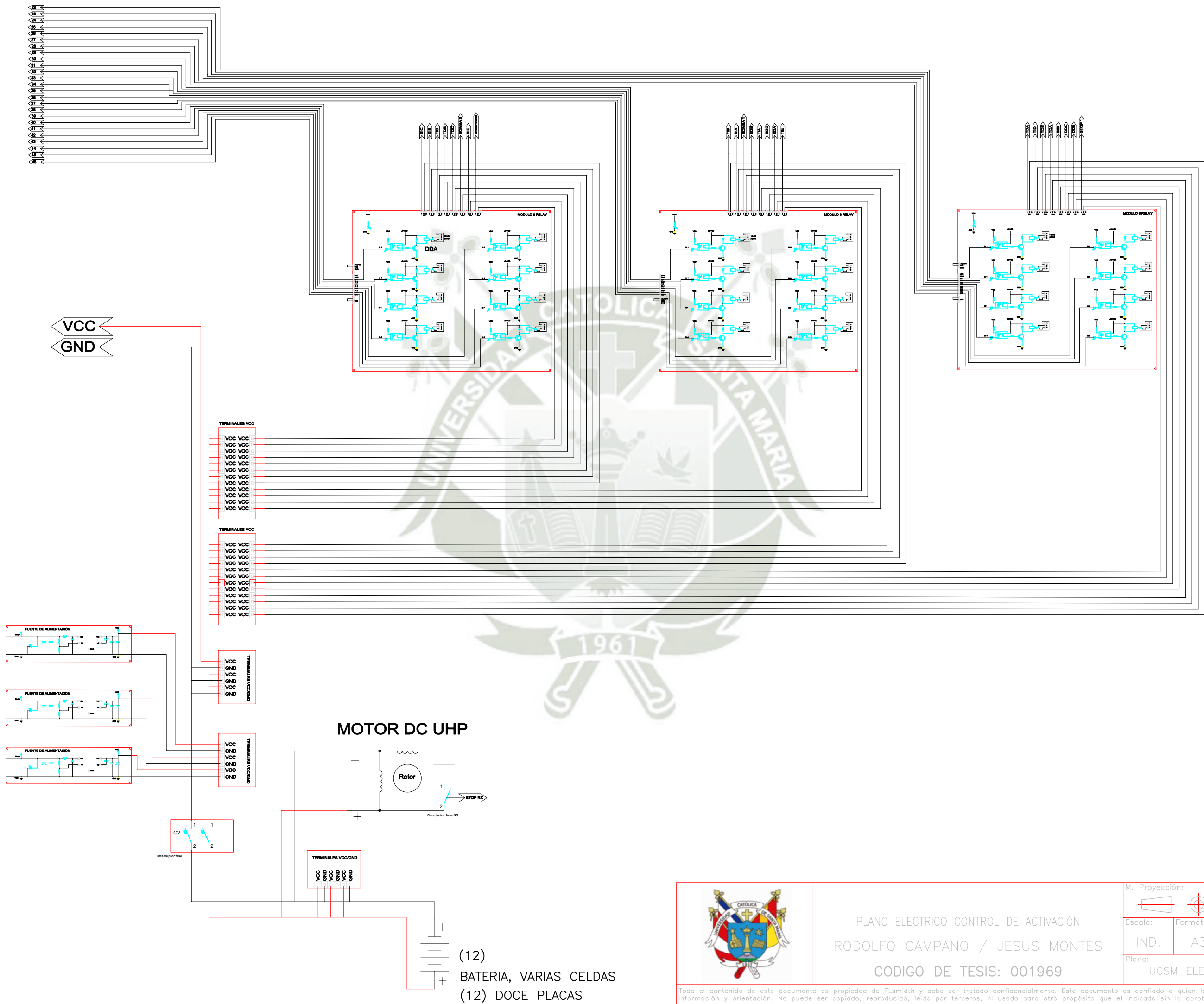
ENSAMBLE GENERAL
EXPLOSION
ESCALA: 1/15

LISTA DE MATERIALES			
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPTION	PESO UNIT.
1	1	CHASIS	509.24
2	1	SUSPENSION DELANTERA IZQUIERDA	23.67
3	1	SUSPENSION DELANTERA DERECHA	23.67
4	1	SUSPENSION TRASERA IZQUIERDA	23.66
5	1	SUSPENSION TRASERA DERECHA	23.65
6	1	BATERIA 12V/40AH	38.38
7	2	SOPORTE DE UNIDAD HIDRAULICA	1.99
8	1	SOPORTE DE BLOQUE	3.65
9	1	SOPORTE DE MONITOR	0.28
10	4	SOPORTE DE SENSOR ULTRASONIDO	0.20
11	2	SOPORTE DE CONECTOR PARA LINK DE BOCAMASA NEUMATICOS	0.24
12	1	UNIDAD HIDRAULICA RAYPOO	32.49
13	1	BLOQUE HIDRAULICO-CF3 UCSM_HIDRAULICO_05	1.44
14	4	BLOQUE HIDRAULICO LADO ÉMBOLO UCSM_HIDRAULICO_02	4.20
15	4	BLOQUE HIDRAULICO LADO VASTAGO UCSM_HIDRAULICO_04	4.02
16	1	PARADA DE EMERGENCIA GENERAL	0.12
17	1	CAJA GPS Y POSICIONAMIENTO DE SERVOMOTRO CAMARA	0.29
18	1	CAJA DE ACCIONAMIENTO ELECTRICO	1.95
19	1	CAJA DE CONTROL RASPBERRY PI/ARDUINO	6.40
20	1	SERVOMOTOR DE MOVIMIENTO CAMARA RASPBERRY PI	0.10
21	4	ACELEROMETROS ADXL-345	0.00
22	1	MONITOR	3.36
23	1	CAMARA RASPBERRY PI	0.00
24	1	CONECTOR DE DIRECCION MECANICA	0.01
25	1	CONECTOR DE DIRECCION MECANICA	0.01



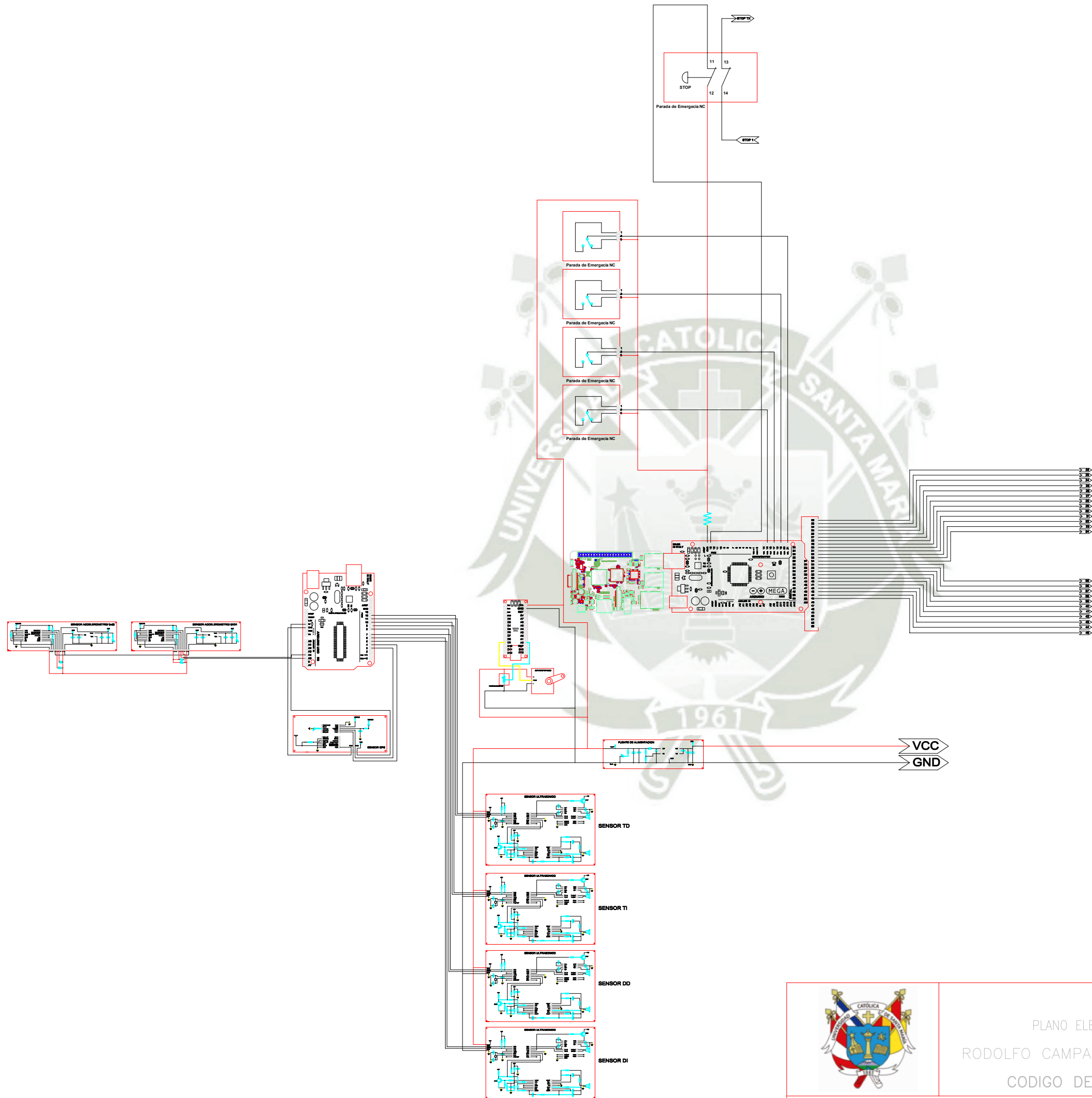
PLAN ODE MONTAJE Y DISPOSICIÓN CHASIS PRUEBAS
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.: RCM / JMM	
Escala: IND.		Rev.: RCM / JMM	
Formato: A3		Aprob.: RCM / JMM	
Plano: UCSM_ESTRUCTURAL_02		Fecha: 05/08/2022	
		Rev:	



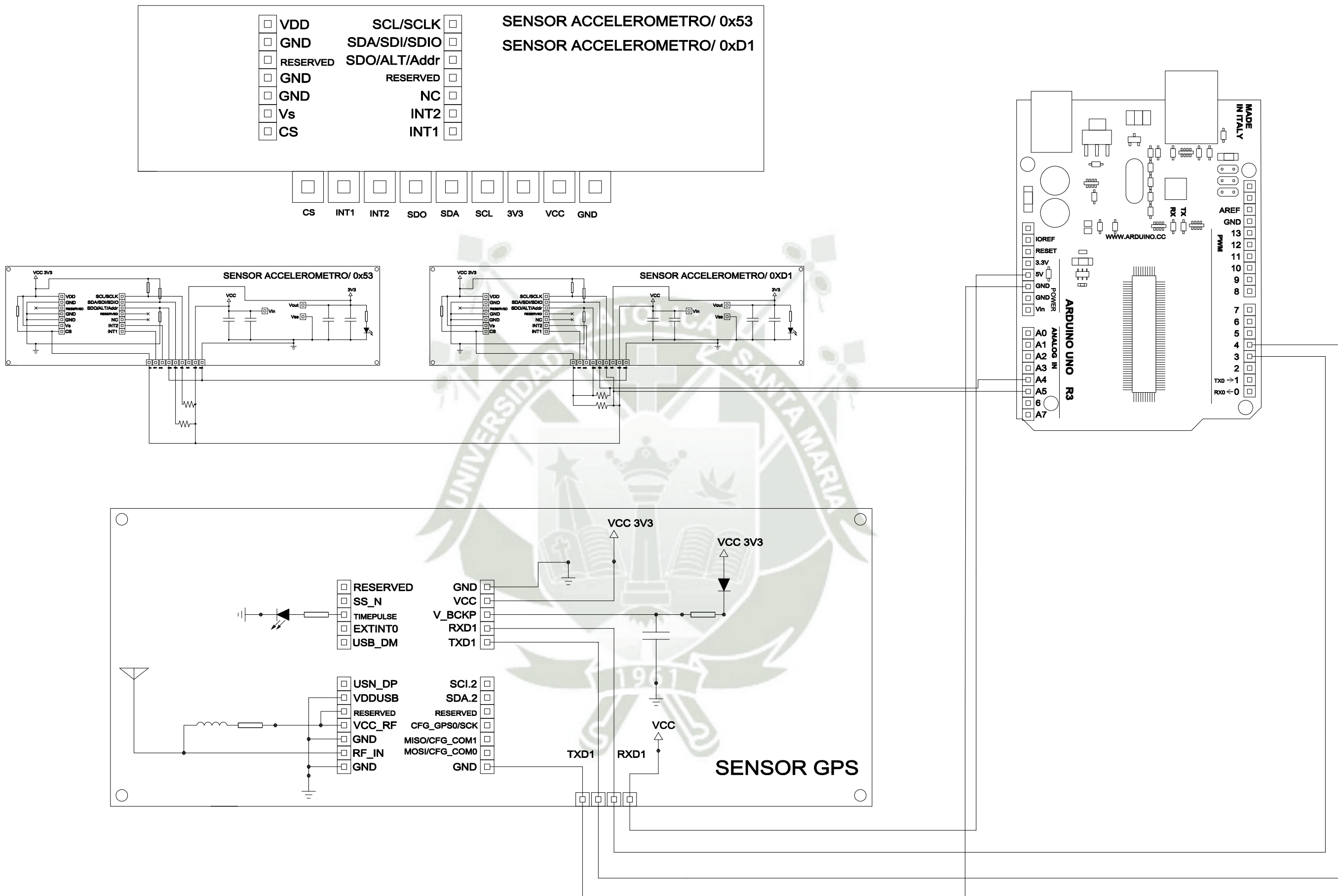
PLANO ELECTICO CONTROL DE ACTIVACIÓN
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:			Rev:
UCSM_ELECTRICO_01			0



PLANO ELECTRICO GENERAL
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:			Rev:
UCSM_ELECTRICO_02			0



PLANO ELECTRICO GPS

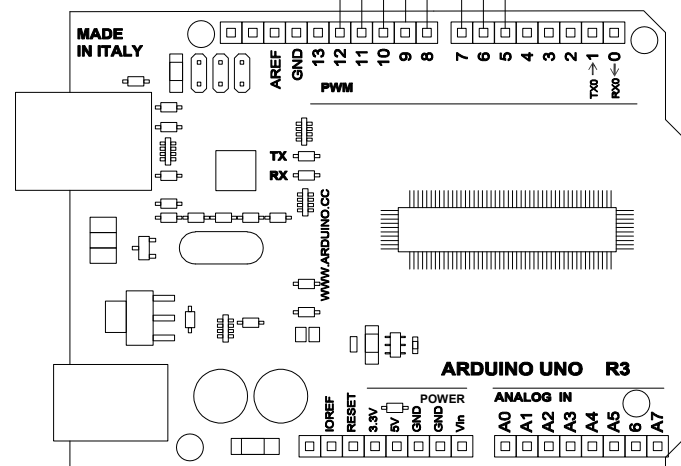
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES

CODIGO DE TESIS: 001969

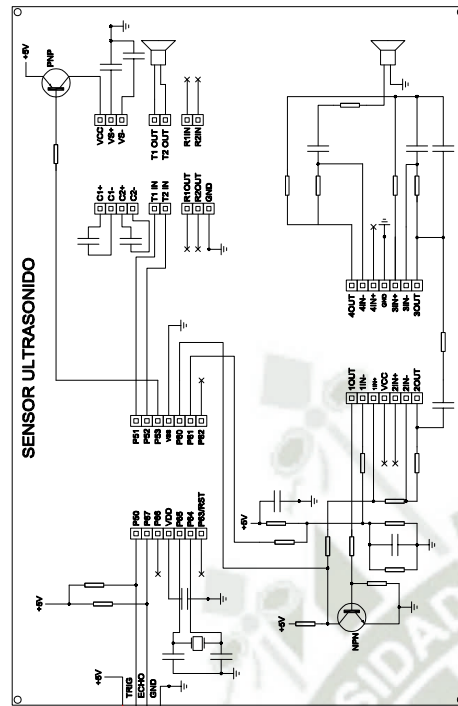
M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
Escala:		Rev.:	RCM/JMM
IND.	A3	Aprob.:	RCM/JMM
Plano:		Fecha:	29/07/2021
UCSM_ELECTRICO_03		Rev:	0

VOUT+

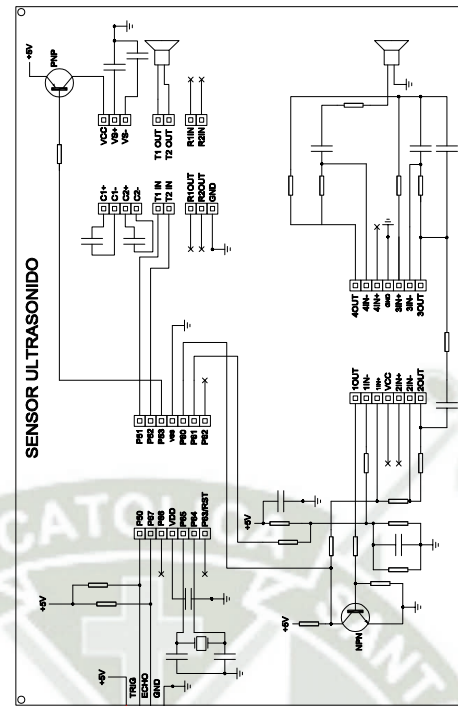
VOUT-



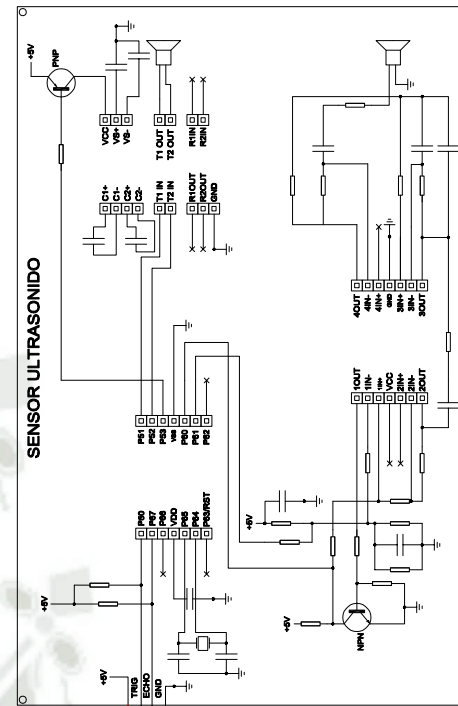
SENSOR TD



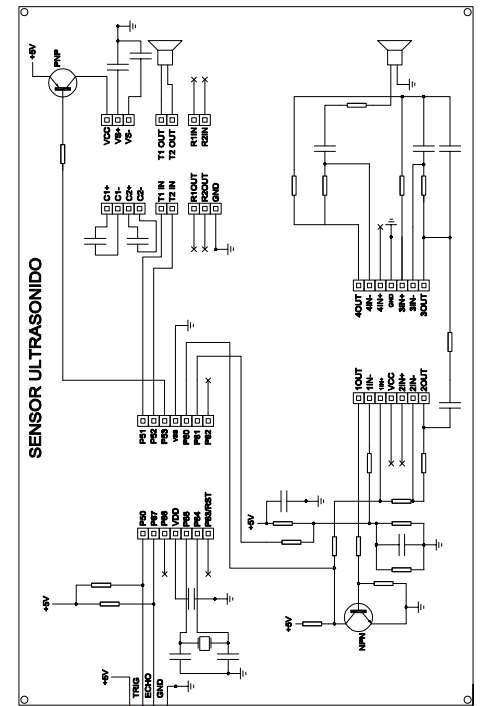
SENSOR TI



SENSOR DD



SENSOR DI

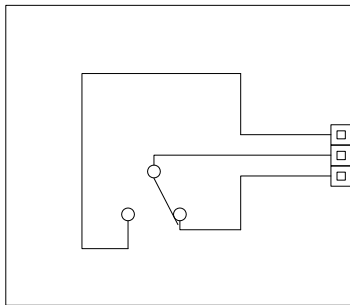


PLANO ELECTICO SENSORES ULTRASONIDO
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

