

**DISEÑO, MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA SISMICA  
UNIDIRECCIONAL HIDRAULICA**

**JUAN CARLOS CLAVIJO CARTAGENA  
LUIS REINALDO RAMIREZ CONTRERAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO – MECÀNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA**

**2011**

**DISEÑO, MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA SISMICA  
UNIDIRECCIONAL HIDRAULICA**

**JUAN CARLOS CLAVIJO CARTAGENA  
LUIS REINALDO RAMIREZ CONTRERAS**

**Trabajo de grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
CARLOS BORRAS PINILLA  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO – MECÀNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA**

**2011**

*Quiero dedicar este trabajo a mi familia, por acompañarme en cada una de las locuras que he emprendido y ser siempre mis más fervientes hinchas.*

*A mis padres, por todo lo que me han dado en esta vida, especialmente por sus sabios consejos y por estar a mi lado en los momentos difíciles.*

*A mi esposa y amiga Erika, quien me ha acompañado en silencio con una comprensión a prueba de todo y por estar conmigo en aquellos momentos en que el estudio y el trabajo ocuparon mi tiempo y esfuerzo. Gracias por toda tu ayuda.*

*Juan Carlos Clavijo Cartagena*

*A mi familia por su apoyo y fortaleza para  
ayudarme a conquistar mis metas.  
A mi esposa y mi hija por su constancia y amor  
por ser la razón de mi vida y mi esfuerzo  
por construir una familia a mi lado.*

*Luis Reinaldo Ramírez Contreras*

## **AGRADECIMIENTOS**

Al profesor Ph.D Carlos Borrás director del proyecto y del Grupo de investigación DICBOT por la confianza depositada, dedicación, comprensión y valiosa enseñanza.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por ser nuestros mentores en el proceso de formación como ingenieros y como me.

A la empresas CEMEX (Ibagué) Y METALTECO Ltda. C.I., Que nos han brindado la oportunidad durante los últimos años de desempeñarnos como Profesionales en las diferentes tareas encomendadas dentro y fuera del país.

A todas aquellas personas que de una u otra manera nos brindaron de su colaboración a lo largo de este proceso de formación profesional y personal.

# CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCION.....</b>	<b>20</b>
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO .....	22
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	22
1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.....	23
1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO .....	24
1.3.1 OBJETIVOS GENERALES.....	24
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	24
1.4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN .....	25
2. MARCO TEORICO SOBRE LAS MESAS SISMICAS .....	27
2.1. MESAS SISMICAS.....	28
2.2. PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA MESA SISMICA .....	30
2.2.1. MASA DE REACCIÓN.....	30
2.2.2. PLATAFORMA RÍGIDA DEL SIMULADOR .....	31
2.2.3. SISTEMA DE SOPORTE.....	31
2.2.4. SISTEMA DE RODAMIENTOS LINEALES .....	32
2.2.5. UNIDAD DE POTENCIA .....	32
2.2.6. SERVO-VÁLVULAS Y ACTUADORES .....	33
2.2.7. SERVO-CONTROLADOR .....	33
2.2.8. INSTRUMENTACIÓN PARA MEDICIÓN .....	33
2.2.9. SISTEMAS DE ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS .....	33
2.3. MESAS SISMICAS EN COLOMBIA.....	34
2.3.1. SIMULADOR SÍSMICO UNIVALLE .....	34
2.3.2 SIMULADOR SÍSMICO UNIVERSIDAD DE LOS ANDES.....	35
2.3.3. SIMULADOR SÍSMICO UNIVERSIDAD EAFIT .....	36
3. MODELAMIENTO DINAMICO DE LAS ESTRUCTURAS DE ENSAYO .....	38
3.1. INTRODUCCIÓN .....	38

3.2. MODELAMIENTO TEORICO .....	38
3.3. ANALISIS DIMENSIONAL.....	39
3.4. RELACIONES DE SIMILITUD Y TIPOS DE MODELOS .....	40
3.5. MODELOS FISICOS ESTUDIADOS EN MESAS SIMICAS.....	41
3.5.1 MODELOS .....	41
3.5.2 ADECUACION DE MODELOS .....	43
<b>4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UNA MESA SISMICA .....</b>	<b>46</b>
4.1 SELECCIÓN DE LOS TERREMOTOS CARACTERISTICOS .....	46
4.2 PROTOTIPOS.....	46
4.2.1 SIMILITUD.....	47
4.2.2 MAGNITUD.....	48
4.3 MASA DE REACCION .....	49
4.3.1. MASA DE REACCION (ANÁLISIS DE ESFUERZOS) .....	53
4.3.2. MASA DE REACCION (ANÁLISIS DE FRECUENCIAS NODALES) .....	54
4.4 PLATAFORMA DEL SIMULADOR .....	59
4.6 CARGA LIBRE .....	65
4.7. ACTUADOR HIDRAULICO .....	67
4.8. SISTEMA SERVO-HIDRAULICO.....	69
4.9. PARAMETRIZACION DE LA CIMENTACION REQUERIDA PARA LA MESA SISMICA.....	71
4.10. MONTAJE GENERAL DE LA MESA SISMICA .....	73
<b>5. CARACTERISTICAS DEL SISTEMA HIDRAULICO.....</b>	<b>75</b>
5.1. UNIDAD DE POTENCIA HIDRÁULICA .....	75
5.2. LIMITACIONES DE FLUJO .....	76
5.2.1. LIMITACIONES DE FLUJO EN MOVIMIENTOS ARMÓNICOS .....	77
5.2.2. CAUDAL LÍMITE PARA CARGAS RANDÓMICAS Y SÍSMICAS .....	79
5.3. CAPACIDAD DE LOS ACUMULADORES.....	80
5.4. MÁXIMA VELOCIDAD DE LA PLATAFORMA .....	81
5.5. ENVERGADURA Y FUERZA LÍMITE.....	81

<b>6. MODELAMIENTO DINAMICO Y SIMULACION DE LA MESA SISMICA.....</b>	<b>84</b>
6.1. MODELAMIENTO DINAMICO .....	84
6.2. ALGORITMO DE ITERACION DE LA FUNCION DE TRANFERENCIA.....	85
<b>7. ANALISIS Y SIMULACION DEL ALGORITMO DE CONTROL FORMULADO POR SPENCER PARA LA MESA SISMICA .....</b>	<b>88</b>
7.1. MODELO DE LA MESA SISMICA .....	88
7.1.1 MODELAMIENTO DINAMICO DE LA SERVOVALVULA.....	89
7.1.2 MODELAMIENTO DINAMICO DEL CILINDRO HIDRAULICO .....	92
7.2. ECUACIONES DE ESTADO ESPACIAL .....	93
7.3. MODELO EN SIMULINK PARA LA MESA SISMICA SEGÚN EL ALGORITMO DE CONTROL FORMULADO POR SPENCER .....	96
7.4. ANALISIS DE REGISTROS SISMICOS.....	99
<b>8. RESULTADOS Y VALIDACION DEL MODELO DE CONTROL .....</b>	<b>102</b>
<b>9. CONCLUSIONES .....</b>	<b>108</b>
<b>10. RECOMENDACIONES.....</b>	<b>109</b>
<b>11. BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>110</b>
<b>12. ANEXOS .....</b>	<b>112</b>

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
<i>Figura 1. ESQUEMA MESA VIBRATORIA UNIDIRECCIONAL. (TOMADO DE DOCUMENTO “DEVELOPMENT OF THE UPRM EARTHQUAKE SIMULATOR FACILITY FOR DYNAMIC MODEL ANALYSIS”)</i> .....	28
<i>Figura 2. MTS 3.0 Meter Biaxial Seismic Simulator. Tomado de www.mts.com</i> .....	30
<i>Figura 3. Sistemas de rodamientos lineales, Tomado de www.thomson.com</i> .....	32
<i>Figura 4. Simulador Univalle, Tomado del paper. “Diseño y construcción del simulador sísmico uniaxial de la universidad del valle”</i> .....	35
<i>Figura 5. Simulador sísmico Universidad de los Andes. Tomado del paper. “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA CIMENTACIÓN PARA LA MESA VIBRATORIA DE LA UNIVERSIDAD DE LOS ANDES”</i> .....	35
<i>Figura 6. Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	49
<i>Figura 7. Plano Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	50
<i>Figura 8. Despiece Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	51
<i>Figura 9. Análisis de esfuerzos equivalentes. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	54
<i>Figura 10. Frecuencia modal 03 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	56
<i>Figura 11. Frecuencia modal 04 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	57
<i>Figura 12 Frecuencia modal 05 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	57
<i>Figura 13. Frecuencia modal 06 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	58
<i>Figura 14. Plataforma del Simulador. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	59
<i>Figura 15. Plano Masa de Plataforma del Simulador. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	60
<i>Figura 16. Plano Elementos Masa de Plataforma del Simulador. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	61
<i>Figura 17. Sistema de Deslizamiento. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	62
<i>Figura 18. Plano Elementos de Sistema de Deslizamiento. Fuente Autores del Proyecto</i> .....	63
<i>Figura 19. Características de los rodamientos Thomson XR-48-OPN, Tomado de www.thomson.com</i> .....	64
<i>Figura 20. Capacidades de carga de los rodamientos. Tomado de www.thomson.com</i> .....	65
<i>Figura 21. Model 244 Hydraulic Actuators. Tomado de www.mts.com</i> .....	67

<i>Figura 22. Dimensiones básicas del cilindro MTS 244, Tomado de <a href="http://www.mts.com">www.mts.com</a> .....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 23. Model 256 Servovalves, Tomado de <a href="http://www.mts.com">www.mts.com</a> .....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 24. Cimentación como Placa Maciza sobre muros. Fuente Autores del Proyecto .....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 25. Montaje General MESA SISMICA. Fuente Autores del Proyecto .....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 26. Plano General MESA SISMICA. Fuente Autores del Proyecto .....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 27. Diseño hidráulico para la mesa sísmica. Fuente Autores del Proyecto.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 28. Características del sistema MTS 505, Tomado de <a href="http://www.mts.com">www.mts.com</a> .....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 29. Flujo bajo condiciones armónicas. Tomado de documento “Analysis, design and construction of a shaking table facility” .....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 30. Flujo máximo teórico para bomba y actuador, Tomado de documento “Analysis, design and construction of a shaking table facility” .....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 31. Rata de flujo para condiciones de carga randómicas y sísmicas. Tomado de documento “Analysis, design and construction of a shaking table facility” .....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 32. Tabla de flujo describiendo el algoritmo de la iteración de la función transferencia. Tomado del paper “Earthquake Simulator Control by the Transfer Function Iteration Method” .....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 33. Actuador servo hidráulico. Fuente Autores del Proyecto .....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 34. Diagrama de la corredera principal de la servoválvula. Tomado de <a href="http://www.mts.com">www.mts.com</a> .....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 35. Esquema de presiones y flujos en el actuador y la servoválvula. Fuente Autores del Proyecto.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 36. Modelo matemático del sistema servo hidráulico de la mesa sísmica desarrollado en Simulink. Fuente Autores del Proyecto.....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 37. Respuesta a la frecuencia en magnitud y fase simulada con el modelo matemático del sistema en SIMULINK. Fuente Autores del Proyecto .....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 38. Diagrama de Flujo para el análisis de registros sísmicos. Fuente Autores del Proyecto..</i>	<i>99</i>
<i>Figura 39. Graficas del análisis sísmico del registro del Centro, California 1940. Fuente Autores del Proyecto.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 40. Señales del sistema (SISO). Fuente Autores del Proyecto .....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 41. Diagrama de bode experimental de magnitud &amp; frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 540 Kg. Fuente Autores del Proyecto... </i>	<i>104</i>
<i>Figura 42. Diagrama de bode experimental de fase &amp; frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 540 Kg. Fuente Autores del Proyecto .....</i>	<i>104</i>

*Figura 43. Diagrama de bode experimental de magnitud & frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 1540 Kg. Fuente Autores del Proyecto. 105*

*Figura 44. Diagrama de bode experimental de fase & frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 1540 Kg. Fuente Autores del Proyecto ..... 106*

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
<i>Tabla 1. Características técnicas de las mesas vibratorias a nivel mundial. ....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 2. Parámetros adimensionales. ....</i>	<i>40</i>
<i>Tabla 3. Relaciones de similitud para el método de simulación de masa artificial. ....</i>	<i>45</i>
<i>Tabla 4. Registros de los principales terremotos usados para el análisis y diseño de mesas sísmicas. ....</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 5. Tabla de propiedades de la Masa de Reacción. ....</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 6. Tabla de propiedades Físicas de la Masa de Reacción. ....</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 7. Tabla de resultados del análisis de esfuerzos. ....</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 7. Tabla de Cargas aplicadas a la Masa de Reacción. ....</i>	<i>55</i>
<i>Tabla 9. Convenciones para el manejo de ecuaciones. ....</i>	<i>66</i>
<i>Tabla 10. Parámetros conocidos para el modelo matemático del servo-actuador hidráulico. ....</i>	<i>96</i>

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
ANEXO A. ACTUADOR HIDRÁULICO MODELO 244. MTS	112
ANEXO B. SERVOVÁLVULA MODELO 256. MTS	113
ANEXO C. COTIZACIÓN DE EQUIPOS PARA EL SISTEMA HIDRÁULICO.	114
ANEXO D. CATALOGO ACUMULADOR	123

## RESUMEN

TITULO: **DISEÑO, MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA SISMICA UNIDIRECCIONAL HIDRAULICA\***

AUTORES: **JUAN CARLOS CLAVIJO CARTAGENA\*\***  
**LUIS REINALDO RAMIREZ CONTRERAS \*\***

PALABRAS CLAVE:

**Modelamiento, Mesa sísmica, Servo actuador, Simulación, Sistema dinámico, Registro sísmico, MATLAB-SIMULINK.**

DESCRIPCIÓN:

Dentro de la ingeniería estructural y mecánica, encontramos gran cantidad de fallas, en su gran mayoría, producidas por las cargas dinámicas, las cuales siempre están presentes en los diferentes tipos de estructuras y equipos. En estas cargas, consideramos desde efectos ocasionados por fatiga (perjudiciales para equipos), hasta fenómenos naturales como los terremotos (perjudiciales para las estructuras). Los fenómenos naturales como los terremotos, en ocasiones aumentan a niveles destructivos causando grandes daños en estructuras y catástrofes en la vida humana. Este fenómeno natural junto con otros como los efectos que el viento ejerce sobre las estructuras, producen movimientos y fuerzas que terminan produciendo fallas.

La presente tesis expone el diseño, modelamiento y simulación de una mesa sísmica unidireccional para modelos estructurales de escala 1/4. Inicialmente, el documento muestra el diseño y selección de cada uno de los equipos y accesorios del simulador hasta llegar al planteamiento matemático del modelo dinámico del mismo y de esta manera, obtener las ecuaciones de estado espacial del sistema. Luego, se desarrolló un algoritmo de control en MATLAB- SIMULINK con el fin de reproducir registros sísmicos con un error relativo menor al 5%. La validación del algoritmo se realizó mediante el análisis de los diagramas de bode del sistema obtenidos a partir de este. Finalmente, se presenta una rutina en MATLAB con el fin de procesar los registros sísmicos a través de la transformada de Fourier, filtrarlos y luego retornar las señales al dominio del tiempo con el fin de eliminar perturbaciones y ruidos.

---

\* Proyecto de Grado

\*\* Facultad de ingenierías físicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla

## ABSTRACT

**TITLE: DESIGN, MODELING, AND SIMULATION OF A HYDRAULIC UNIDIRECTIONAL SHAKING TABLE**

**AUTHORS: JUAN CARLOS CLAVIJO CARTAGENA\*\*  
LUIS REINALDO RAMIREZ CONTRERAS \*\***

**KEYWORDS:**

**Modeling, shaking table, servo actuator, simulation, dynamic system, seismic register, MATLAB-SIMULINK.**

**DESCRIPTION:**

**In mechanical and structural engineering, we found a big amount of faults, mostly produced by the dynamic loads which are in different kind of equipment and structures. On this loads, we consider some defects causes by fatigue (harmful for equipment) and natural disasters such as earthquakes (harmful for structures) which increase damages to structures and of course to human lives. Hence, the effect wind has on structures also produces movements and forces that can generate faults as well.**

**This thesis shows the design, modeling, and simulation of a seismic unidirectional shaking table for structural models on  $\frac{1}{4}$  scale. Firstly, it is exposed the design and selection of each of the simulators equipment and accessories to get to its mathematic approach and on that way, it is obtained the spatial state equations. Subsequently, it is developed a control algorithm in MATLAB- SIMULINK with the aim of reproducing seismic registers with a relative error lower than 5 percent. The validation of the algorithm was done by the analysis of bode diagrams. Finally, it is presented a MATLAB routine to process the seismic registers through the Fourier transform, as well as to filter them and then to return the signals on the time domain with the purpose of eliminating any kind of perturbations and noises.**

---

\* Undergraduate thesis

\*\* Facultad de ingenierías físicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla

## INTRODUCCION

Dentro de la ingeniería estructural y mecánica, encontramos gran cantidad de fallas, en su gran mayoría, producidas por las cargas dinámicas, las cuales siempre están presentes en los diferentes tipos de estructuras y equipos. En estas cargas, consideramos desde efectos ocasionados por fatiga (perjudiciales para equipos), hasta fenómenos naturales como los terremotos (perjudiciales para las estructuras).

La fatiga, presente en la mayoría de equipos, causada por las cargas dinámicas y repetitivas, propicia el 90% de las fallas metálicas, que en ocasiones suelen ser catastróficas e impredecibles, causando grandes pérdidas económicas y en ocasiones vidas humanas. Otro de los fenómenos influyentes dentro de la ingeniería son las vibraciones mecánicas, causadas por equipos en funcionamiento, las cuales poseen una energía destructiva que no solo afecta a los equipos sino en ocasiones, la estructura que los soporta o lo protege del medio ambiente.

Los fenómenos naturales como los terremotos, en ocasiones aumentan a niveles destructivos causando grandes daños en estructuras y catástrofes en la vida humana. Este fenómeno natural junto con otros como los efectos que el viento ejerce sobre las estructuras, producen movimientos y fuerzas que terminan produciendo fallas.

Como la gran mayoría de estos efectos son impredecibles, con este proyecto se pretende iniciar una línea de investigación en la ingeniería estructural, adentrándose en el diseño, modelamiento y simulación de una mesa sísmica, la cual tendrá las posibilidades de reproducir cargas dinámicas, no solo de tipo sísmico, sino también de movimientos vibratorios, con el fin de acrecentar la seguridad en las estructuras que nos rodean.

El segundo capítulo describe las generalidades de las mesas vibratorias, detallando su importancia, así como los diferentes tipos y clasificaciones de mesas sísmicas, también algunos de sus usos comunes y una breve descripción de los principales componentes de estas, relacionando su vez su importancia en la ingeniería estructural.

En el tercer capítulo, se presentara el modelamiento dinámico de las estructuras, a manera de mejorar el conocimiento y manejo de los mismos en la mesa sísmica, así como para aplicar conocimientos adquiridos del análisis dimensional de modelos a analizar en la mesa sísmica.

En el cuarto capítulo, se mostrara la selección de los componentes hidráulicos de la mesa, de acuerdo a las necesidades y requerimientos de esta en la reproducción de sismos. De igual manera, se presentara el modelamiento de algunos de los componentes de la mesa.

En los Capítulos cinco y seis, se describe la caracterización del sistema hidráulico y el modelamiento dinámico del sistema hidráulico de la mesa sísmica, concluyendo en este con la propuesta del algoritmo de control planteado en SIMULINK, su simulación y posterior análisis.

En el capítulo siete, se presentan los resultados obtenidos de los analisis del algoritmo de control formulado por Spencer para la mesa sísmica.

# 1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

A continuación se hará una recapitulación de los objetivos planteados, el contexto de aplicación y la forma en que se desarrolló el proyecto.

## 1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Uno de los fenómenos más comunes dentro de la ingeniería, son las fallas producidas por movimientos dinámicos, los cuales siempre están presentes en los diferentes tipos de estructuras y equipos. En estos movimientos, consideramos desde efectos ocasionados por fatiga (perjudiciales para equipos), hasta fenómenos naturales como los terremotos (perjudiciales para las estructuras),

Fenómenos naturales impredecibles y catastróficos como los terremotos, siempre están presentes a una muy baja escala, pero en ocasiones aumentan a niveles destructivos, tanto para las estructuras y equipos como para la vida humana. A este fenómeno natural se suman otros, como los efectos causados por las fuerzas que el viento ejerce sobre las estructuras. Estos producen deformaciones y rupturas en juntas, conexiones, marcos, vigas, sistemas de abrazadera, entre otros.

La fatiga, presente en la mayoría de equipos, causada por las cargas dinámicas, propicia el 90% de las fallas metálicas, que en ocasiones suelen ser catastróficas e impredecibles, causando grandes pérdidas económicas y en ocasiones de vidas humanas.

Otro fenómeno influyente dentro de la ingeniería son las vibraciones mecánicas, causadas por equipos en funcionamiento, las cuales poseen una energía destructiva que no solo afecta a los equipos sino en ocasiones, la estructura que los soporta o lo protege del medio ambiente.

Así surge la necesidad de crear equipos y estructuras que soporten y amortigüen de la mejor manera posible estos fenómenos, minimizando las pérdidas humanas y materiales. No obstante se debe garantizar la alta fidelidad y repetitividad de la respuesta para no obtener datos erróneos en los ensayos, siendo estos de poca ayuda ante la toma de decisiones ingenieriles. Estos equipos y estructuras requieren de una amplia investigación y experimentación antes de una posible aprobación de las mismas.

## **1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA**

Con este trabajo de grado se pretende continuar una línea de investigación teórico-experimental, en las áreas de la ingeniería dinámica, ingeniería sísmica y control estructural, las cuales hacen parte de la misión del grupo de investigación avalado en COLCIENCIAS, DICBOT (Dinámica, control y robótica), perteneciente a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander al diseñar y simular un equipo que sirva para los análisis de estas estructuras, al igual que el diseño e implementación de controles modernos y robustos.

La opción existente para este tipo de equipos son las mesas vibratorias, las cuales poseen diferentes tipos de accionamientos, que incluyen medios hidráulicos, electro-magnéticos y mecánicos. La disponibilidad de algunos de los componentes, nos lleva a realizar el diseño, modelamiento y simulación de una mesa vibratoria unidireccional, de accionamiento electro-hidráulico, ya que estas poseen la capacidad para reproducir los movimientos (con alta confiabilidad, alta respuesta dinámica, repetitividad) y generar aceleraciones que los terremotos y otros fenómenos aplican a los equipos y estructuras. Cabe resaltar, que la mesa sísmica deberá tener incorporado un controlador de alta fidelidad que garantice niveles de rendimiento deseables.

### **1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO**

#### **1.3.1 Objetivos Generales**

- ✓ Continuando con la misión de la Universidad de atender y dar solución a diferentes necesidades de la comunidad, planteamos como objetivo principal, el diseño de la estructura mecánica, el sistema hidráulico y algoritmo de control de una mesa sísmica que reproduzca y traiga las señales de comando de los registros históricos de ondas sísmicas en el rango de 0 hasta 20 Hz en respuesta a la frecuencia.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

De acuerdo al diseño, modelamiento y simulación de la mesa sísmica, se plantean los siguientes objetivos específicos:

- ✓ Diseñar la estructura de la plataforma sísmica para desplazar una carga máxima neta de 1000 Kg. (Mesa y estructura de prueba) con una aceleración de 2 g. y con una frecuencia natural de al menos 5 veces o superior a la frecuencia de 20 Hz de la componente en los registros históricos sísmicos.
- ✓ Diseñar y seleccionar el circuito y los componentes hidráulicos y electro hidráulicos de un simulador sísmico de escala pequeña (1000 Kg. neto) para una mesa sísmica.
- ✓ Modelar matemáticamente el sistema hidráulico- Mecánico de la mesa sísmica identificando los parámetros del modelo y su simulación dinámica respectiva que permita trazar y reproducir las componentes de frecuencia hasta 20 Hz de las ondas sísmicas
- ✓ Diseñar el algoritmo de control que reproduzca confiablemente el comando de registro de las ondas sísmicas de aceleración con un error relativo promedio en la respuesta en el dominio del tiempo menor de 5 % durante el intervalo de interés sísmico, basado en la función de transferencia dinámica propuesta por Spencer Jr., B.F., Yang, G. ( 1998). Proveer a la

comunidad universitaria de un material de investigación y diseño que sirvan para la construcción de una mesa sísmica, la cual facilitaría la caracterización dinámica de equipos y estructuras completas y complejas bajo ambientes de carga dinámica.

- ✓ Modelar el diseño de la mesa sísmica en el ambiente MATLAB-SIMULINK.
- ✓ Verificar por medio del modelamiento y la simulación, la correcta disposición geométrica y funcionamiento de los elementos y componentes de la mesa para los cuales se propuso su diseño.
- ✓ Proponer una lista de recomendaciones y lineamientos para la futura construcción y funcionamiento de la mesa sísmica.
- ✓ Crear un ambiente multidisciplinario de investigación en los campos de Ingeniería Civil, Mecánica y Eléctrica, mediante la adición de un equipo eléctrico y una mesa vibratoria de alto rendimiento.

#### **1.4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN**

Con este trabajo de grado se busca ampliar las líneas de investigación de las Ingenierías Civil, Mecánica, Eléctrica, hacia el área de la dinámica estructural, en el desarrollo de estructuras y equipos que minimicen o mitiguen los efectos catastróficos de un terremoto, así como el diseño de un controlador moderno de alta fidelidad y robusto.

Los equipos y las estructuras son afectados por los movimientos que ciertas fuerzas generan sobre estos. Por ende es necesario desarrollar herramientas analíticas para el diseño de equipos y estructuras resistentes a estos movimientos. Los modelos analíticos son desarrollados para la predicción de respuestas dinámicas (elásticas e inelásticas). Sin embargo estos modelos analíticos envuelven la idealización y suposiciones del comportamiento, basadas en un conocimiento teórico.

Las investigaciones experimentales proveen medios alternos y extienden los límites del conocimiento teórico y estas pueden ser llevadas a cabo a través del desarrollo de un adecuado análisis dinámico. De aquí, la importancia y necesidad de un equipo para encaminar la investigación experimental en el área de la dinámica estructural y control moderno, para la comprobación de estructuras y equipos bajo ambientes de carga simuladas. Para este propósito se pretende diseñar y simular una mesa vibratoria unidireccional de 1.5 m X 1.5 m, accionada electro-hidráulicamente por medio de una electroválvula, y con componentes como: Actuadores hidráulicos (cilindro de doble efecto, bomba), motor eléctrico, bomba y plataforma.

El diseño, modelamiento y simulación de la mesa vibratoria tendrá en cuenta los siguientes aspectos:

1. Una plataforma con la suficiente rigidez y masas necesarias para minimizar el efecto de interacción mesa-modelo
2. Un sistema de rodamientos de baja fricción y alta precisión para minimizar efectos no lineales
3. Una adecuada estructura de fijación que garantice un adecuado soporte y linealidad entre juntas
4. Un análisis del sistema hidráulico, selección de sus componentes y disposición de estos dentro del cuerpo del simulador
5. Un sistema de aislamiento para reducir la transmisión de vibraciones al recinto donde se ubique el simulador
6. Modelo CAD de los componentes de la mesa mediante software SOLID WORKS
7. Modelamiento y Simulación de la planta dinámica y el controlador mediante el software MATLAB-SIMULINK y su conexión con SOLID WORKS, analizando en este último la respuesta al movimiento del sistema

## 2. MARCO TEORICO SOBRE LAS MESAS SISMICAS

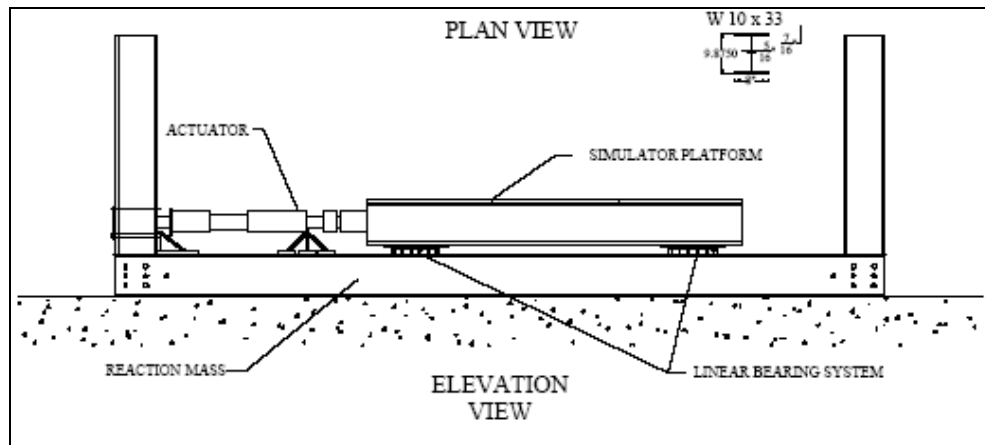
Los terremotos o movimientos sísmicos, siempre han sido parte de nuestro entorno, y su naturaleza impredecible, causa gran cantidad de muertes y cuantiosos daños materiales. Por esta razón los avances en el estudio de los movimientos telúricos, han generado diversas formas de contrarrestar los efectos que estos generan en las estructuras.