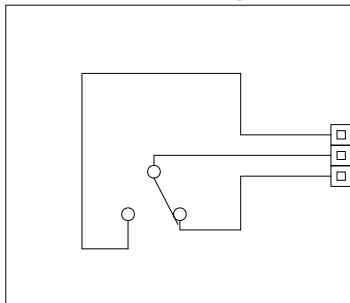
M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:		Rev.:	0
UCSM_ELECTRICO_04			

Parada de Emergencia NC

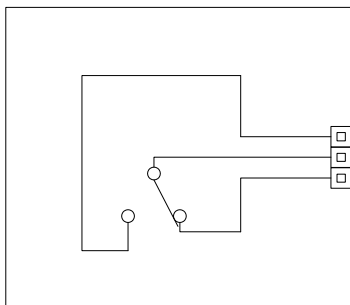
Parada de Emergencia NC



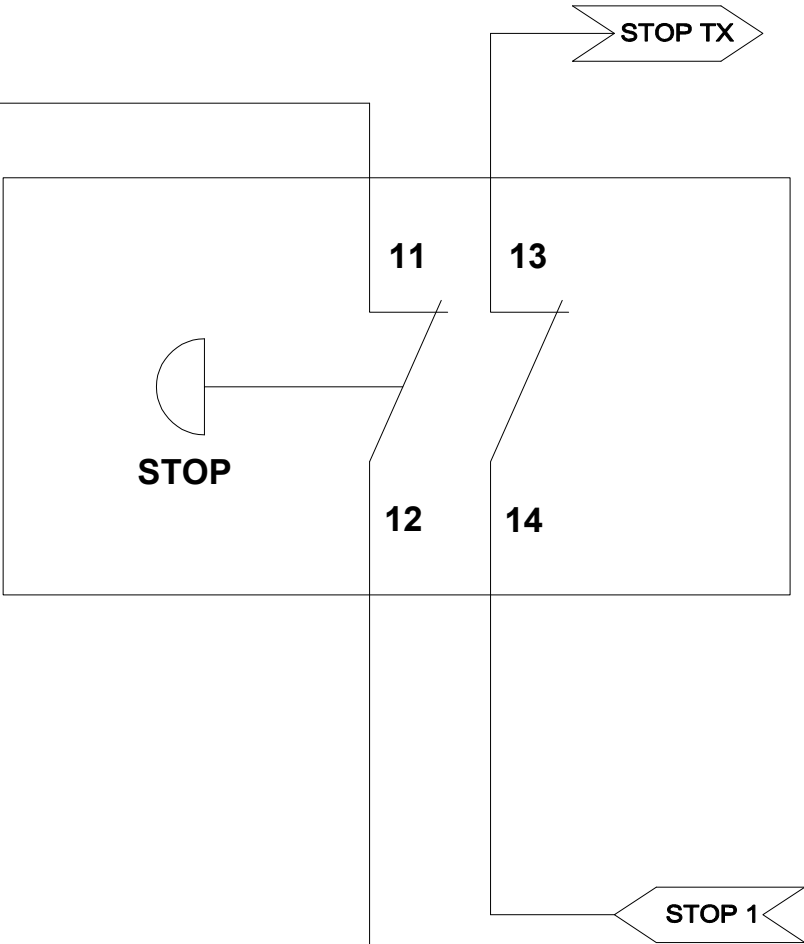
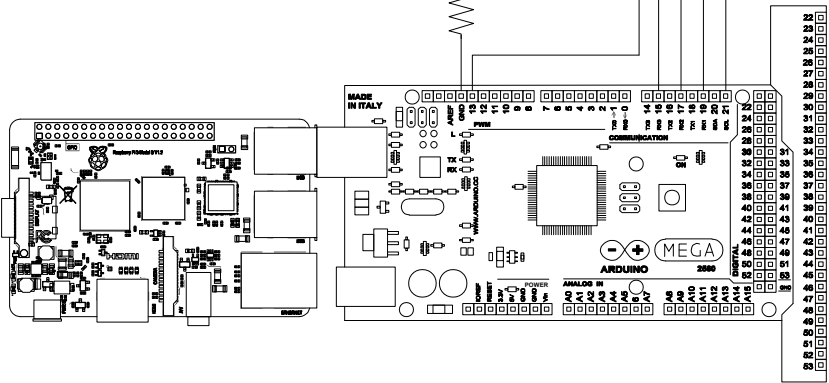
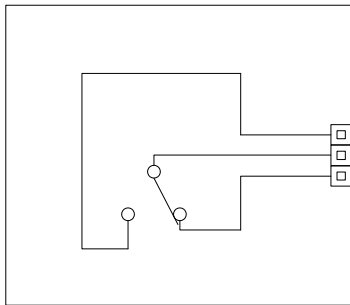
Parada de Emergencia NC



Parada de Emergencia NC

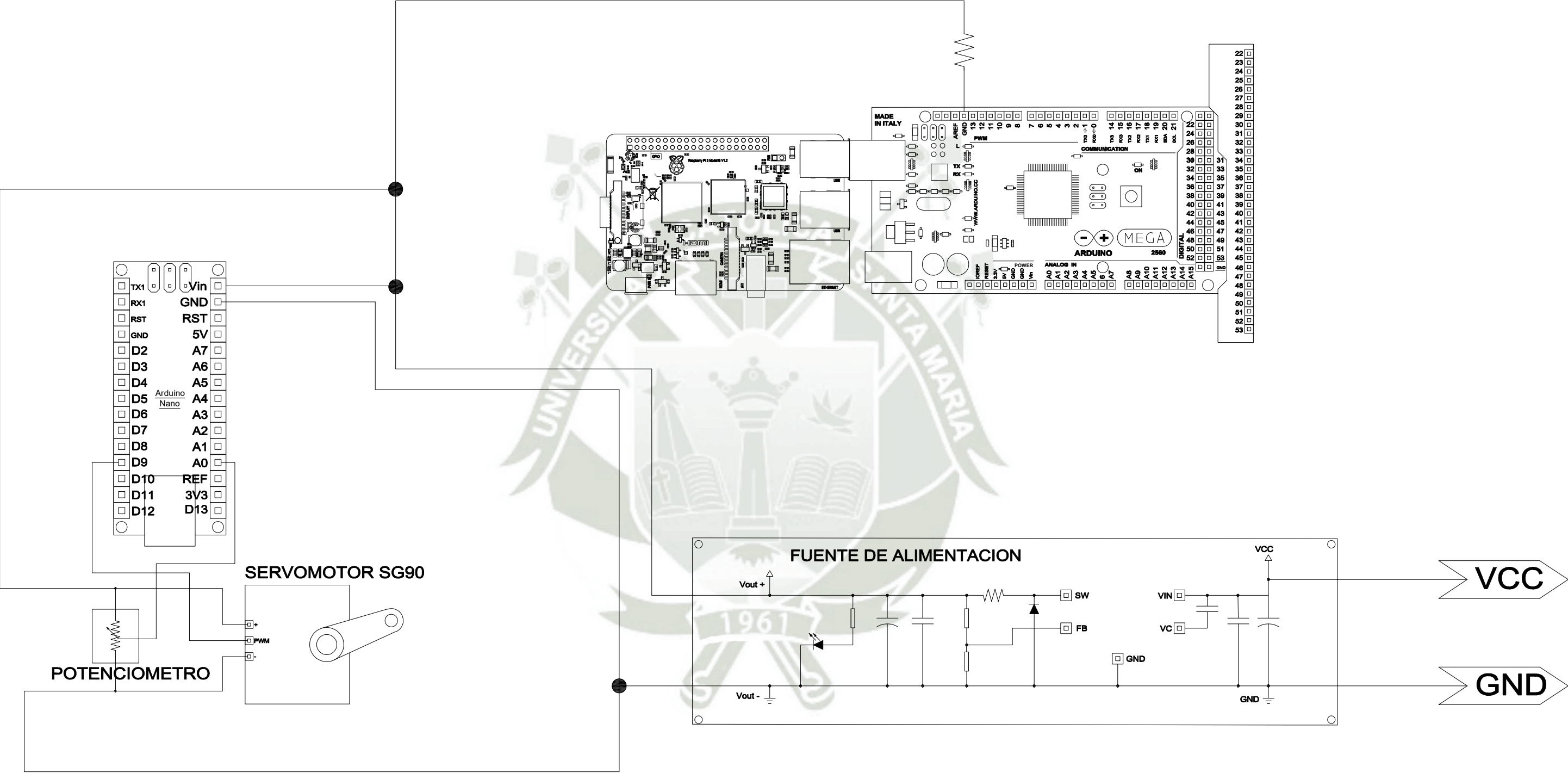


Parada de Emergencia NC



PLANO ELECTRICO PARADAS DE EMERGENCIA
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

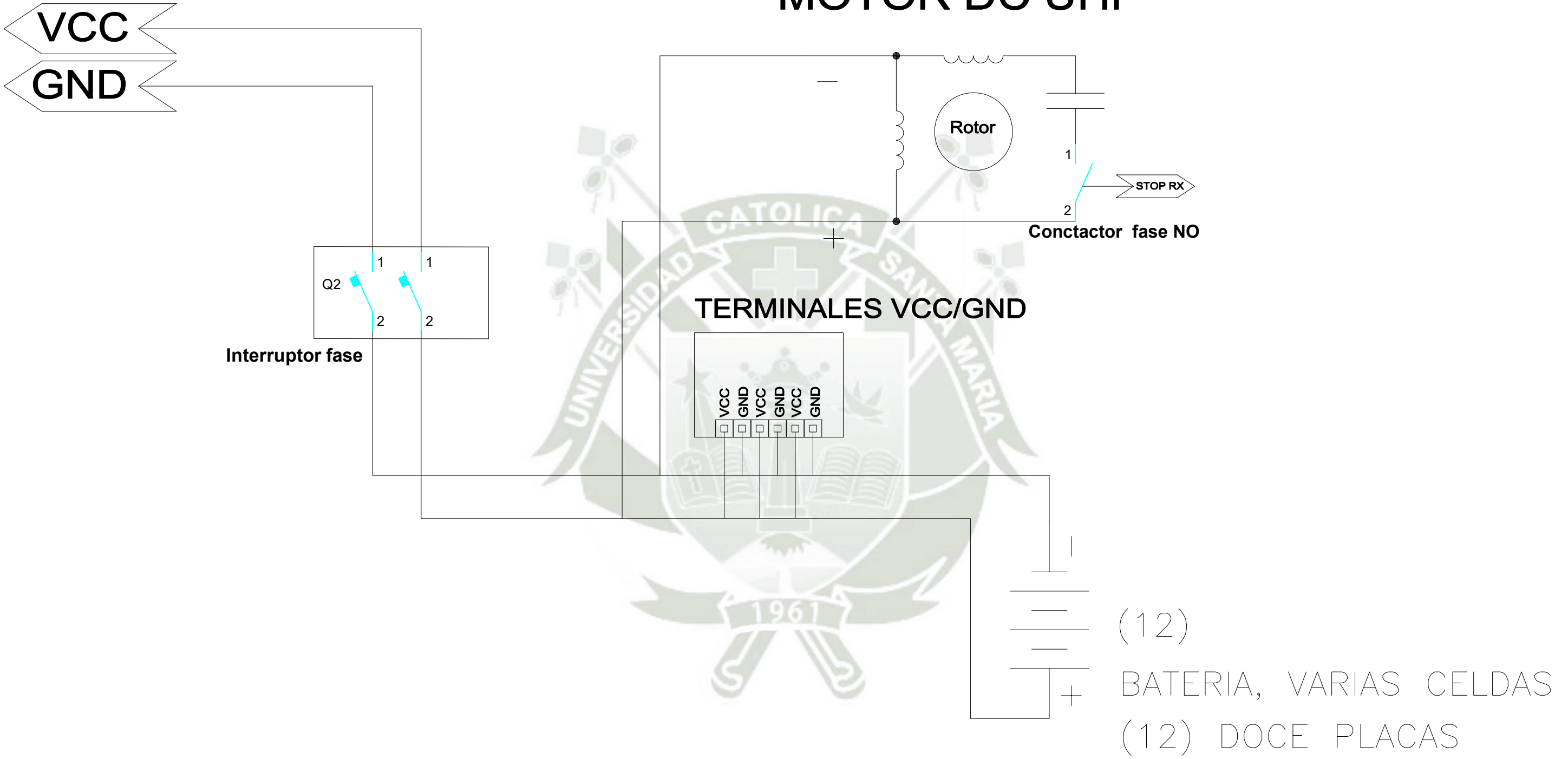
M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:			Rev:
UCSM_ELECTRICO_05			0



PLANO ELECTRICO MOVIMIENTO SERVO
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:			Rev:
UCSM_ELECTRICO_06			0

MOTOR DC UHP

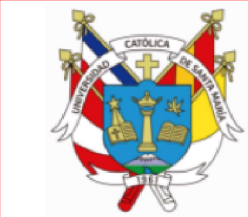
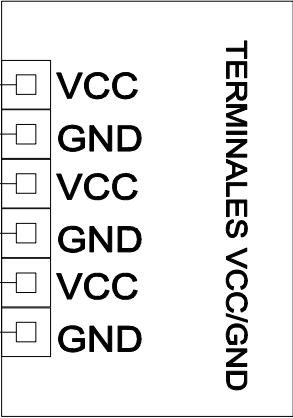
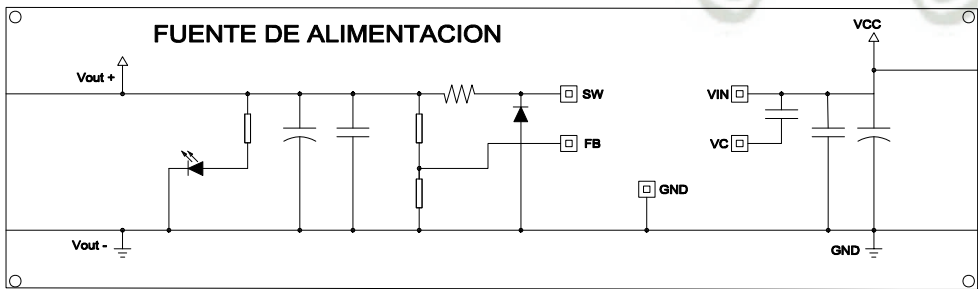
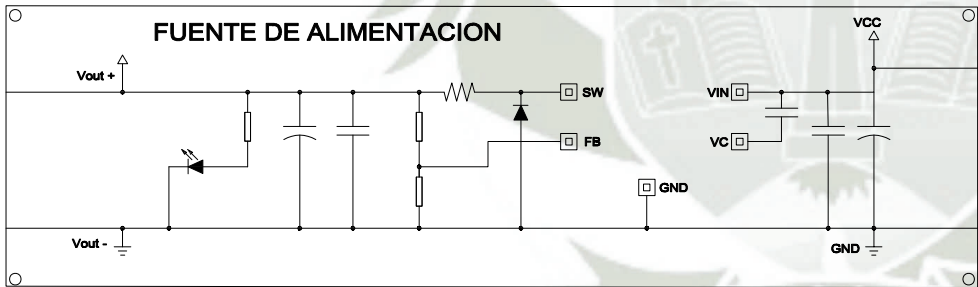
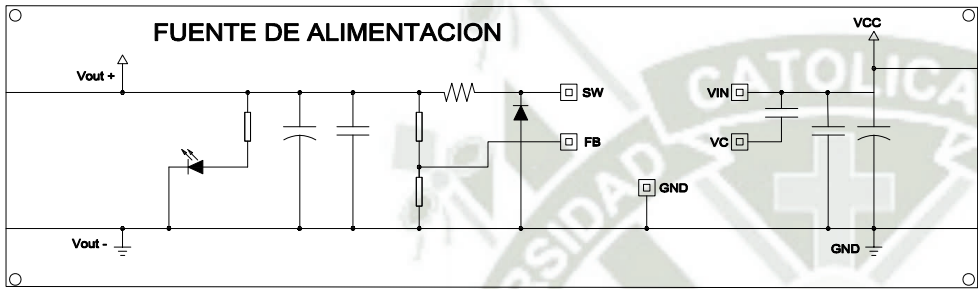


PLANO ELECTRICO FUERZA UHP
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:	Dib.:	RCM/JMM
Escala:	Rev.:	RCM/JMM
IND.	Formato:	Aprob.:
	A3	RCM/JMM
Plano:	Fecha:	Rev:
UCSM_ELECTRICO_07	29/07/2021	0

VCC

GND

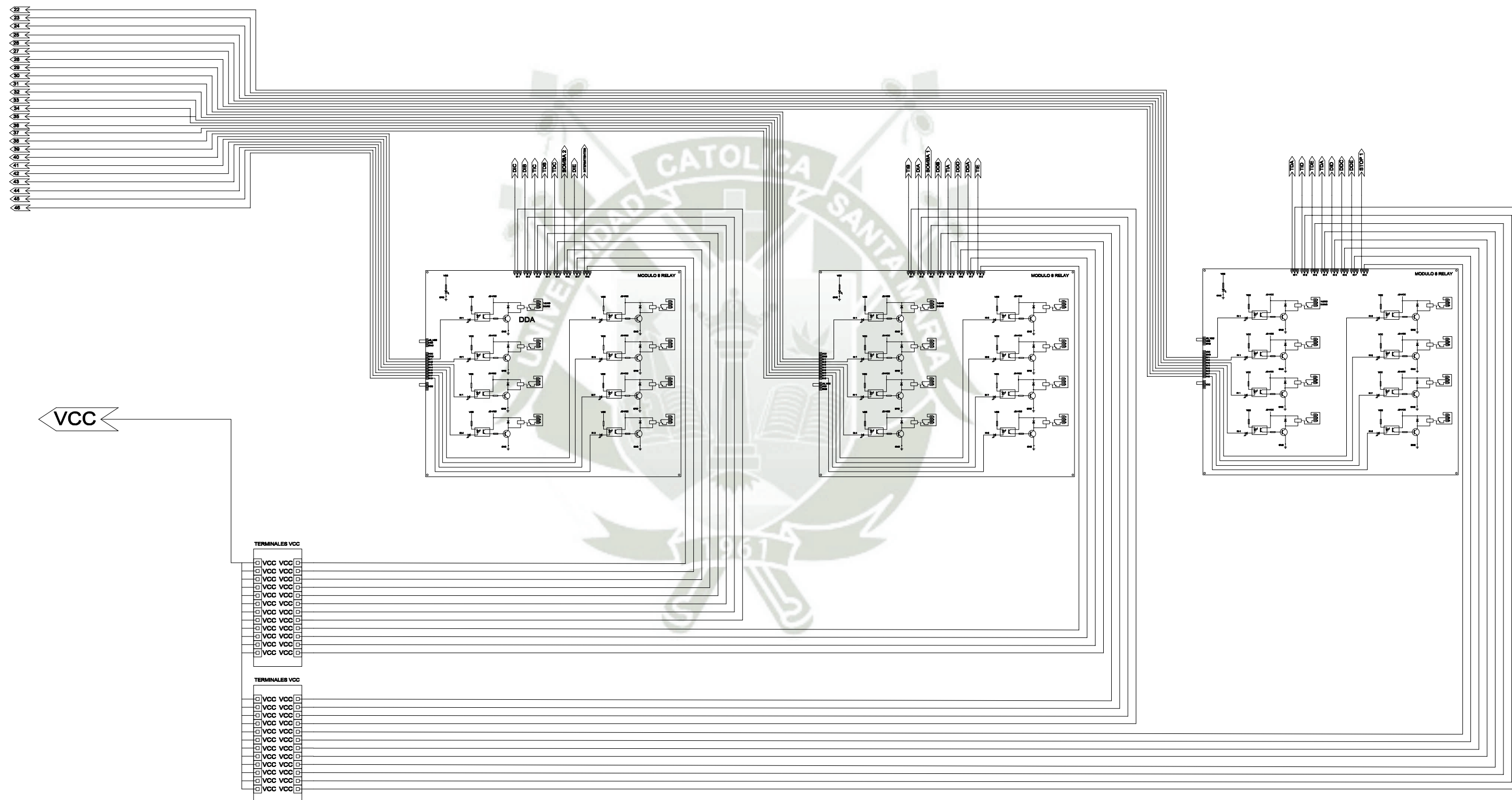


PLANO ELECTRICO ALIMNETACION SENSORICA

RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES

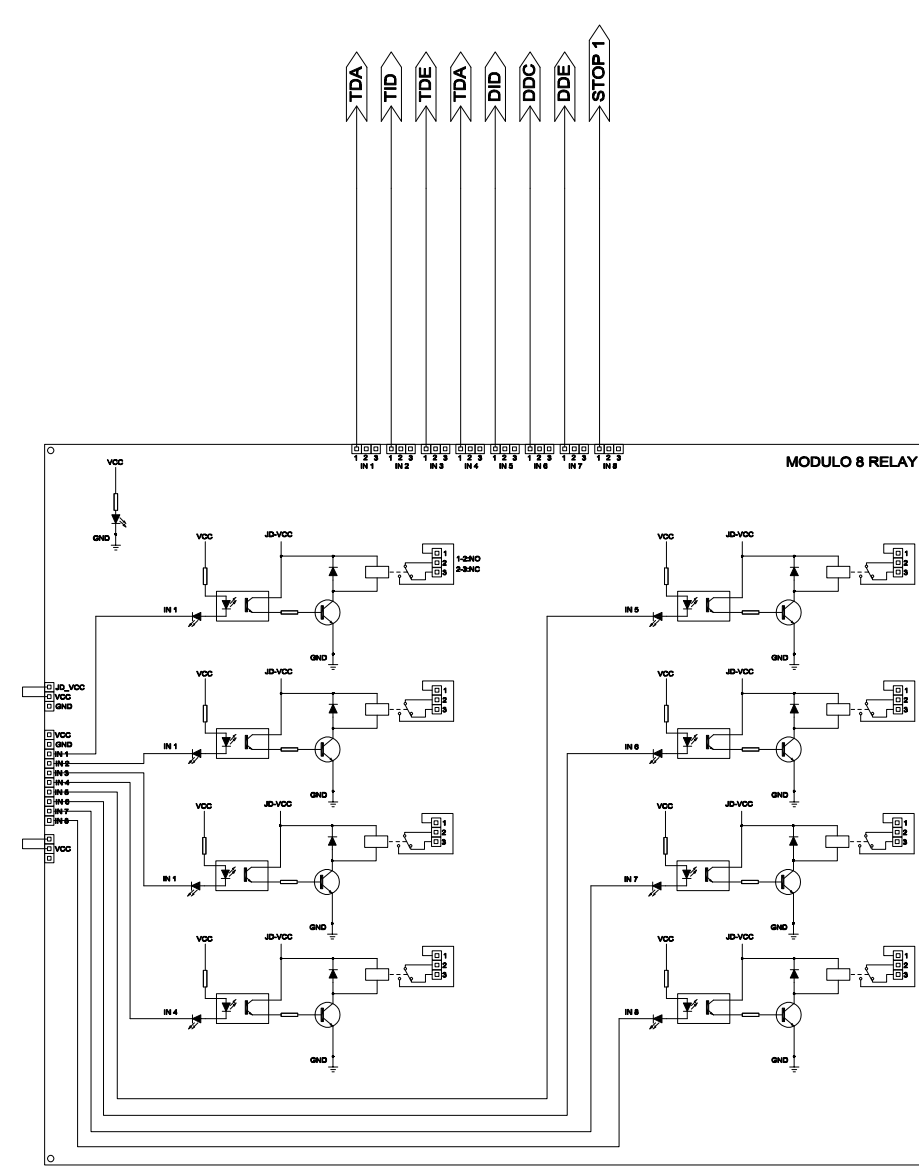
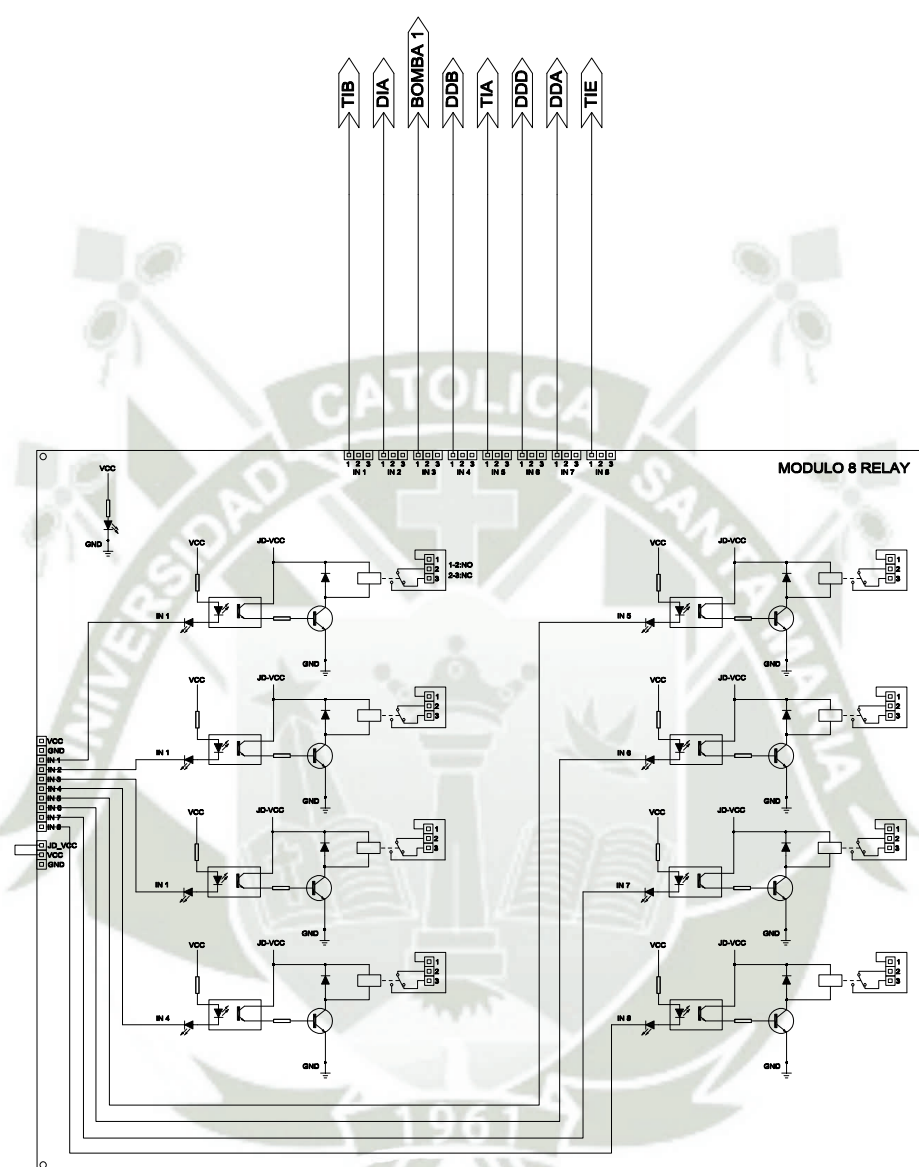
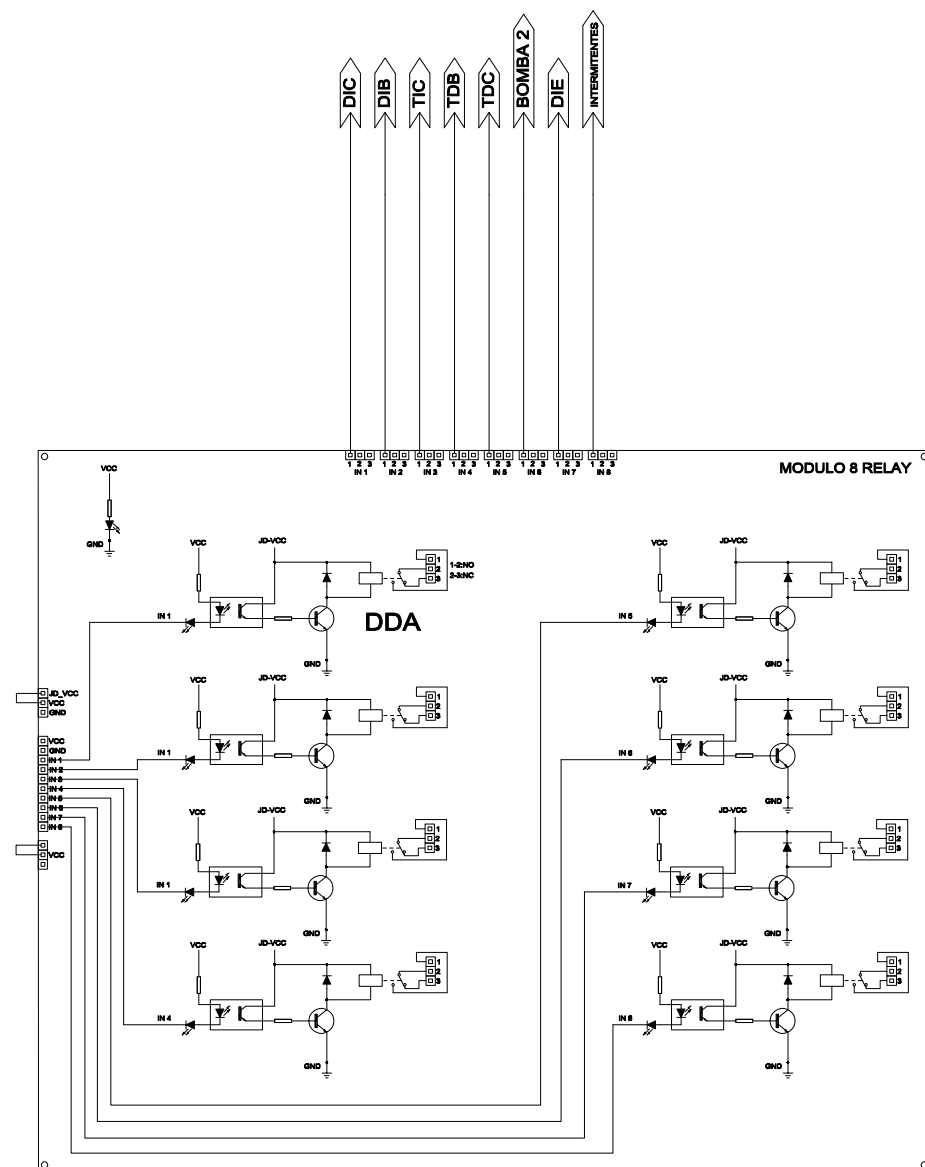
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:	Dib.:	RCM/JMM
Escala:	Rev.:	RCM/JMM
IND.	A3	Aprob.: RCM/JMM
Plano:	Fecha:	29/07/2021
UCSM_ELECTRICO_08	Rev:	0



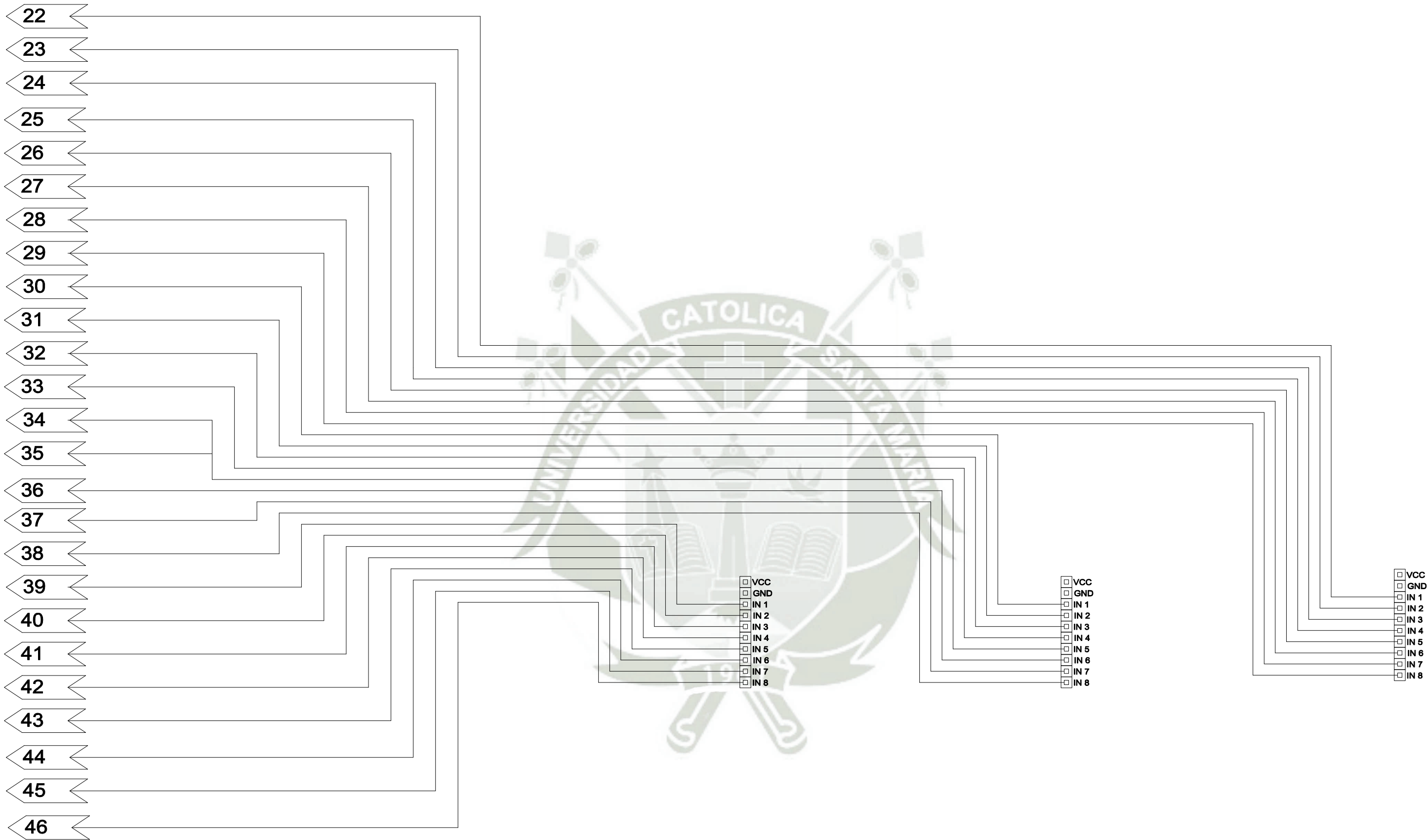
PLANO ELECTICO CONTROL ARRANQUE ELECTROVÁLVULAS
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	
		RCM/JMM	
Escala:		Rev.:	
IND.		RCM/JMM	
Formato:		Aprob.:	
A3		RCM/JMM	
Fecha:		29/07/2021	
Plano:			Rev:
UCSM_ELECTRICO_09			0



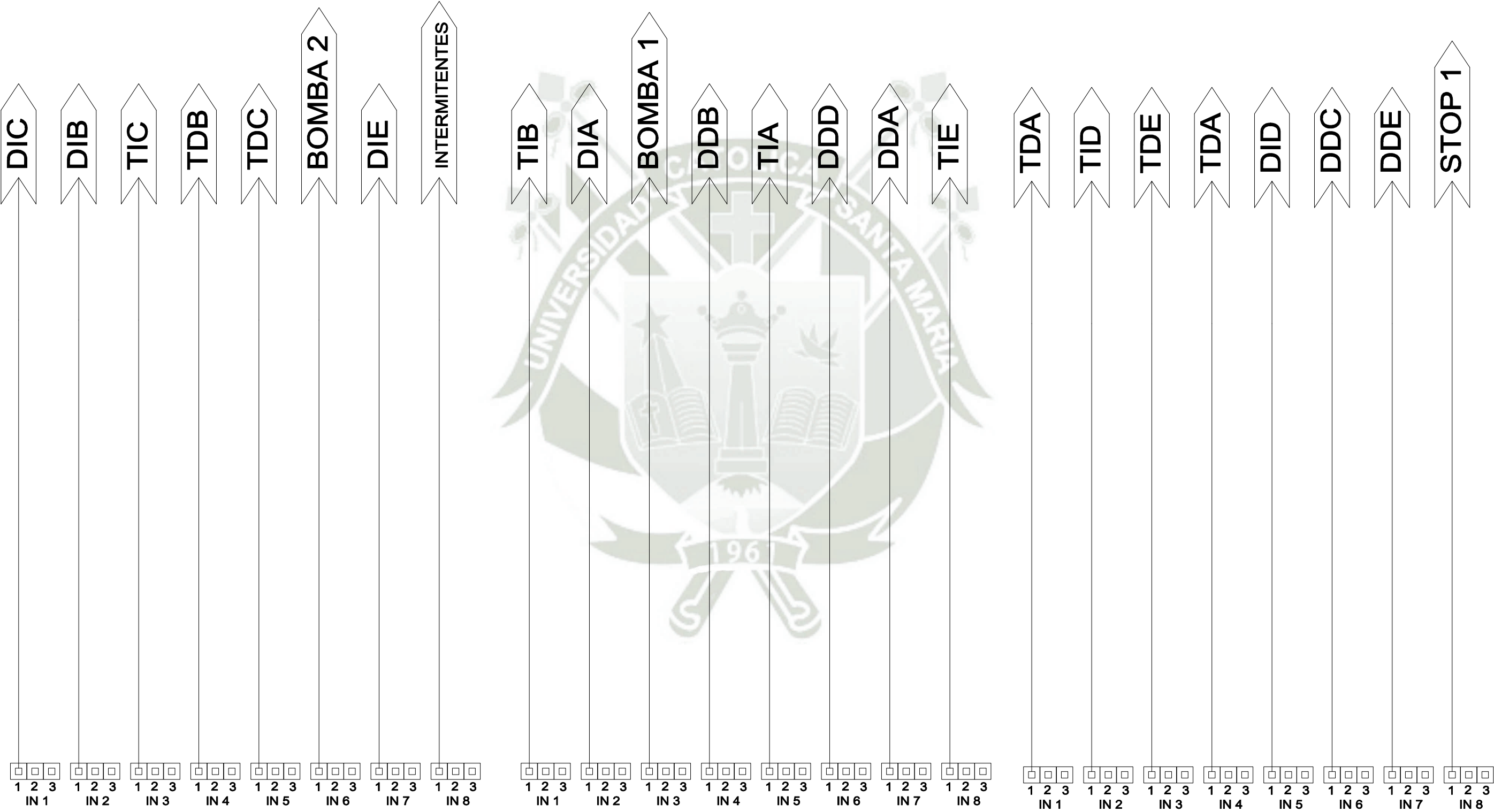
PLANO ELECTRIC GENERAL
 RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
 CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:		Rev:	0
UCSM_ELECTRICO_10			