Uno de de las opciones más influyentes en estos estudios es la simulación de modelos escalares de estructuras los cuales son sometidos a movimientos reales de terremotos conocidos, la simulación se realiza por medio de las mesas vibratorias, que han sido una herramienta de gran apoyo en la investigación experimental de áreas emergentes como el control, la evaluación y la identificación estructural, El principal propósito de las mesas sísmicas es el de simular movimientos sísmicos o randómicos, y estudiar sus efectos en estructuras y maquinaria, dando rápidamente resultados acerca de las posibles fallas a presentarse y las formas como estas afectarían a las estructuras y los componentes de una máquina.

El rango de uso de las mesas sísmicas, no solo se limita a la simulación de movimientos sísmicos, sino que también abarca la simulación de movimientos vibratorios causados por la operación de maquinaria y el efecto de estas vibraciones sobre los componentes y el ambiente que les rodea.

El relativo bajo costo de construcción, operación y mantenimiento, hace de las mesas sísmicas sean una de las más viables opciones en el campo de la simulación e investigación en la dinámica estructural.

## 2.1. MESAS SISMICAS



*Figura 1. ESQUEMA MESA VIBRATORIA UNIDIRECCIONAL. (TOMADO DE DOCUMENTO "DEVELOPMENT OF THE UPRM EARTHQUAKE SIMULATOR FACILITY FOR DYNAMIC MODEL ANALYSIS")*

La figura 1, muestra una mesa vibratoria, esta es una plataforma construida generalmente de metal y soportada en una base concreto, la cual por medio de controladores (computadores) y actuadas por medios hidráulicos, mecánicos ó electromagnéticos, logran reproducir con exactitud un movimiento sísmico o de otra característica, satisfaciendo las leyes de similitud para el escalamiento de una señal de entrada de desplazamiento, aceleración y frecuencia, a partir de uno o más de sus componentes, ò de los acelerogramas registrados.

Las mesas sísmicas controladas dinámicamente en lazo cerrado, pueden disponer de hasta seis grados de libertad, correspondientes a los tres desplazamientos y tres giros de un sólido rígido. Las características técnicas de las mesas sísmicas se definen principalmente por sus dimensiones, números de grados de libertad, aceleraciones, velocidades, y desplazamientos máximos, capacidad portante, entre otros. Como se muestra en la Tabla 1.

**Tabla 1. Características técnicas de las mesas vibratorias a nivel mundial. Fuente Autores del Proyecto**

Mesas vibratorias instaladas	Dimensiones m (ft)	Limite de carga KN (lb)	a max g <sup>2</sup>		d max cm (in)		f max
			Hor	Ver	Hor	Ver	Hz
Pequeñas (- 10 ft)							
Universidad de Stanford	1.5 x 1.5 (5 x 5)	22.2 (5000)	5	-	6.35 (2.5)	-	50
Universidad Rice	1.5 x 1.5 (5 x 5)	6.67 (1500)	6	-	7.62 (3.0)	-	70
Universidad de Calgary	1.4 x 1.4 (4.5 x 4.5)	8.9 (2000)	20	-	7.62 (3.0)	-	-
Medias (10 – 30 ft)							
Universidad de California en Berkeley	6.1 x 6.1 (20 x 20)	444.8 (100000)	1.5	1	12.7 (5.0)	5.08 (2.0)	15
Universidad de Illinois	3.65 x 3.65 (12 x 12)	44.8 (10000)	7	-	10.16 (4.0)	-	100
Corporación americana de ingenieros	3.65 x 3.65 (12 x 12)	53.38 (12000)	34	60	5.59 (2.2)	4.57 (1.8)	200
Universidad estatal de Nueva York en Buffalo	3.65 x 3.65 (12 x 12)	195.7 (44000)	4.2	8.7	15.24 (6.0)	7.62 (3.0)	60
Grandes (+ 30 ft)							
Centro nacional de investigaciones Japón)	15.24 x 15.24 (50 x 50)	4448.2 (1000000)	0.6	1.0	3048 (1.2)	-	16
Berkeley – Propuesta	30.5 x 30.5 (100 x 100)	17792.9 (4000000)	0.6	0.2	15.24 (6.0)	7.62 (3.0)	-

Donde a= aceleración, d= desplazamiento, f= frecuencia.

Las mesas vibratorias, permiten simular en equipos y estructuras fenómenos como:

- ✓ Efectos de carga
- ✓ Características de respuestas dinámicas bajo excitación real (de baja amplitud, produciendo respuesta inelástica y fisura)
- ✓ Mecanismos de fisura

- ✓ Efectos de masa e irregularidades de rigidez
- ✓ Torsión y efectos de volcadura
- ✓ Inestabilidad dinámica
- ✓ Idealización de los efectos de la base de la estructura

## 2.2. PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA MESA SISMICA

Los elementos básicos que componen una mesa sísmica, se presentan a continuación:

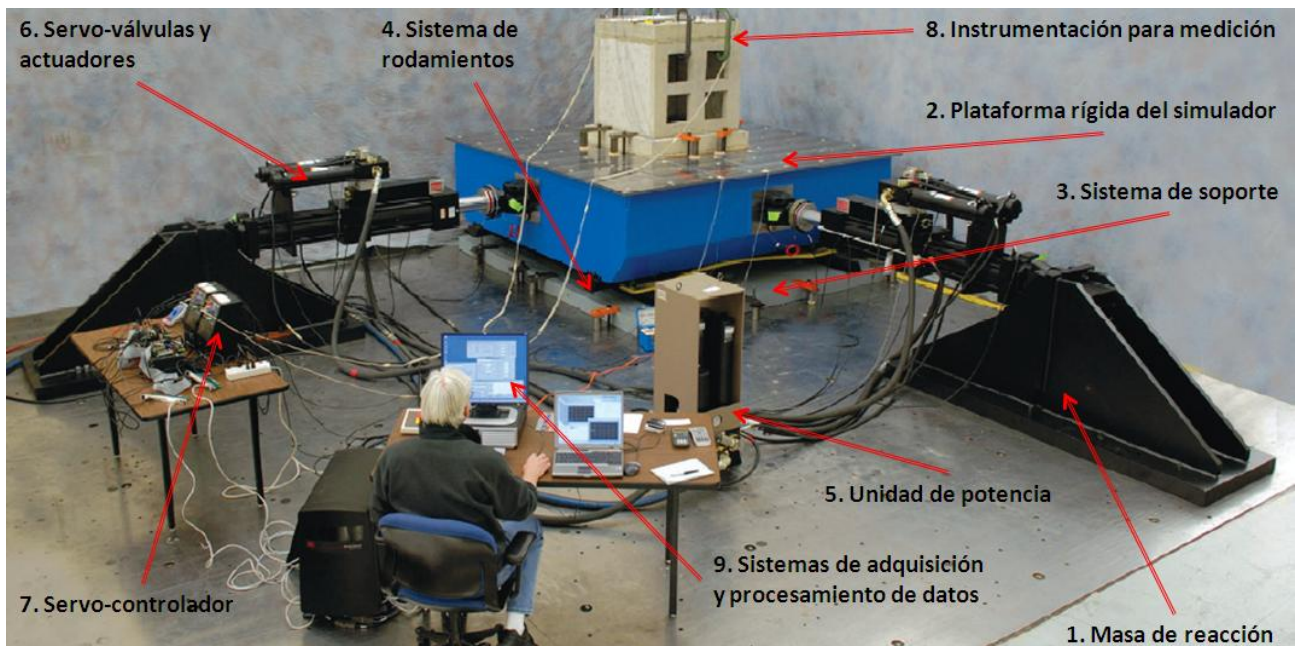


Figura 2. MTS 3.0 Meter Biaxial Seismic Simulator. Tomado de [www.mts.com](http://www.mts.com)

**2.2.1. Masa de reacción:** Durante las pruebas en el simulador, el actuador debe ser fijado a una masa de reacción, la cual va a permitir que la fuerza del actuador reaccione sobre ella. Esta masa también sirve como soporte para el sistema entero del simulador (plataforma, sistema lineal del cojinete, actuador y servo-válvula), y va fijada al suelo del laboratorio. La configuración de la masa de reacción, varía de acuerdo al movimiento (grados de libertad) de la mesa sísmica.

**2.2.2. Plataforma rígida del simulador:** Proporciona la superficie para el anclaje del modelo a simular, esta plataforma es montada a través de un sistema de cojinetes lineales a la masa de reacción y su movimiento es controlado por el movimiento del actuador, La plataforma del simulador, debe ser lo suficientemente rígida, en las dos direcciones diferentes a la determinada para su movimiento. Adicionalmente, su peso debe ser adecuado, con el fin de minimizar los efectos de un modelo vibratorio en la mesa.

Esta plataforma debe cumplir con tres condiciones:

La frecuencia natural de la plataforma debe ser 3 o 4 veces superior a la máxima frecuencia de operación de la mesa

La masa de esta plataforma debe ser lo más ligera posible, con el fin de minimizar las fuerzas de inercia que el actuador puede imprimir en esta por el movimiento. A mayor aceleración de la mesa, menor debe ser el peso de esta.

La plataforma debe ser lo suficientemente rígida para prevenir la excesiva rotación de los rodamientos de deslizamiento.

**2.2.3. Sistema de soporte:** Este sistema provee una superficie de deslizamiento a la plataforma de simulación, dentro de los métodos usados para estos sistemas, encontramos los actuadores verticales, sistemas de aire a presión, películas de aceite, y sistemas de rodamientos lineales. Sin importar el sistema debe tener las siguientes características:

Baja fricción para minimizar la distorsión de la respuesta deseada en las simulaciones de estructuras.

Rigidez que limite los movimientos ajenos a la simulación, por ejemplo la rotación.

Gran capacidad de carga, para realizar los estudios de los modelos a escala sin aumentar efectos de fricción en el movimiento de la plataforma.

**2.2.4. Sistema de rodamientos lineales:** Provee una superficie de deslizamiento para la plataforma del simulador, para movimiento a baja fricción. Dentro de estos sistemas encontramos:

Rodamientos de movimiento lineal: Son bloques de rodamientos.

Rodamientos de JET RAIL.



(a) Rodamientos lineales

(b) sistema rodamientos Jet Rail.

Figura 3. Sistemas de rodamientos lineales, Tomado de [www.thomson.com](http://www.thomson.com)

**2.2.5. Unidad de potencia:** Este es el sistema, que dará la potencia y las características de aceleración y frecuencia a la mesa sísmica, dentro de las posibles tipos de unidades, encontramos sistemas de potencia mecánica (levas, resortes, etc.), sistemas de potencia eléctrica y sistemas de potencia hidráulica.

Este último, es una de las mejores opciones, ya que nos da una fiabilidad más alta en la reproducción precisa de los movimientos y la dinámica sísmica. Este sistema consta de una fuente de energía hidráulica, la cual provee al sistema de una presión constante mediante un fluido hidráulico. Dentro de la unidad de potencia, encontramos otros elementos como:

- Manifolds de servicio
- Bomba hidráulica
- Mangueras
- Reservorio o tanque
- Acumuladores

**2.2.6. Servo-válvulas y actuadores:** Las servo-válvulas son el elemento final de control en un sistema de lazo cerrado, y son las que permiten los cambios de dirección y movimientos del actuador. Los actuadores consisten en cilindros hidráulicos lineales que transmiten el movimiento a la plataforma rígida de la mesa.

**2.2.7. Servo-controlador:** Es el puente entre la señal de comando enviada por el computador y los puertos del actuador de la servo-válvula. El Servo-Regulador utiliza dos niveles de control para regular el movimiento del actuador. El primer nivel del control se llama el "lazo interno" y regula los puertos del fluido de la servo-válvula. El segundo nivel de control, llamado el "lazo externo", utiliza la señal de desplazamiento del LVDT montado en el actuador y la compara a la señal de comando enviada por la computadora de control. La señal del error se envía de nuevo al "lazo interno" que corrige el error usando la abertura correcta de la válvula. El "lazo externo" es el nivel más alto del control del Servo-controlador.

**2.2.8. Instrumentación para medición:** Diferentes sensores son montados en la estructura de la mesa sísmica, con el fin de medir variables durante la simulación. Principalmente en este tipo de equipos, se instalan medidores de aceleración (acelerómetros), LVDT's, los cuales se encargan de la medición de la distancia recorrida por la plataforma y celdas de carga con las cuales se mide la fuerza ejercida por el actuador sobre la plataforma.

**2.2.9. Sistemas de adquisición y procesamiento de datos:** Es el sistema de controlar y actuar el servo-controlador, Esto se hace mediante software diseñado especialmente para este tipo de equipos, el cual envía datos acerca de los movimientos de la mesa para la simulación y recibe y procesa los provenientes de las estructuras de prueba en la mesa.

## 2.3. MESAS SISMICAS EN COLOMBIA

En Colombia, la aplicación de las mesas sísmicas va en crecimiento, debido a su gran utilidad en la simulación de sismos para modelos de edificaciones y construcciones. A continuación se presenta un resumen de las mesas existentes en Colombia, así como sus principales características.

### 2.3.1. Simulador sísmico Univalle

Esta mesa se encuentra ubicada en el Laboratorio de Ingeniería Sísmica y Dinámica estructural de la Universidad del Valle en la ciudad de Cali.

Este, es el primer simulador sísmico construido en Colombia, y su reproducción de movimientos se limita a una dirección.

Entre sus principales características se tienen:

Movimiento:	Unidireccional.	Rango de frecuencias:	de 0-50 Hz
Dimensiones:	1.1 m X 1.5 m.	Velocidad:	90 cm/s
Capacidad de carga:	1000 kg	Aceleración:	4g.

El simulador sísmico posee cojinetes lineales Schneeberg, y tiene un desplazamiento máximo de 15 cm, todos los componentes relacionados con el simulador (simulador y sistema de adquisición de datos), ocupan un área de aproximadamente 120 m<sup>2</sup>. Este simulador se apoya sobre una base de concreto reforzado de 4 m X 3 m X 1.5 m, aislada del piso.

El sistema hidráulico es actuado por servo-válvula dual de 15 gpm, un LVTD interno y un actuador Shore Western Inc. La unidad de potencia opera a 3000 psi y a un caudal máximo de 32 gpm.



*Figura 4. Simulador Univalle, Tomado del paper. "Diseño y construcción del simulador sísmico uniaxial de la universidad del valle"*

Este simulador está enfocado a la verificación y desarrollo de sistemas de control estructural y la implementación de nuevos sistemas constructivos.

### **2.3.2 Simulador sísmico Universidad de los Andes**



*Figura 5. Simulador sísmico Universidad de los Andes. Tomado del paper. "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA CIMENTACIÓN PARA LA MESA VIBRATORIA DE LA UNIVERSIDAD DE LOS ANDES"*

Ubicado en el laboratorio de materiales y estructuras de la Universidad de los Andes, existen dos mesas vibratorias una académica y otra de gran tamaño. La mesa vibratoria académica, es una mesa sísmica unidireccional, la cual posee las siguientes características:

Movimiento: Unidireccional.

Dimensiones: 1.05 m X 1.05 m.

Capacidad de carga: 2000 kg. Máxima.

Rango de frecuencias: 0-50 Hz

Velocidad: No hay información disponible

Aceleración: No hay información disponible

Este simulador cuenta con un desplazamiento máximo de 15 cm.

Para la mesa sísmica de gran tamaño:

Movimiento: Unidireccional.

Dimensiones: 4.5 m X 4.5 m.

Capacidad de carga: 60000 kg. Máxima.

Rango de frecuencias: 0-30 Hz

Velocidad: No hay información disponible

Aceleración: No hay información disponible

Este simulador permite realizar ensayos dinámicos a gran escala (1:1 a 1:4) de estructuras de hasta 3 pisos de altura.

### **2.3.3. Simulador sísmico Universidad EAFIT**

Esta es una de las mesas sísmicas más grandes del país, debido al área de la plataforma del simulador.

Las principales características de la mesa sísmica son:

Movimiento: Unidireccional.

Dimensiones: 6 m X 6 m.

Capacidad de carga: 70000 kg. Vertical.

Rango de frecuencias: 0-50 Hz

Velocidad: 80 cm/s

Aceleración: No hay información disponible.

El máximo desplazamiento es de 10 cm, desde su construcción, este simulador ha sido usado en proyectos de investigación de EAFIT, Universidad Nacional y Universidad de Medellín.

En el sector productivo, se presta el servicio en el ensayo de sistemas estructurales de mampostería, muros livianos y algunos sistemas prefabricados.

### **3. MODELAMIENTO DINAMICO DE LAS ESTRUCTURAS DE ENSAYO**

#### **3.1. INTRODUCCIÓN**

Uno de los principales objetivos de un simulador sísmico es ensayar y analizar modelos dinámicos a pequeña escala. El propósito de analizar modelos en la ingeniería sísmica es el de predecir la respuesta dinámica de prototipos de estructuras por medio de ensayos en el laboratorio en modelos físicos.

Para diseñar o seleccionar los componentes de la mesa sísmica es necesario discutir brevemente la teoría del modelamiento dinámico dado que muchos conceptos de diseño dependen o están relacionados con esta teoría. Esta breve discusión de la teoría del modelamiento dinámico esta basada en el trabajo "Theory and Application of Experimental Model Analysis in Earthquake Engineering" de Moncarz y el trabajo titulado "Analytical Modeling and Experimental Identification of a Uniaxial Seismic Simulator" de Twitchell.

#### **3.2. MODELAMIENTO TEORICO**

La teoría de modelamiento establece que las propiedades de un modelo y las propiedades de un prototipo están íntimamente relacionadas. Algunas de estas propiedades incluyen la geometría, las propiedades del material, condiciones de frontera y la carga. Para obtener un grupo de correlaciones o leyes de medida se debe usar la correspondiente teoría de similitud. La cual puede ser desarrollada utilizando el análisis dimensional.

### 3.3. ANALISIS DIMENSIONAL

Casi todo fenómeno físico puede ser descrito a través de expresiones o ecuaciones matemáticas. El análisis dimensional es desarrollado al tener en consideración estas expresiones y colocando atención al significado de las cantidades y dimensiones involucradas que las describen. Esta herramienta analítica se emplea desde la premisa de que todo fenómeno físico puede ser expresado desde unas ecuaciones dimensionales homogéneas del tipo:

$$q_1 = f(q_2, q_3, \dots, q_n) \quad (3.1)$$

Donde  $n$  es el número total de cantidades físicas implicadas que describen el fenómeno,  $q_1$  es la variable dependiente y desde  $q_2$  a  $q_n$  son las variables de los cuales  $q_1$  depende. Recordando el Teorema de Buckingham, tenemos:

“Una ecuación dimensional homogénea puede ser reducida a una relación funcional entre un completo ajuste de números adimensionales independientes” ( $n$  factores).

Entonces la ecuación anterior puede ser escrita como:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) \quad (3.2)$$

Donde  $\pi_1$  incluye variables dependientes y los otros parámetros incluyen solo variables independientes y  $m$  es el número de ecuaciones básicas.

En ingeniería los grupos más comunes de ecuaciones básicas son la masa (M), la longitud (L), el tiempo (t) y la temperatura ( $\theta$ ). el otro grupo de ecuaciones básicas es la fuerza (F), (L), (t) y ( $\theta$ ).

Si las anteriores ecuaciones se cumple debe de haber igualdad entre los prototipos y modelos, teniendo entonces una completa similitud:

$$(\pi_1)_p = (\pi_1)_m \quad (3.3)$$

$$(\pi_2)_p = (\pi_2)_m$$

Hasta: 
$$(\pi_{n-m})_p = (\pi_{n-m})_m \quad (3.4)$$

Donde la ecuación (3.3) es la de predicción y la ecuación (3.4) es la de diseño para el modelo. Los métodos para obtener los números adimensionales son discutidos ampliamente por Moncarz.

En la tabla 2. Se enumeran algunos parámetros adimensionales de gran uso en aplicaciones de ingeniería que son empleados para definiciones de fenómenos físicos.

*Tabla 2. Parámetros adimensionales. Fuente Autores del Proyecto*

<b>NOMBRE DEL PARÁMETRO ADIMENSIONAL</b>	<b>FORMULA</b>
Número de Cauchy	$\rho V^2 / E$
Número de Froude	$V^2 / Lg$
Número de Reynolds	$LV / \nu$
Parámetros adimensionales de mayor uso en ingeniería estructural	
$\rho V^2 / E, V^2 / Lg, \sigma L^2 / P, EL^2 / P, t(a/L)^{1/2}, \alpha t,$ $\rho L^3 a / P, (t/L)(E/P)^{1/2}, \rho g L / E, \sigma / E, \delta / L,$ $a / g$	

### 3.4. RELACIONES DE SIMILITUD Y TIPOS DE MODELOS

Según Moncarz, el procedimiento adecuado para encontrar las condiciones necesarias para completar la similitud entre un modelo y el prototipo son:

Escribir todas las variables físicas que puedan estar involucradas con la solución del fenómeno físico estudiado.

Desarrollar una lista completa de parámetros adimensionales para estas cantidades físicas.

Establecer igualdad entre los parámetros adimensionales del modelo y el prototipo.

Siendo este el último paso para establecer la escala para todas las cantidades o producto de cantidades físicas del fenómeno físico. Esta es expresada como proporciones de números o unidades necesarias para describir cantidades idénticas en el modelo y el prototipo. Por ejemplo la escala de longitud es definida como:

$$\lambda_L = \frac{L_p}{L_m} \quad (3.5)$$

Donde  $L_p$  es la longitud del prototipo y  $L_m$  es la longitud del modelo.

Un modelo que cumple con todos los requerimientos de similitud es llamado “replica verdadera”. En muchas situaciones prácticas el cumplimiento de todas las condiciones de diseño es una tarea difícil. Estos modelos pueden ser clasificados en proporcionados y distorsionados.

Los modelos proporcionados son aquellos cuyas ecuaciones de predicción no son afectadas y las condiciones de diseño pueden ser infringidas con intuición dentro del problema físico, demostrando que los resultados no dependen significativamente de las condiciones de diseño infringidas.

Los modelos distorsionados son aquellos que al distorsionar uno u otro de sus parámetros adimensionales conduce a la distorsión de la ecuación de predicción. Siendo necesario la introducción de una compensación para dicha distorsión.

### **3.5. MODELOS FISICOS ESTUDIADOS EN MESAS SIMICAS**

#### **3.5.1 MODELOS**

Este es el estado que satisface todos los requerimientos de similitud. Si nosotros deseamos reproducir un modelo a escala cuyos componentes de esfuerzo  $\sigma_{ij} = (r, t)$  en una réplica del modelo sometido a una aceleración  $a(t)$ . Después de la distribución de esfuerzos y se define el material del prototipo y modelo debe aplicarse el llamado análisis dimensional. Llamaremos  $\sigma$  el esfuerzo normal,  $\rho$  la

densidad y  $E$  la propiedad que representa la rigidez del material. El esfuerzo puede ser relacionado de la siguiente forma:

$$\sigma = f(r, t, \rho, E, a, g, L, \sigma_0, r_0) \quad (3.6)$$

Donde  $\sigma_0$  y  $r_0$  son las condiciones iniciales. En esta expresión se asume que el material del modelo y del prototipo es el mismo. Aplicando el análisis dimensional con ayuda de la tabla 2.1 se genera la siguiente expresión:

$$\frac{\sigma}{E} = f\left(\frac{\bar{r}}{L}, \frac{t}{L} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \frac{a}{g}, \frac{gL\rho}{E}, \frac{\sigma_0}{E}, \frac{\bar{r}_0}{L}\right) \quad (3.7)$$

Donde la aceleración gravitacional es la misma para el modelo como para el prototipo, el valor de  $\lambda_g$  puede ser tomado como uno (1). Teniendo, para el número adimensional  $a/g$  (número de Froude escrito normalmente como  $V^2 / Lg$ ).

Entonces tenemos: 
$$\lambda_a = \lambda_g = 1$$

La proporción del modulo de elasticidad  $E$  entre el peso específico ( $\delta$ ) es llamada rigidez específica. Esta proporción es tomada desde el parámetro adimensional  $\rho g L / E$  donde ( $\delta = \rho g$ ). Para obtener una verdadera replica del modelo el factor de rigidez  $\lambda_{E/\delta}$ , debe satisfacer:

$$\lambda_{\frac{E}{\delta}} = \frac{\left(\frac{E}{\delta}\right)_p}{\left(\frac{E}{\delta}\right)_m} = \frac{\frac{\left(\frac{F}{L^2}\right)_p}{\left(\frac{F}{L^2}\right)_m}}{\frac{L_p}{L_m}} = \lambda_L \quad (3.8)$$

Donde  $F$  es la fuerza,  $L$  la longitud y las siglas  $p$  y  $m$  denotan prototipo y modelo respectivamente. Observamos en esta ecuación que  $\lambda_L$  expresa la relación específica de rigidez y que la rigidez específica del modelo es mucho

menor que la del prototipo. Esta escala da una limitación inflexible en cuanto a la selección del material del modelo.

Algunas veces es conveniente construir el modelo en el mismo material del prototipo. En este caso, el factor de escala del modulo de elasticidad  $\lambda_E$ , puede ser igualada a la unidad y la ecuación se reduce a:

$$\lambda_{\frac{E}{\delta}} = \frac{\left(\frac{E}{\delta}\right)_p}{\left(\frac{E}{\delta}\right)_m} = \frac{\lambda_E}{\lambda_\delta} = \frac{1}{\lambda_\delta} = \lambda_\delta^{-1} = \lambda_L \quad (3.9)$$

Donde el peso específico del modelo puede ser escrito como:

$$\lambda_m = \lambda_L \times \delta_p \quad (3.10)$$

Esta ecuación muestra claramente que el material del modelo debe tener un peso específico más grande que el del prototipo para cumplir con los requerimientos de similitud. Conseguir una verdadera replica de los modelos es extremadamente difícil a causas de problemas en la simulación del material, pero esto se puede corregir con una masa de simulación artificial.

### 3.5.2 ADECUACION DE MODELOS

Los modelos que pueden ser adecuados son aquellos modelos físicos que violan un parámetro adimensional pero que cuya distorsión no afecta a otros parámetros y a la ecuación de predicción. La necesidad para muchos modelos está basada, en el deseo de usar el mismo material que usa el prototipo.

Como hemos visto si el modelo y el prototipo son construidos con el mismo material, el peso específico del modelo tiene que ser más grande que el peso específico del prototipo. Ahora bien, si el mismo material es usado por ambos ( $\lambda_p = 1$ ), y si el prototipo y el modelo son sometidos a la misma aceleración gravitacional ( $\lambda_g = 1$ ), entonces la escala del peso específico puede ser ( $\lambda_\delta = 1$ ).

Siendo esta solución un argumento falso, ya que el peso específico de un material estructuralmente eficaz en compañía de un material adicional, resultaría una estructura no efectiva.

Un ejemplo sobre cómo se determina el requerimiento total, para adicionar la masa necesaria y de esta manera poder obtener los requerimientos de similitud del peso específico, es descrito a continuación.

Si consideramos reducir la escala del modelo el cual es construido de igual material que el prototipo y estando sometidos a la misma aceleración gravitacional ( $\lambda_g = \lambda_p = \lambda_E = \lambda_\delta = 1$ ), entonces el factor de escala para la masa en

este caso es:

$$\lambda_m^{est} = \frac{m_p}{m_m^{est}} = \lambda_p \times \lambda_L^3 = 1 \times \lambda_L^3 = \lambda_L^3 \quad (3.11)$$

Y el factor requerido de escala para la masa, de una réplica verdadera del modelo

es:

$$\lambda_m^{req} = \frac{m_p}{m_m^{req}} = \frac{\lambda_\delta}{\lambda_g} \times \lambda_L^3 = \frac{1}{\lambda_L} \times \lambda_L^3 = \lambda_L^2 \quad (3.12)$$

La ecuación 3.9 fue usada para reducir  $\lambda_\delta$  con  $\lambda_L^{-1}$ . Esto puede ser visto en las ecuaciones 3.11 y 3.12 donde la masa estipulada para el modelo  $m_m^{est}$  es menor que la masa requerida por el modelo  $m_m^{req}$ , luego la masa adicional debe ser sumada a la estructura del modelo para encontrar el requerimiento de rigidez específica. La masa adicional requerida  $\Delta m$  es determinado como:

$$\Delta m = m_m^{req} - m_m^{est} = m_p (\lambda_L^{-2} - \lambda_L^{-3}) \quad (3.13)$$

En la ecuación 3.13, la masa adicional requerida se encuentra en términos de la masa de la estructura del prototipo. El método de la simulación de la masa artificial implica la adicción de masa no efectiva a la estructura para aumentar el peso específico del modelo estructural. El método es generalmente satisfactorio para consolidar la masa del modelo, cuando la masa puede ser concentrada fácilmente en lugares discretos. Utilizando el método descrito, iniciamos el diseño del modelo estructural con la selección de los valores de  $n$  (factores de escala). Estos factores de escala se encuentran ordenados en la tabla 3, Para ensayos sísmicos las dimensiones básicas pueden ser fuerza, longitud y tiempo, de esta manera tenemos que  $n = 3$  (número de ecuaciones básicas). El último valor de escala para un buen diseño es usualmente el valor de  $\lambda_L$ . Todas las otras ecuaciones pueden ser expresadas en términos de estos tres factores de escala.

**Tabla 3. Relaciones de similitud para el método de simulación de masa artificial. Fuente Autores del Proyecto**

PARAMETRO	UNIDADES	DIFERENTE MATERIAL	EL MISMO MATERIAL
Longitud	$L$	$\lambda_L$	$\lambda_L$
Tiempo	$t$	$\lambda_L^{1/2}$	$\lambda_L^{1/2}$
Frecuencia	$1/t$	$\lambda_L^{-1/2}$	$\lambda_L^{-1/2}$
Velocidad	$L/t$	$\lambda_L^{1/2}$	$\lambda_L^{1/2}$
Desplazamiento	$d$	$\lambda_L$	$\lambda_L$
Aceleración gravitacional	$L/t^2$	1	1
Aceleración	$L/t^2$	1	1
Fuerza	$F$	$\lambda_E \lambda_L^2$	$\lambda_L^2$
Masa	$F * t^2 / L$	$\lambda_E \lambda_L^2$	$\lambda_L^2$
Rigidez específica	$L$	$\lambda_L$	$\lambda_L$
Strain	$L/L$	1	1
Stress	$F/L^2$	$\lambda_E$	1
Modulo de elasticidad	$F/L^2$	$\lambda_E$	1
Energía	$FL$	$\lambda_E \lambda_L^3$	$\lambda_L^3$

Nota:  $L$ =Longitud,  $t$ =Tiempo,  $F$  =Fuerza Y  $E$  =Modulo de elasticidad

## **4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UNA MESA SISMICA**

El método empleado para el diseño y selección de los componentes y equipos para la mesa sísmica, es similar al empleado por *Muhlenkamp*. En primer lugar se recopilan y analizan los registros de los cinco principales terremotos ocurridos en los últimos años en el mundo, adicionando los de mayor impacto. En base a estos se determinan los parámetros y características de cada uno de los elementos que constituirán el simulador sísmico y su compatibilidad dentro del sistema.

Se determino antes del diseño una relación de escala 1 a 4 ( $\frac{1}{4}$ ), entre el modelo y la estructura a analizar.

### **4.1 SELECCIÓN DE LOS TERREMOTOS CARACTERISTICOS**

Los registros de cuatro terremotos fueron seleccionados para el diseño y análisis de los componentes y equipos de una mesa sísmica. Estos fueron seleccionados en base a su frecuencia y magnitud, debido a la intensidad de las mismas, las cuales dan pautas para la selección de los componentes de la mesa sísmica. En la tabla 4. Muestra las características de los terremotos seleccionados.

### **4.2 PROTOTIPOS**

Para el análisis de estructuras sometidas a grandes esfuerzos sísmicos (terremotos) por medio de la experimentación, se emplean dos métodos de escala, que son la similitud y la magnitud

**Tabla 4. Registros de los principales terremotos usados para el análisis y diseño de mesas sísmicas. Fuente Autores del**

**Proyecto**

TERREMOTO	Imperial valley (Mayo 18, 1940)	Kern Country (Julio 21, 1952)	Michoacán (Sept. 19, 1985)	Northridge (Junio 17, 1994)
Estación	El Centro Comp S00E	Taft Lincoln school túnel Comp. S69E	SCCT (Ciudad de México) Comp. N90W	Castaic – Old Ridge Route Comp. 360°
Distancia del epicentro (Km.)	12	41	373	16
Magnitud	6.7	7.2	8.1	6.8
Rango de frecuencia predominante (Hz)	0.5 – 2.8	0.5 – 3.3	0.3 - 0.6	0.5 – 2.5
Aceleración pico (g)	0.34	0.18	0.16	0.51
Velocidad pico (cm/s)	33.45	15.72	60.50	76.94
Desplazamiento pico (cm)	10.87	6.71	21.20	15.22

### 4.2.1 Similitud

En este tipo de escala, la aceleración, la velocidad y el desplazamiento causados por el movimiento sísmico son aplicados a la estructura. Siendo esta escalada a través de un factor geométrico de similitud  $\lambda_L$ . Obteniéndose de esta manera una aceleración, una velocidad y un desplazamiento equivalente al modelo estructural. En el capítulo anterior este factor de escala fue definido como:

$$\lambda_L = \frac{L_p}{L_m} \tag{4.1}$$

Donde L indica la longitud. Por lo tanto, cuando hablamos de  $L = 4$ , estamos diciendo que el tamaño del modelo es  $\frac{1}{4}$  el tamaño de la estructura prototipo. En el

modelamiento teórico-dinámico que emplea el modelo AMS (Artificial Mass Simulation), discutido en el capítulo anterior, el factor de escala para el tiempo es:

$$\lambda_t = \sqrt{\lambda_L} = \sqrt{4} = 2 \quad (4.2)$$

Y para la aceleración y la velocidad:

$$\lambda_a = \frac{\lambda_L}{\lambda_t^2} = \frac{4}{2^2} = 1 \quad (4.3)$$

$$\lambda_v = \frac{\lambda_L}{\lambda_t} = \frac{4}{2} = 2 \quad (4.4)$$

#### 4.2.2 Magnitud.

El segundo tipo de escala, se puede entender como una amplitud de ajuste de los registros sin presentar modificaciones en el eje temporal. Este factor de escala ( $\lambda$ ), se aplica a los registros de aceleración, velocidad y desplazamiento.

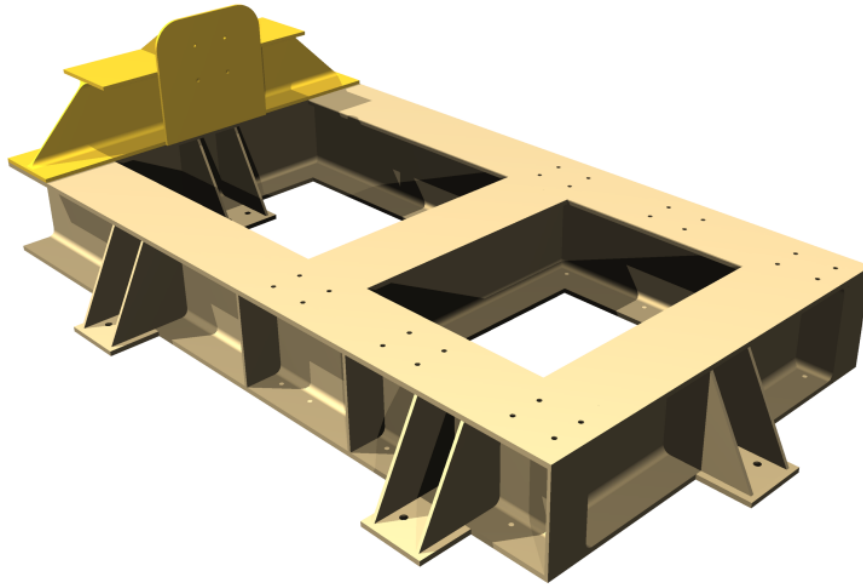
Ambos factores de escala, similitud y magnitud, pueden aplicarse a un movimiento sísmico para reproducir la simulación de los movimientos. Por ejemplo, considere un modelo a escala 1/4 ( $\lambda_L = 4$ , relación entre el modelo y el prototipo que se va a probar en la mesa sísmica). El tiempo de duración del movimiento sísmico se adapta al modelo por medio de la “*similitud*”, de esta manera la aceleración es la misma  $\lambda_a = 1$ , disminuyendo la magnitud de la velocidad en un factor de  $\lambda_v = 2$ , y de igual forma disminuyendo la magnitud de desplazamiento por un factor  $\lambda_L = 4$ . Reduciendo la escala de tiempo por un factor de  $\lambda_t = 2$ . Adicionalmente, los registros de tiempo se pueden escalar para simular diferentes niveles de magnitud de un movimiento sísmico. En conclusión, se puede afirmar que los registros de aceleración, velocidad y desplazamiento pueden ser escalados de acuerdo a:

$$a_{\text{modelo}}(t_{\text{modelo}}) = K * a_{\text{prototipo}}(t_{\text{prototipo}} / \lambda_L^{0.5}) \quad (4.5)$$

$$v_{\text{modelo}}(t_{\text{modelo}}) = (K / \lambda_L^{0.5}) * v_{\text{prototipo}}(t_{\text{prototipo}} / \lambda_L^{0.5}) \quad (4.6)$$

$$d_{\text{modelo}}(t_{\text{modelo}}) = (K / \lambda_L^{0.5}) * d_{\text{prototipo}}(t_{\text{prototipo}} / \lambda_L^{0.5}) \quad (4.7)$$

### 4.3 MASA DE REACCION



*Figura 6. Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*

Una gran masa de reacción es necesaria para reducir al máximo, el movimiento inducido por el movimiento randómicos de la plataforma del simulador a la estructura que se esté analizando. Para evitar esto el marco de reacción debe estar rígidamente unido al piso (cimentación del laboratorio) este piso debe estar construido en hormigón reforzado ( $\rho=2400 \text{ kg/m}^3$ ). Este aparte se explica en el numeral 4.9 del capítulo 4. El peso del hormigón armado se ha calcula a partir de las dimensiones del marco de reacción adicionando 1500 mm (60 in) a todos los lados, para un peso total de 4907 Kg.

El peso de la plataforma del simulador es de 529 Kg. (1170 Lb.) y el peso máximo de la estructura de prueba es de 1000 Kg. (1000 Lb.), mientras que el peso del simulador sísmico es de 1517 g. La gran mayoría de investigadores de este campo recomiendan el uso de una gran masa de reacción, alrededor de 30 a 50 veces la masa del simulador para evitar la transmisión de vibración a las estructuras aledañas causadas por los movimientos de la plataforma sísmica y la estructura de prueba, a continuación se observa el plano con el despiece de la masa de reacción.

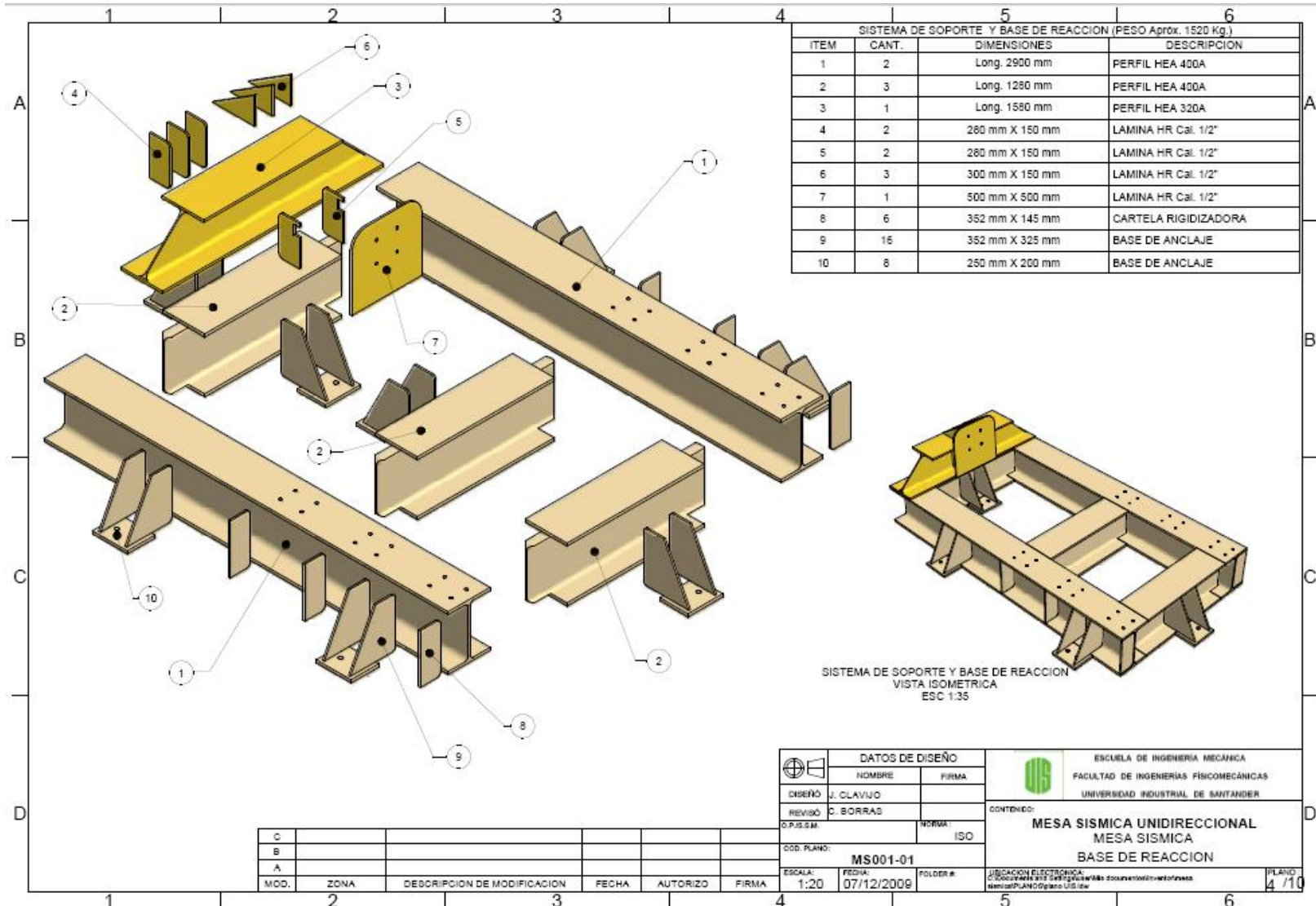


Figura 7. Plano Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto

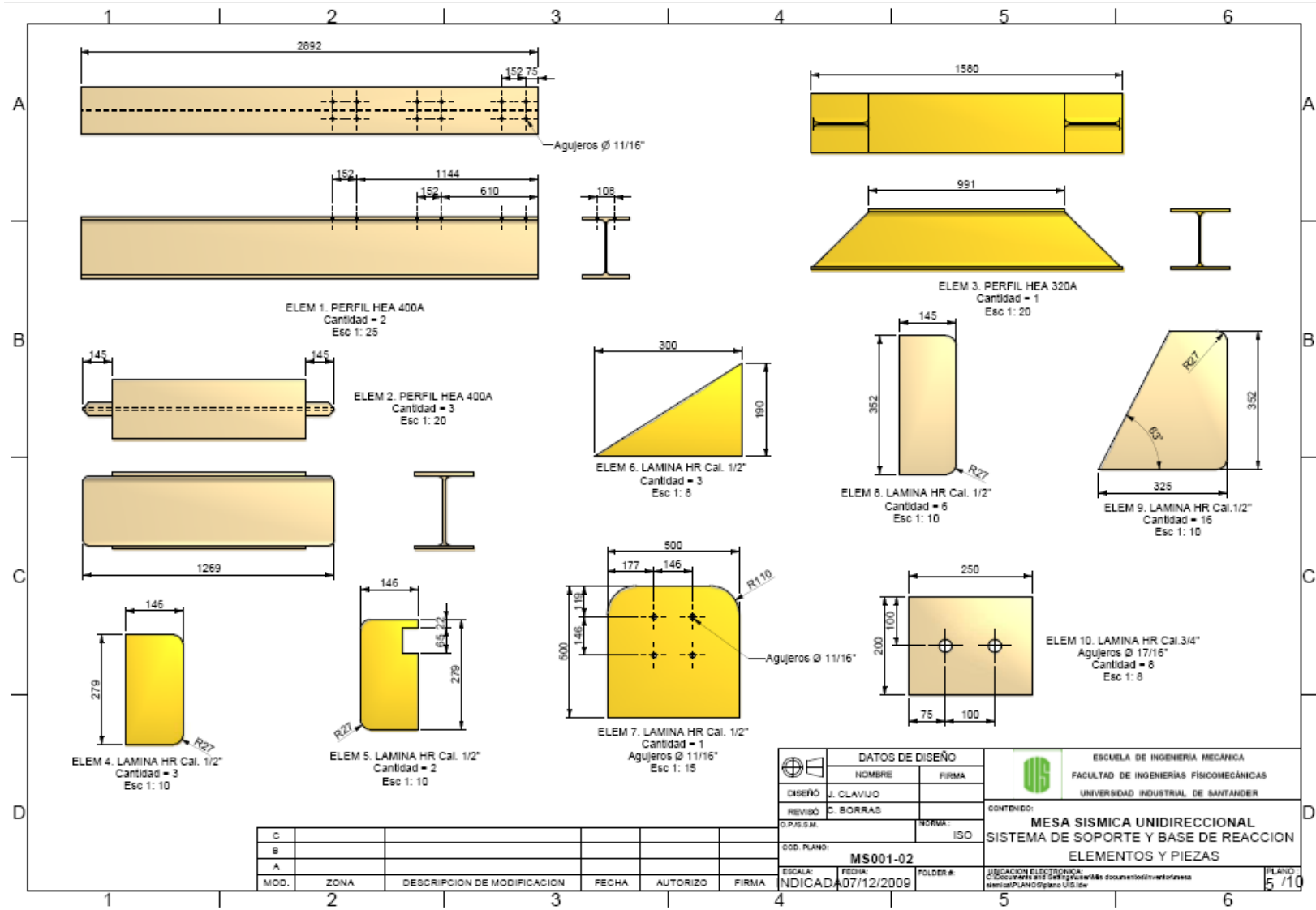


Figura 8. Despiece Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto

El marco o masa de reacción consiste de un bastidor de acero conformado por cinco vigas base de perfil HEA 400, dos longitudinales de 2900 mm. Y tres travesaños de 1280 mm. Adicionalmente, posee un perfil HEA 320, que sirve de soporte principal, para el actuador hidráulico (color amarillo en la figura 7 y 8), todo el conjunto de bastidor soporte, es anclado y reforzado, usando lamina HR de ½” de espesor. En el bastidor (Perfil AEH 400), se taladraron 24 agujeros de diámetro 11/16”, pasantes los cuales sirven como anclaje para los rieles del sistema de deslizamiento (rieles).

A continuación se presentan los análisis de esfuerzos y frecuencias naturales, por medio del modelado de la masa de reacción en el programa ANSYS, para ello se introducen los datos recopilados en las siguientes tablas.

*Tabla 5. Tabla de propiedades de la Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*

<b>2do ANALISIS Statistics</b>	
Bounding Box Dimensions	3292 mm 1980 mm 890.0 mm
Part Mass	1517 kg
Part Volume	1.93e+008 mm <sup>3</sup>
Mesh Relevance Setting	0
Nodes	49908
Elements	24501

Se introducen datos acerca del material que compone cada uno de los perfiles y láminas de la masa de reacción.

**Tabla 6. Tabla de propiedades Físicas de la Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto**

<b>Steel, Mild</b>	
Young's Modulus	2.2e+005 MPa
Poisson's Ratio	0.275
Mass Density	7.86e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Tensile Yield Strength	207.0 MPa
Tensile Ultimate Strength	345.0 MPa

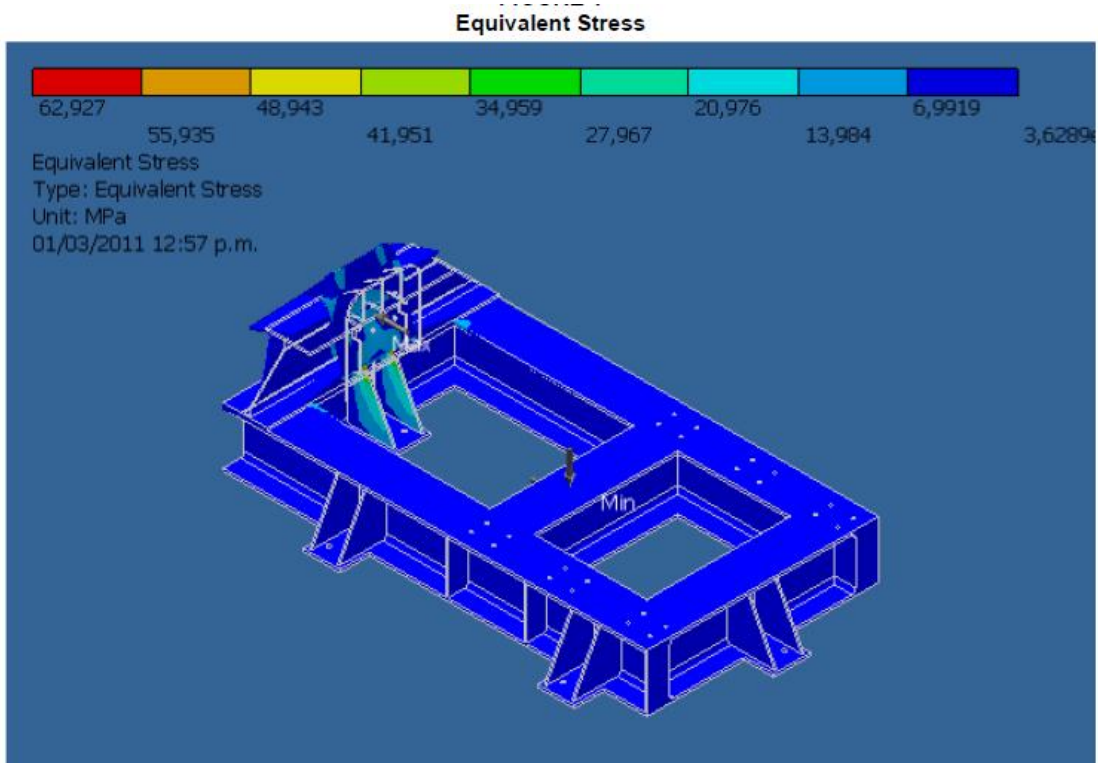
#### **4.3.1. MASA DE REACCION (Análisis de esfuerzos)**

La determinación de la viabilidad de la masa de reacción es determinada por el análisis del efecto de las cargas que actúan sobre esta, dentro de estas cargas, encontramos las producidas por el actuador hidráulico (50 KN como máximo valor), y las cargas producidas como resultado de los apoyos del sistema lineal de soporte del conjunto plataforma- modelo (1540 Kg.).

Los datos relacionados con las fuerzas aplicadas, se encuentran relacionados en la tabla 8.

**Tabla 7. Tabla de resultados del análisis de esfuerzos. Fuente Autores del Proyecto**

<b>Structural Results</b>		
<b>Name</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>
Equivalent Stress	3,629e-005 MPa	62,93 MPa
Maximum Principal Stress	-4,933 MPa	69,07 MPa
Minimum Principal Stress	-44,27 MPa	6,299 MPa
Deformation	0,0 mm	0,2146 mm
Safety Factor	3,29	N/A



*Figura 9. Análisis de esfuerzos equivalentes. Fuente Autores del Proyecto*

#### **4.3.2. MASA DE REACCION (Análisis de frecuencias nodales)**

Para hallar la frecuencia natural de esta estructura, se realiza la simulación de la misma en el programa ANSYS, de la siguiente manera: Se introduce la geometría de la misma en el programa, con características de densidad de los componentes.

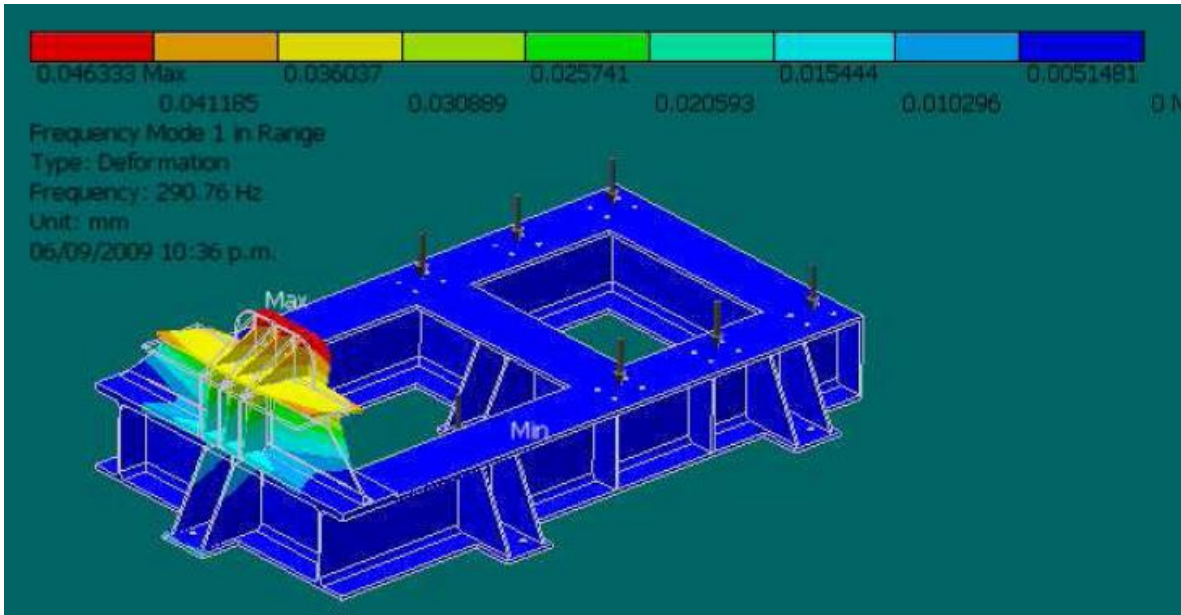
Se especifican los datos acerca de las cargas y las direcciones en las cuales estas van a actuar. Esta masa de reacción debe soportar las seis cargas equivalentes al peso de la plataforma del simulador (529 Kg.), más el peso máximo de los modelos de prueba (1000 kg.)

De esta manera obtenemos las seis frecuencias modales de la Base de Reacción, siendo en su respectivo orden de 290.76Hz, 426.38Hz, 489.39Hz, 501.38Hz, 501.79Hz y 543.19Hz. Observamos que las frecuencias naturales del sistema se encuentran muy por encima de la frecuencia de excitación de diseño que está en el rango de 0 – 50Hz., lo cual cumple con la recomendación de la MTS, la cual

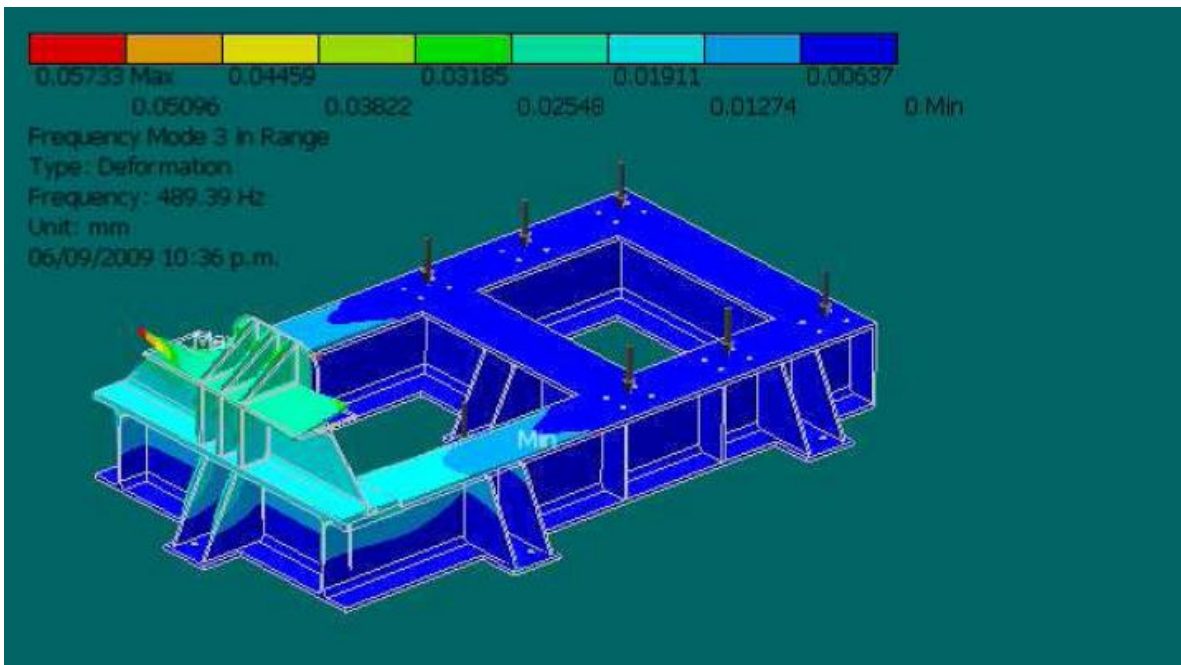
indica que las frecuencias naturales deben ser 5 o más veces el valor de la frecuencia de prueba del sistema.