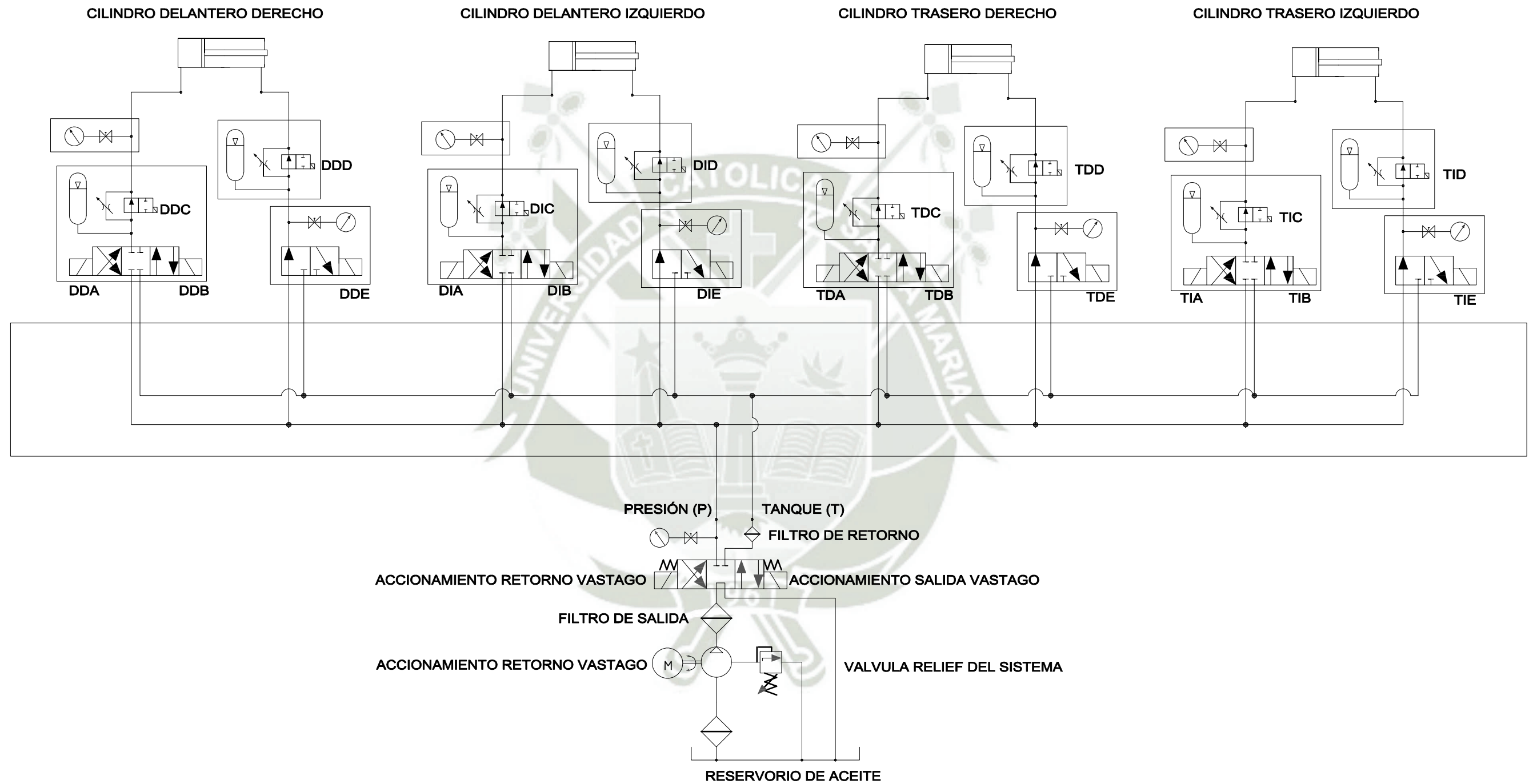
PLANO ELECTRICO SEÑALES CONTROL
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	
		RCM/JMM	
Escala:		Rev.:	
IND.		RCM/JMM	
Formato:		Aprob.:	
A3		RCM/JMM	
Plano:		Fecha:	
UCSM_ELECTRICO_11		29/07/2021	
		Rev:	
		0	



PLANO ELECTRICO SEÑALES ELECTROVÁLVULAS
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

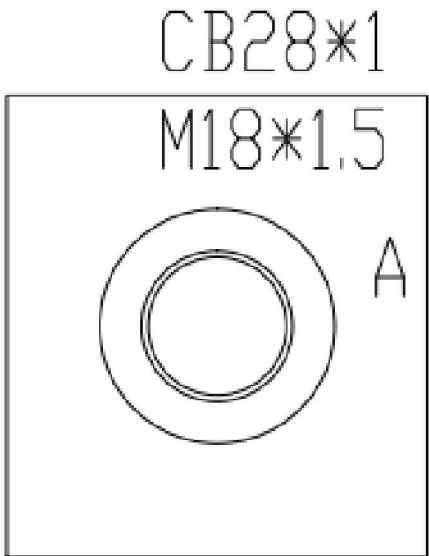
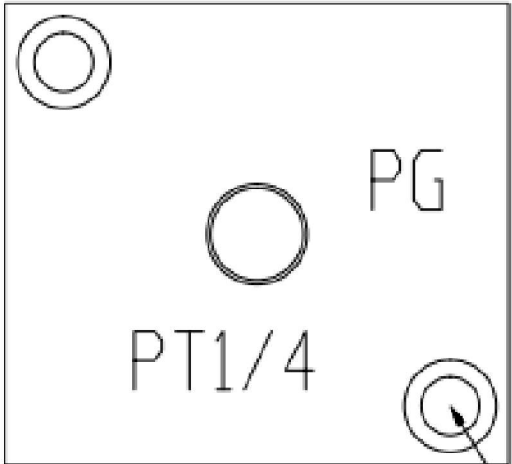
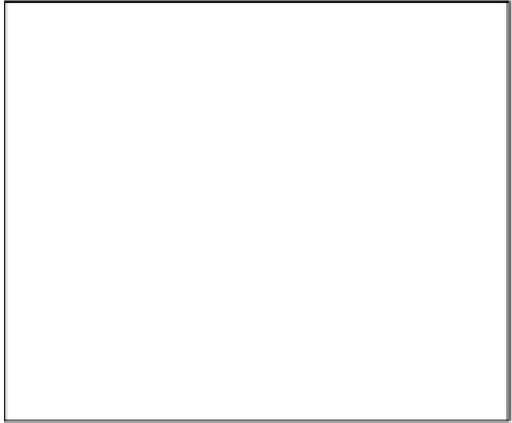
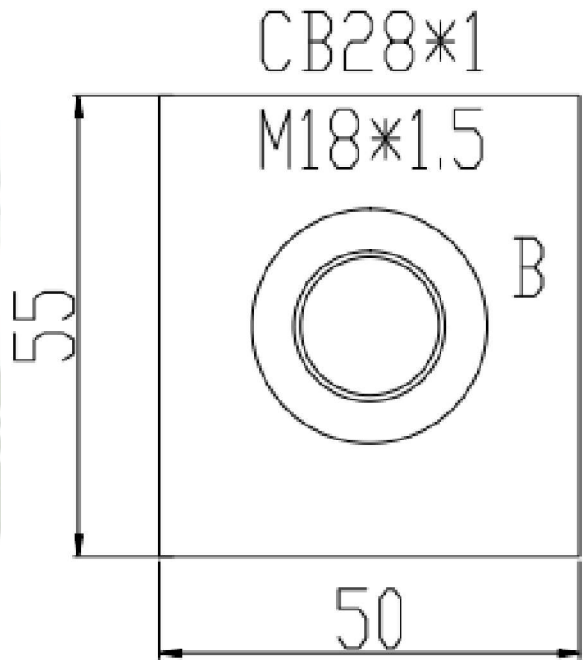
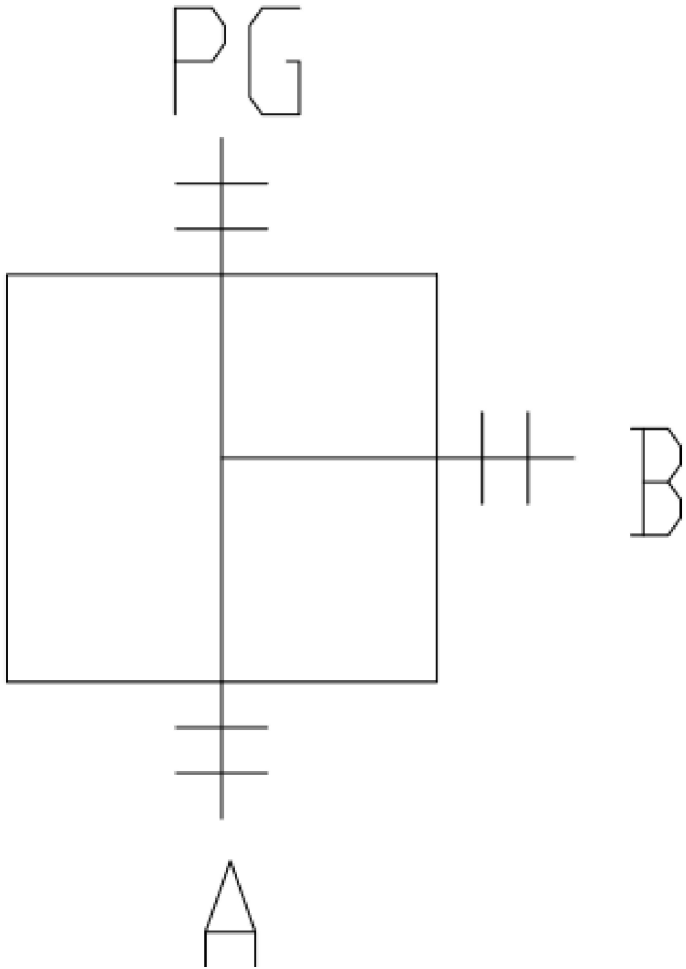
M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:			Rev:
UCSM_ELECTRICO_12			0



PLANO HIDRAULICO GENERAL
 RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
 CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:	Dib.:	RCM/JMM
	Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:
IND.	A3	RCM/JMM
Plano:	Fecha:	Rev.:
UCSM_HIDRÁULICO_01	29/07/2021	0

Diagrama hidráulico



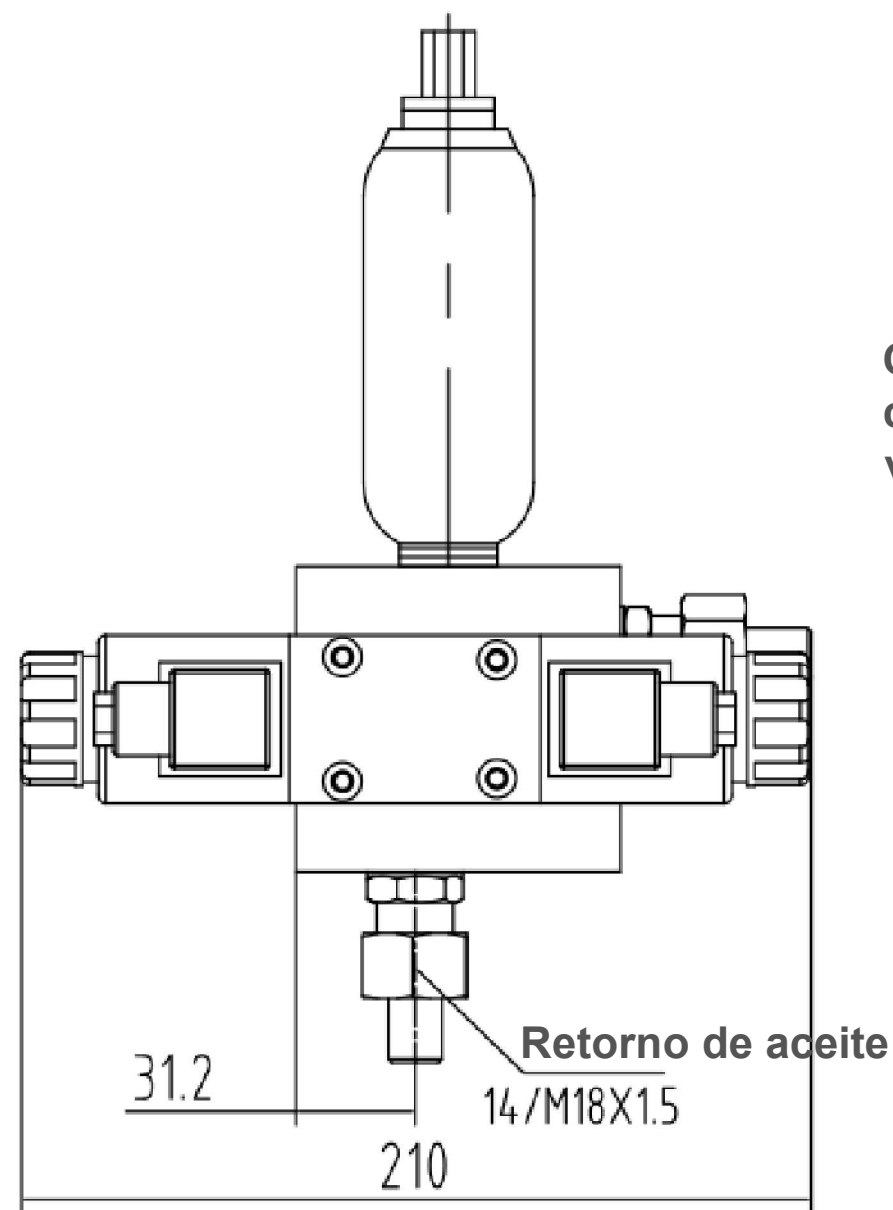
2- $\varnothing 11 \times 7$
 $\varnothing 7 \times \text{THR}$

SH180528C
50*55*60

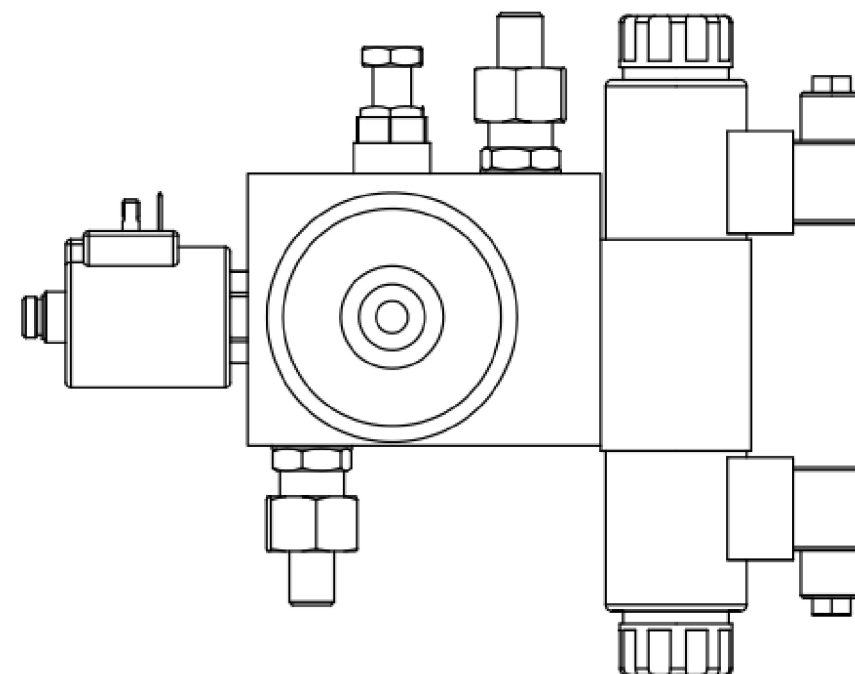
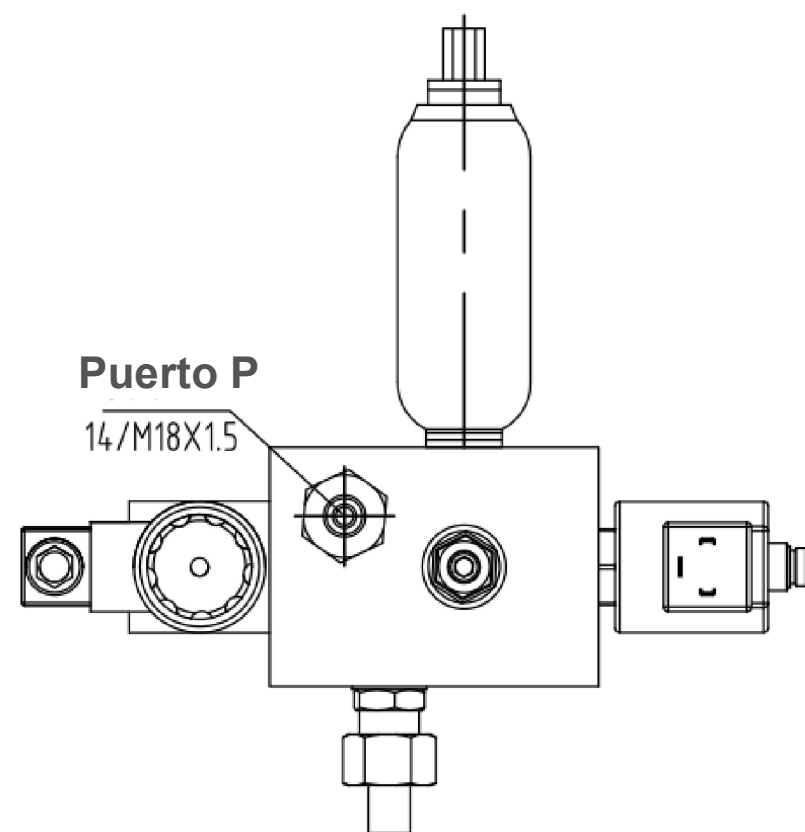
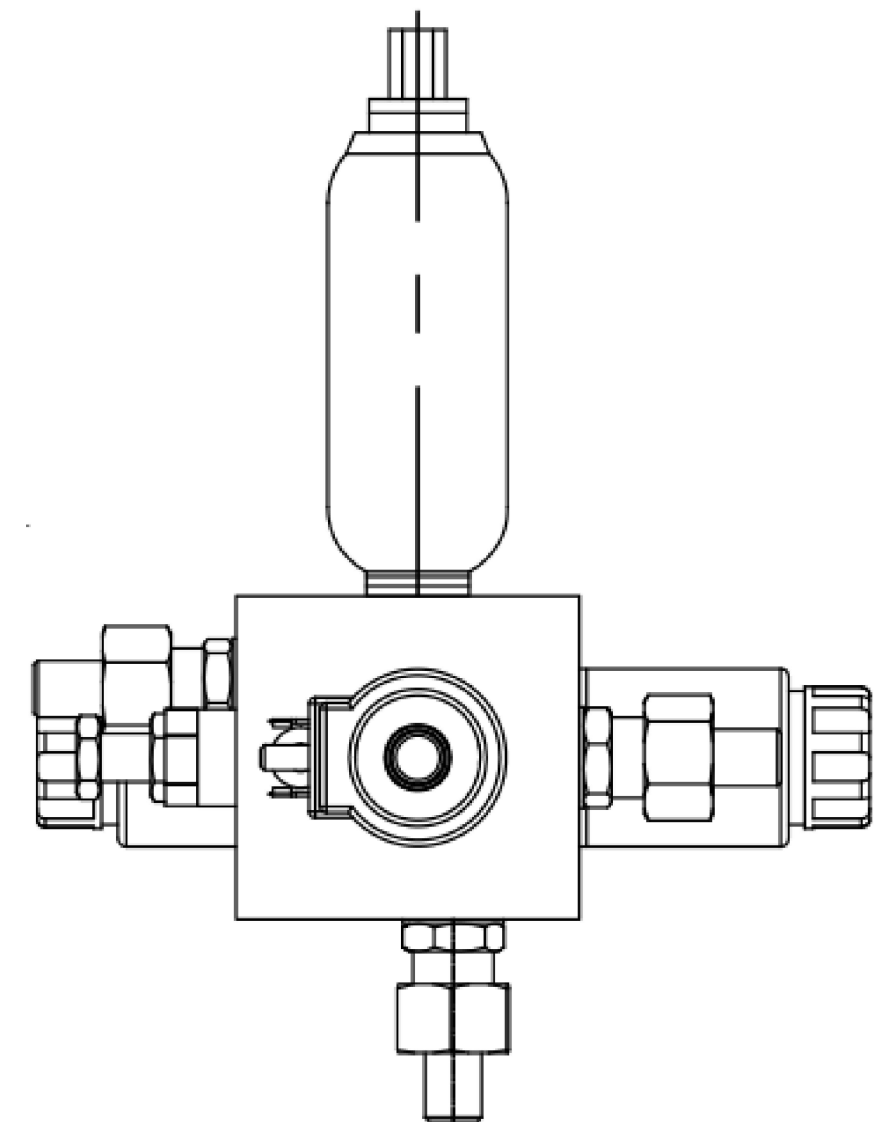
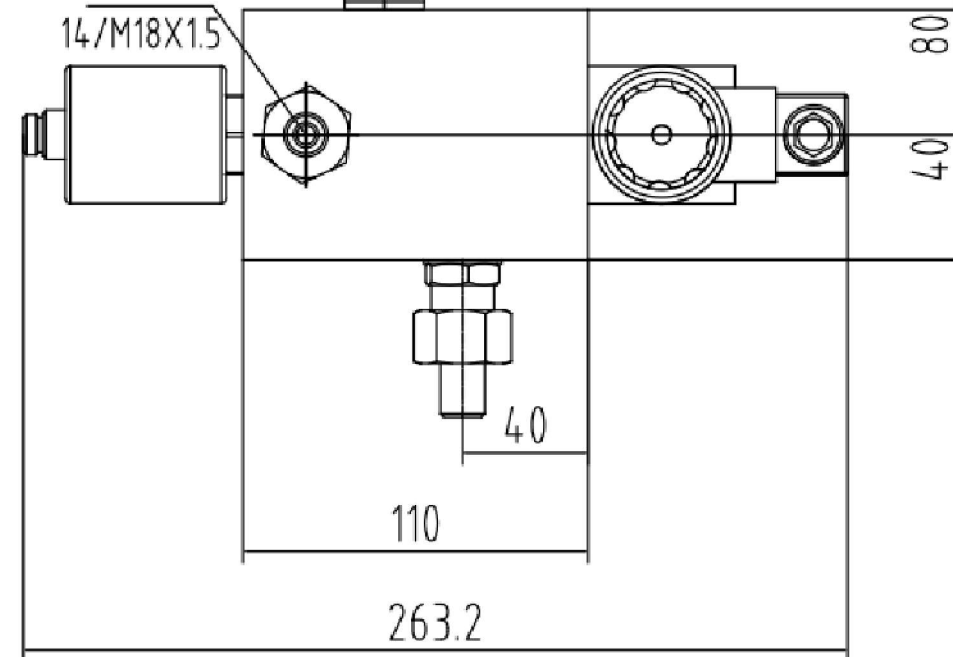