*Tabla 8. Tabla de Cargas aplicadas a la Masa de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*

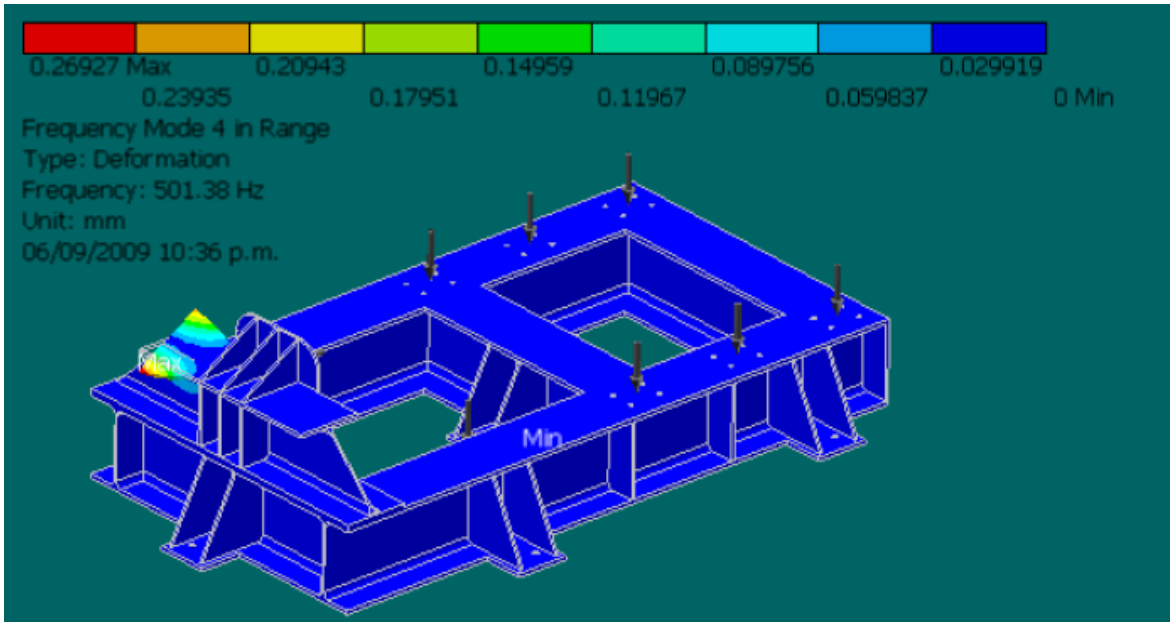
<b>Load and Constraint Definitions</b>			
<b>Name</b>	<b>Type</b>	<b>Magnitude</b>	<b>Vector</b>
Force 1	Surface Force	5.e+004 N	-5.e+004 N -6.145e-012 N 2.961e-011 N
Force 2	Surface Force	2450 N	7.04e-028 N -2.865e-012 N 2450 N
Force 3	Surface Force	2450 N	7.04e-028 N -2.865e-012 N 2450 N
Force 4	Surface Force	2450 N	7.04e-028 N -2.865e-012 N 2450 N
Force 5	Surface Force	2450 N	7.04e-028 N -2.865e-012 N 2450 N
Force 6	Surface Force	2450 N	7.04e-028 N -2.865e-012 N 2450 N
			7.04e-028 N
<b>Name</b>	<b>Type</b>	<b>Magnitude</b>	<b>Vector</b>
Force 7	Surface Force	2450 N	-2.865e-012 N 2450 N
Fixed Constraint 1	Surface Fixed Constraint	0.0 mm	0.0 mm 0.0 mm 0.0 mm



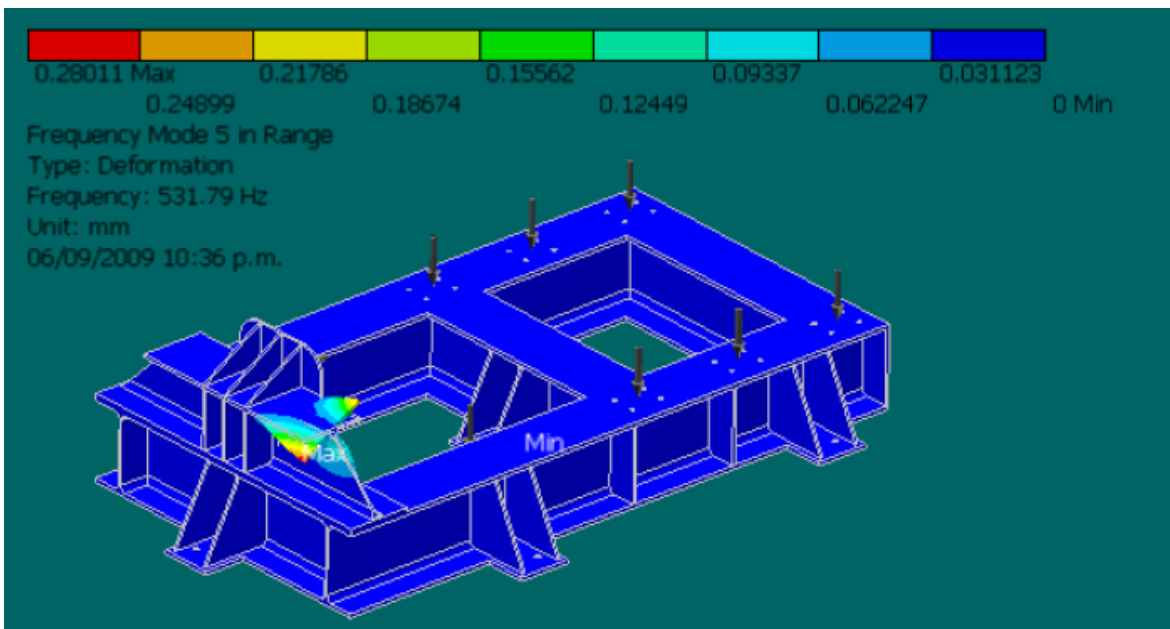
*Figura 10. Frecuencia modal 01 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*



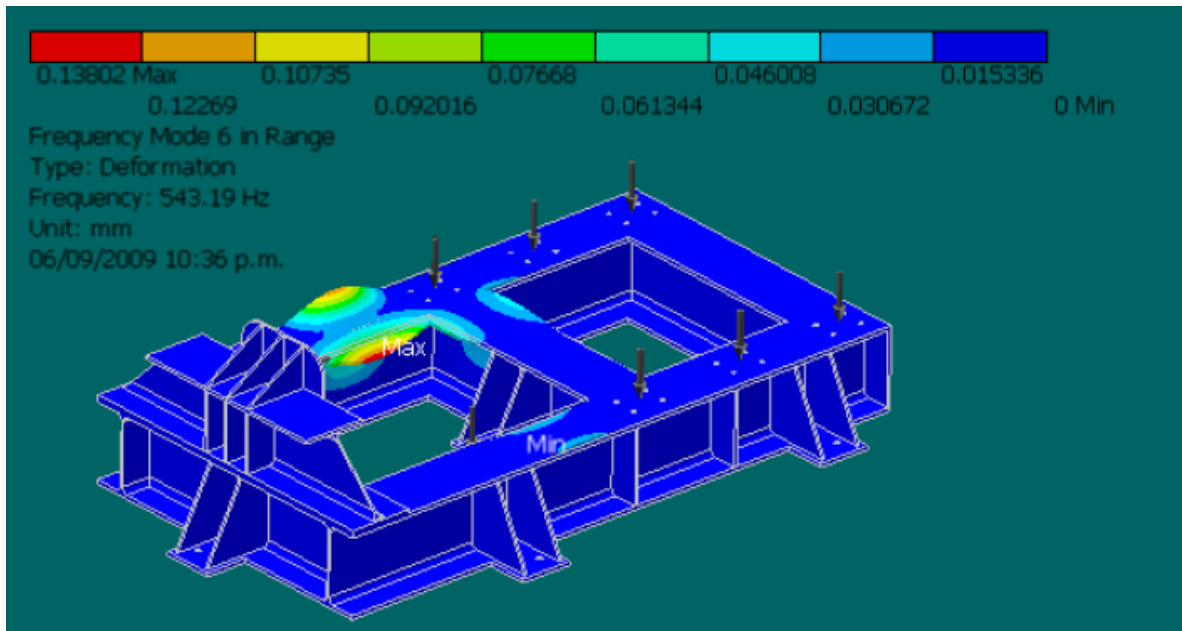
*Figura 10. Frecuencia modal 03 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*



*Figura 11. Frecuencia modal 04 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*

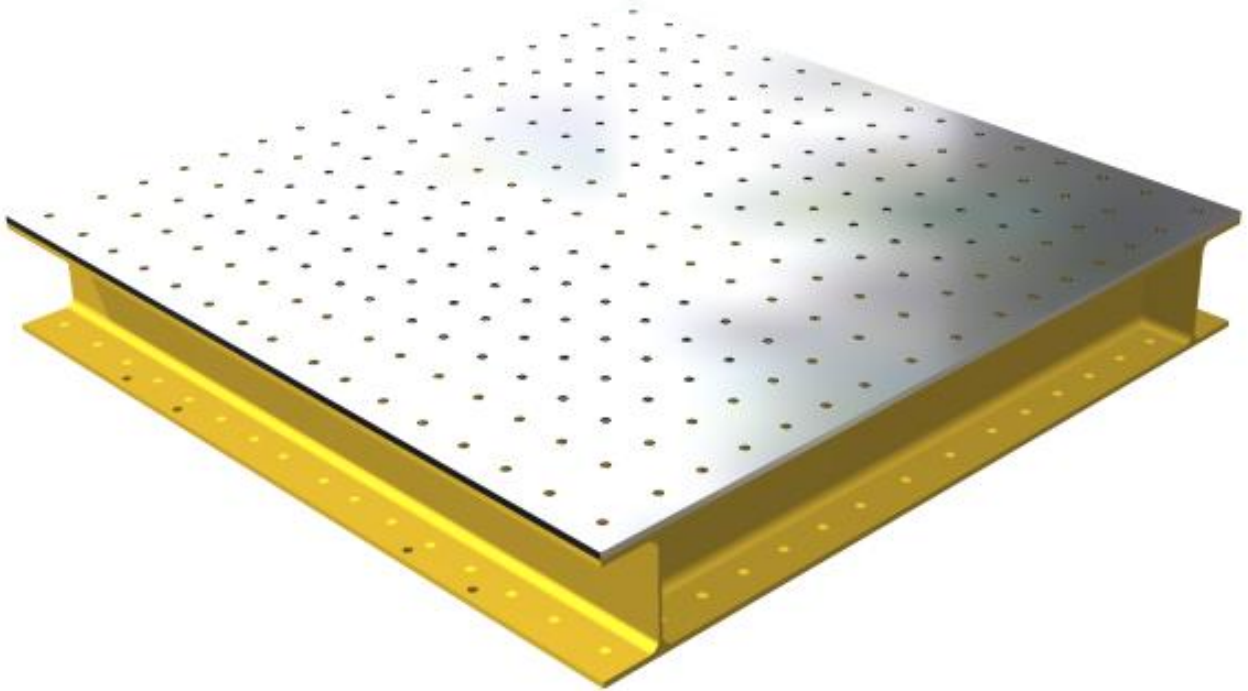


*Figura 12 Frecuencia modal 05 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*



*Figura 13. Frecuencia modal 06 de la Base de Reacción. Fuente Autores del Proyecto*

#### 4.4 PLATAFORMA DEL SIMULADOR



*Figura 14. Plataforma del Simulador. Fuente Autores del Proyecto*

La gran mayoría de las plataformas de un simulador sísmico son rectangulares. La sección transversal tiene la longitud más corta, siendo su longitud arbitraria y necesaria para la estabilidad y anclaje de las estructuras a analizar y de algunos equipos de control.

En la plataforma seleccionada, la configuración no fue rectangular sino cuadrada, cuyo lado es 1500 mm (aprox. 60 in), estas dimensiones son más que suficientes para poder analizar y estudiar modelos de gran esbeltez, desde luego a escala  $\frac{1}{4}$  ( $\lambda_L=4$ ). A continuación se observa el plano con el despiece de la plataforma del simulador diseñado, se podrá ver el diseño completo, donde se encuentran las especificaciones más detalladas.

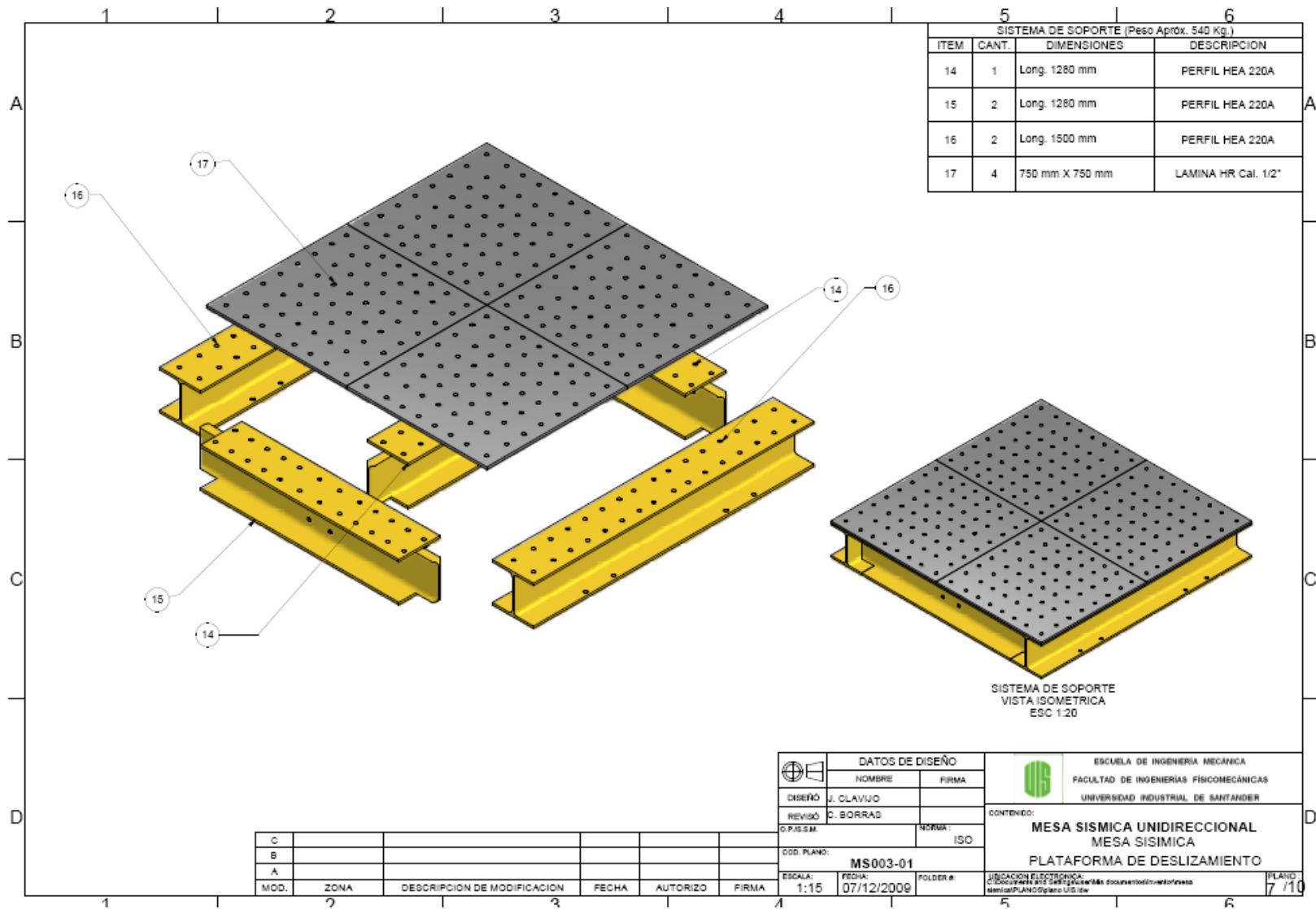


Figura 15. Plano Masa de Plataforma del Simulador. Fuente Autores del Proyecto

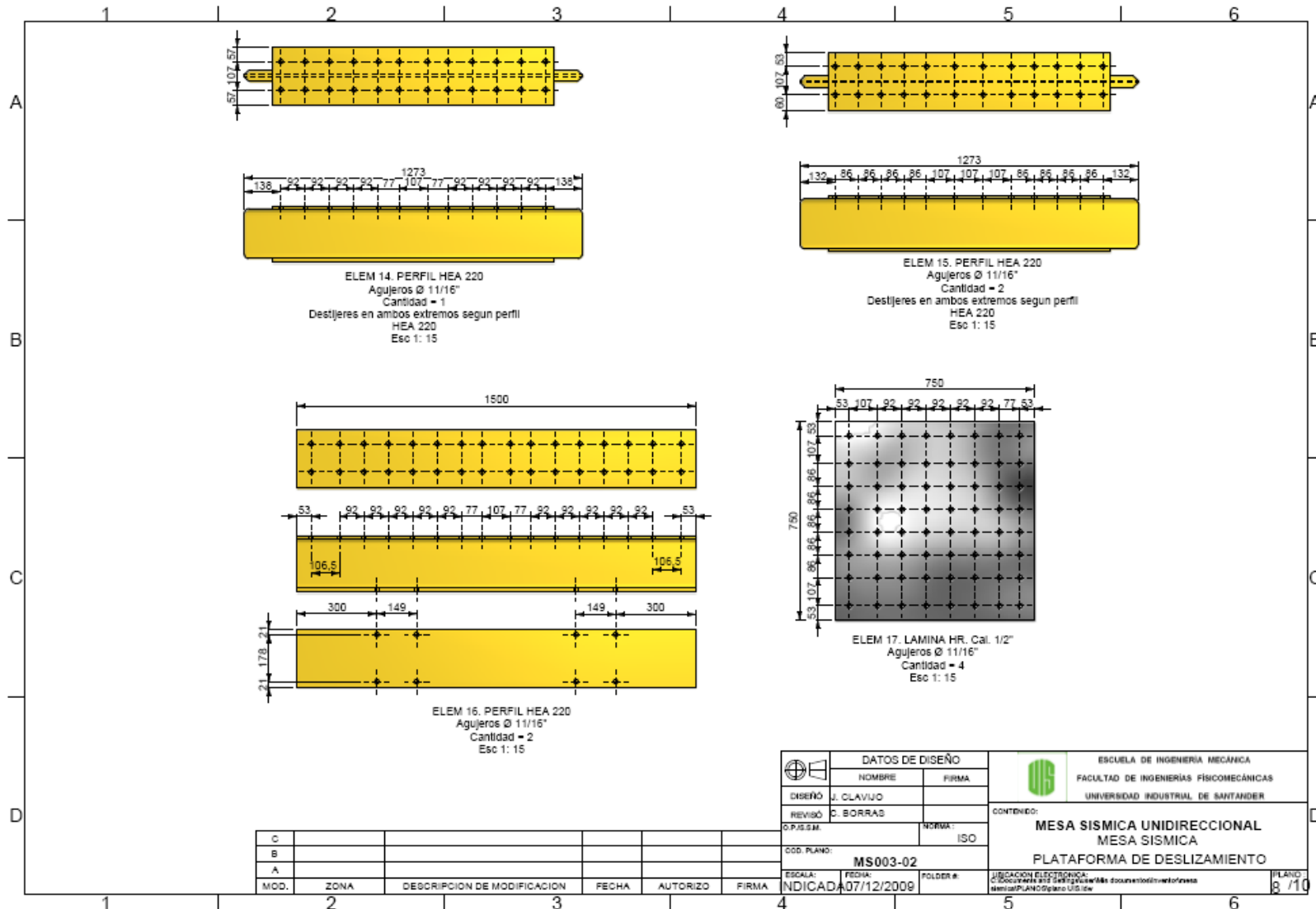
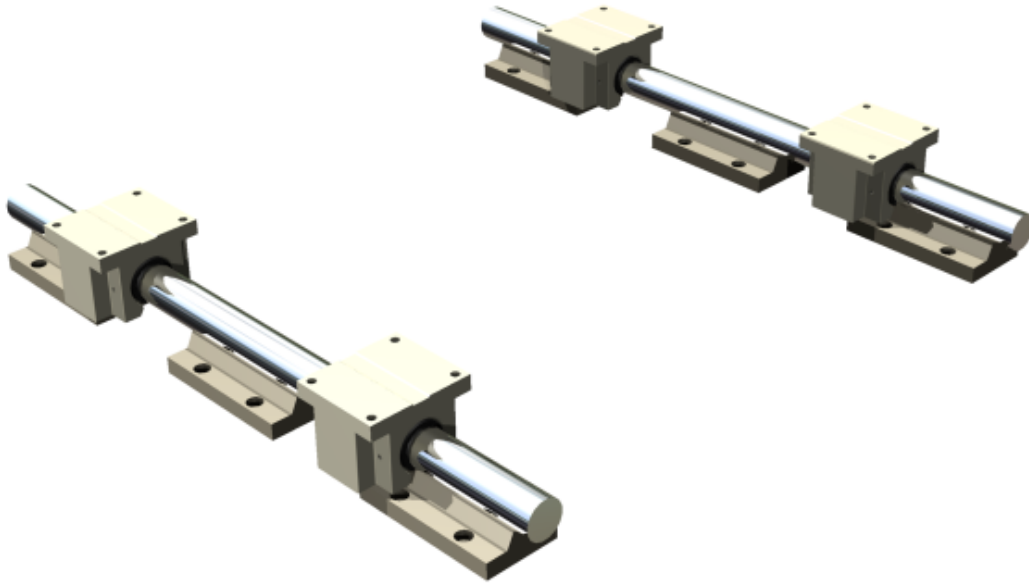


Figura 16. Plano Elementos Masa de Plataforma del Simulador. Fuente Autores del Proyecto

## 4.5 SISTEMA DE DESLIZAMIENTO



*Figura 17. Sistema de Deslizamiento. Fuente Autores del Proyecto*

En el sistema de deslizamiento de la mesa, se requiere un sistema de soporte, que posea una gran capacidad de carga y una baja fricción para prevenir la influencia de esta en el movimiento de la mesa.

La opción de mejor desempeño, para este tipo de sistemas son los rodamientos lineales, los cuales proveen las características necesarias para la operación de la mesa:

- ✓ Bajo coeficiente de fricción.
- ✓ Alta capacidad de carga.
- ✓ Largos desplazamientos lineales.

La mesa deslizante se ubica sobre la plataforma del simulador, y el soporte de la mesa se realiza por medio de cuatro rodamientos lineales, los cuales se agrupan por parejas en la mesa. Estos rodamientos son precargados para eliminar el juego en ellos. Con el fin de minimizar los efectos de las fuerzas de fricción creadas entre los rodamientos y los rieles guía, el montaje de estos componentes debe



realizarse con especial cuidado y considerando los efectos de desviación y paralelismo debido al peso.

Para el simulador sísmico, objeto de nuestro estudio, se han seleccionado los rodamientos XR-48-OPN de la marca Thomson. En la figura 20 y 21, se incluyen algunas características de los rodamientos.

Las pruebas de modelos en la mesa, se realiza con modelos con pesos no superiores a 1000 KG. Y no se tendrá un desplazamiento superior a 10 in.

Por lo tanto en la selección de los rodamientos tenemos:

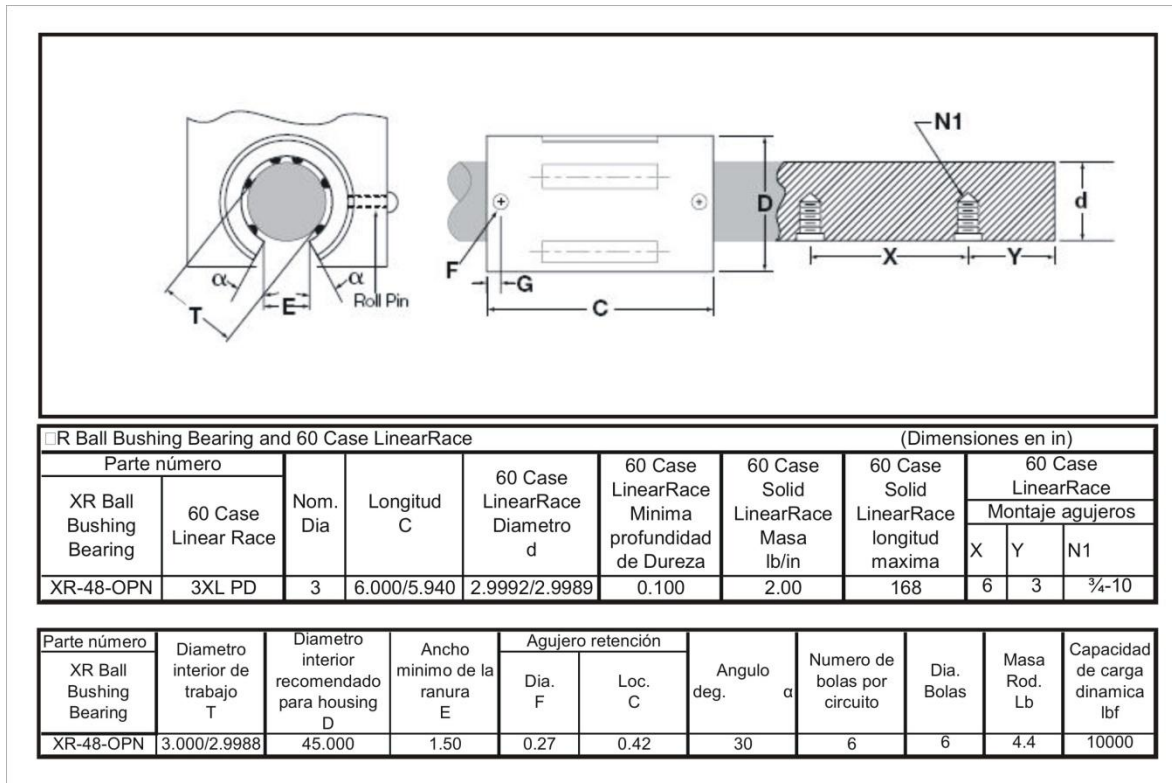


Figura 19. Características de los rodamientos Thomson XR-48-OPN, Tomado de [www.thomson.com](http://www.thomson.com)

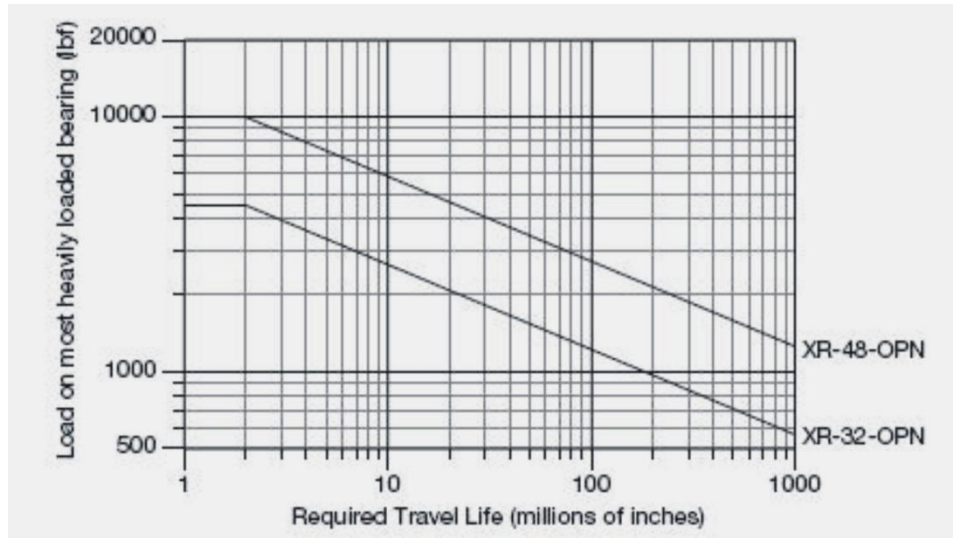


Figura 20. Capacidades de carga de los rodamientos. Tomado de [www.thomson.com](http://www.thomson.com)

#### 4.6 CARGA LIBRE

En nuestro caso en particular, la máxima capacidad de carga de la mesa sísmica dependerá de tres factores previamente definidos:

- Aceleración máxima.
- La fuerza máxima que el actuador hidráulico pueda aplicar.
- La máxima capacidad de carga dinámica de los rodamientos

El peso máximo de las estructuras a analizar ( $W_{\max}$ ), es el siguiente:

$$W_{\max} = \left( \frac{F_{\max}}{a_{\max}} \right) g \quad (4.8)$$

Donde  $g$  es la constante de aceleración de la gravedad.

**Tabla 9. Convenciones para el manejo de ecuaciones. Fuente Autores del Proyecto**

Diámetro del pistón	$D_p$	Masa del modelo	$m_b$
Diámetro del vástago	$D_v$	Amortiguamiento del modelo	$\lambda$
Área del pistón	$A_p = \frac{\pi}{4} D_p^2$	Elasticidad del modelo	$K$
Área del vástago	$A_v = \frac{\pi}{4} D_v^2$	Variable de posición de la mesa	$x_a$
Inercia del vástago	$I = \frac{\pi}{64} D_v^4$	Variable de posición del modelo	$x_b$
Longitud del vástago	$l$	Caudal efectivo	$Q_c$
Área anular	$A_a = A_p - A_v$	Coefficiente de rozamiento viscoso	$B$
Desplazamiento del pistón	$X_a$	Módulo de elasticidad efectivo	$\beta_e$
Velocidad del pistón	$\frac{dX_a}{dt}$	Velocidad máxima de sitio	$PGV$
Carrera del cilindro	$L$	aceleración máxima de sitio	$PGA$
Presiones de cámaras	$P_a, P_b$	Modulo elástico del acero	$E$
Presión efectiva	$P_c = P_a - P_b$	Volumen de aceite entre el pistón y la válvula	$V_t$
Masa acoplada (mesa + modelo)	$m_a$	Módulo de elasticidad del aceite	$E_{aceite}$
Caudales de cámaras	$Q_a, Q_b$		

#### 4.7. ACTUADOR HIDRAULICO



Figura 21. Model 244 Hydraulic Actuators. Tomado de [www.mts.com](http://www.mts.com)

En la selección del actuador hidráulico que va a reproducir los movimientos sísmicos en la mesa, se tienen en cuenta la fuerza requerida para la simulación de cinco de los terremotos más representativos a nivel local e internacional.

Para seleccionar el actuador se requiere determinar la fuerza máxima de este, la cual depende de tres factores:

- Carga máxima neta (plataforma y estructura de prueba).
- Máxima aceleración de la plataforma.
- Capacidad de carga del sistema de soporte (rodamientos lineales)

Entonces la  $F_{Max}$  del actuador esta descrita por:

$$F_{max} = \frac{W_{MAX} \cdot a_{Max}}{g} \quad (4.9)$$

Donde  $g$  expresa la aceleración gravitacional.

La máxima fuerza requerida por el actuador para reproducir con confiabilidad el historial de los principales terremotos que se tiene registro fue determinada por el siguiente análisis. Se tomó una estructura de prueba que fue modelada como una estructura compuesta por varias masas. El peso de estas masas vario desde 0.0 N (0.0lb) hasta 3558.6 N (800lb). Para este análisis cada uno de los registros fue escalado en magnitud por un aceleración máxima de  $1/5 g$  y con un  $\lambda_L = 5$  lo

cual indica que la escala de tiempo fue comprimida por un factor de 5. Basados en estos resultados

La grafica nos muestra que para los requerimientos del simulador, se requiere un actuador de 46 kN, en el mercado se tiene el estándar de 50kN.

La presión hidráulica disponible para este simulador esta en 3000 psi (20,684.3 kN/m<sup>2</sup>). Con estos datos podemos determinar el área efectiva del actuador.

$$A = \frac{F}{P} = \frac{50kN}{20,684.3kN / m^2} = 0.00241m^2 = 24.1cm^2 = 3,76in^2 \quad (4.10)$$

El actuador seleccionado dentro de las opciones encontradas, es un actuador de marca MTS de referencia o modelo 244.21, el cual posee las siguientes características.

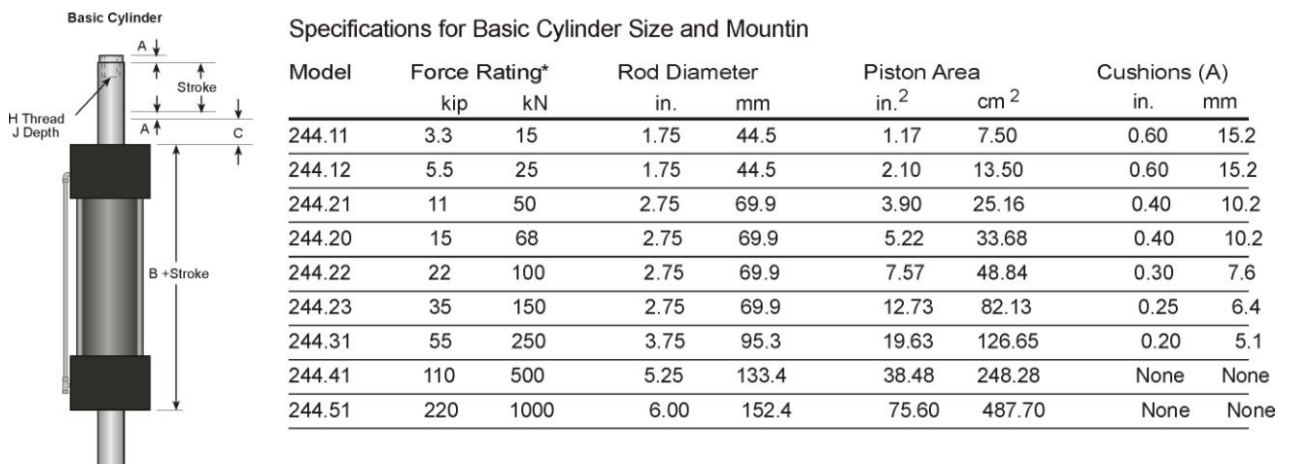


Figura 22. Dimensiones básicas del cilindro MTS 244, Tomado de [www.mts.com](http://www.mts.com)

#### 4.8. SISTEMA SERVO-HIDRAULICO

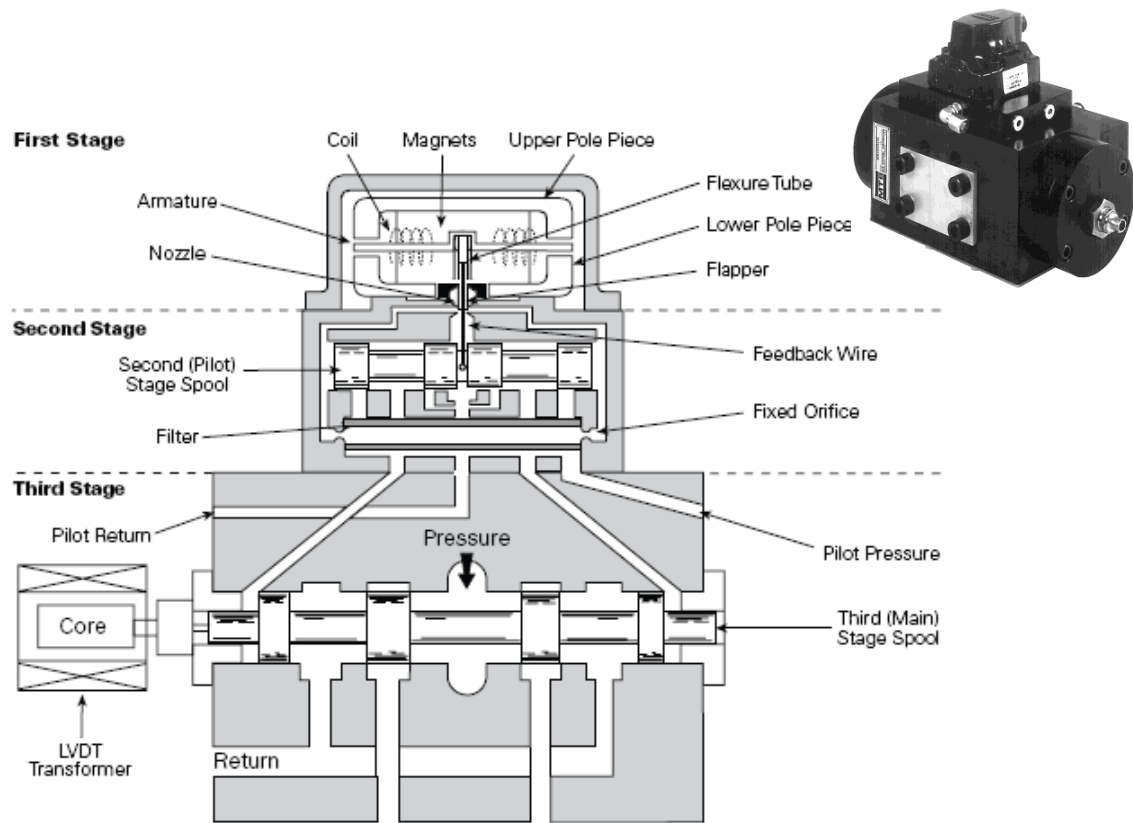


Figura 23. Model 256 Servovalves, Tomado de [www.mts.com](http://www.mts.com)

El sistema servo-hidráulico de la mesa sísmica, se selecciona de acuerdo a los requerimientos de la mesa para la reproducción de los movimientos sísmicos. Como características base para esta selección, se toman los picos máximos de los sismos.

- Máximo pico de aceleración: 0.51g
- Máximo pico de velocidad: 76,94 cm/s
- Máximo pico de desplazamiento: 21,20 cm

La mesa tiene un factor de geometría de 4, se tienen los siguientes valores:

- Aceleración : 0.51g
- Velocidad: 38.47 cm/s
- Desplazamiento: 5.3 cm

El máximo flujo de aceite requerido por el actuador, es:

$$Q_{\max} = A_{\text{efectiva}} * V_{\text{MAX}} \quad (4.11)$$

Dónde:  $A_{\text{efectiva}}$  = Área efectiva del pistón del actuador = 225,16 cm<sup>2</sup> (3,90 in<sup>2</sup>)

$V_{\text{MAX}}$  = Máxima velocidad del modelo a escala = 38.47 cm/s (15.15 in/s)

Entonces:

$$Q_{\max} = (3.90 \text{ in}^2) (15.15 \text{ in/s}) = 59,085 \text{ in}^3/\text{s} = 15,32 \text{ gpm} = 58,07 \text{ l/min} \quad (4.12)$$

Para este flujo máximo, seleccionamos la válvula dual MTS Modelo 256.04, la cual es una servoválvula de tres etapas, la cual es calibrada a 15 gpm (58.07 l/min), para un total de 30 gpm (112 l/min) como flujo máximo. El flujo total a suministrar por la unidad de potencia de la mesa, para la simulación de sismos es:

$$Q_{\text{pump}} = \frac{Q_{\max}}{\frac{3\pi}{2}} = \frac{58.07 \text{ l/min}}{\frac{3\pi}{2}} = 12,32 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (4.13)$$

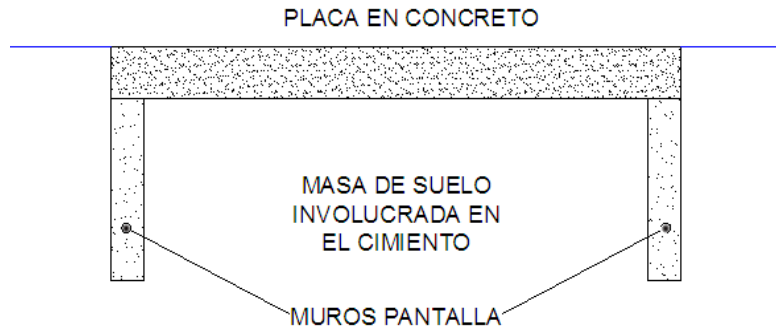
La unidad de potencia seleccionada, es la MTS 505.30, la cual esta calibrada a suministrar 113.5 l/min (30 gpm). La unidad posee un manifold de servicio MTS modelo 293.11, el cual se encuentra calibrado a 190 l/min, (50 gpm). Esta es la unidad de potencia hidráulica básica de esta mesa sísmica.

#### **4.9. PARAMETRIZACION DE LA CIMENTACION REQUERIDA PARA LA MESA SISMICA.**

La mesa sísmica fue diseñada para analizar modelos a escala de sistemas estructurales, cuya plataforma tiene dimensiones de 1.5 m X 1.5 m. y está diseñada para funcionar en un rango de frecuencias entre 0 y 20 Hz.

Las fuerzas involucradas en el diseño de la cimentación tienen que ver con una carga axial en el sentido del movimiento del sistema y la cual se produce inercialmente por la masa del modelo que se está analizando; a pesar que la masa de modelo máxima de análisis es de 1000 Kg, la cual produciría una fuerza horizontal de 10 kN, se tuvo en cuenta un factor de amplificación por la disminución de rigidez del modelo si este llegase a entrar en resonancia, por lo que se utilizó una fuerza de horizontal de 50kN. También se tuvo en cuenta un momento flector aplicado a la cimentación, debido al desplazamiento del centro de gravedad del sistema mesa-modelo con respecto al centro de gravedad de la cimentación.

De acuerdo al anterior análisis hecho por Ing. Luis Felipe Bohórquez L., de la Universidad de los Andes, en su proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA CIMENTACIÓN PARA LA MESA VIBRATORIA DE LA UNIVERSIDAD DE LOS ANDES”, La mejor alternativa para la cimentación, tanto por rentabilidad y eficiencia es la “*CIMENTACIÓN COMO PLACA MACIZA SOBRE MUROS PANTALLA*”, El cual tiene la particularidad de involucrar cierta masa de suelo dentro de la cimentación mediante el uso de unos muros pantalla de grosor apreciable, que permiten desplazar el suelo confinado dentro de ellos. Este sistema se puede asimilar como un cajón boca abajo, como se muestra a continuación



**Figura 24. Cimentación como Placa Maciza sobre muros. Fuente Autores del Proyecto**

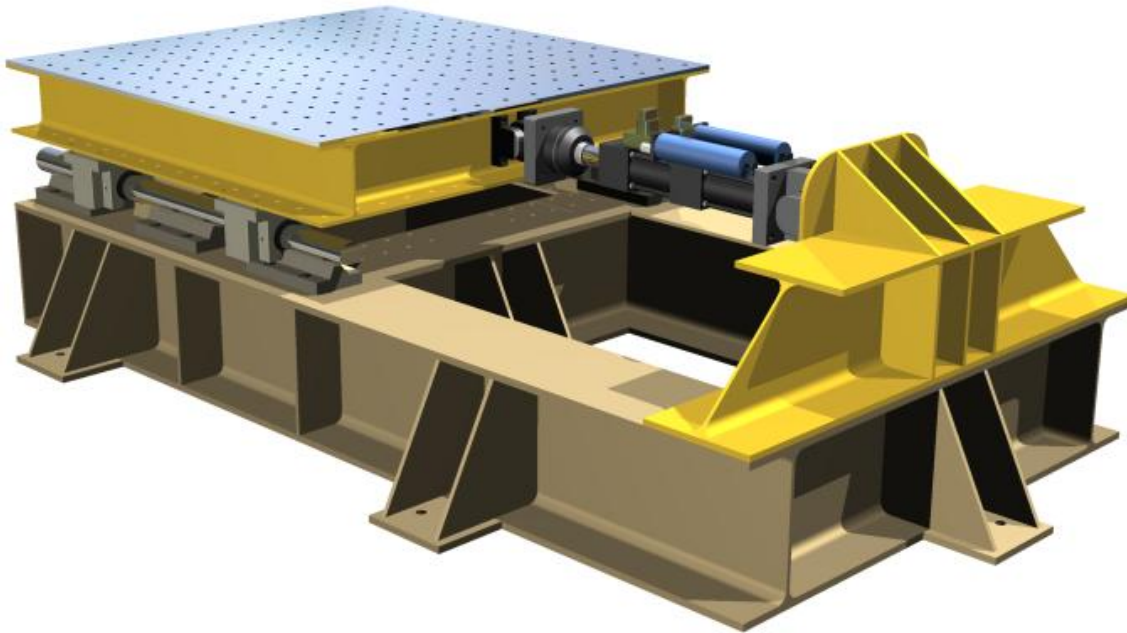
De acuerdo a esto, el diseño de la cimentación sería una placa de concreto de 7.5 m de largo x 5.0 m de ancho x 1.5 m de profundidad, el cual incluye 0.5 m de espesor y 1.20 m de profundidad de muro pantalla.

De acuerdo al numeral C.21.1.4 – *Concreto en estructuras con capacidad de disipación de energía moderada (DMO) y especial (DES)*, de la Norma Colombia de Sismo Resistencia NSR 10 TITULO C, la resistencia a la compresión de este concreto no debe ser mayor a 35 MPa.

De acuerdo a lo anteriormente enunciado y a lo que establece la norma NSR 10, vigente a partir del viernes 26 de marzo del 2010, se requerirían aproximadamente 18.75 m<sup>3</sup> de concreto reforzado, equivalentes a 45 Toneladas, la cual es la masa para minimizar los efectos de transmisión de vibraciones y fuerzas generadas por el sistema de la mesa sísmica al edificio y estructuras aledañas.

#### 4.10. MONTAJE GENERAL DE LA MESA SISMICA

De acuerdo a cada uno de los elementos diseñados y seleccionados en este capítulo podemos presentar la configuración final de nuestra mesa sísmica donde se pueden apreciar cada uno de los elementos que la componen.



*Figura 25. Montaje General MESA SISMICA. Fuente Autores del Proyecto*

Aquí podemos resaltar que el diseño de la estructura metálica, es un diseño rígido y compacto, que asegura la confiabilidad del sistema, dado que su requerimiento así lo exige, pues se trata de una estructura que es capaz de permitir la reproducción con exactitud los movimientos de los registros sísmicos con que se cuenta y movimientos randomicos a los cuales es sometida. Recordemos que la alineación y correcta disposición de sus elementos son esenciales en su buen funcionamiento y durabilidad de las partes

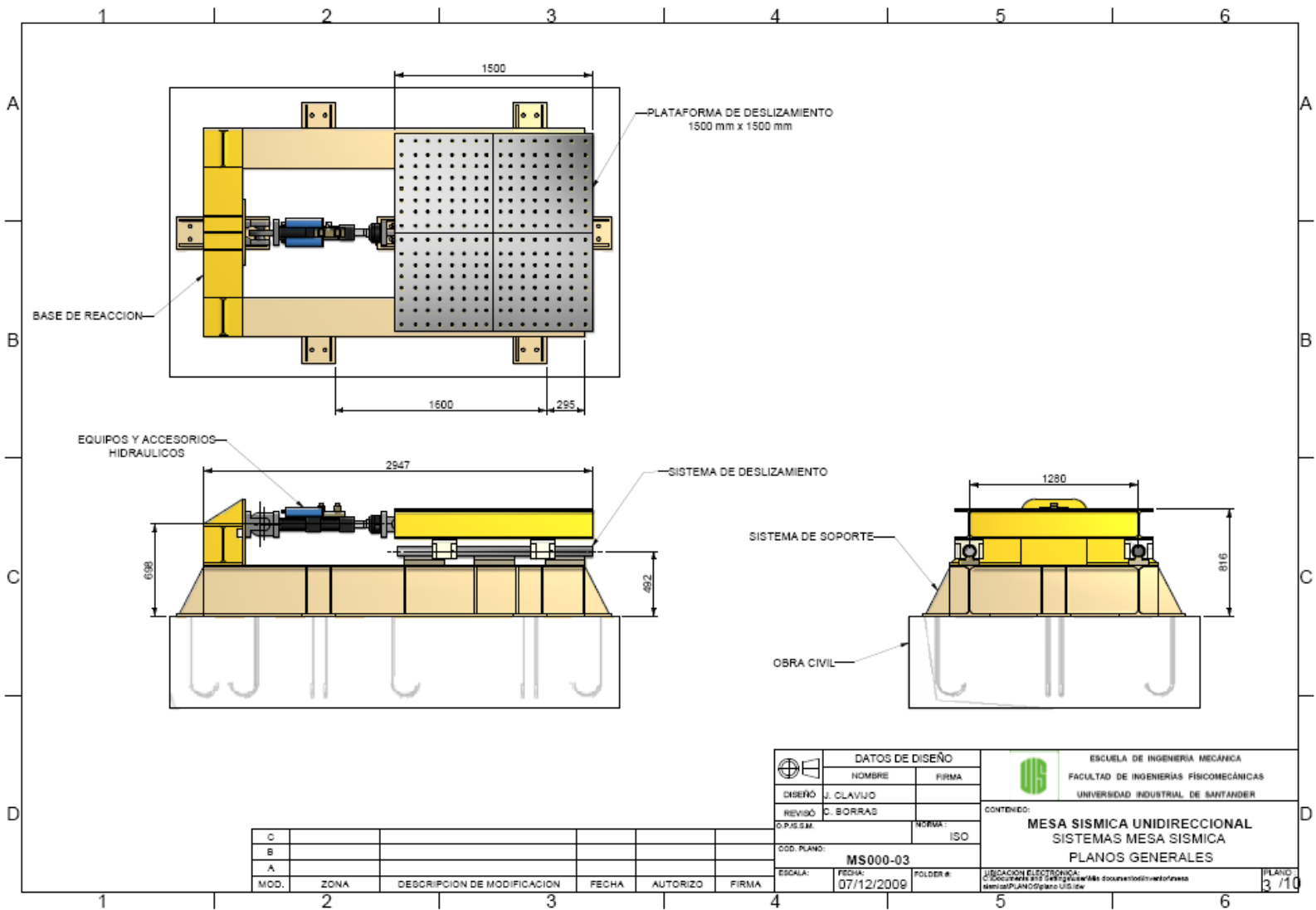


Figura 26. Plano General MESA SISMICA. Fuente Autores del Proyecto

## 5. CARACTERISTICAS DEL SISTEMA HIDRAULICO

La habilidad de este sistema para proveer las cantidades de flujo requeridas por los movimientos de la mesa (armónicos o randómicos), y las limitaciones físicas de los componentes del sistema hidráulico, son determinantes en el desempeño de la mesa sísmica.

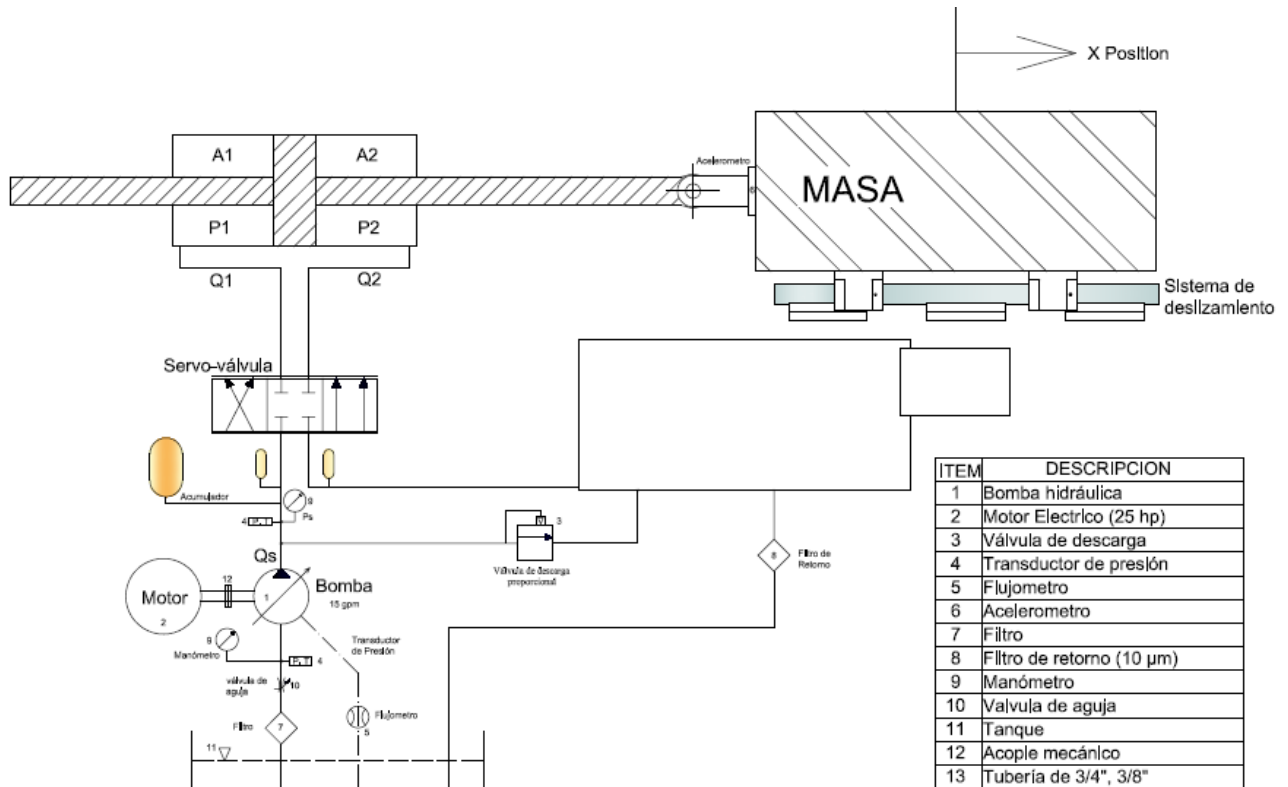


Figura 27. Diseño hidráulico para la mesa sísmica. Fuente Autores del Proyecto

### 5.1. UNIDAD DE POTENCIA HIDRÁULICA

El modelo seleccionado para el funcionamiento de la mesa sísmica, es la MTS 505.30, posee una bomba hidráulica, que provee un flujo nominal de 113.5 l/min (30 gpm), tiene una presión de operación de 21 MPa (3000 psi).

505.07-505.30 SilentFlo Specifications				
Operating pressure: 210 bar (3,000 psi)			Max. ambient operating temperature: 40° C (104° F)	
Pump type: Variable displacement pumps			Min. ambient operating temperature: 5° C (40° F)	
Filtration: 3 micron on the return side				
	505.07	505.11	505.20	505.30
Flow rate (for 60 Hz models)	26.5 lpm (7 gpm)	41.6 lpm (11 gpm)	76 lpm (20 gpm)	113.5 lpm (30 gpm)
Flow rate (for 50 Hz models)	22.7 lpm (6 gpm)	41.6 lpm (11 gpm)	62.5 lpm (16.5 gpm)	100.7 lpm (26.6 gpm)
Noise level*	58 dB(A)	60 dB(A)	63 dB(A)	63 dB(A)
Reservoir capacity (maximum)	174 L (46 gal)	174 L (46 gal)	341 L (90 gal)	341 L (90 gal)
Width	71 cm (28 in)	71 cm (28 in)	86.4 cm (34 in)	86.4 cm (34 in)
Height	107 cm (43 in)	107 cm (43 in)	142.9 cm (54 in)	142.9 cm (54 in)
Length	99 cm (39 in)	99 cm (39 in)	157.5 cm (62 in)	157.5 cm (62 in)
Weight with maximum oil	451 kg (992 lb)	474 kg (1042 lb)	817 kg (1800 lb)	863 kg (1900 lb)
Motor starter configuration	Line voltage	Wye-Delta	Wye-Delta	Wye-Delta
Motor size	11 kW (15 hp)	18.5 kW (25 hp)	30 kW (40 hp)	45 kW (60 hp)
Heat exchanger	Stainless steel plate style	Stainless steel plate style	Copper (optional Cu/Ni)	Copper (optional Cu/Ni)
Hydraulic Connections	Pressure & Return: -12 ORFS		Pressure & Return: -16 ORFS	
	Drain: -8 & -6 ORFS		Drain: -8 & -6 ORFS	
Cooling water connection	2 cm (0.75 in)	2 cm (0.75 in)	2.5 cm (1 in)	2.5 cm (1 in)

\* Sound levels [dbA] are expressed as a free field value. Readings may vary with acoustic environment. Specifications subject to change without notice. Please contact MTS for specifications critical to your application.

Figura 28. Características del sistema MTS 505, Tomado de [www.mts.com](http://www.mts.com)

El tanque de reservorio de aceite, es de 341 l (90 gal), con un sistema de filtración con filtros de 3 micrones en el circuito de retorno.

## 5.2. LIMITACIONES DE FLUJO

El dimensionamiento del sistema hidráulico realizado en la sección 4.7 Y 4.8, es determinado de acuerdo a los picos máximos dados por los datos acerca de los terremotos seleccionados en la tabla 4.

Adicionalmente a este dimensionamiento, el funcionamiento del sistema hidráulico, es dependiente de la frecuencia de los comandos de movimiento. En esta mesa, se tienen dos comandos determinados para los movimientos.

- Comandos de movimiento armónico
- Comandos de movimiento randómico.

### 5.2.1. Limitaciones de flujo en movimientos armónicos

Considerando una señal armónica de desplazamiento en el actuador tenemos:

$$X_c = C \text{Sen}(\omega t) \quad (5.1)$$

Donde la velocidad y la aceleración equivaldrían respectivamente a:

$$\dot{X}_c = C\omega \text{Cos}(\omega t) \quad (5.2)$$

$$\ddot{X}_c = -C\omega \text{Sen}(\omega t) \quad (5.3)$$

Y por consiguiente la expresión para caudal  $Q_c$  queda expresada como:

$$Q_c = V_c * A = AC\omega \text{Cos}(\omega t) \quad (5.4)$$

Donde  $V_c$  es la velocidad del pistón y  $A$  es el área efectiva de pistón. El valor de  $Q_c$  puede tomar valores positivos y negativos representando la dirección del pistón. La bomba provee fluido en solo una dirección y la servoválvula direcciona el fluido a la recámara adecuada del actuador. Como nuestro interés es la magnitud del caudal, la ecuación 5.4 puede escribirse como:

$$Q_c = |V_c| * A = AC\omega |\text{Cos}(\omega t)| \quad (4.5)$$

El caudal promedio puede ser obtenido por integración de medio ciclo:

$$Q_{PROM} = \left( \frac{1}{\frac{\pi}{\omega}} \right) \int_{\frac{\pi}{2\omega}}^{\frac{\pi}{2\omega}} AC\omega \text{Cos}(\omega t) dt = AC\omega \text{Sen}(\omega t) \Big|_{\frac{\pi}{2\omega}}^{\frac{\pi}{2\omega}} \quad (5.6)$$

$$Q_{PROM} = \frac{2AC\omega}{\pi} \quad (5.7)$$

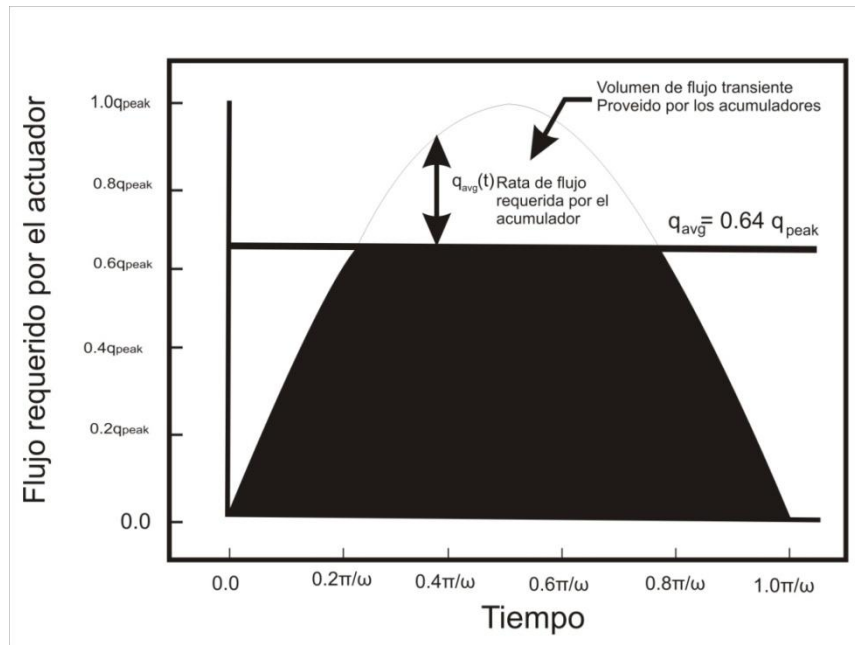
El flujo pico es simplificado:

$$Q_{PICO} = |\dot{X}_{C_{MAX}}| A = AC\omega \quad (5.8)$$

La relación de flujo pico con flujo promedio es:

$$\frac{Q_{PICO}}{Q_{PROM}} = \frac{\pi}{2} = 1.571 \quad (5.9)$$

La selección de la unidad de potencia, se realiza a partir del concepto de que esta provee un flujo estable o promedio por medio de la bomba, de manera que la necesidad de flujo extra del 57 % (referido a la ecuación 5.9) mayor que el caudal promedio de la bomba, se debe suplir con la participación de los acumuladores y el manifold. Esto con el fin de mantener las condiciones de operación del simulador o mesa sísmica en un comando armónico.