PLANO HIDRAULICO DE BLOQUES-CF4
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:	UCSM_HIDRÁULICO_03		Rev:
			0



Conexión hacia
cavidad sin
vástago



PLANO HIDRAULICO DE BLOQUES LADO SIN VÁSTAGO
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:			Rev:
UCSM_HIDRÁULICO_02			0

Conexión hacia
cavidad con
vástago

14/M18X1.5

Puerto P
14/M18X1.5

90
210.2

380

175

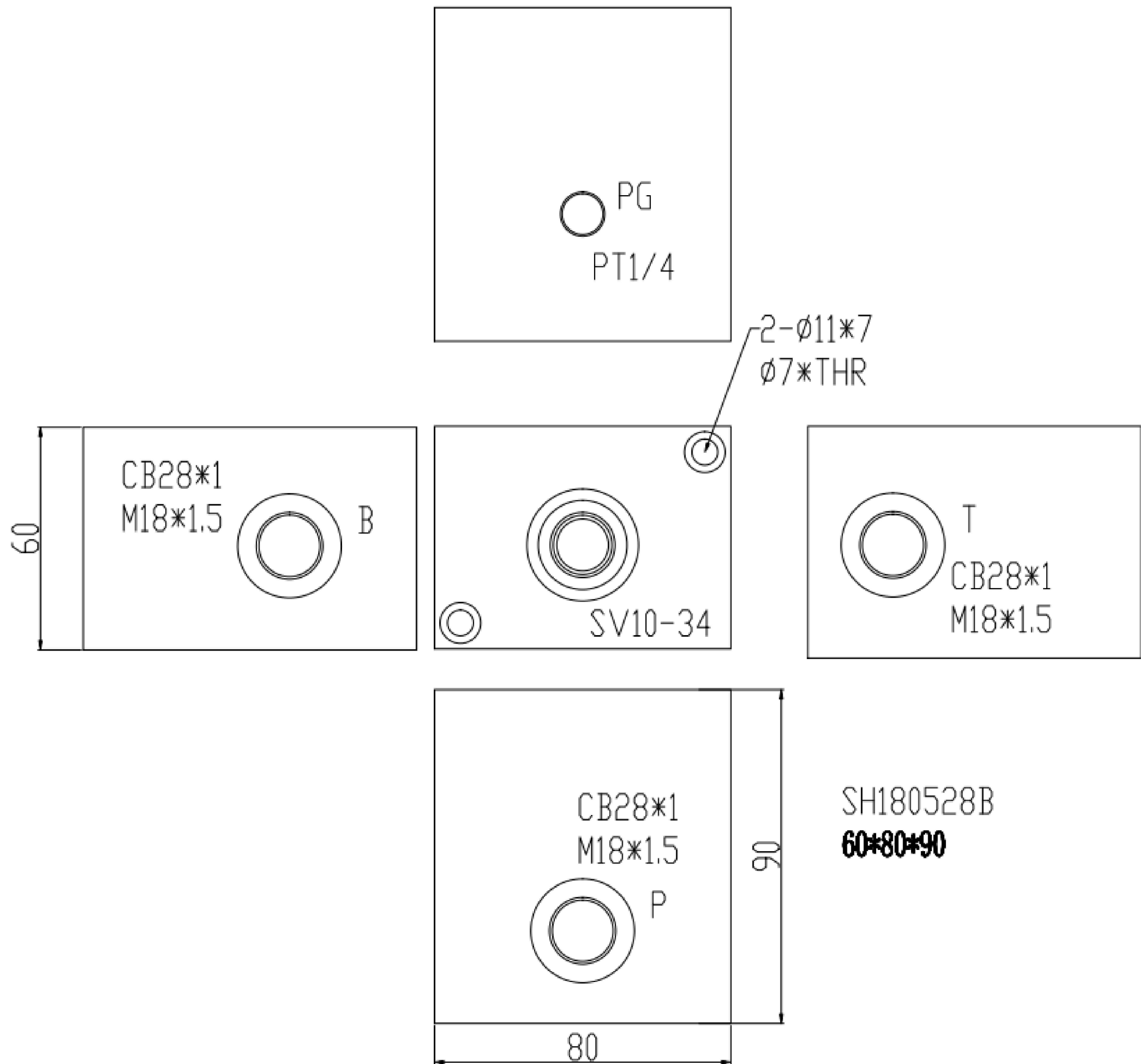
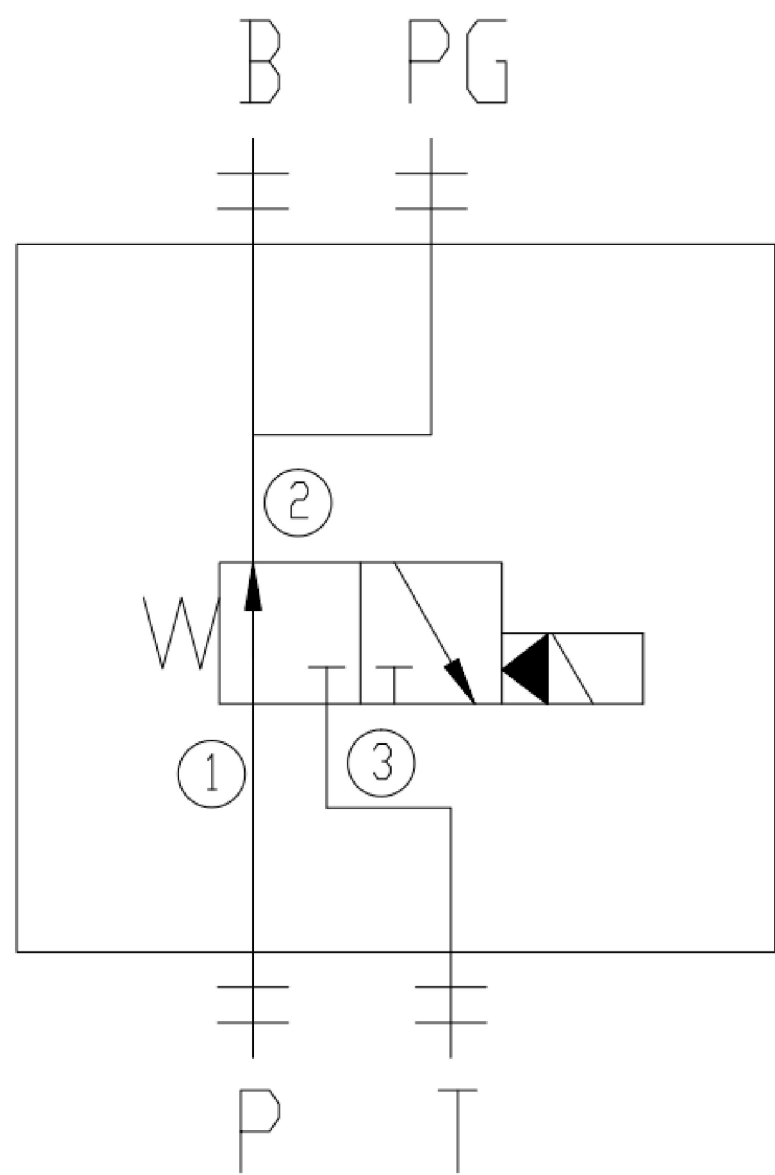


PLANO HIDRAULICO DE BLOQUES-CF2
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:	UCSM_HIDRÁULICO_04		Rev:
			0

Todo el contenido de este documento es propiedad de FLsmidth y debe ser tratado confidencialmente. Este documento es confiado a quien lo recibe solamente para su información y orientación. No puede ser copiado, reproducido, leído por terceros, ni usado para otro propósito que el indicado sin la aprobación escrita de FLsmidth.

Diagrama hidráulico



PLANO HIDRAULICO DE BLOQUES-CF4
RODOLFO CAMPANO / JESUS MONTES
CODIGO DE TESIS: 001969

M. Proyección:		Dib.:	RCM/JMM
		Rev.:	RCM/JMM
Escala:	Formato:	Aprob.:	RCM/JMM
IND.	A3	Fecha:	29/07/2021
Plano:	UCSM_HIDRÁULICO_06		Rev:
			0

ANEXO 17: Desarrollo de algoritmos para sustracción de fondo y Resta de fondo y contador HAAR para detección de huecos en pista

Fuente: Elaboración propia

Con esta descripción desarrollaremos el algoritmo que hemos utilizado en esta tesis, revisaremos la estructura de nuestro programa. A partir de ahí, desarrollaremos nuestras clases Trackable Object, CentroidTracker y DirectionCounter. Luego implementamos las clases en nuestro script de controlador road_tester_counter.py que está optimizado y ajustado para el Raspberry Pi. Finalmente, aprenderemos cómo ejecutar el programa; reportaremos estadísticas para el RPi 3B.

Como desarrollamos anteriormente las denominaciones extraídas para nuestro trabajo, se desarrollan en inglés respetando lo establecido por Adrian Rosebrock, PhD en su página base pyimagesearch de la cual adjuntaremos las referencias una vez las vayamos describiendo esta sección.

El algoritmo desarrollado tiene tres clases que revisaremos: (1) Trackable Object u Objeto rastreador (2) CentroidTracker o Rastreador de centroide y (3) DirectionCounter o contador de dirección. Cada objeto rastreador tiene un número de identificación. El rastreador de centroide asocia objetos y actualiza el objeto rastreador. Cada objeto rastreador tiene una lista de centroides: su centroide de ubicación actual y todas las ubicaciones anteriores en el marco, el cual es parte de su identificación. El contador de dirección analiza las ubicaciones actuales e históricas para determinar en qué dirección se mueve un objeto. También cuenta un objeto si tiene pasado cierta línea horizontal o vertical en el marco.

Con la información descrita en los tres módulos, podremos desarrollar el programa de detección de agujeros que en nuestra tesis se denomina road_tester_counter.py

Seguimiento de centroides

La idea de utilizar el rastreador y su aplicación simple con las capacidades del Raspberry fue extraída del sitio web del Dr. Rosebrock Simple object tracking with OpenCV (<https://www.pyimagesearch.com/2018/07/23/simple-object-tracking-with-opencv/>)

Así lo describimos como que el proceso de seguimiento de objetos está basado en:

- 4) Tomar un conjunto inicial de detecciones de objetos (como un conjunto de entrada de coordenadas del cuadro delimitador o marco)
- 5) Crear una identificación única para cada una de las detecciones iniciales.

- 6) Rastrear cada uno de los objetos a medida que se mueven alrededor de los fotogramas en un video, manteniendo la asignación de identificaciones únicas

Además, el seguimiento de objetos nos permite aplicar una identificación única a cada objeto rastreado, haciendo que podamos contar objetos únicos en un video. El seguimiento de objetos es fundamental para la construcción un contador de huecos en nuestra vía de tránsito para nuestro chasis.

Un algoritmo de seguimiento de objetos ideal planteado sería:

- Solo requiere la fase de detección de objetos una vez (es decir, cuando el objeto se detecta inicialmente)
- Ser extremadamente rápido, mucho más rápido que ejecutar el propio detector de objetos.
- Ser capaz de manejar cuando el objeto rastreado "desaparece" o se mueve fuera de los límites del fotograma del video
- Sea resistente a la oclusión
- Ser capaz de recoger objetos que ha "perdido" entre fotogramas.

Esta es una tarea que requiere alto nivel de programación y, por tal capacidad computacional, sea esto para cualquier algoritmo de procesamiento de imágenes o visión por computadora, además hay una variedad de pautas que hemos tomado y que podemos utilizar para ayudar a mejorar nuestros rastreadores de objetos en recursos limitados

Seguidamente vamos a desarrollar los fundamentos del seguimiento de objetos para nuestro algoritmo base. Estos nos permitirán desarrollar diagramas de flujo para entender el programa adjunto de esta tesis.

Fundamentos del seguimiento de objetos

Un algoritmo de seguimiento de objetos simple se basa en realizar un seguimiento de los centroides de los objetos. Normalmente, un rastreador de objetos trabaja de la mano con un detector de objetos de menor rendimiento. El detector de objetos es responsable de localizar un objeto. El rastreador de objetos es responsable de realizar un seguimiento de qué objeto es cuál mediante la asignación y el mantenimiento de números de identificación.

Este algoritmo de seguimiento de objetos que estamos implementando se llama seguimiento de centroide, ya que se basa en la distancia euclidiana entre (1) centroides de objetos existentes (es decir, objetos que el rastreador de centroides ya ha visto antes) y (2) centroides de nuevos objetos entre fotogramas posteriores en nuestro video.

Algoritmo de seguimiento de centroides

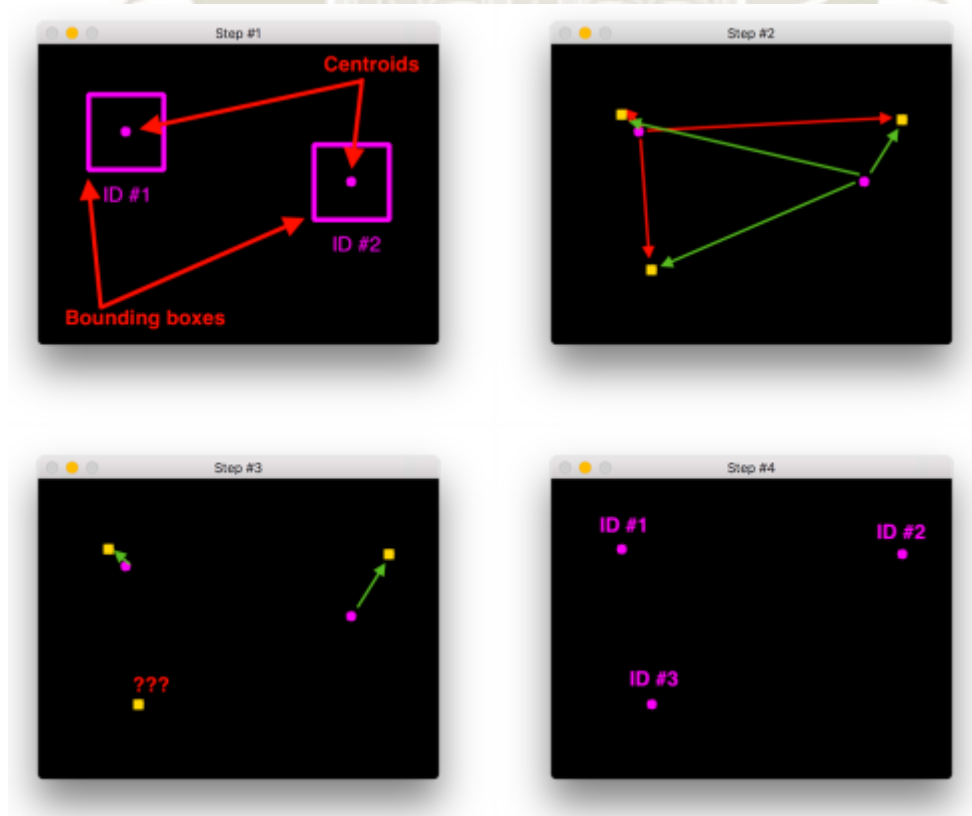
El algoritmo de seguimiento del centroide es un proceso de varios pasos, pero detallamos 5 pasos los cuales son:

- 1) Calcular las coordenadas del cuadro delimitador y calcule los centroides
- 2) Calcular la distancia euclidiana entre los nuevos cuadros delimitadores y los objetos existentes
- 3) Actualizar las coordenadas (x, y) de los objetos existentes
- 4) Registrar nuevos objetos
- 5) Eliminar los objetos ya registrados / perdidos que se han movido fuera del marco

Detallaremos cada uno de estos pasos con más detalle.