**Figura 29. Flujo bajo condiciones armónicas. Tomado de documento "Analysis, design and construction of a shaking table facility"**

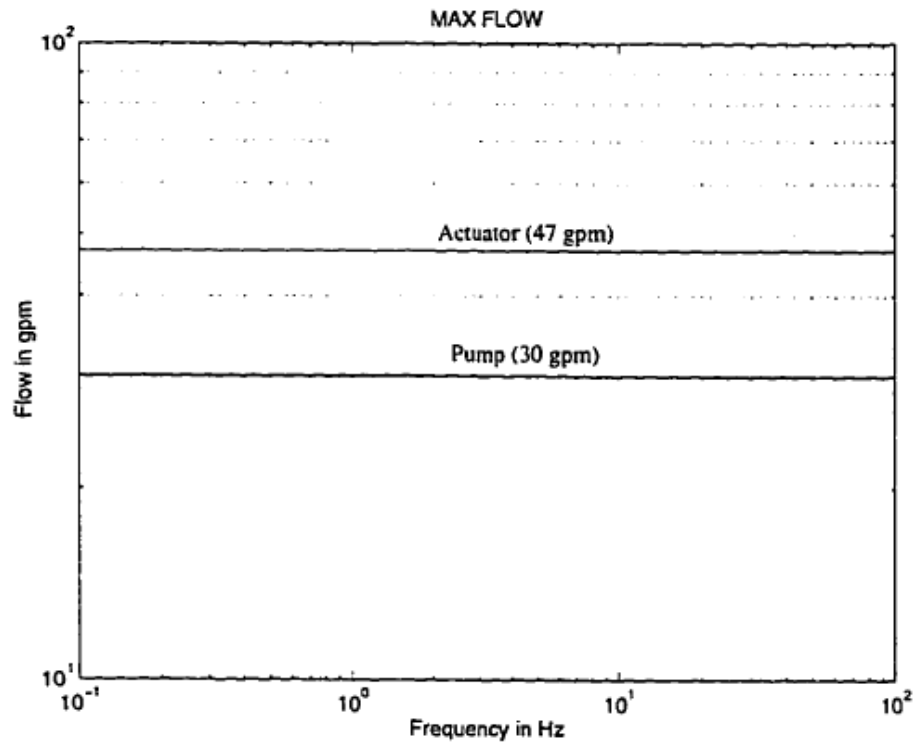


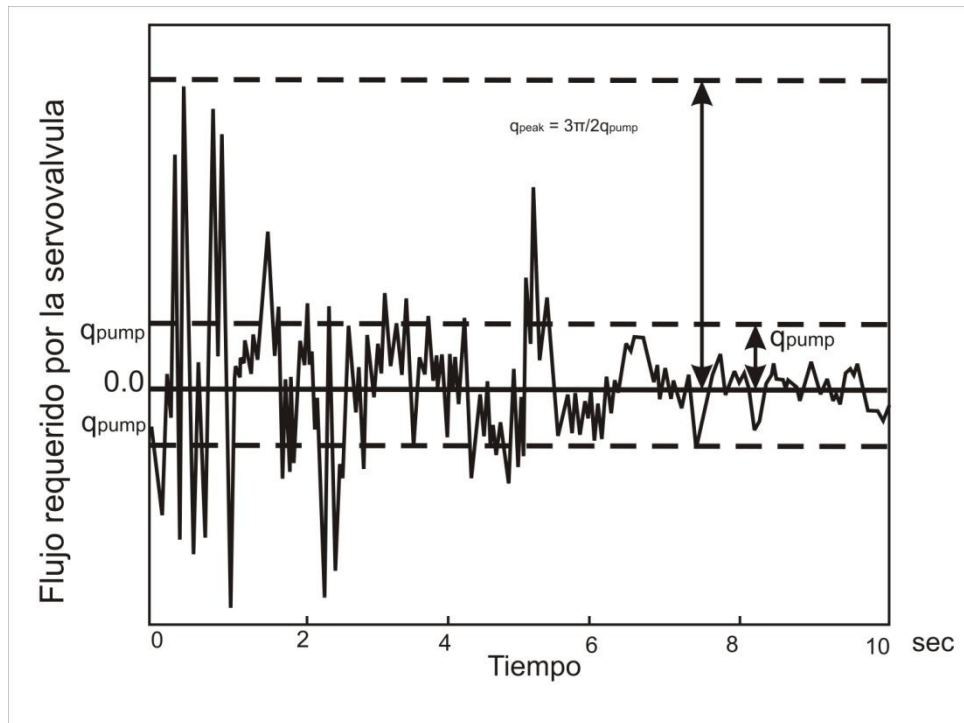
Figura 30. Flujo máximo teórico para bomba y actuador, Tomado de documento "Analysis, design and construction of a shaking table facility"

### 5.2.2. Caudal límite para cargas randómicas y sísmicas

La figura 30 se muestra la rata de flujo de comando en un sistema hidráulico de una mesa sísmica, para realizar la simulación de un terremoto. Este tipo de movimiento representa un movimiento randómico, en el cual se presentan varios picos. Basados en la experiencia, La MTS específica que el flujo pico para acumuladores sometidos a cargas randómicas es cerca de tres (3) veces el flujo pico de cargas armónicas:

$$Q_{Max}^{SISMICAS} = 3Q_{Max}^{ARMONICAS} = \frac{3\pi}{2} Q_{Max}^{BOMBA} = 4.71Q_{Max}^{BOMBA} \quad (5.10)$$

De esta manera, los acumuladores en el caso de movimientos randómicos de la mesa sísmica, puedan ayudar a alcanzar los picos de caudal equivalentes a 4.7 veces el máximo caudal estable de la bomba.



**Figura 31.** Rata de flujo para condiciones de carga randómicas y sísmicas. Tomado de documento “Analysis, design and construction of a shaking table facility”

### 5.3. CAPACIDAD DE LOS ACUMULADORES

Los acumuladores cargados con nitrógeno, almacenan fluido durante periodos de bajo consumo de caudal por parte del actuador y proporcionan dicho caudal en las fluctuaciones pico del sistema. Para condiciones armónicas, este volumen es que no se encuentra sombreado en la figura 30, que equivale a:

$$V_{ACUM} = \frac{0.421 Q_{PICO}}{\omega} = 0.421 AC \quad (5.11)$$

#### 5.4. MÁXIMA VELOCIDAD DE LA PLATAFORMA

Con un caudal pico de  $94.2\text{gpm}$  y un área efectiva de  $25.16\text{cm}^2$ , la velocidad máxima de la plataforma puede obtenerse a partir de:

$$Q_C = V_C A \Rightarrow V_{MAX} = \frac{Q_{PICO} (\text{gpm})}{A (\text{cm}^2)} * 63.0899 \quad (5.12)$$

Donde el 63.0899 es un factor de conversión de unidades. Siendo la máxima velocidad de la plataforma sísmica  $236.21\text{cm/seg}$ .

#### 5.5. ENVERGADURA Y FUERZA LÍMITE

Dos de las principales limitaciones que se presentan en el desempeño de una mesa sísmica, son la envergadura y la fuerza.

La envergadura se describe como el máximo desplazamiento o carrera total de pistón del actuador. Este tiene una longitud de 6 in máxima (+/- 3 in desde la posición central).

En la ecuación 5.8. se muestra que para condiciones armónicas la envergadura y la frecuencia son inversamente proporcionales, es decir que la envergadura máxima decrece al incrementarse la frecuencia.

La máxima fuerza que el actuador puede desarrollar es de 50KN (11Kip). Para conocer la masa de la plataforma sísmica, puede incorporarse esta fácilmente dentro de la aceleración máxima de la plataforma. La máxima aceleración de la plataforma sin estructura de prueba es:

$$a_{MAX}^{SOLA} = \frac{F_{MAX}}{W_{MESA} / g} = \frac{F_{MAX}}{W_{MESA}} g \quad (5.13)$$

Donde  $a_{MAX}^{SOLA}$  representa la máxima aceleración de la plataforma sola,  $F_{MAX}$  la fuerza máxima del actuador y  $W_{MESA}$  es el peso de la plataforma sísmica. El peso de la plataforma sísmica es de 538 Kg. Entonces de acuerdo con la ecuación 5.13 la aceleración máxima de la plataforma es de 9.47 g sin embargo, cuando se adiciona la carga (estructura de prueba), la aceleración máxima de la plataforma decrece significativamente. En el caso de que el peso de la estructura de prueba sea de 250 Kg y asumiendo un factor de amplificación dinámica de 3, el peso total efectivo es de  $((3*250)+ W_{MESA})$  y la máxima aceleración se reduce a 3.95 g

## **6. MODELAMIENTO DINAMICO Y SIMULACION DE LA MESA SISMICA.**

### **6.1. MODELAMIENTO DINAMICO**

Una mesa sísmica es usada para reproducir una aceleración registrada. Dependiendo del propósito de la prueba llevada a cabo, dos enfoques pueden ser usados para la simulación de las cargas dinámicas del ambiente. En el primer enfoque las características estadísticas de una señal dinámica son reproducidas, produciendo una señal con el espectro de potencia correcta. Un segundo enfoque intenta reproducir la señal en un dominio de tiempo. Para la reproducción de datos históricos de sismos, este último enfoque puede ser empleado. Adicionalmente, varios métodos han sido considerados para la reproducción de sismos con simuladores sísmicos.

Métodos on-line usan mediciones de retroalimentación en tiempo real para el control de una mesa sísmica en un lazo cerrado. Métodos off-line también se han considerado. Para estos métodos la señal comando total es determinada antes del experimento, y no usa mediciones en tiempo real. El enfoque considerado aquí es un método off-line.

Las no linealidades son intrínsecas a las mesas sísmicas. La fricción en los rodamientos, sellos y los efectos no lineales en los dispositivos hidráulicos típicamente empleados para el manejo de las fuerzas en la mesa el comportamiento de la tabla demuestra una dependencia de amplitud que indica el comportamiento no lineal. Si el comportamiento de la mesa sísmica fuese perfectamente lineal, la determinación de la correcta señal de entrada para reproducir un sismo dado podría ser muy sencillo. Además, debido a la naturaleza de los sismos, en la cual la respuesta transitoria contiene ambos, pequeños y grandes componentes de amplitud, estas no linealidades, incrementa el desafío en la reproducción de sismos.

En el modelamiento de la mesa sísmica, se considera la aplicación del método de la iteración de la función de transferencia que ha sido empleado en algunos simuladores sísmicos comerciales (Fletcher, 1990). Este enfoque iterativo para la reproducción de sismos fue discutido por Spencer y Yang (1998) para el control de un simulador sísmico mediano. El método trabaja bastante bien para la reproducción de sismos. Este método es implementado en dos simuladores sísmicos en el Washington University Structural Control and Earthquake Engineering Lab, incluyendo un simulador a pequeña y media escala.

## 6.2. ALGORITMO DE ITERACION DE LA FUNCION DE TRANFERENCIA.

El algoritmo de la iteración de la función de transferencia (Fletcher, 1990; y Spencer and Yang 1998) está basado en la hipótesis que la respuesta de una mesa sísmica puede ser modelada como un sistema lineal equivalente dentro de un rango de interés. Así, la respuesta de una mesa sísmica dentro de este rango de interés es descrita por la función de transferencia:

$$H_{yu}(\omega) = \frac{S_{yu}(\omega)}{S_{uu}(\omega)} \quad (6.1)$$

Donde  $S_{yu}(\omega)$  es la densidad espectral de correlación de la respuesta de aceleración de la mesa sísmica  $y(\omega)$  y el comando de entrada  $u(\omega)$ , y  $S_{uu}(\omega)$  es la densidad auto espectral de la señal comando para la mesa sísmica. Para un sistema perfectamente lineal, la señal comando necesaria para reproducir un registro de aceleración  $y_d(\omega)$  puede ser directamente determinada como:

$$u(\omega) = F^{-1} H_{yu}^{-1}(\omega) F y_d(\omega) \quad (6.2)$$

Donde  $F(\cdot)$  es el operador de la transformada de Fourier. Además como cualquier sistema físico, la mesa sísmica no es un sistema perfectamente lineal. Las no linealidades en el sistema pueden resultar en errores significantes en la reproducción de las señales. Así, un método iterativo es adoptado para incrementar la exactitud en la reproducción de la señal.

En este método, una señal comando inicial es primero calculada como una fracción de la señal de comando obtenida en la ecuación (6.2):

$$u_0(\omega) = g_0 F^{-1} H_{yu}^{-1} F y_d(\omega) \quad (6.3)$$

Donde  $g_0 \in [0, 1]$ . Esta señal de comando inicial es enviada al simulador y la respuesta de la aceleración  $y_u(\omega)$  es medida. De estos registros, el error  $e(\omega)$  en la reproducción de aceleración es determinado como:

$$e(\omega) = y_d(\omega) - y_u(\omega) \quad (6.4)$$

Basados en el error en la reproducción de la aceleración y la función de transferencia del sistema, la diferencia de la señal de comando  $d(\omega)$  es determinada como:

$$d(\omega) = F^{-1} H_{yu}^{-1} F e(\omega) \quad (6.5)$$

Una señal de comando de actualización se genera mediante la adición de una fracción de la señal diferencial a la señal de comando anteriormente usada

$$u_i(\omega) = u_{i-1}(\omega) + g_i d(\omega) \quad (6.6)$$

Dónde  $g_1 \in [0,1]$ . Este procedimiento es repetido y la señal de comando es iterativamente actualizada, hasta que la respuesta de aceleración deseada de la mesa sísmica, es obtenida. Porque la función de transferencia es usada en cada iteración, para mejores resultados la función de transferencia  $H_{yu}(s)$  podría ser obtenida con una entrada que es de la misma magnitud que la señal esperada a usar en la reproducción del registro de aceleración. El procedimiento es resumido en la tabla de flujo de la figura 33.

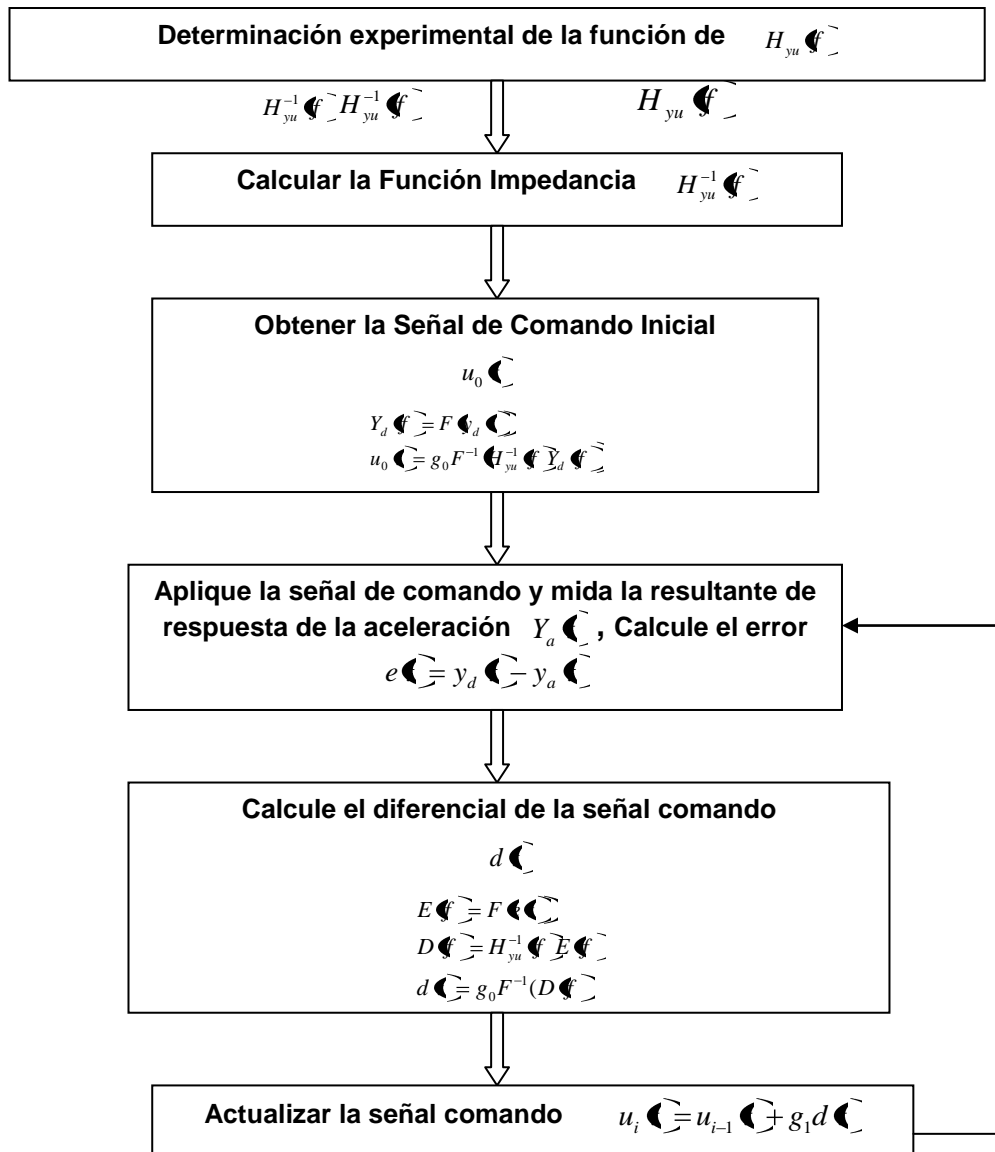


Figura 32. Tabla de flujo describiendo el algoritmo de la iteración de la función transferencia. Tomado del paper "Earthquake Simulator Control by the Transfer Function Iteration Method"

## 7. ANALISIS Y SIMULACION DEL ALGORITMO DE CONTROL FORMULADO POR SPENCER PARA LA MESA SISMICA

### 7.1. MODELO DE LA MESA SISMICA

En este capítulo, se presenta un modelo de la dinámica propia de un sistema servo – hidráulico. En este Servo actuador hidráulico consta de un PID interno que compara una señal de entrada con una señal de retroalimentación y envía a la servo válvula, una señal de voltaje, para mover el carrete “spool”. El desplazamiento del carrete  $X_s$ , permite que el fluido a alta presión fluya en las recamaras del actuador hidráulico generando un delta de presión  $\Delta P_L$ , entre estas, el cual a su vez se amplifica de acuerdo al área efectiva del pistón  $A_p$ , la fuerza aplicada al modelo de prueba. En la figura 34, se muestra la figura del actuador servo hidráulico. La retroalimentación de la señal de desplazamiento del pistón es medida por un LVDT.

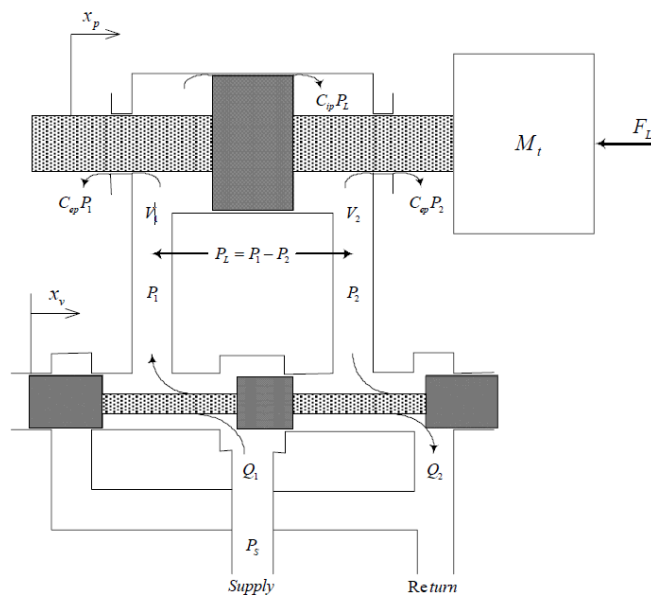


Figura 33. Actuador servo hidráulico. Fuente Autores del Proyecto

La señal de entrada de la servoválvula puede ser expresada como:

$$u = C_p(V_{in} - V_x) \quad (7.1)$$

Donde  $V_{in}$  , es la señal de voltaje de referencia y  $V_x$  es la señal de voltaje de retroalimentación del desplazamiento del pistón y  $C_p$  es la ganancia proporcional en el controlador PID.

### 7.1.1 MODELAMIENTO DINAMICO DE LA SERVOVALVULA

La válvula se supone sub-traslapada y simétrica, suponemos que la inercia y la fricción de la carga son pequeñas comparadas con la gran fuerza hidráulica, también se supondrá en esta parte que el fluido es incompresible y la fuerza de inercia del actuador de potencia despreciable. Se supone igualmente como es usual que el área del orificio (el ancho de la ranura en la manga de válvula) en cada puerto es proporcional al desplazamiento  $x_v$  del spool (ver figura 35).

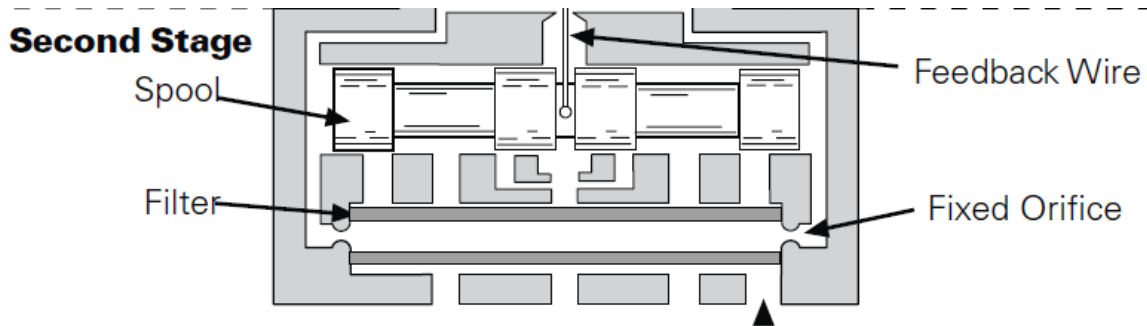


Figura 34. Diagrama de la corredera principal de la servoválvula. Tomado de [www.mts.com](http://www.mts.com)

El flujo a través de los orificios de la servoválvula se expresa matemáticamente de la siguiente manera:

$$Q_1 = C_d * A_{1s} * \sqrt{\frac{2}{\rho}} * (P_s - P_1) \quad (7.2)$$

$$Q_2 = C_d * A_{2s} * \sqrt{\frac{2}{\rho}} * (P_2 - P_0) \quad (7.3)$$

$C_d$  Es el coeficiente de descarga, que es un factor de corrección por las pérdidas de energía de fluido a través de un orificio. Para que la ecuación de caudal quede en función del desplazamiento del (carrete) spool se interpreta el área de orificio proporcional a este, y se da la igualdad aplicando una constante de proporcionalidad:

$$A_v = k * x_s \quad (7.4)$$

Donde la constante k está en función de los parámetros geométricos de la servoválvula. Por otra parte el diferencial de presión obtenido es;

$$P_0 = 0 \quad (7.5)$$

$$P_s = P_1 + P_2 \quad (7.6)$$

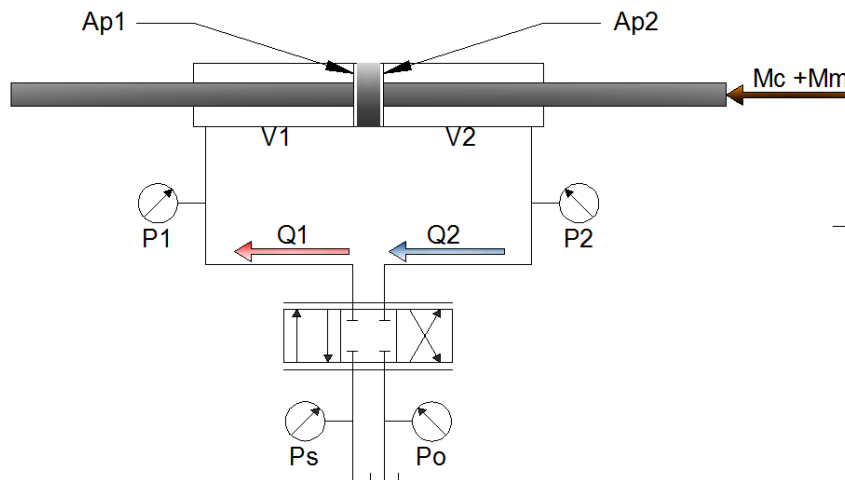


Figura 35. Esquema de presiones y flujos en el actuador y la servoválvula. Fuente Autores del Proyecto

Además se supone que la presión de retorno  $P_o$  en la línea de retorno es pequeña, por lo tanto puede despreciarse. Por lo tanto se define el diferencial de presión entre las cámaras del cilindro como:

$$\Delta P_s = P_1 - P_2 \quad (7.7)$$

$$P_1 = \frac{P_s + P_L}{2} \quad (7.8)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_L}{2} \quad (7.9)$$

De las anteriores ecuaciones podemos concluir que;

$$Q_1 = Q_2 = C_d * k * x_s * \sqrt{\frac{1}{g}} (P_s - P_L) \quad (7.10)$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_L = C_d * k * |x_s| * \sqrt{\frac{1}{g}} (P_s - |P_L|) \quad (7.11)$$

Ya que el caudal es el mismo cuando la corredera principal se desplaza hacia la izquierda o derecha del centro, debido a la simetría de cada una de las vías en la servoválvula:

Se usa el teorema de Taylor para linealizar el caudal. El teorema expresa que si una función es infinitamente derivable en un intervalo dado, puede representarse como una serie de potencias. En cierto modo se trata de una especie de polinomio con infinitos términos pero como queremos obtener una expresión lineal que converja en  $Q_L = Q_{L0}$  y  $P_L = P_{L0}$  que se refiere a la posición central del spool por ser el punto de operación. Se evalúa la serie para el primer término y considerando una pequeña perturbación alrededor de la posición de trabajo:

$$Q_L = \left( \frac{\partial Q_L}{\partial x_s} \right)_{x_{s0}, P_{L0}} * x_s + \left( \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right)_{x_{s0}, P_{L0}} * P_L \quad (7.12)$$

En conclusión:

$$Q_L = K_Q * x_s + K_C * P_L \quad (7.13)$$

Los coeficientes  $K_Q$  y  $K_C$  se llaman coeficientes de la válvula y varían con el punto de operación del sistema.

### 7.1.2 MODELAMIENTO DINAMICO DEL CILINDRO HIDRAULICO

La ecuación de volumen y la de continuidad se pueden combinar para producir;

$$Q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (7.14)$$

Donde  $V_t$  es el volumen total del fluido bajo compresión de las dos recamaras.  $\beta_e$

Es el modulo efectivo de Bulk,  $C_{tp}$  es coeficiente total de fugas y  $x_p$  es el desplazamiento del pistón. De esta manera la ecuación de movimiento se puede escribir como

$$F_g = A_p P_L = M_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + C_p \frac{dx_p}{dt} + Kx_p + F_L \quad (7.15)$$

Donde  $F_g$  es la fuerza generada por el pistón,  $M_t$  es la masa total del cilindro hidráulico, más la plataforma de deslizamiento (equivalente a 540 kg) y la masa del modelo que va desde 0 – 1000 kg.  $C_p$  Es el coeficiente de amortiguamiento viscoso del pistón y la carga,  $K$  es un gradiente de carga de amortiguamiento y  $F_L$  es una fuerza de pérdidas (fricción) ocasionadas por la carga.

En las anteriores ecuaciones se describe toda la dinámica de un servo actuador hidráulico de una mesa sísmica.

## 7.2. ECUACIONES DE ESTADO ESPACIAL

Retomando la ecuación 7.14 la cual puede ser expresada como:

$$Q_L = C_d |A_v| \frac{x_s}{|x_s|} \sqrt{\frac{1}{\rho}} \left( P_s - \frac{x_s}{|x_s|} \Delta P \right) \quad (7.16)$$

Y aplicando la expansión de la ecuación de Taylor de primer orden tenemos:

$$Q_L = K_Q x_s + K_C \Delta P \quad (7.17)$$

Donde  $K_Q$  y  $K_C$  son los coeficientes de perdidas Externas e internas de presión respectivamente. Combinando la ecuación 7.6 y la ecuación 7.4 tenemos;

$$\frac{V_T \Delta \dot{P}}{4\beta_e} + A_p \dot{x}_p = K_Q x_s + K_C \Delta P \quad (7.18)$$

Y de esta manera obtenemos la primer ecuación de estado para la servo válvula MOOG.

$$\dot{x}_s + \omega x_s = K_v u \quad (7.19)$$

Por otra parte asumimos que las fuerzas de fricción y disipadoras son despreciables, obtenemos la ecuación de estado espacial:

$$\dot{X} = AX + Bu \quad (7.20)$$

$$Y = CX + Du$$

Donde  $X = [x \quad \dot{x} \quad \Delta \dot{P} \quad x_s]'$ , son los estados del modelo,  $Y$  son las salidas del modelo,  $u$  son las entradas del modelo.