Para el paso 1, Calcular las coordenadas del cuadro delimitador y calcule los centroides: El algoritmo de seguimiento de centroide asume que estamos pasando en un conjunto de cuadro delimitador con coordenadas x & y para cada objeto detectado en cada fotograma. Estos cuadros delimitadores pueden ser producido por cualquier tipo de detector de objetos que desee (umbral de color + contorno extracción de contorno, Haar en cascada, HOG + SVM lineal, SSD, Faster R-CNN, etc.), siempre que se calculan para cada fotograma del vídeo.

Una vez que tenemos las coordenadas del cuadro delimitador, debemos calcular el "centroide", o más simplemente, las coordenadas centrales (x, y) del cuadro delimitador. La figura a continuación realiza este proceso y determina los centroides respectivos.



Arriba a la izquierda: para construir un algoritmo de rastreo de objetos simple usando rastreo de centroide, el primer paso es ingresar/calcular las coordenadas del cuadro delimitador de un detector de objetos y usarlas para calcular el centroide.

Arriba a la derecha: en el siguiente marco de entrada, ahora están presentes tres objetos. Necesitamos calcular las distancias euclidianas entre cada par de centroides originales (círculo) y centroides nuevos (cuadrado).

Abajo a la izquierda: el método de seguimiento de objetos tiene objetos asociados con el minimizado de distancias de los objetos. Sin embargo, ¿qué hacemos con el objeto en la parte inferior izquierda?

Abajo a la derecha: Al tener un objeto nuevo que no coincide con un objeto existente, se registra como ID 3, es decir, con una tercera identificación dentro del marco.

Para el paso 2, calcular la distancia euclidiana entre los nuevos cuadros delimitadores y los objetos existentes, a cada fotograma subsiguiente en nuestra secuencia de video, se le aplica el paso 1; sin embargo, en lugar de asignar una nueva identificación única a cada objeto detectado, primero debemos determinar si podemos asociar el nuevo centroides de objetos (círculos) con los centroides de objetos antiguos (cuadrados). Para lograr este proceso, calculamos la distancia euclidiana (resaltada con flechas verdes) entre cada par de centroides de objetos de entrada.

En la figura anterior puede verse que hemos detectado tres objetos en nuestra imagen. Los dos pares que están muy juntos son dos objetos existentes. Luego calculamos las distancias euclidianas entre cada par de centroides originales (amarillo) y los nuevos centroides (púrpura).

Para el paso 3; actualizar las coordenadas (x, y) de los objetos existentes tenemos que la suposición principal del algoritmo de seguimiento de centroide es que un objeto dado potencialmente se mueve entre los fotogramas siguientes, pero la distancia entre los centroides de los fotogramas F_t y F_{t+1} será más pequeño que todas las demás distancias entre objetos.

Por lo tanto, si optamos por asociar centroides con distancias mínimas entre subsiguientes marcos podemos construir nuestro rastreador de objetos.

En la Figura anterior (abajo a la derecha) puede ver cómo nuestro algoritmo de seguimiento de centroide elige asociar centroides que minimizan sus respectivas distancias euclidianas.

Para el paso 4, de registrar nuevos objetos, en el caso de que haya más detecciones de entrada que objetos existentes que se están rastreando, necesitamos para registrar el nuevo objeto. "Registrarse" simplemente significa que estamos agregando el nuevo objeto a nuestra lista de objetos rastreados (1)

asignándole un nuevo ID de objeto, y (2) almacenando el centroide de las coordenadas del cuadro delimitador para ese objeto.

A continuación, podemos volver al paso 2 y repetir la secuencia de pasos para cada fotograma de nuestro video en directo que tenemos.

La figura anterior (abajo a la derecha) demuestra el proceso de utilizar las distancias para asociar ID de objetos existentes y luego registrar un nuevo objeto.

Para el paso 5, Eliminar los objetos ya registrados / perdidos que se han movido fuera del marco, cualquier algoritmo de seguimiento de objetos registrado debe poder manejar cuando un objeto se ha salido del marco, se ha perdido del campo de visión de la cámara. para esta implementación de software eliminamos el registro de los objetos antiguos cuando no puedan coincidir con ningún objeto existente para un total de N fotogramas posteriores.

Implementación de seguimiento de centroides

Antes de que podamos aplicar el seguimiento de objetos a nuestro video en tiempo real, primero debemos implementar el algoritmo de seguimiento de centroides. Mientras asimila esta secuencia de comandos del rastreador de centroide, recuerde

Con los pasos del 1 al 5 procedemos a tener un primer subproceso en nuestro diagrama de flujo, el cual no es lineal debido a la naturaleza de nuestras diversas estructuras de datos y construcciones de código.

(Todos los códigos se encuentran resaltados)

```
# import the necessary packages/importar los paquetes necesarios
from scipy.spatial import distance as dist
from collections import OrderedDict
import numpy as np

class CentroidTracker:
    def __init__(self, maxDisappeared=50, maxDistance=50):

        # initialize the next unique object ID along with two
        # ordered/inicializar el siguiente ID de objeto unico junto con dos
        # ordenados
        # dictionaries used to keep track of mapping a given object/
        # diccionarios utilizados para realizar un seguimiento del mapeo de un
        # objeto dado
        # ID to its centroid and number of consecutive frames it has/ ID a
        # su centroide y número de fotogramas consecutivos
        # been marked as "disappeared", respectively/ han sido marcados como
        # "desaparecidos", respectivamente

        self.nextObjectID = 0
        self.objects = OrderedDict()
        self.disappeared = OrderedDict()

        # store the number of maximum consecutive frames a given/ almacenar
        # el número máximo de fotogramas consecutivos en un determinado
        # # object is allowed to be marked as "disappeared" until
        # we/ se permite marcar el objeto como "desaparecido" hasta que
```



```
# need to deregister the object from tracking/ necesidad
de anular el registro del objeto del seguimiento
self.maxDisappeared = maxDisappeared
# store the maximum distance between centroids to
associate/ almacenar la distancia máxima entre centroides para
asociar
# an object -- if the distance is larger than this maximum/
un objeto - si la distancia es mayor que este máximo
# distance we'll start to mark the object as
"disappeared"/ distancia comenzaremos a marcar el objeto como
"desaparecido"
self.maxDistance = maxDistance
```

En las líneas con el “from” inicial importamos nuestros paquetes y módulos requeridos: distance, OrderedDict y numpy.

Nuestra clase CentroidTracker se define seguidamente. El constructor acepta un solo parámetro, el número máximo de fotogramas consecutivos que un objeto dado debe desaparecer hasta que lo eliminemos de nuestro

Nuestro constructor de clase tiene cinco variables de clase:

- *nextObjectID*: Un contador que se utiliza para asignar ID únicos a cada objeto. En el caso de que un objeto salga del marco y no regrese para *maxDisappeared* marcos, se asignará un nuevo ID de objeto (siguiente en la numeración).
- *objects*: un registro(diccionario) que utiliza el ID del objeto como clave y el centroide (x, y) -coordenadas como el valor.
- *disappeared*: mantiene el número de fotogramas consecutivos (valor) de un ID de objeto en particular que se ha marcado como "perdido" o “fuera de marco”.
- *maxDisappeared*: número de fotogramas consecutivos que se permite marcar un objeto como "desaparecido" hasta que eliminemos el registro del objeto.
- *maxDistance*: la distancia máxima entre centroides para asociar un objeto. Si la distancia supera este valor, el objeto se marcará como desaparecido.

Es importante mencionar que en la lógica de desarrollo para registros de rastreadores se utiliza el término “diccionario” para los registros de ID.

A continuación, vamos a definir el método REGISTER el cual se encarga de sumar nuevos objetos a nuestro algoritmo rastreador:

```
def register(self, centroid):
# when registering an object we use the next available object/ al
registrar un objeto usamos el siguiente objeto disponible
# ID to store the centroid/ ID para almacenar el centroide
self.objects[self.nextObjectID] = centroid
self.disappeared[self.nextObjectID] = 0
```



```

self.nextObjectID += 1

def deregister(self, objectID):
# to deregister an object ID we delete the object ID from/ para anular
el registro de un ID de objeto, eliminamos el ID de objeto de
# both of our respective dictionaries/ ambos de nuestros respectivos
diccionarios
    del self.objects[objectID]
    del self.disappeared[objectID]

```

El método REGISTER acepta un centroide y luego lo agrega al diccionario de objetos usando el siguiente ID de objeto disponible.

El número de veces que un objeto ha desaparecido se inicializa a 0 en el diccionario desaparecido.

Finalmente, incrementamos el nextObjectID para que, si un nuevo objeto aparece a la vista, será asociado con un ID único.

De manera similar a nuestro método de registro, también necesitamos un método para cancelar el registro. Al igual que podemos agregar nuevos objetos a nuestro rastreador, también necesitamos la capacidad de eliminar los antiguos que se han perdido o desaparecido de nuestros marcos de entrada. El método de DEREGISTER simplemente elimina el ID de objeto en los diccionarios de objetos y desaparecidos, respectivamente.

En el método UPDATE se encuentra la parte de código esencial para el rastreador.

```

def update(self, rects):
# check to see if the list of input bounding box rectangles/ compruebe
si la lista de rectángulos del cuadro delimitador de entrada
# is empty/ esta vacia
    if len(rects) == 0:
# loop over any existing tracked objects and mark them/ recorrer los
objetos rastreados existentes y marcarlos
# as disappeared/ como desaparecido
        for objectID in list(self.disappeared.keys()):
            self.disappeared[objectID] += 1
# if we have reached a maximum number of consecutive/ Si hemos
alcanzado un número máximo de consecutivas
# frames where a given object has been marked as/ marcos donde un
objeto dado ha sido marcado como
# missing, deregister it/ faltante, anular el registro
            if self.disappeared[objectID] >
self.maxDisappeared:
                self.deregister(objectID)
# return early as there are no centroids or tracking info/ Regrese
temprano ya que no hay centroides ni información de seguimiento
# to update/actualizar
        return self.objects
# initialize an array of input centroids for the current frame/
inicializar una matriz de centroides de entrada para el marco actual

```

```

        inputCentroids = np.zeros((len(rects), 2), dtype="int")
# loop over the bounding box rectangles/ bucle sobre los rectángulos
del cuadro delimitador
        for (i, (startX, startY, endX, endY)) in enumerate(rects):

# use the bounding box coordinates to derive the centroid/ use las
coordenadas del cuadro delimitador para derivar el centroide
            cX = int((startX + endX) / 2.0)
            cY = int((startY + endY) / 2.0)
            inputCentroids[i] = (cX, cY)

```

El método UPDATE acepta una lista de rectángulos delimitadores, presumiblemente de un detector de objetos (HAAR en cascada, HOG + SVM lineal, SSD, Faster R-CNN, etc.). Se supone que el formato del parámetro rects es una tupla con esta estructura: (startX, startY, endX, endY).

Si no hay detecciones, recorreremos todos los ID de objeto e incrementaremos su recuento de objetos desaparecidos. También comprobaremos si hemos alcanzado el número máximo de fotogramas consecutivos que un objeto determinado ha sido marcado como perdido.

Si ese es el caso, debemos eliminarlo de nuestros sistemas de seguimiento. Como no hay información de seguimiento para actualizar, seguimos adelante y regresamos hasta:

```

if self.disappeared[objectID] > self.maxDisappeared:

```

Seguidamente inicializaremos una matriz NumPy para almacenar los centroides de cada rect.

Luego, recorreremos los rectángulos del cuadro delimitador y calculamos el centroide y lo almacenamos en la lista inputCentroids.

Si actualmente no hay objetos que estemos rastreando, registraremos (utilizando el método REGISTER) las entradas de los nuevos objetos:

```

# if we are currently not tracking any objects take the input/ si
actualmente no estamos rastreando ningún objeto, tome la entrada
# centroids and register each of them/ Centroides y registra cada una
de ellas.
        if len(self.objects) == 0:
            for i in range(0, len(inputCentroids)):
                self.register(inputCentroids[i])

```

De lo contrario, necesitamos actualizar cualquier objeto existente (x, y) - coordenadas basadas en la ubicación del centroide que minimiza la distancia euclidiana entre ellos:

```
# otherwise, are are currently tracking objects so we need to/ de lo
contrario, actualmente están rastreando objetos, por lo que debemos
# try to match the input centroids to existing object/ intente hacer
coincidir los centroides de entrada con el objeto existente
# centroids/centroides
else:
# grab the set of object IDs and corresponding centroids/ tomar el
conjunto de ID de objeto y los centroides correspondientes
    objectIDs = list(self.objects.keys())
    objectCentroids = list(self.objects.values())
# compute the distance between each pair of object/ calcular la
distancia entre cada par de objetos
# centroids and input centroids, respectively - our/ Centroides y
centroides de entrada, respectivamente -
# goal will be to match an input centroid to an existing/ El objetivo
será hacer coincidir un centroide de entrada con un
# object centroid/ centroide de objeto
    D = dist.cdist(np.array(objectCentroids),
inputCentroids)
# in order to perform this matching we must (1) find the/ Para realizar
este emparejamiento debemos (1) encontrar el
# smallest value in each row and then (2) sort the row/ valor más
pequeño en cada fila y luego (2) ordenar la fila
# indexes based on their minimum values so that the row/ índices
basados en sus valores mínimos para que la fila
# with the smallest value as at the *front* of the index/ con el
valor más pequeño como en el * frente * del índice
# list/lista
        rows = D.min(axis=1).argsort()
# next, we perform a similar process on the columns by/ A
continuación, realizamos un proceso similar en las columnas mediante
# finding the smallest value in each column and then/ encontrar el
valor más pequeño en cada columna y luego
# sorting using the previously computed row index list/ ordenar usando
la lista de índice de fila calculada previamente
        cols = D.argmin(axis=1)[rows]
```

Las actualizaciones de los objetos rastreados existentes tienen lugar a partir del *else* al comienzo del cuadro de código mostrado.

El objetivo es rastrear los objetos y mantener los identificadores de objeto correctos; este proceso se logra calculando las distancias euclidianas entre todos los pares de centroides de objeto y centroides de entrada, seguido de asociar los identificadores de objeto que minimizan la distancia euclidiana.

Dentro del *elseblock*, comenzando en el *else*, primero tomaremos *objectID* y *objectCentroidvalues*. Luego calculamos la distancia entre cada par de centroides de objetos existentes y los nuevos centroides de entrada. La forma de matriz NumPy de salida de nuestro mapa de distancia *D* será (# de centroides de objeto, # de centroides de entrada).

Para realizar la comparación, debemos (1) encontrar el valor más pequeño en cada fila y (2) ordenar los índices de fila según los valores mínimos. Realizamos un

proceso muy similar en las columnas, encontrando el valor más pequeño en cada una y luego clasificándolos según el orden de filas. Nuestro objetivo es tener los valores de índice con la distancia correspondiente más pequeña al principio de las listas.

El siguiente paso es usar las distancias para asociarlo al ID de objeto:

```
# in order to determine if we need to update, register,/ para
determinar si necesitamos actualizar, registrarnos,
# or deregister an object we need to keep track of which/ o anular
el registro de un objeto que necesitamos para realizar un seguimiento
# of the rows and column indexes we have already examined/ de los
índices de filas y columnas que ya hemos examinado
    usedRows = set()
    usedCols = set()

# loop over the combination of the (row, column) index/ recorrer la
combinación del índice (fila, columna)
# tuples
    for (row, col) in zip(rows, cols):
# if we have already examined either the row or/ si ya hemos examinado
la fila
# column value before, ignore it/ valor de columna antes, ignórela
    if row in usedRows or col in usedCols:
        continue
# if the distance between centroids is greater than/ si la distancia
entre centroides es mayor que
# the maximum distance, do not associate the two/ la distancia máxima,
no asocie los dos
# centroids to the same object/ centroides al mismo objeto
    if D[row, col] > self.maxDistance:
        continue
# otherwise, grab the object ID for the current row,/ de lo contrario,
obtenga el ID de objeto de la fila actual,
# set its new centroid, and reset the disappeared/ establecer su
nuevo centroide y restablecer el desaparecido
# counter/ encimera
        objectID = objectIDs[row]
        self.objects[objectID] = inputCentroids[col]
        self.disappeared[objectID] = 0
# indicate that we have examined each of the row and/ indican que
hemos examinado cada una de las filas
# column indexes, respectively/ índices de columna, respectivamente
        usedRows.add(row)
        usedCols.add(col)
```

Dentro de este bloque de código, comenzamos inicializando dos conjuntos para determinar qué índices de fila y columna ya hemos usado.

Es importante tener en cuenta que un conjunto es similar a una lista, pero solo contiene valores únicos.

Luego, recorremos las combinaciones de tuplas de índice (fila, columna) para actualizar nuestros centroides de objeto. Si ya usamos este índice de fila o columna, ignórelo y continúe con el ciclo.

De manera similar, si la distancia entre centroides excede maxDistance, entonces no asociaremos los dos centroides.

Nota: Esta es una nueva funcionalidad en comparación con la implementación de la publicación de blog original porque estamos rastreando objetos a través de una sustracción de fondo y centroides en lugar de un detector de objetos.

De lo contrario, hemos encontrado un centroide de entrada que (1) tiene la distancia euclidiana más pequeña a un centroide existente y (2) no se ha emparejado con ningún otro objeto.

En ese caso, actualizamos el centroide del objeto y nos aseguramos de agregar la fila y la columna a sus respectivos usedRows y usedColssets.

También hay índices probables en nuestros conjuntos usedRows y usedCols que NO hemos examinado todavía:

```
# compute both the row and column index we have NOT yet/ calcular el
índice de fila y columna que NO tenemos todavía
# examined/examinada
unusedRows = set(range(0,
D.shape[0])).difference(usedRows)
unusedCols = set(range(0,
D.shape[1])).difference(usedCols)
```

Debemos determinar qué índices de centroide no hemos examinado todavía y almacenarlos en dos nuevos conjuntos convenientes (filas no utilizadas y columnas no utilizadas) como se muestra en el último código.

Nuestra verificación final maneja cualquier objeto que se haya perdido o que haya desaparecido:

```
# in the event that the number of object centroids is/ en el caso de
que el número de centroides del objeto sea
# equal or greater than the number of input
centroids/ igual o mayor que el número de centroides de entrada
# we need to check and see if some of these objects
have/ tenemos que comprobar y ver si algunos de estos objetos tienen
# potentially disappeared/ Potencialmente
desaparecida
if D.shape[0] >= D.shape[1]:
    # loop over the unused row indexes/ recorrer
    los índices de fila no utilizados
    for row in unusedRows:
        # grab the object ID for the
        corresponding row/ tomar el ID de objeto para la fila correspondiente
        # index and increment the disappeared
        counter/ indexar e incrementar el contador desaparecido
```

```

                                objectID = objectIDs[row]
                                self.disappeared[objectID] += 1
                                # check to see if the number of
consecutive/ compruebe si el número de consecutivos
                                # frames the object has been marked
"disappeared"/ marcos el objeto ha sido marcado como "desaparecido"
                                # for warrants deregistering the object/
para justificar la anulación del registro del objeto
                                if self.disappeared[objectID] >
self.maxDisappeared:
                                    self.deregister(objectID)

```

Para finalizar el programa de esta class, si el número de centroides de objetos es mayor o igual que el número de centroides de entrada, necesitamos verificar si alguno de estos objetos ha desaparecido recorriendo los índices de fila no utilizados, si los hay.

En el ciclo, incrementaremos su recuento de desaparecidos en el diccionario. Luego verificamos si el recuento de desaparecidos excede el umbral máximo de Desaparecidos.

Si es así, eliminaremos el registro del objeto. De lo contrario, el número de centroides de entrada es mayor que el número de centroides de objetos existentes, por lo que tenemos nuevos objetos para registrar y rastrear:

```

# otherwise, if the number of input centroids is greater/ de lo
contrario, si el número de centroides de entrada es mayor
# than the number of existing object centroids we need to/ que el
número de centroides de objetos existentes que necesitamos para
# register each new input centroid as a trackable object/ registrar
cada nuevo centroe de entrada como un objeto rastreable
        else:
            for col in unusedCols:
                self.register(inputCentroids[col])
# return the set of trackable objects/ devolver el conjunto de objetos
rastreables
        return self.objects

```

Pasamos por encima de *unusedCols* no utilizados y registramos cada nuevo centroe. Finalmente, devolveremos el conjunto de objetos rastreables al método del bucle.

Implementación de la clase TrackableObject

Para rastrear y contar un objeto en la transmisión de video, utilizamos el procedimiento recomendado por el Dr. Rosebrock el cual tiene las siguientes ideas principales:

- Cada objeto tiene su ID necesario.

- Tiene centroides anteriormente calculados (por lo que podemos calcular fácilmente la dirección en la que se mueve el objeto)
- Considerar si el objeto ya se ha contado o no

El código en función es el siguiente:

```
class TrackableObject:
    def __init__(self, objectID, centroid):
        # store the object ID, then initialize a list of centroids/almacenar
        # el ID del objeto, luego inicializar una lista de centroides
        # using the current centroid/usando el centroide actual
        self.objectID = objectID
        self.centroids = [centroid]
        # initialize a boolean used to indicate if the object has/inicializar
        # un booleano usado para indicar si el objeto
        # already been counted or not/ ya ha sido contado o no
        self.counted = False
```

Tendremos varios objetos rastreables, uno para cada hueco detectado a la que se está rastreando en el marco. Cada objeto tendrá los tres atributos ObjectID, centroid y counted o self por ser la clase misma.

El constructor TrackableObject acepta un objectID + centroide y los almacena. La variable de centroides es una lista porque contendrá el historial de ubicación del centroide de un objeto.

El constructor también se inicializa counted como Falso, lo que indica que el objeto aún no se ha contado.

Clase DirectionCounter

Otra diferencia que hemos modificado para esta tesis es que podemos contar huecos en la vía desde (a) arriba / abajo, o (b) izquierda / derecha. Originalmente, la aplicación solo contaba el movimiento hacia arriba / hacia abajo a través del marco. Con esta nueva funcionalidad llega una nueva clase, DirectionCounter, para gestionar la tarea de contar en vertical u horizontal.

```
# import the necessary packages/importar los paquetes necesarios
import numpy as np
class DirectionCounter:
    def __init__(self, directionMode, H, W):
        # initialize the height and width of the input image/inicializar la
        # altura y el ancho de la imagen de entrada
        self.H = H
        self.W = W
        # initialize variables holding the direction of movement,/inicializar
        # variables que mantienen la direccion del movimiento
        # along with counters for each respective movement (i.e.,/junto con
        # contadores para cada respectivo movimiento
        # left-to-right and top-to-bottom)/de izquierda a derecha y de arriba
        # a abajo
        self.directionMode = directionMode
        self.totalUp = 0
```

```

self.totalDown = 0
self.totalRight = 0
self.totalLeft = 0
# the direction the trackable object is moving in
self.direction = ""
#la direccion en la que se mueve el objeto rastreable

```

Nuestro constructor acepta tres parámetros. Debemos pasar el directionMode, ya sea "vertical" u "horizontal", que estaremos contando nuestros objetos. También debemos pasar la altura y el ancho de la imagen de entrada, H y W. Luego se inicializan las variables de instancia. Así los totales se inicializan a cero. Si nuestro directionMode es "vertical", solo nos centramos por totalUp y totalDown.

De manera similar, si nuestro directionMode es "horizontal", solo nos centramos por totalRight y totalLeft. Así calcularemos la dirección de un objeto en la siguiente función find_direction:

```

def find_direction(self, to, centroid):
    # check to see if we are tracking horizontal movements/
    #comprobar para ver si estamos rastreando movimientos horizontales
    if self.directionMode == "horizontal":
        # the difference between the x-coordinate of the/la
        #diferencia entre la coordenada x
        # *current* centroid and the mean of *previous*
        #centroids/centroide actual y la media de centroides anteriores
        # will tell us in which direction the object is
        #moving/nos dira en que direccion se mueve el objeto
        # (negative for 'left' and positive for
        #'right')/negativo para izquierda y positivo para derecha
        x = [c[0] for c in to.centroids]
        delta = centroid[0] - np.mean(x)
        # determine the sign of the delta -- if it is
        #negative,/determinar el signo del delta si es negativo
        # the object is moving left
        if delta < 0:/el objeto se mueve hacia la izquierda
        si delta < 0
            self.direction = "left"
            # otherwise if the sign is positive, the object is
            #moving /de lo contrario si el signo es positivo el objeto se esta
            #moviendo
            # right/ derecha
            elif delta > 0:
                self.direction = "right"
            # otherwise we are tracking vertical movements/de lo
            #contrario estamos rastreando movimientos verticales
            elif self.directionMode == "vertical":
                # the difference between the y-coordinate of the/la
                #diferencia entre la coordenada y del
                # *current* centroid and the mean of *previous*
                #centroids/centroide actual y la media de centroides anteriores
                # will tell us in which direction the object is
                #moving/nos dira en que direccion se mueve el objeto
                # (negative for 'up' and positive for
                #'down')/negativo para arriba y positivo para abajo
                y = [c[1] for c in to.centroids]

```

```

        delta = centroid[1] - np.mean(y)
        # determine the sign of the delta -- if it is
negative,/determinar el signo del delta si es negativo
        # the object is moving up
        if delta < 0:/el objeto se mueve hacia arriba si
delta < 0
            self.direction = "up"
        # otherwise, if the sign of the delta is positive,
the/de lo contrario, si el signo del delta es positivo, el
        # object is moving down
        elif delta > 0:/el objeto se mueve hacia abajo si
delta > 0
            self.direction = "down"

```

La función `find_direction` acepta un objeto rastreable y un solo centroide. Los centroides contienen una lista histórica de la posición de un objeto. Seguidamente se toma todos los valores de `x` o valores de `y` de los centroides históricos del objeto rastreable, respectivamente. El delta se calcula promediando todos los valores de las coordenadas `Xo` y del centroide anterior y restándolo del primer valor. A partir de ahí, si el delta es negativo, el objeto se mueve "hacia la izquierda" o "hacia abajo". O si el delta es positivo, el objeto se está moviendo "hacia la derecha" (líneas 39 y 40) o "hacia arriba" (líneas 58 y 59). Luego incluimos `count_object`, una función que realmente realiza el conteo:

```

def count_object(self, to, centroid):
    # initialize the output list
    output = []/inicializar la lista de salida
    # check if the direction of the movement is
horizontal/comprobar si la direccion del movimiento es horizontal
    if self.directionMode == "horizontal":
        # if the object is currently left of center and is/si
el objeto esta actualmente a la izquierda del centro
        # moving left, count the object as moving left
/moviendose hacia la izquierda , cuente el objeto como moviendose
hacia la izquierda
        leftOfCenter = centroid[0] < self.W // 2
        if self.direction == "left" and leftOfCenter:
            self.totalLeft += 1
            to.counted = True
        # otherwise, if the object is right of center and
moving/de lo contrario si el objeto esta a la derecha del centro y
se mueve
        # right, count the object as moving
right/derecha,cuente que el objeto se mueve a la derecha
        elif self.direction == "right" and not leftOfCenter:
            self.totalRight += 1
            to.counted = True
        # construct a list of tuples with the count of
objects/construir una lista de tuplas con el recuento de objetos

```



```
# that have passed in the left and right direction/
que han pasado en la direccion izquierda y derecha
output = [("Left", self.totalLeft),
          ("Right", self.totalRight)]
```

La función `count_object` acepta un objeto rastreable y un centroide. Creará / actualizará una lista (salida) de 2 tuplas indicando conteos izquierda / derecha o conteos ascendentes / regresivos. El script permite manejar el modo de dirección "horizontal". Si el objeto es `leftOfCenter` y se mueve hacia la izquierda, entonces se marca como contado y se incrementa el `totalLeft`. De manera similar, si el objeto no está `leftOfCenter` (es decir, a la derecha del centro) y se mueve "a la derecha", entonces `totalRight` se incrementa y el objeto se marca como contado.

El siguiente bloque de código opera exactamente de la misma manera, pero para la dirección "vertical":

```
# otherwise the direction of movement is vertical/ de lo contrario,
la direccion del movimiento es vertical
elif self.directionMode == "vertical":
    # if the the centroid is above the middle and is
    moving/ si el centroide esta por encima del medio y se esta moviendo
    # up, count the object as moving up/ arriba, cuente
    el objeto como subiendo
    aboveMiddle = centroid[1] < self.H // 2
    if self.direction == "up" and aboveMiddle:
        self.totalUp += 1
        to.counted = True
    # otherwise, if the object is moving down and is
    below/ de lo contrario, si el objeto se mueve hacia abajo y esta
    debajo
    # the middle, count the object as moving down/el
    medio, cuente el objeto moviendose hacia abajo
    elif self.direction == "down" and not aboveMiddle:
        self.totalDown += 1
        to.counted = True
    # return a list of tuples with the count of objects
    that/devolver una lista de tuplas con el recuento de objetos
    # have passed in the up and down direction/han pasado
    en direccion hacia arriba y hacia abajo
    output = [("No contado por Chasis", self.totalUp),
              ("Hacia Chasis", self.totalDown)]
    # return the output list/ devolver la lista de salida
    return output
```

Esta vez estamos probando si el objeto está por encima de la mitad o no y si se está moviendo "hacia arriba" o "hacia abajo". La lógica es idéntica. En la siguiente sección, procederemos a implementar nuestro script de controlador de contador de huecos en vía.

Implementación de nuestra aplicación de conteo de huecos basada en la sustracción de fondo de imagen

Tenemos todos los componentes / clases listos en este momento. Ahora, nuestro script de contador de huecos para nuestra tesis es el siguiente:

```
# import the necessary packages
from pyimagesearch.directioncounter import DirectionCounter
from pyimagesearch.centroidtracker import CentroidTracker
from pyimagesearch.trackableobject import TrackableObject
from multiprocessing import Process
from multiprocessing import Queue
from multiprocessing import Value
from imutils.video import VideoStream
from imutils.video import FPS
import argparse
import imutils
import time
import cv2
```

Las líneas iniciales importan los paquetes necesarios. Usaremos nuestro DirectionCounter, CentroidTracker y TrackableObject. Aprovechando el multiprocesamiento, necesitamos Process, Queue y Value para escribir el video en un proceso separado para lograr un FPS más alto.

```
vs = VideoStream(usePiCamera=True).start()
time.sleep(2.0)
```

Seguidamente inician una transmisión de video PiCamera. Se inicializará y comenzará una secuencia de archivos de video programada por librería.

```
# initialize the video writing process object (we'll instantiate
# later if need be) along with the frame dimensions
writerProcess = None
W = None
H = None
# instantiate our centroid tracker, then initialize a list to store
# each of our dlib correlation trackers, followed by a dictionary to
# map each unique object ID to a trackable object
ct = CentroidTracker(maxDisappeared=15, maxDistance=100)
trackers = []
trackableObjects = {}
# initialize the direction info variable (used to store information
# such as up/down or left/right people count)
directionInfo = None
# initialize the MOG foreground background subtractor and start the
# frames per second throughput estimator
mog = cv2.bgsegm.createBackgroundSubtractorMOG()
```

```
fps = FPS().start()
```

DirectionInfo es una lista de dos tuplas en el formato [("Up", totalUp), ("Down", totalDown)] o [("Left", totalLeft), ("Right", totalRight)] Esta variable contiene el recuentos de huecos que se han movido hacia arriba y hacia abajo o hacia la izquierda y hacia la derecha. Se inicializa directionInfo como None.

Nuestras últimas inicializaciones incluyen nuestro sustractor de fondo MOG y nuestro contador de FPS.

```
# loop over frames from the video stream
while True:
    # grab the next frame and handle if we are reading from either
    # VideoCapture or VideoStream
    frame = vs.read()
    # set the frame dimensions and instantiate direction counter
    # object if required
    if W is None or H is None:
        (H, W) = frame.shape[:2]
        dc = DirectionCounter("vertical", H, W)
```

Nuestro bucle while comienza en el recuadro anterior. Se captura e indexa un fotograma de la cámara adosada al RPi.

Si las dimensiones del marco no se han inicializado, se inicializarán además de nuestro DirectionCounter. Observe que pasamos el "modo" al contador de dirección, que será "vertical" u "horizontal", así como las dimensiones del marco. A continuación, comenzaremos nuestro proceso de escritura (si escribiremos en un archivo de video):

```
# initialize a list to store the bounding box rectangles returned
# by background subtraction model
rects = []
# convert the frame to grayscale and smoothen it using a
# gaussian kernel
gray = cv2.cvtColor(frame, cv2.COLOR_BGR2GRAY)
gray = cv2.GaussianBlur(gray, (5, 5), 0)
# apply the MOG background subtraction model
mask = mog.apply(gray)
# apply a series of erosions to break apart connected
# components, then find contours in the mask
erode = cv2.erode(mask, (7, 7), iterations=2)
cnts = cv2.findContours(erode.copy(), cv2.RETR_EXTERNAL,
                        cv2.CHAIN_APPROX_SIMPLE)
cnts = imutils.grab_contours(cnts)
```


Se inicializa una lista vacía para almacenar rectángulos de cuadro delimitador que serán devueltos por el modelo de resta de fondo. Los comandos siguientes convierten el marco a escala de grises y lo desenfocan ligeramente. La resta de fondo se aplica al marco gris. A partir de ahí, se aplican una serie de erosiones para reducir el ruido. Luego, los contornos se encuentran y extraen a través de los comandos `cv2.CHAIN_APPROX`. Procesamos nuestros contornos y agregue los cuadros delimitadores a `rects`:

```
# loop over each contour
for c in cnts:
    # if the contour area is less than the minimum area
    # required then ignore the object
    if cv2.contourArea(c) < 2000:
        continue
    # compute the bounding box coordinates of the contour
    (x, y, w, h) = cv2.boundingRect(c)
    (startX, startY, endX, endY) = (x, y, x + w, y + h)
    # add the bounding box coordinates to the rectangles list
    rects.append((startX, startY, endX, endY))

cv2.line(frame, (0, H // 2), (W, H // 2), (0, 255, 255),
2)
```

Para cada contorno, si es suficientemente grande, extraemos sus coordenadas del rectángulo delimitador. Luego lo agregamos a la lista de `rects`.

Si nuestro "modo" es "vertical", dibujamos una línea horizontal en el medio de la pantalla. De lo contrario, si nuestro "modo" es "horizontal", trazamos una línea vertical en el centro de la pantalla. Cualquiera de las dos líneas servirá como una indicación visual del punto por el que un hueco debe aparecer ante cámara para ser contado.

```
# use the centroid tracker to associate the (1) old object
# centroids with (2) the newly computed object centroids
objects = ct.update(rects)
# loop over the tracked objects
for (objectID, centroid) in objects.items():
    # grab the trackable object via its object ID
    to = trackableObjects.get(objectID, None)
    color = (0, 0, 255)
    # create a new trackable object if needed
    if to is None:
        to = TrackableObject(objectID, centroid)
    # otherwise, there is a trackable object so we can utilize it
    # to determine direction
    else:
```

```
# find the direction and update the list of centroids
    dc.find_direction(to, centroid)
    to.centroids.append(centroid)
# check to see if the object has been counted or not
    if not to.counted:
# find the direction of motion of the people
        directionInfo = dc.count_object(to, centroid)
# otherwise, the object has been counted and set the
# color to green indicate it has been counted
    else:
        color = (0, 255, 0)
```

Luego se actualizan en nuestro rastreador de centroides para asociar los centroides de objetos antiguos con los centroides recién calculados. Como se mencionó antes, aquí es donde se llevan a cabo los Pasos # 2 al # 5 que detallamos al comienzo.

A partir de ahí, recorreremos los objetos centroides.

Los objetivos de este bucle incluyen (1) rastrear objetos, (2) determinar la dirección en que se mueven los objetos y (3) contar los objetos según su dirección de movimiento. Luego se fija un objeto rastreable a través de su ID. Se establece el color del centroide + ID predeterminado en rojo por ahora. Pronto se volverá verde a medida que se cuente el hueco en la vía.

Seguidamente se crea un nuevo objeto rastreable si es necesario. De lo contrario, la dirección del objeto rastreable se determina a partir de su historial de centroide utilizando la clase DirectionCounter. Finalmente, si el objeto rastreable aún no se ha contado, se registra y cuenta.

En caso contrario, ya ha sido contado y debemos asegurarnos de que su color sea verde ya que ha pasado la línea de conteo, luego se almacena el objeto rastreable en nuestro diccionario trackableObjects.

```
# store the trackable object in our dictionary
    trackableObjects[objectID] = to
# draw both the ID of the object and the centroid of the
# object on the output frame
    text = "ID {}".format(objectID)
    cv2.putText(frame, text, (centroid[0] - 10, centroid[1]
- 10),
        cv2.FONT_HERSHEY_SIMPLEX, 0.5, color, 2)
    cv2.circle(frame, (centroid[0], centroid[1]), 4, color, -
1)
```

Se anotan cada objeto con un pequeño punto y un número de identificación. Ahora anotemos los recuentos de objetos en la esquina:

```
# extract the people counts and write/draw them
```

```
if directionInfo is not None:#
    for (i, (k, v)) in enumerate(directionInfo):
        text = "{}: {}".format(k, v)
        cv2.putText(frame, text, (10, H - ((i * 20) + 20)),
                    cv2.FONT_HERSHEY_SIMPLEX, 0.6, (0, 0, 255), 2)
```

Usando directionInfo, extraemos los recuentos de objetos arriba / abajo o izquierda / derecha. El texto se muestra en la esquina del marco. A partir de aquí, terminaremos nuestro ciclo y luego limpiaremos:

```
# put frame into the shared queue for video writing
if writerProcess is not None:#
    frameQueue.put(frame)
# show the output frame
cv2.imshow("Frame", frame)
key = cv2.waitKey(1) & 0xFF
# if the `q` key was pressed, break from the loop
if key == ord("q"):
    break
# update the FPS counter
fps.update()
# stop the timer and display FPS information
fps.stop()
print("[INFO] elapsed time: {:.2f}".format(fps.elapsed()))
print("[INFO] approx. FPS: {:.2f}".format(fps.fps()))
vs.release()
# close any open windows
cv2.destroyAllWindows()
```

Finalmente se adjunta un marco anotado a frameQueue. WriterProcess procesará los fotogramas en segundo plano mediante multiprocesamiento. El contador de FPS se actualiza. Suponiendo que salimos del ciclo while, se realizan la limpieza e imprimen estadísticas de FPS.

Como mejora, asumiendo que tiene la potencia de procesamiento, sería confiar en un modelo de detección de objetos (HOG o SSD) cada N fotogramas que discernirá mejor la diferencia entre personas separadas. Agregamos los caballos de fuerza a un RPi (un Movidius Neural Compute Stick).

Nuestro RPi 3B + logró 19,65 FPS al comparar esta detección. Nuestro objetivo era esencialmente 8 FPS o más para asegurarnos de contar a cada hueco que aparece en el camino.