Para la obtención de las matrices  $A$  y  $B$  se requiere despejar cada una de las variables de la matriz  $X$ .

$$M\ddot{X} + C\dot{X} - A_p \Delta P = 0 \quad (7.21)$$

$$\frac{d(\dot{X})}{dt} = \ddot{X} = -\frac{C\dot{X}}{M} + \frac{A_p\Delta P}{M} \quad (7.22)$$

$$\dot{X} = \frac{d(X)}{dt} \quad (7.23)$$

Y despejando de la ecuación 7.8 tenemos  $\Delta\dot{P}$  ;

$$\Delta\dot{P} = [K_Q x_s + K_C \Delta P - A_p \dot{x}_p] \frac{4\beta_e}{V_T} \quad (7.24)$$

Donde  $V_T$ , es el volumen que abarcan las dos recamaras de cilindro hidráulico.

Definiendo a  $V_1$  como el volumen confinado en la recamara 1 del cilindro ( $V_{c1}$ ), más el volumen desplazado por el pistón.

$$V_1 = V_{c1} + A_p x_p \quad ; \quad V_2 = V_{c2} - A_p x_p \quad (7.25)$$

Lo cual indicaría que;  $\dot{V}_1 = A_p \dot{x}_p$ , Si se supone que el volumen desplazado por el cilindro es bastante menor que el volumen en la recamara del cilindro (desplazamientos muy pequeños cercanos a la posición central del cilindro), la ecuación 7.15 se reduce;

$$V_1 \cong V_{c1} \quad (7.26)$$

De esta manera la matriz  $A$  y  $B$  quedan conformadas de la siguiente manera:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{C}{M} & \frac{A_p}{M} & 0 \\ 0 & -\frac{4\beta_e A_p}{V_T} & \frac{4\beta_e K_C}{V_T} & \frac{4\beta_e K_Q}{V_T} \\ 0 & 0 & 0 & -\omega_n \end{bmatrix} ; \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_v \end{bmatrix} \quad (7.27)$$

Donde  $\omega_n$  es la frecuencia natural de la servo válvula expresada en rad/s y  $K_v$  es la ganancia de retroalimentación de voltaje.

Y de esta manera podemos concluir con el sistema de ecuaciones de estado que serán nuestra base para la elaboración de nuestro algoritmo de control. De la ecuación 7.10 tenemos;

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \ddot{x} \\ \Delta \dot{P} \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{C}{M} & \frac{A_p}{M} & 0 \\ 0 & -\frac{4\beta_e A_p}{V_1} & \frac{4\beta_e K_c}{V_1} & \frac{4\beta_e K_Q}{V_1} \\ 0 & 0 & 0 & -\omega_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \\ \Delta P \\ x_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_v \end{bmatrix} \cdot u \quad (7.28)$$

Y las matrices  $C$  y  $D$ , Las cuales son las salidas del sistema, son respectivamente;

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} ; \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.29)$$

De esta manera nuestra salida seria posición del cilindro  $x$ , la cual deberá ser derivada dos veces para obtener y graficar el comportamiento de la aceleración del sistema  $\ddot{x}$

### 7.3. MODELO EN SIMULINK PARA LA MESA SISMICA SEGÚN EL ALGORITMO DE CONTROL FORMULADO POR SPENCER

En la tabla 9, se resumen las constantes del modelo y se encuentra el valor de aquellas que pueden ser calculadas o propiedades físicas

*Tabla 10. Parámetros conocidos para el modelo matemático del servo-actuador hidráulico. Fuente Autores del Proyecto*

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Modulo de Bulk	$\beta_e$	4.6 e 8	N/m <sup>2</sup>
Presión de suministro	$P_L$	3000	Psi
Gravedad	$g$	9.81	m/s <sup>2</sup>
Área efectiva del cilindro	$A_p$	25.16 e -4	m <sup>2</sup>
Volumen total	$V_t$	37.74 e -5	m <sup>3</sup>
Masa del modelo	$M_m$	0 - 1000	Kg
Densidad del fluido	$\rho$	858	Kg/m <sup>3</sup>

Establecidos los parámetros del sistema se calcula la frecuencia natural del servo actuador que corresponde a una servoválvula de 2 etapas con un actuador hidráulico no diferencial:

$$\omega = \sqrt{\frac{4\beta A_p^2}{M V_t}} = 239 \left[ \frac{rad}{s} \right] ; \quad f = 38.0 \text{ Hz} \quad (7.30)$$

Lo que indica que el sistema presenta un régimen de resonancia alrededor de este valor.

Es posible obtener información de la respuesta a la frecuencia del modelo matemático si se dan valores a las constantes desconocidas y si el sistema es estimulado por una señal de frecuencia variable. Se desarrolló un modelo en Simulink como se muestra en la figura 37, porque su metodología de diagrama de bloques y líneas de flujo, permiten fácilmente solucionar sistema de ecuaciones diferenciales de orden superior y también porque es posible evaluar la contribución de cada componente en el comportamiento total del sistema.

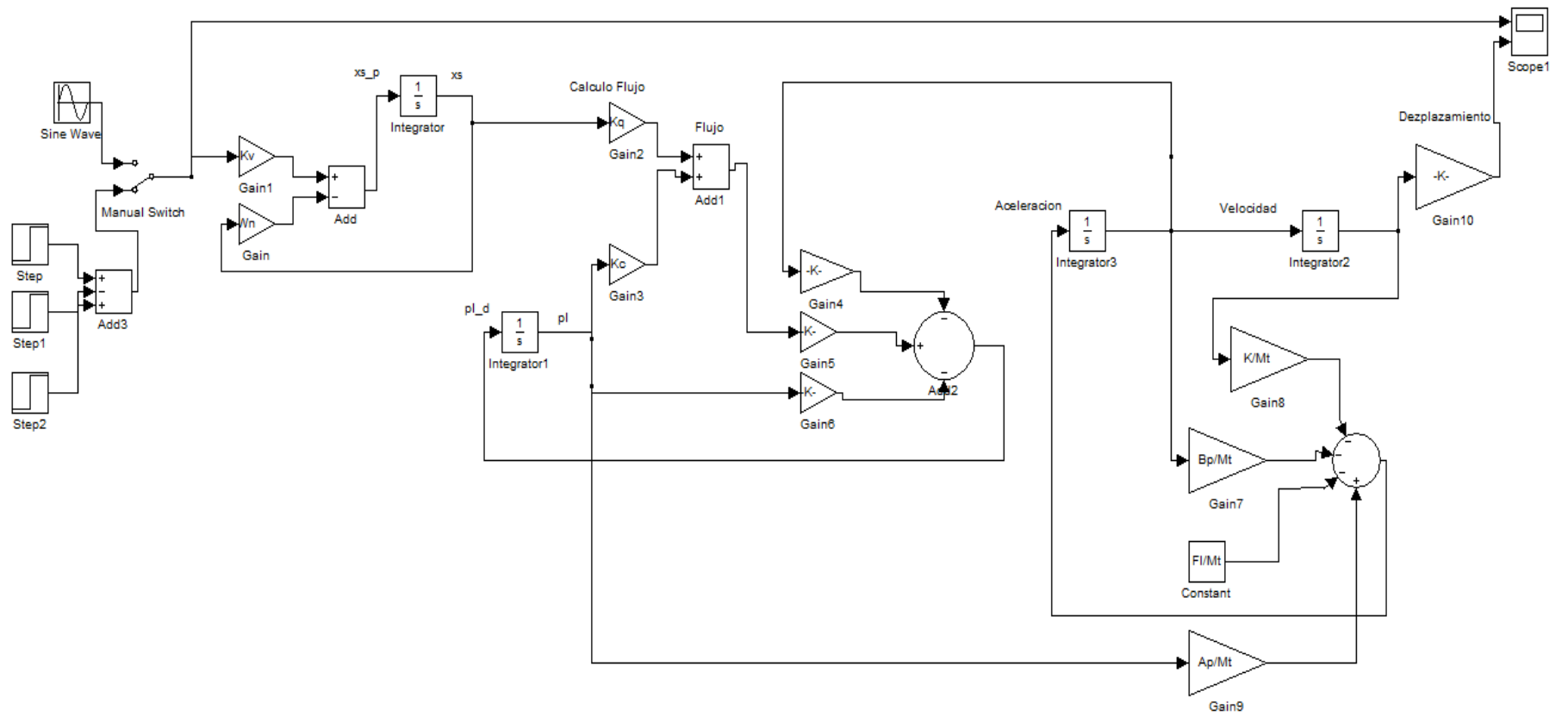
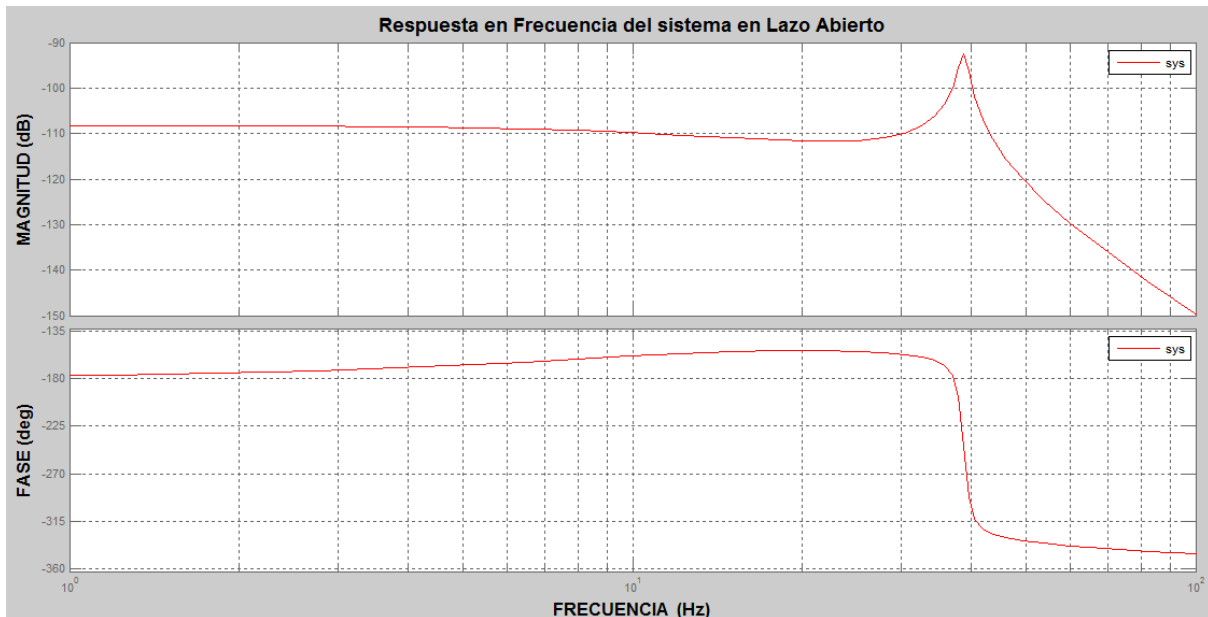


Figura 36. Modelo matemático del sistema servo hidráulico de la mesa sísmica desarrollado en Simulink. Fuente Autores del Proyecto

Se da un valor a las constantes desconocidas con el fin de correr el programa y realizar un breve análisis cualitativo de la respuesta del sistema (ver figura 38).



**Figura 37. Respuesta a la frecuencia en magnitud y fase simulada con el modelo matemático del sistema en SIMULINK. Fuente Autores del Proyecto**

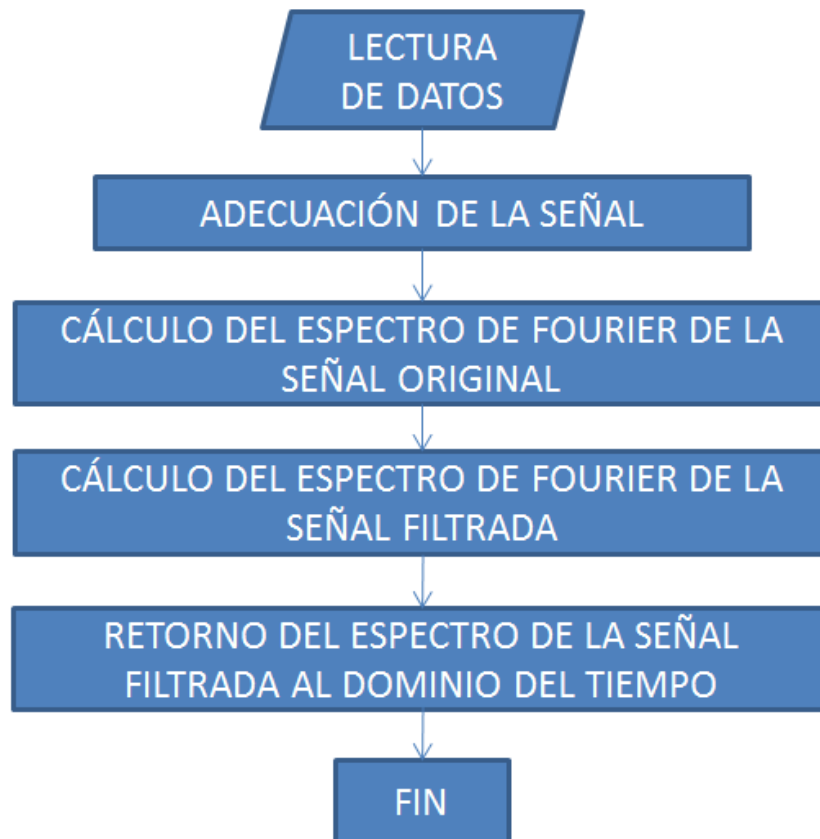
Con unas cuantas iteraciones y variando las constantes desconocidas, es claro que se manifiesta un régimen de resonancia en el sistema como lo enseña el diagrama de bode en magnitud. Después de que ocurre la resonancia la curva se atenúa rápidamente, lo que demuestra que la respuesta del sistema se reduce hasta hacerse nula. Esto indica que para un determinado rango de frecuencias cerca a al límite de operación del servo-actuador y su masa de prueba, se percibirá la vibración más severa, y esto deberá evitarse con el fin de que el equipo no sufra desajuste mecánico o averías.

En los diagramas de la figura 38, además se puede observar que la frecuencia en del pico en la región de resonancia corresponde a un desfase de  $90^\circ$ .

A medida que el coeficiente de amortiguación viscosa se aumenta, la cresta de la zona de resonancia se hace menos pronunciada.

#### 7.4. ANALISIS DE REGISTROS SISMICOS

Para poder realizar este análisis, se ha desarrollado durante esta tesis un programa en Matlab, cuya finalidad principal es la de calcular los espectros normalizados de la aceleración de los registros sísmicos, siendo aquellos el instrumento que se va utilizar para su comparación con las normas sísmicas.



*Figura 38. Diagrama de Flujo para el análisis de registros sísmicos. Fuente Autores del Proyecto*

Tal como se muestra en la Figura 38, en el diagrama de flujo se representa la estructura básica del algoritmo, en el cual cada elemento del programa tiene una función específica. A continuación, se detallan los principales elementos del programa:

- Lectura de datos de la aceleración de los ficheros originales. Hay que señalar que este módulo del programa se ha tenido que modificar, según cada uno de los formatos de la base de datos analizados.
- Adecuación de la señal. Una vez leída la señal, que suele estar definida por el par de valores  $(t_i, a_i)$  o como una lista de puntos  $(a_i)$  y  $\Delta t$  fijo, este módulo efectúa operaciones para adecuar los datos al estudio y homogeneizar la estructura de los acelerogramas procedentes de diferentes bases de datos. Concretamente se efectúan las siguientes operaciones: discretización a paso fijo (si procede), de forma que se establece un número de puntos en potencia de dos, ya que así se optimiza los procesados, particularmente a lo que hace referencia a la transformada rápida de Fourier y su análisis.
- Cálculo de la transformada de Fourier de la señal original. (FFT).
- Corrección de la línea base por filtrado. Se ha usado un filtro Butterworth, pasa bajos con frecuencia de corte definida de 20 Hz a partir del análisis del acelerograma en el dominio frecuencial.
- Retorno del espectro de la señal filtrada al dominio del tiempo a través de la transformada de Fourier inversa.

Una vez se cuenta con un registro sísmico al cual se le han filtrados ruidos de altas frecuencias, este puede ser la señal de entrada para el algoritmo formulado anteriormente con el fin de alimentar el sistema con una señal sísmica.

En la figura 39 se muestra el desarrollo de los anteriores pasos aplicado al registro sísmico del Centro, California 1940.

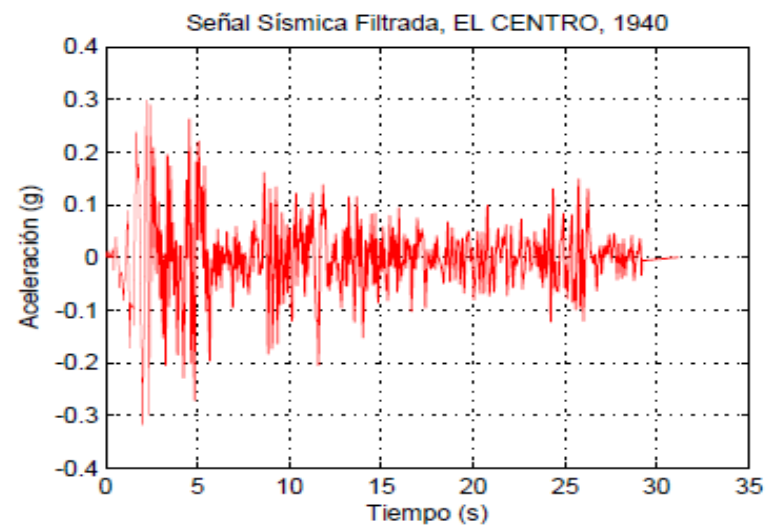
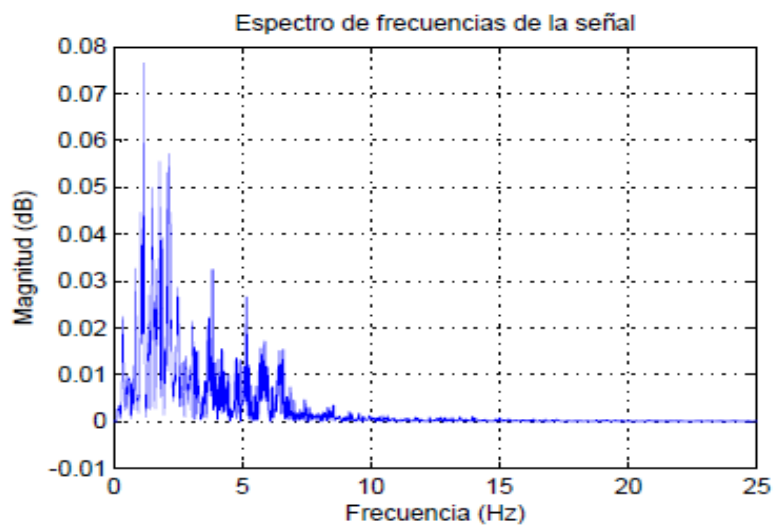
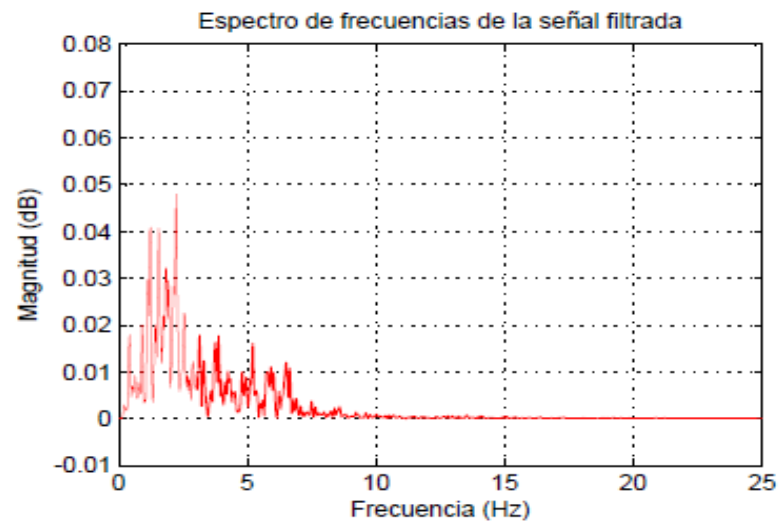
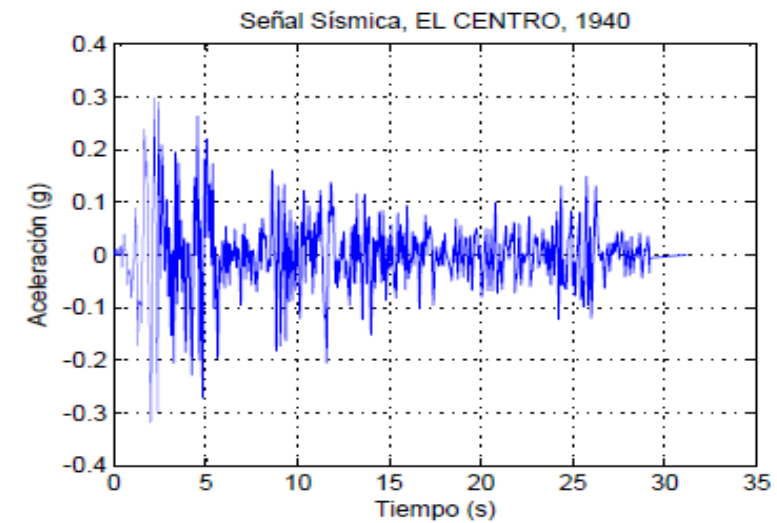


Figura 39. Graficas del análisis sísmico del registro del Centro, California 1940. Fuente Autores del Proyecto

## 8. RESULTADOS Y VALIDACION DEL MODELO DE CONTROL

En el sistema de la mesa sísmica o servoactuador hidráulico, podemos distinguir dos tipos de señales que son:

- Señal de entrada: Es aquella que se envía al sistema en este caso la señal creada y que el actuador debe reproducir. (señal que se envía a la servoválvula)
- Señal de salida: Es la señal que nos indica como se está comportando el servoactuador.(señal recogida del sensor de posición LVDT que se encuentra dentro del cilindro). En la presente investigación el sistema se ha tomado como lazo abierto y las señales de salida solo serán ploteadas.

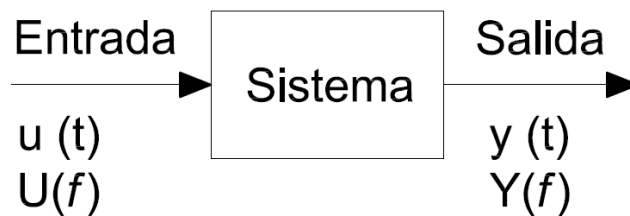


Figura 40. Señales del sistema (SISO). Fuente Autores del Proyecto

Las señales del sistema están en el dominio del tiempo y deben ser manipuladas matemáticamente para llevarlas al dominio de la frecuencia. Aunque, para efecto de identificación las señales son muestreadas solo a tiempos discretos que usualmente están igualmente distanciados en unidades de tiempo. En consecuencia el problema del modelado es describir como están relacionadas las señales entre sí.

Matemáticamente se observa que la salida al instante  $t$  puede ser calculada como una combinación lineal de las entradas anteriores. Esta dependencia de lo que sucedió anteriormente es lo que se entiende por dinámica. En consecuencia, el

problema de la identificación de un sistema consiste en determinar los coeficientes de cualquiera de las dos ecuaciones previas.

En el diseño de sistemas de control, la consideración más importante es un modelo bien definido para la planta que se desea controlar. La razón es que todo el diseño se basará en este modelo matemático. Una forma de obtener este modelo es el uso de valores numéricos del proceso conocido como sistema de identificación.

Se realizó un análisis detallado a cada uno de los registros descartando aquellos cuya respuesta no corresponde a la realidad. En las pruebas se observó que el régimen de resonancia lo que es consecuente con el modelo matemático, por tal motivo un diagrama de bode que no presente esta tendencia no es útil para la validación del modelo.

Los registros rechazados son producto de un posicionamiento erróneo de la mesa, amplitudes de excitación muy bajas o altas y tiempo de incremento de la frecuencia de la señal Chirp demasiado corto.

El resultado es un diagrama de bode experimental que representa en gran parte la tendencia del modelo matemático lineal e invariable en el tiempo desarrollado.

En la gráfica de a figura 42 se señala el punto de corte a  $-32.6dB$  y corresponde aproximadamente a  $38.7Hz$ . En efecto es un resultado satisfactorio al coincidir con la frecuencia natural del servomecanismo hidráulico calculada en el capítulo anterior y que equivalía a  $38.0Hz$

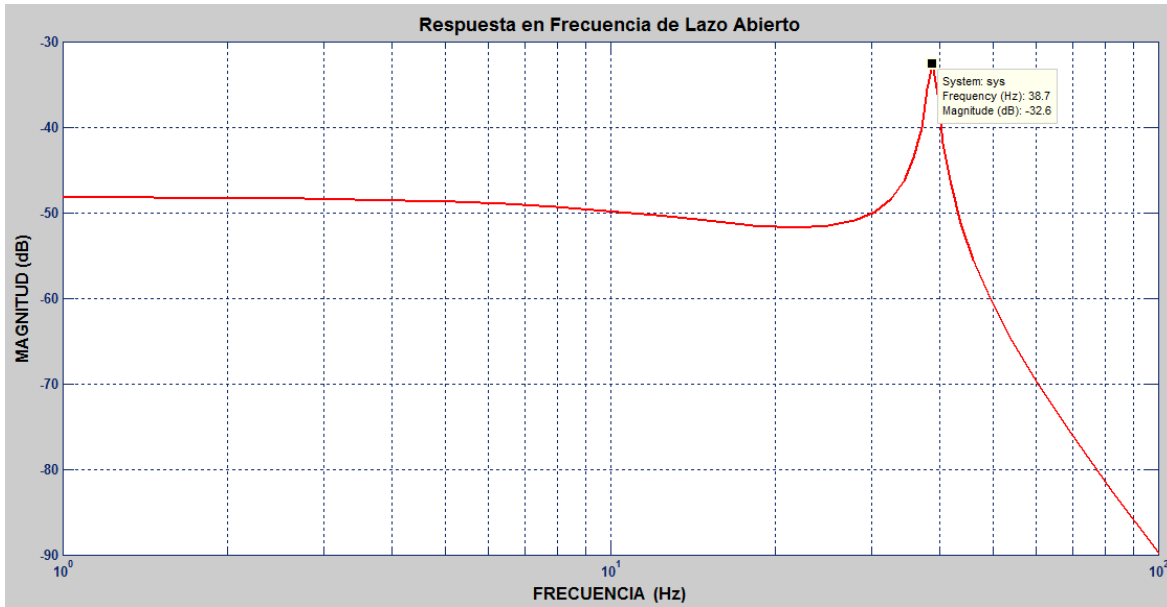


Figura 41. Diagrama de bode experimental de magnitud & frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 540 Kg. Fuente Autores del Proyecto

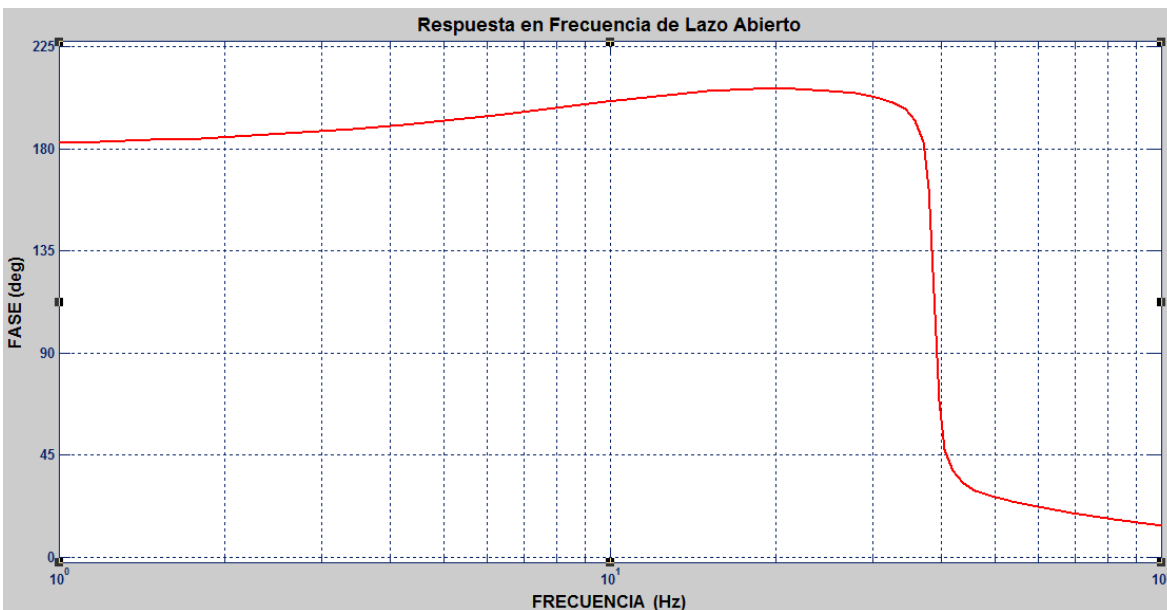


Figura 42. Diagrama de bode experimental de fase & frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 540 Kg. Fuente Autores del Proyecto

El punto de corte correspondiente a los  $90^\circ$  de desfase entre las señales es de  $38.7\text{Hz}$ . Esto significa que a partir de este valor en la señal de entrada, el

movimiento del actuador no corresponderá fielmente a la instrucción de la servoválvula hablando en términos de un lazo de control abierto.