El RPi 4 (versión de 1GB) logró la friolera de 35,74 FPS. Llevándolo aún más lejos, el RPi 4 (versión de 4GB) logró un increíblemente alto 50.06 FPS. Como puede ver, el RPi 4 es más del doble de rápido que el RPi 3B +. Con una cámara web en vivo, FPS ciertamente ayudará con la precisión, como durante una carrera, mientras la gente se mueve más rápido. Cuanto más a menudo se correlacionen los centroides a través del CentroidTracker, mejor.

Envío de marcos desde un RPi a nuestro navegador web

En la primera parte de esta sección, analizaremos brevemente el marco web Flask y cómo instalarlo en su sistema. A partir de ahí, aprenderá a combinar Flask con OpenCV, lo que le permitirá:

- Acceda a los marcos desde el módulo de la cámara RPi o la cámara web USB
- Procesar los fotogramas y aplicar un algoritmo arbitrario (aquí usaremos la resta de fondo)
- Transmita los resultados a una página web / navegador web

Además, el código que cubriremos podrá admitir varios clientes (es decir, más de una persona / navegador web / pestaña que acceda a la transmisión a la vez), algo que la gran mayoría de los ejemplos que encontrará en línea no puede manejar.

En la siguiente sección se muestra el programa que permite mostrar nuestra información en el buscador del RPi:

```
from pyimagesearch.motion_detection import SingleMotionDetector
from imutils.video import VideoStream
from flask_serial import Serial
from flask import Flask, render_template, redirect, url_for, request,
make_response, jsonify, Response
from forms import estadoForm, estado2Form, estado3Form, estado4Form,
estado5Form, estado6Form, estado7Form, estado8Form, estado9Form,
estado10Form, estado11Form, estado12Form
import RPi.GPIO as GPIO
import threading
import argparse
import datetime
import imutils
import cv2
import random
import json
import time
from multiprocessing import Process
from multiprocessing import Queue
from multiprocessing import Value
from imutils.video import VideoStream
from imutils.video import FPS
outputFrame = None
lock = threading.Lock()
outputFrame2 = None
```

```
lock2 = threading.Lock()
app = Flask(__name__)
vs = VideoStream(src=0).start()
time.sleep(2.0)
app.config['SERIAL_TIMEOUT'] = 0.2
app.config['SERIAL_PORT'] = '/dev/ttyUSB0'
app.config['SERIAL_BAUDRATE'] = 9600
app.config['SERIAL_BYTESIZE'] = 8
app.config['SERIAL_PARITY'] = 'N'
app.config['SERIAL_STOPBITS'] = 1
ser = Serial(app)
app.secret_key = "seguridad"
accion = []
data0 = []
# Cilindro Delantero Derecho
accion2 = []
accion3 = []
accion4 = []
# Cilindro Delantero izquierdo
accion5 = []
accion6 = []
accion7 = []
# Cilindro Trasero Derecho
accion8 = []
accion9 = []
accion10 = []
# Cilindro Trasero Izquierdo
accion11 = []
accion12 = []
accion13 = []
status = []
@app.route("/", methods=["GET", "POST"])
def index():
    return render_template("index.html")
def detect_motion(frameCount):
    # grab global references to the video stream, output frame, and
    # lock variables
    global vs, outputFrame, lock
    # initialize the motion detector and the total number of frames
    # read thus far
    md = SingleMotionDetector(accumWeight=0.1)
    total = 0
    # loop over frames from the video stream
    while True:
        # read the next frame from the video stream, resize it,
        # convert the frame to grayscale, and blur it
        frame = vs.read()
        frame = imutils.resize(frame, width=400)
        gray = cv2.cvtColor(frame, cv2.COLOR_BGR2GRAY)
        gray = cv2.GaussianBlur(gray, (7, 7), 0)
        # grab the current timestamp and draw it on the frame
        timestamp = datetime.datetime.now()
        cv2.putText(frame, timestamp.strftime(
            "%A %d %B %Y %I:%M:%S%p"), (10, frame.shape[0] -
10),
            cv2.FONT_HERSHEY_SIMPLEX, 0.35, (0, 0, 255), 1)
        # if the total number of frames has reached a sufficient
        # number to construct a reasonable background model, then
```

```

        # continue to process the frame
        if total > frameCount:
            # detect motion in the image
            motion = md.detect(gray)
            # check to see if motion was found in the frame
            if motion is not None:
                # unpack the tuple and draw the box surrounding
the
                # "motion area" on the output frame
                (thresh, (minX, minY, maxX, maxY)) = motion
                cv2.rectangle(frame, (minX, minY), (maxX,
maxY),
                                (0, 0, 255), 2)

            # update the background model and increment the total
number
            # of frames read thus far
            md.update(gray)
            total += 1
            # acquire the lock, set the output frame, and release the
            # lock
            with lock:
                outputFrame = frame.copy()
def generate():
    # grab global references to the output frame and lock variables
    global outputFrame, lock
    # loop over frames from the output stream
    while True:
        # wait until the lock is acquired
        with lock:
            # check if the output frame is available, otherwise
skip
            # the iteration of the loop
            if outputFrame is None:
                continue
            # encode the frame in JPEG format
            (flag, encodedImage) = cv2.imencode(".jpg",
outputFrame)
            # ensure the frame was successfully encoded
            if not flag:
                continue
            # yield the output frame in the byte format
            yield(b'--frame\r\n' b'Content-Type: image/jpeg\r\n\r\n'
+
                    bytearray(encodedImage) + b'\r\n')
def logic_detection():
    global vs, outputFrame2, lock2
    vs = VideoStream(usePiCamera=True).start()
    time.sleep(2.0)
    # initialize the video writing process object (we'll instantiate
    # later if need be) along with the frame dimensions
    writerProcess = None
    W = None
    H = None
    # instantiate our centroid tracker, then initialize a list to
store
    # each of our dlib correlation trackers, followed by a
    dictionary to

```



```
# map each unique object ID to a trackable object
ct = CentroidTracker(maxDisappeared=15, maxDistance=100)
trackers = []
trackableObjects = {}
# initialize the direction info variable (used to store
information
# such as up/down or left/right people count)
directionInfo = None
# initialize the MOG foreground background subtractor and start
the
# frames per second throughput estimator
mog = cv2.bgsegm.createBackgroundSubtractorMOG()
fps = FPS().start()
# loop over frames from the video stream
while True:
# grab the next frame and handle if we are reading from either
# VideoCapture or VideoStream
    frame2 = vs.read()
# set the frame dimensions and instantiate direction counter
# object if required
    if W is None or H is None:
        (H, W) = frame2.shape[:2]
        dc = DirectionCounter("vertical", H, W)
# initialize a list to store the bounding box rectangles
returned
# by background subtraction model
    rects = []
# convert the frame to grayscale and smoothen it using a
# gaussian kernel
    gray = cv2.cvtColor(frame2, cv2.COLOR_BGR2GRAY)
    gray = cv2.GaussianBlur(gray, (5, 5), 0)
# apply the MOG background subtraction model
    mask = mog.apply(gray)
# apply a series of erosions to break apart connected
# components, then find contours in the mask
    erode = cv2.erode(mask, (7, 7), iterations=2)
    cnts = cv2.findContours(erode.copy(), cv2.RETR_EXTERNAL,
        cv2.CHAIN_APPROX_SIMPLE)
    cnts = imutils.grab_contours(cnts)
# loop over each contour
    for c in cnts:
        # if the contour area is less than the minimum area
        # required then ignore the object
        if cv2.contourArea(c) < 2000:
            continue
        # compute the bounding box coordinates of the contour
        (x, y, w, h) = cv2.boundingRect(c)
        (startX, startY, endX, endY) = (x, y, x + w, y + h)
        # add the bounding box coordinates to the rectangles list
        rects.append((startX, startY, endX, endY))

        cv2.line(frame2, (0, H // 2), (W, H // 2), (0, 255,
255), 2)
# use the centroid tracker to associate the (1) old object
# centroids with (2) the newly computed object centroids
    objects = ct.update(rects)
# loop over the tracked objects
    for (objectID, centroid) in objects.items():
```

```

# grab the trackable object via its object ID
to = trackableObjects.get(objectID, None)
color = (0, 0, 255)
# create a new trackable object if needed
if to is None:
    to = TrackableObject(objectID, centroid)
# otherwise, there is a trackable object so we can utilize
it
# to determine direction
else:
    # find the direction and update the list of centroids
    dc.find_direction(to, centroid)
    to.centroids.append(centroid)
    # check to see if the object has been counted or not
    if not to.counted:
        # find the direction of motion of the people
        directionInfo = dc.count_object(to,
centroid)
        # otherwise, the object has been counted and set the
        # color to green indicate it has been counted
        else:
            color = (0, 255, 0)
    # store the trackable object in our dictionary
    trackableObjects[objectID] = to
    # draw both the ID of the object and the centroid of the
    # object on the output frame
    text = "ID {}".format(objectID)
    cv2.putText(frame2, text, (centroid[0] - 10,
centroid[1] - 10),
                cv2.FONT_HERSHEY_SIMPLEX, 0.5, color, 2)
    cv2.circle(frame2, (centroid[0], centroid[1]), 4,
color, -1)
    # extract the people counts and write/draw them
    if directionInfo is not None:
        for (i, (k, v)) in enumerate(directionInfo):
            text = "{}: {}".format(k, v)
            cv2.putText(frame2, text, (10, H - ((i * 20) +
20)),
                        cv2.FONT_HERSHEY_SIMPLEX, 0.6, (0, 0,
255), 2)
    # put frame into the shared queue for video writing
    if writerProcess is not None:
        frameQueue.put(frame2)

    with lock2:
        outputFrame2 = frame2.copy()

    # fps.update()
    # fps.stop()
    # print("[INFO] elapsed time:
{:.2f}".format(fps.elapsed()))
    # print("[INFO] approx. FPS: {:.2f}".format(fps.fps()))
    # vs2.release()

def generate2():
    # grab global references to the output frame and lock variables
    global outputFrame2, lock2
    # loop over frames from the output stream

```

```

while True:
    # wait until the lock is acquired
    with lock2:
        # check if the output frame is available, otherwise
skip
        # the iteration of the loop
        if outputFrame2 is None:
            continue
        # encode the frame in JPEG format
        (flag, encodedImage) = cv2.imencode(".jpg",
outputFrame2)
        # ensure the frame was successfully encoded
        if not flag:
            continue
        # yield the output frame in the byte format
        yield(b'--frame\r\n' b'Content-Type: image/jpeg\r\n\r\n'
+
            bytearray(encodedImage) + b'\r\n')

@app.route("/secuencia", methods=["GET", "POST"])
def secuencia():
    form = estadoForm()
    form2 = estado2Form()
    form3 = estado3Form()
    form4 = estado4Form()
    form5 = estado5Form()
    form6 = estado6Form()
    form7 = estado7Form()
    form8 = estado8Form()
    form9 = estado9Form()
    form10 = estado10Form()
    form11 = estado11Form()
    form12 = estado12Form()
    data0 = []
    # Cilindro Delantero Derecho
    accion2 = []
    accion3 = []
    accion4 = []
    # Cilindro Delantero izquierdo
    accion5 = []
    accion6 = []
    accion7 = []
    # Cilindro Trasero Derecho
    accion8 = []
    accion9 = []
    accion10 = []
    # Cilindro Trasero Izquierdo
    accion11 = []
    accion12 = []
    accion13 = []
    status = []

    #Cilindro delantero derecho
    if form.validate_on_submit():
        accion2 = form.bajar.data
        return accion2
        accion.append(accion2)
        if accion2:

```



```
# ser.on_send("2")
status = 1

if form2.validate_on_submit():
    accion3 = form2.detener.data
    if accion3:
        ser.on_send("9")
        status = 2

if form3.validate_on_submit():
    accion4 = form3.subir.data
    if accion4:
        ser.on_send("1")
        status = 3
#Cilindro delantero izquierdo
if form4.validate_on_submit():
    accion5 = form4.bajar2.data
    accion.append(accion5)
    if accion5:
        ser.on_send("4")
        status = 1

if form5.validate_on_submit():
    accion6 = form5.detener2.data
    if accion6:
        ser.on_send("9")
        status = 2

if form6.validate_on_submit():
    accion7 = form6.subir2.data
    if accion7:
        ser.on_send("3")
        status = 3
#Cilindro trasero derecho
if form7.validate_on_submit():
    accion8 = form7.bajar3.data
    accion.append(accion8)
    if accion8:
        ser.on_send("6")
        status = 1

if form8.validate_on_submit():
    accion9 = form8.detener3.data
    if accion9:
        ser.on_send("9")
        status = 2

if form9.validate_on_submit():
    accion10 = form9.subir3.data
    if accion10:
        ser.on_send("5")
        status = 3

#Cilindro trasero izquierdo
if form10.validate_on_submit():
    accion11 = form10.bajar4.data
    accion.append(accion11)
    if accion11:
```

```

        ser.on_send("8")
        status = 1

    if form11.validate_on_submit():
        accion12 = form11.detener4.data
        if accion12:
            ser.on_send("9")
            status = 2

    if form12.validate_on_submit():
        accion13 = form12.subir4.data
        if accion13:
            ser.on_send("7")
            status = 3

    return render_template("index.html", form=form, form2=form2,
form3=form3, form4=form4, form5=form5, form6=form6, form7=form7,
form8=form8, form9=form9, form10=form10, form11=form11,
form12=form12, accion=accion, accion2=accion2)

@app.route("/dataX", methods=["GET", "POST"])
def dataX():
    data = []
    with open("/home/pi/Desktop/Tesis/Prueba_flask/status.txt", "r")
as f:
        for line in f:
            data.append(line.split())
        labels = [row[0] for row in data]
        value1 = [row[1] for row in data]
        for i in range(0, len(value1)):
            value1[i] = int(value1[i])
        # a = datetime.now()
        # x=int(a.strftime('%Y%m%d'))
        data = [1,value1]
        response = make_response(json.dumps(data))
        response.content_type = 'application/json'
        return response
@app.route("/dataY", methods=["GET", "POST"])
def dataY():
    data = []
    with open("/home/pi/Desktop/Tesis/Prueba_flask/status.txt", "r")
as f:
        for line in f:
            data.append(line.split())
        labels = [row[0] for row in data]
        value2 = [row[2] for row in data]
        for i in range(0, len(value2)):
            value2[i] = int(value2[i])
        # a = datetime.now()
        # x=int(a.strftime('%Y%m%d'))
        data = [1,value2]
        response = make_response(json.dumps(data))
        response.content_type = 'application/json'
        return response

@app.route("/dataZ", methods=["GET", "POST"])
def dataZ():
    data = []

```

```

with open("/home/pi/Desktop/Tesis/Prueba_flask/status.txt","r")
as f:
    for line in f:
        data.append(line.split())
    labels = [row[0] for row in data]
    value3 = [row[3] for row in data]
    for i in range(0, len(value3)):
        value3[i] = int(value3[i])
    # a = datetime.now()
    # x=int(a.strftime('%Y%m%d'))
    data = [1,value3]
    response = make_response(json.dumps(data))
    response.content_type = 'application/json'
    return response

@app.route("/video_feed", methods=["GET","POST"])
def video_feed():
    # return the response generated along with the specific media
    # type (mime type)
    return Response(generate(), mimetype = "multipart/x-mixed-
replace; boundary=frame")

@app.route("/video_feed2", methods=["GET","POST"])
def video_feed2():
    # return the response generated along with the specific media
    # type (mime type)
    return Response(generate2(), mimetype = "multipart/x-mixed-
replace; boundary=frame2")

if __name__ == "__main__":
    # construct the argument parser and parse command line arguments
    ap = argparse.ArgumentParser()
    ap.add_argument("-i", "--ip", type=str, required=True,
        help="ip address of the device")
    ap.add_argument("-o", "--port", type=int, required=True,
        help="ephemeral port number of the server (1024 to
65535)")
    ap.add_argument("-f", "--frame-count", type=int, default=32,
        help="# of frames used to construct the background model")
    args = vars(ap.parse_args())
    # start a thread that will perform motion detection
    t = threading.Thread(target=detect_motion, args=(
        args["frame_count"],))
    t.daemon = True
    t.start()

    # start the flask app
    app.run(host=args["ip"], port=args["port"], debug=True,
        threaded=True, use_reloader=False)
# release the video stream pointer
vs.stop()

```

Una vez que tengamos nuestros archivos Python, podemos movernos en nuestro script de shell. El script on_reboot.sh será responsable de:

- Accediendo a nuestro entorno virtual Python
- Cambio de directorio al lugar donde vive nuestro código / proyecto
- Ejecutando el script respectivo para el archivo Python diseñado.

```
#!/bin/bash

source `which virtualenvwrapper.sh`
workon py3cv3
cd /home/pi/Desktop/Tesis/...
python flask_004_revBase
```

Usamos el comando `source` para cargar el contenido de `virtualenvwrapper.sh`, la utilidad auxiliar utilizada para acceder a nuestro entorno virtual Python a través del comando `workon`

Una vez dentro de nuestro entorno virtual de Python, podemos cambiar el directorio al lugar donde almacenamos nuestro archivo Python y luego ejecutar el script. Después de agregar sus comandos a su script de shell, se debe ejecutar. Puede realizar esta tarea usando la opción `+x` del comando `chmod`:

```
$ chmod +x on_reboot.sh
```

Para que nuestro programa se inicie cada vez que iniciemos nuestro RPi, el programa `cron` es un proceso demon que se ejecuta en segundo plano en máquinas Unix. Este proceso es responsable de ejecutar scripts en ciertos momentos (es decir, cada cinco minutos, una vez al día, exactamente en esta fecha y hora, etc.) y cuando se realizan ciertas acciones en el sistema (como un reinicio). Podemos editar la lista de trabajos de `cron` mediante el comando `crontab`. Sin embargo, existe una advertencia sobre la ejecución de trabajos a través de este método.

El proceso `cron` se ejecuta en segundo plano, lo que significa que si desea abrir una ventana a través de `cv2.imshow`, no podrá hacerlo. Una vez más, `cron` es solo para procesos en segundo plano (para los procesos en primer plano, usamos el método de inicio automático de LXDE).

El comando `@reboot` le dice a `cron` que ejecute nuestro script cada vez que se reinicia nuestro sistema. Luego proporcionamos la ruta a nuestro script de shell después del comando `@reboot`. Sin embargo, como mencionamos, `cron` solo puede ejecutar scripts en segundo plano; para ejecutar scripts en primer plano, tendremos que usar el inicio automático de LXDE.

LXDE es el nombre del administrador de ventanas / GUI proporcionado con el sistema operativo Raspbian.

Podemos indicarle a LXDE que lance un script de Python en el primer plano del administrador de ventanas al reiniciar editando su archivo de configuración de inicio automático.

Hay dos lugares donde el archivo de configuración de inicio automático puede residir en su instalación de Raspbian.

- /home/pi/.config/lxsession/LXDE-pi/autostart
- / etc / xdg / lxsession / LXDE-pi / autostart

Si edita el archivo de inicio automático en su directorio de inicio, se ignorará el archivo de inicio automático global en / etc; sin embargo, utilice estos comandos para crear el archivo de arranque automático:

```
$ sudo nano /etc/xdg/lxsession/LXDE-pi/autostart
```

Nuevamente, se requieren permisos de sudo para editar este archivo. Desplácese hasta la parte inferior del archivo y agregue la siguiente línea:

```
@/path/to/your/project/on_reboot.sh
```

Este comando le indica a LXDE que ejecute la ruta a nuestro script provisto al reiniciar. Tenga en cuenta que puede realizar los mismos pasos para editar el archivo de inicio automático en su directorio / etc (solo asegúrese de actualizar la ruta del archivo al editor nano).