De igual manera se analizaron los estados experimentales cuando se aumenta la masa del modelo hasta el límite máximo de diseño que equivale a 1000 Kg. De esta manera se analizó el comportamiento cuando la  $M_t = M_c + M_m = 540 + 1000 \text{ Kg}$  como se ve en la gráfica 44.

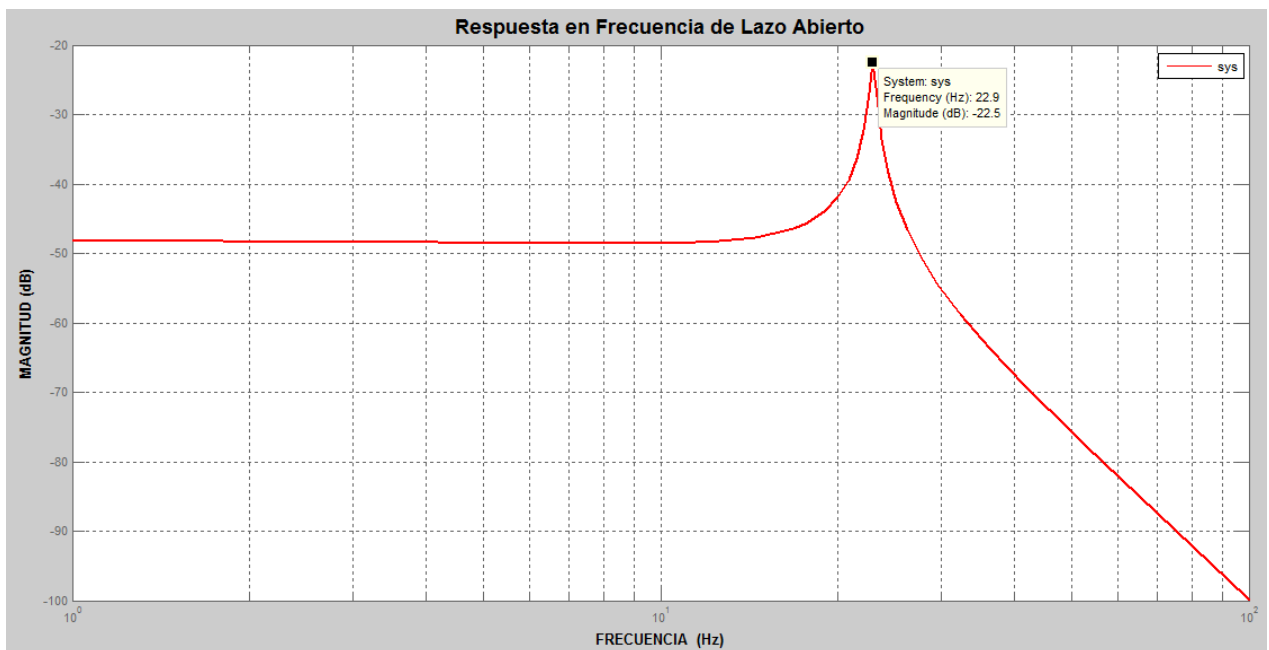


Figura 43. Diagrama de bode experimental de magnitud & frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 1540 Kg. Fuente Autores del Proyecto

Como se observa al aumentar la carga del sistema la frecuencia de corte lo cual es consecuente con el planteamiento de la ecuación 6.30. (figura 44 y 45). De igual forma se conserva el desfase de  $90^\circ$ .

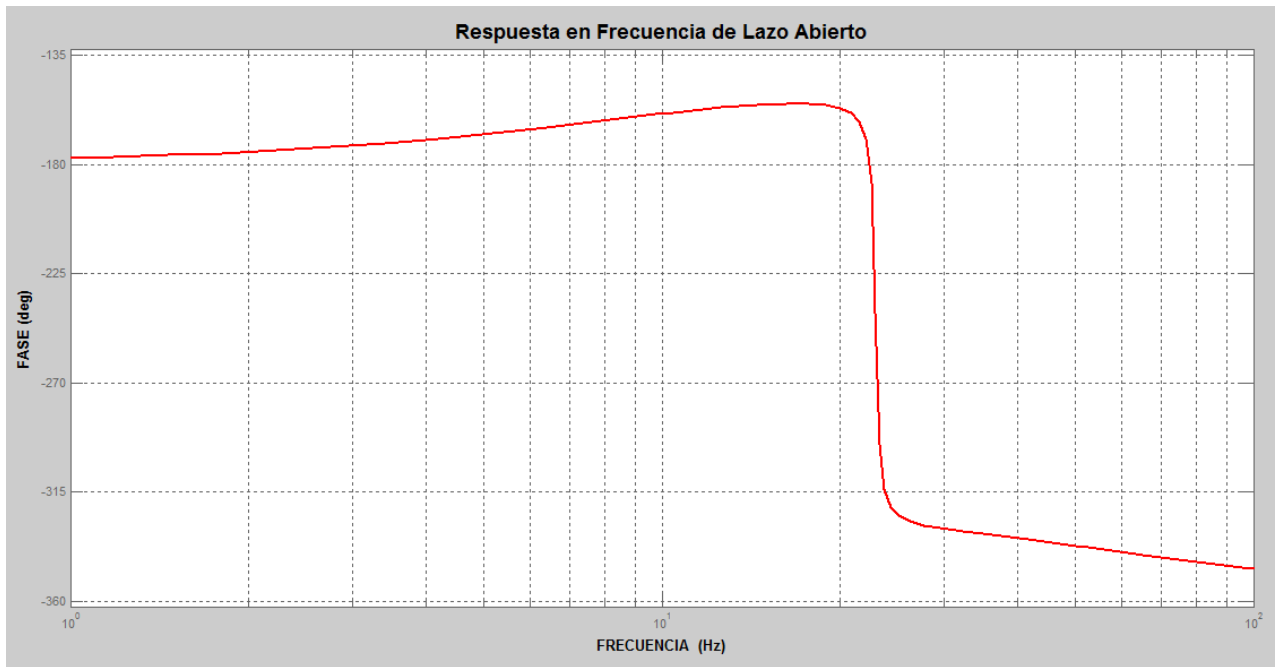


Figura 44. Diagrama de bode experimental de fase & frecuencia. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s, con una masa total equivalente a 1540 Kg. Fuente Autores del Proyecto

Una vez los datos obtenidos de las gráficas anteriores satisfacen la dinámica planteada para el sistema se procede a exportar de la guide del SIT al workspace de MATLAB y obtener el resultado de las matrices de coeficientes según la ecuación 7.16 y de esta manera visualizar cada coeficiente con su valor numérico que es solución del sistema:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{C}{M} & \frac{A_p}{M} & 0 \\ 0 & -\frac{4\beta_e A_p}{V_T} & \frac{4\beta_e K_C}{V_T} & \frac{4\beta_e K_Q}{V_T} \\ 0 & 0 & 0 & -\omega_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -0.0551 & 0.0000016 & 0 \\ 0 & -0.0623 & 0.00024 & 2.47e6 \\ 0 & 0 & 0 & -239 \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.01 \end{bmatrix}$$

Los parámetros encontrados son consecuentes con las constantes asociadas en las matrices de coeficientes de la ecuación 7.28, lo que le da validez a sus hipótesis en gran medida. Cabe destacar que pruebas de funcionamiento de lazo

cerrado de tal forma que el actuador permanezca en su posición central, agrega precisión en la obtención del valor de estas constante y amplía, el ancho de banda de la mesa sísmica.

## 9. CONCLUSIONES

Se diseñó la estructura de la plataforma sísmica para desplazar una carga máxima neta de 1500 Kg (Mesa y estructura de prueba) con una aceleración de 2 g. y con una frecuencia natural de al menos 5 veces o superior a la frecuencia de 20 Hz de la componente en los registros históricos sísmicos, como lo muestran las frecuencias modales obtenidas en el capítulo 3. Dicha estructura presenta una alta rigidez estructural.

Se diseñaron y seleccionaron todos los componentes hidráulicos y electro hidráulicos para la mesa sísmica, para una capacidad portante (masa del modelo) equivalente a 1000 Kg.

Se modeló matemáticamente el sistema servohidráulico de la mesa sísmica, identificando los parámetros físicos que afectan la simulación dinámica del modelo lo cual permitió la validación del modelo.

Se diseñó, el algoritmo de control de acuerdo al modelamiento matemático y a la función de transferencia propuesta por Spencer Jr., B.F., Yang, G. (1998), Esto apoyado en las herramientas computacionales de MATLAB-SIMULINK.

Se diseñó, el algoritmo de control “ANALISIS DE SEÑALES SISMICAS” con el fin de indicar los pasos para el procesamiento de datos obtenidos de los diferentes centros procesadores de registros sísmicos.

La presente investigación provee el material necesario para la construcción de una mesa sísmica, la cual facilitaría la caracterización dinámica de equipos y estructuras complejas bajo ambientes de carga dinámica permitiendo a su vez el trabajo interdisciplinario de diferentes áreas de la ingeniería como son; La Ingeniería Estructural, Ingeniería de Sistemas y programación e Ingeniería Civil

## 10. RECOMENDACIONES

Para la fabricación de los diferentes elementos y montaje de los mismos, y de más equipos se debe tener un minucioso cuidado con la exactitud de las medidas suministradas en el presente trabajo y las suministradas por los proveedores.

Para la construcción de la cimentación de la mesa sísmica y el análisis de su interacción con el edificio o locación de instalación, se debe contar con el asesoramiento de un Ingeniero Civil o Ingeniero Estructural, el cual basado en las Normas Colombianas de Sismo Resistencia NSR-10, dictamine y recomiende las especificaciones para dicha cimentación. Todo esto, con el fin de garantizar el correcto funcionamiento de los equipos y la no transmisión de vibraciones los diferentes escenarios que se encuentren alrededor de la mesa sísmica.

Se debe seguir realizando pruebas en lazo abierto para observar cómo se comporta la señal del sistema con diferentes cargas sobre la mesa, puesto que el sistema debe cambiar su comportamiento.

Con el modelo matemático descrito es muy sencillo en futuros trabajos implementar un sistema de control que aumente el rendimiento y ancho de banda del sistema. El cual garantice una mayor exactitud en la reproducción de registros sísmicos y movimientos randomicos. Este deberá contar con un mayor número de sensores y equipos de toma y procesamiento de datos

Se debe tener en cuenta que los acumuladores instalados en el puerto de presión y retorno de la servoválvula, son de vital importancia para el buen desempeño del sistema hidráulico y de esta manera obtener una respuesta dinámica deseada del sistema.

## 11. BIBLIOGRAFIA

Garett A. Sohl and James E. Bobrow. Experiments and Simulations on the Nonlinear Control of a Hydraulic Servosystem. 1999

S.J. Dyke, B. Nepote and J.M. Caicedo. Earthquake Simulator Control by the Transfer Function Iteration Method.

Andrei M. Reinhorn. Large Scale Real Time Dynamic Hybrid Testing Technique – Shake Tables Substructure Testing. University at Buffalo (SUNY).

BORRAS, Carlos; Tesis de maestría: Pattern Recognition in hydraulic backlash using Neural Network Thesis (Master of Science). University of Oklahoma, Norman, Aerospace and Mechanical Engineering Department. USA, 2001

Mathew J. Muhlekamp. Analysis, Design and Construction of a Shaking Table Facility. 1997

Dong - Jae Lee. The Tracking Control of Uni-axial Servo-hydraulic Shaking Table System Using Time Delay Control. Oct. 2006

Xu, Yang. Modeling and Controller design of a Shaking table in active Structural Control System. EL SEVIER. 2008

Luis Felipe Bohórquez L. Diseño y Construcción de la Cimentación para la mesa Vibratoria de la Universidad de los Andes. 2001

NSR – 10. Normas Colombianas de Diseño y Construcción Sismo Resistentes. Título A. Requisitos Generales de Diseño. TITULO C. Concreto Estructural.

Moncarz. Theory and Application of Experimental Model Analysis in Earthquake Engineering.

Twitchell. Analytical Modeling and Experimental Identification of a Uniaxial Seismic Simulator.

## 12. ANEXOS

### 12.1. ANEXO A. Actuador Hidráulico Modelo 244. MTS

Series 244 Hydraulic Actuators are our most popular linear, high performance actuator for servohydraulic control applications. This actuator is fatigue rated and designed for years of trouble free operation. MTS engineers use proprietary materials and processes to minimize friction while maximizing reliability and wear resistance.



## Model 244 Hydraulic Actuators

### Typical Applications

- Highly dynamic fatigue testing of components.
- Structural fatigue tests.
- Vehicle durability tests.

### Standard Features

- Fatigue rated design for years of reliable service in demanding applications.
- Double ended, one piece piston-rod design combines balanced dynamic performance with higher side-loading capacity.
- PTFE high pressure seals are used for low friction and exceptional life in high frequency, small displacement applications. A low pressure wiper provides a secondary seal and minimizes contamination of the bearing and seals by scraping the rod.
- Bonded polymer bearings resist rod and bearing wear during high velocity operation.
- Internal LVDT provides the displacement signal for position feedback in a closed loop servcontrol application.

- Hydraulic cushions protect the end caps during full stroke, high velocity operation.

### 244 Actuator Options

**Stroke Lengths** – The 244 Actuator is available in standard stroke lengths of 150mm (6 in.) and 250mm (10 in.). Other non-standard strokes are also available.

**Mounting** – The 244 Actuator is most commonly configured with the optional 249 Swivel Base (see actuator accessory section).

The 244 can also be configured with a pedestal base for rigid mounting to a frame or reaction floor. It is important to determine the possible effects of side loading of the actuator when using this mounting option.

### Other non-standard options include:

- Hydrostatic bearings for continuous high speed operation with high side load conditions.
- Trunnion and gimbal mounting fixtures for applications requiring a restricted range of motion.

### 244 Actuator Specifications

Model	Force Rating		Stroke		Rod Threads		Hydraulic Connection
	KN	lbs	mm	Inches	Metric	English	
244.11	15	3,300	150 250	6 10	M12x1.25	1/2"-20	<b>Pressure &amp; Return</b> – Pressure and return line connections depend on the servovalve. Configurations with Series 252 Servovalve Manifolds have SAE -16 fittings. Series 256 Servovalve Manifolds have SAE -20 fittings.  <b>Drain</b> – All 244 Actuators have a SAE -6 drain connection.
244.12	25	5,500	150 250	6 10	M12x1.25	1/2"-20	
244.21	50	11,000	150 250	6 10	M27x2	1"-14	
244.22	100	22,000	150 250	6 10	M27x2	1"-14	
244.23	150	35,000	150 250	6 10	M27x2	1"-14	
244.31	250	55,000	150 250	6 10	M36x2	1 1/2"-12	
244.41	500	110,000	150 250	6 10	M52x2	2"-12	
244.51	1000	220,000	150 250	6 10	M76x2	3"-12	

## 12.2. ANEXO B. Servoválvula Modelo 256. MTS



### Model 256 Servovalves

#### Typical Applications

- Position, load, or velocity control of larger hydraulic actuators in highly dynamic applications.
- Pressure control in a dynamic pressurization system.

#### Standard Features & Benefits

- Rugged design for long operating life in dynamic applications.
- 21 MPa (3000 Psi) operating pressure. Contact MTS for higher pressure applications.
- Internal filtration to protect nozzle orifices from contamination.
- High spool driving forces reduce the likelihood of a sticking spool due to dirty oil.
- Electronic spool position feedback for improved tuning and system performance with 3-stage valve drivers.

#### 256 Servovalve Options

Pilot Stage Servovalves – The 256.09 and .18 models can be configured with different size pilot stage servovalves for different performance requirements. Systems can be difficult to control if servovalves are over-sized for an application so care should be taken not to significantly exceed the performance requirement when selecting a valve.

#### Operation

The Series 256 Servovalves use a 252.2x Servovalve to drive a larger spool in a third stage. An internal LVDT monitors the third stage spool position and provides a signal to the servovalve controller on a 3-stage valve driver. The valve controller compares the spool position with the dc error signal and alters the control signal to the torque motor in the first stage accordingly. When the dc error reaches zero, servo action in the inner loop decreases, and both spools return to their null positions stopping the flow to the actuator.

#### Performance Notes

The flow versus frequency performance curves indicate the relative performance capabilities of the various 256 models at different frequencies. The valves were tested by driving them with a sine wave at +/-100% of the rated current. The actual performance of a servo-controlled system is influenced by many other variables and the maximum operating frequency will depend on the other components of the system as well as the test specimen itself.

### 12.3. ANEXO C. Cotización de Equipos para el Sistema Hidráulico.



*Solutions that start with you*

---

December 16, 2009

Luis Reinaldo Ramirez & Juan Carlos Clavijo C.  
Calle 99 No. 9 A 54 Piso 8  
Bogota, COLOMBIA

Dear Luis Reinaldo Ramirez,

Attached, please find a quotation for a SISTEMA DE PRUEBAS ESTRUCTURAL. The quotation lists the recommended items for your system configuration. In addition, some optional items have been included for your consideration.

Thank you for your interest in the MTS line of test equipment and accessories. We at MTS are dedicated to meeting your testing requirements. I hope this quotation provides you with the information you need to make your decision. If you have any questions or comments, please feel free to call me.

Sincerely,

Jose Ignacio Moreno G  
Sales Engineering  
MTS Systems Corporation  
14000 Technology Drive  
Eden Prairie, MN 55344  
571-6695606 (Phone)  
571-6695606 (Fax)  
servilab@colomsat.net.co



## MTS Quotation for SISTEMA DE PRUEBAS ESTRUCTURAL

### Table of Contents

1	TestLine Actuator Related Products .....	3
2	TestLine Control/Electronic Products .....	4
3	TestLine Hydraulic Distribution Products.....	4
4	Options for TestLine Control/Electronic Products .....	5
	Standard Project Engineering and Services.....	7
	Customer Responsibilities.....	7
	Accreditation .....	8
	Warranty .....	8

Quotation Number:	YNM 6
Quotation Date:	16-Jun-2008
Valid Until:	15-Aug-2008
Customer:	CEMEX COLOMBIA Calle 99 No. 9 A 54 Piso 8 Bogota, COLOMBIA
Customer Contact:	Luis Reinaldo Ramirez 578-2709108 (Phone) 578-2709191 (Fax)
Inquiry Number:	13 June 2008
MTS Contact:	Jose Ignacio Moreno G 571-6695606 (Phone) 571-6695606 (Fax) servilab@colomsat.net.co
Shipment Schedule:	120 Days, ARO
Shipment Terms:	CIP Carriage,ins,paid (fr.pp) Destination (per Incoterms, 2000)
Payment Terms:	40% on order, 55% on shipment, 5% on installation, Net 30 days
Equipment Packed For:	Ocean Freight
Prepared by:	_____ Jose Ignacio Moreno G Sales Engineering
Forward:	MTS Systems Corporation P.O. to: 14000 Technology Drive Eden Prairie, MN 55344

Any contract resulting from this quotation shall incorporate the MTS General Terms and Conditions.



Quantity

Unit

Total

---

1		<b>TestLine Actuator Related Products</b>	
1.1	244.21	<b>244.21 Linear Hydraulic Actuator, 50 kN, 150 mm Stroke</b>	1
		Recommended for dynamic, static and fatigue applications. Rated force capacity: +/- 50 kN Double ended (piston rod extends from both sides of the equal area piston). Double acting (hydraulic pressure on both sides of the equal area piston). Full stroke coaxially mounted LVDT displacement transducer. High quality, non-metallic bearings provide long life and resist bearing-to-rod galling failures. Double amplitude displacement: 150 mm, (single amplitude: +/- 75 mm).	
1.1.1		<b>Calibration performed at MTS. Two Ranges.</b>	1
		Full Scale: 150 MM Ranges: +/-75 ~ +/-7.5 Polarity: COMPRESSION is Positive	
1.1.2	249.20	<b>249.20 Swivel Base Assembly use with 244.21</b>	1
		Dynamic force capacity: +/- 15 kip (+/- 70 kN) Static force capacity: +/- 22.5 kip (+/- 105 kN) Adjustable bearing clearance to minimize backlash. Swivel angle: + 90 degrees, - 75 degrees Tilt angle: +/- 17 degrees For use on cyclic, reversing load applications. Mounting pattern: 4.50 inches (114.3 mm) square with 0.69 inch (17.5 mm) diameter clearance holes Used with 244.11 & .12 Actuator.	
1.1.3	249.20	<b>249.20 Swivel Head Assembly</b>	1
		Dynamic force capacity: +/- 70 kN Static force capacity: +/- 105 kN Adjustable bearing clearance to minimize backlash. Swivel angle: + 90 degrees, - 75 degrees Tilt angle: +/- 17 degrees For use on cyclic, reversing load applications. Mounting pattern: 114.3 mm square with 17.5 mm diameter clearance holes	
1.1.4	244.2X	<b>244.2X Actuator Insert</b>	1
		Threaded piston rod insert with M27 x 2 mm internal threads.	
1.2	252.25G-01	<b>252.25G-01, 15 gpm (56 lpm), 4 port Servovalve</b>	1
		Rated flow capacity: 15 gpm (56 lpm) Four port valve Two stage, four way operation	
1.2.1	252.20	<b>Servovalve Manifold-Dual 252.2X S/V, 8.25 inch port spacing</b>	1
		Manifold for one or two model 252.2X servovalves. 1 inch (-16 JIC) pressure and return fittings.	
1.2.2	252.20	<b>Servovalve Port Blocking Plate</b>	1
		Covers one S/V port on dual manifold. Rated at 3,000 PSI.	



Quantity Unit Total

1.3	661.20F-02	Use with 252.2X and 252.4X Servovalves. <b>661.20F-02 Axial Load Cell</b>	1
1.3.1		Calibration performed at MTS. Two Ranges. Full Scale: 50 KN Ranges: +/-50 ~ +/-5.0 Polarity: COMPRESSION is Positive	1
1.4		<b>Service</b>	1
1.4.1		<b>Two Day Installation</b>	1
1.5		<b>Attachment Kit - 244.22 to 661.20 Load Cell</b>	1
		Includes high strength threaded stud with rolled threads and one set of spiral washers.	
1.6		<b>Attachment Kit - to Load Cell</b>	1
2		<b>TestLine Control/Electronic Products</b>	
2.1		<b>System Cables</b>	
		- Ground Cable, 25ft / 7.5m	1
		- Load Cell Cable, MS, 25ft / 7.5m	1
		- LVDT Cable, 25ft / 7.5m	1
		- 256 Pilot Servovalve Cable, 25ft / 7.5m	1
		- Valve LVDT Cable, 25ft / 7.5m	1
		- Cable Assy - Temposonics III Analog, 25 ft / 7.5 m	1
3		<b>TestLine Hydraulic Distribution Products</b>	
3.1	505.60	<b>Model 505.60 Hydraulic Power Unit</b>	1
		Silent Flo Series. 68 db(A) noise fully compensated. 226 LPM (60 GPM) nominal flow rating. Operating Pressure: 21 MPa (3000 PSD). 440 VAC, 3 PH, 60 HZ incoming power. 24 VDC control. Water cooled with SST heat exchanger. 950 L (250 GAL) aluminum reservoir. 3 micron return filtration.	
3.2	293.11	<b>293.11 Hydraulic Service Manifold, 190 lpm (50 GPM), 1 Station, 24V, 3.8 liter (1 gal) Accumulator</b>	1
		50 gpm maximum total flow capacity. On/Off, Hi/Low Control. 3,000 psi operation. 1 Station. 1 Gal. Pressure & 1 Qt Return Accumulators. -16 Pressure & Return & -6 Drain Hose Fittings. 10 Micron Filtration. 24V Control Voltage.	
3.3	100.00A	<b>7.6m (25 ft) Hose Set, -16 pressure, return and -6 drain</b>	1
3.4		<b>Service</b>	1
3.4.1		<b>Two Day Installation</b>	1

TOTAL BASE PRICE..... \$ 117,892



Quantity Unit Total

			Quantity	Unit	Total
4		<b>Options for TestLine Control/Electronic Products</b>			
4.1		<b>FlexTest SE Controller - PLUS</b>	1	\$ 29,070	\$ 29,070
4.1.1	493.02	<b>MTS Model 493.02 FlexTest SE 1-Channel Chassis</b> The MTS FlexTest SE digital controller is a flexible and easy-to-use servo-controller for general testing applications. FlexTest SE hardware is VME-based including an MVME processor to provide real-time closed-loop control. The controller includes one analog input for high level data signal or external program, three analog outputs, and four digital inputs and four digital outputs (one pair dedicated for interlock). The Basic model can operate stand-alone (without PC) or with PC automation. A dedicated PC is included as a standard feature with the Plus model. The Plus model also features a higher performance controller processor, capable of update rates up to 6KHz The higher performance processor is available as an option on the Basic model controller. If a stand-alone controller is desired for low-cost initial use, and TestWorks 4 or other application software is anticipated in the future, the Basic model should be ordered with the 6KHz processor. Capabilities include: - Function generation of monotonic ramps and cyclic waveforms using sine, square and triangular shapes can be generated. - Graphic color display with optional general purpose scope; meters, which provide digital displays of specified measurements. - Auto zero, bumpless start, hydraulics on mode-switching. - Ability to save and restore PID tuning settings. - Adaptive controls compensation; Peak-Valley and Null Pacing.	1		
4.1.2		<b>Multi-position Handle</b>	1		
4.1.3	493.25	<b>MTS Model 493.25 Universal Conditioner</b> Provides transducer conditioning for AC or DC transducers. Normalized with an on board reference for easy portability of calibrations. Low noise, low drift, high accuracy signal conditioning. Computer control of range, transducer zero, excitation, filter. Designed for full range calibrations. Shunt calibration for 100% range. Supports strain gage bridge completion. Excitation loss detection. Computer controlled limit detection. Excitation frequency: 9.83 kHz.	2		
4.1.4	493.14	<b>493.14 Two Stage Valve Driver</b> Provides servovalve drive signal for 2-stage servovalves. - Supports single or dual MTS Model 252 style servovalves. - Digitally controlled fault protection logic. - 16 bit resolution on valve D/A.	1		
4.1.5	413.07	<b>115VAC HSM and X-head Solenoid Interface box</b> Box assy with 10 foot, P28 HSM control cable.	1		
4.1.6		<b>Safety Manual</b>	1		



Quantity Unit Total

---

		The Safety manual contains general safety practices for working with servohydraulic test equipment. Please read and understand the information in this manual before you use your system (no PDF).			
4.1.7		Label - System Electronics	1		
4.1.8	493.40	493.40 I/O Carrier	2		
		The I/O carrier board holds the conditioners, valve drivers, A/D's and D/A's used in the FlexTest SE controller.			
4.1.9	498.96-1B	498.96-1B FlexTest SE Processor	1		
		Higher-speed processor for FlexTest SE. Price of \$3700 applies when ordering at time of initial controller purchase. Price of \$5700 and one day of FSE labor for installation applies when ordering to upgrade processor in existing controller. Higher-speed processor enables update rate up to 6KHz. Higher-speed processor required for 2nd IO Carrier, or for TestWorks 4, Fatigue & Fracture, and Elastomer software applications, and for some software options such as calculated inputs and outputs.			
4.1.10		Shunt Cal Connector Kit	1		
		This kit contains ten miniature dual-pin plugs used to perform DC conditioner shunt calibrations. It also includes a variety of labels to identify the scaling and engineering units of the conditioners calibration.			
4.1.11		Shunt Cal Resistor Kit	1		
		A variety of precision resistors used to select the DC conditioner shunt calibration value.			
4.1.12		FlexTest SE User Manual	1		
4.1.13		FlexTest SE PC Automation Kit	1		
		This kit includes the MTS computer referenced elsewhere in this quote. Installed on the computer is Model 793.00 Software and 100MBPS Ethernet network card / cable. Enables use of Basic TestWare to setup and run cyclic and monotonic tests, and acquire and store test data.			
4.1.14	493	FlexTest SE Standard Cable Kit, 7.5m	1		
		Includes quantity one of each of the following system cables: Single 252.2X servovalve cable, Load Cell (specify connector), LVDT, Ground, HSM, E-Stop, PC to Chassis, and HPU. The HPU cable connects to any MTS pump that has Programmable Logic Control, like the Model 505. Length: All cables are 7.5 meters except the HPU, it is 9 meters.			
4.2		Compaq Pentium IV / 3.2 GHz	1	\$ 1,300	\$ 1,300
		Compaq/HP Pentium IV/3.2 GHz 512MB SDRAM Memory, 512KB L2 CACHE Memory. 40GB SMART III Ultra ATA/100 Hard Drive, 1.44MB Diskette Drive. CD/RW, X48 Windows XP.			
4.2.1		17 inch Compaq Monitor SVGA	1		
4.3	793.10	793.10 MultiPurpose TestWare (FTSE/TSIIs)	1	\$ 6,250	\$ 6,250
		Multi-Purpose TestWare enables integration of function generation, data acquisition, and test sequencing with data stored to disk in ASCII format for analysis with third party tools such as Excel (TM).			



Quantity Unit Total

	Multi-Purpose TestWare functions include:			
	- Data acquisition (Timed, Peak/Valley, Level Crossing, Max/Min, Cyclic/Logarithmic).			
	- Function generation on all channels.			
	- Sine, square, triangle, ramp, hold, processes, and ability to play digitized profiles.			
	- Soft start/stop available on all channels.			
	- Limit sensing, sequencing triggers, and interface to 32 Digital I/O (16 in/16 out).			
4.4	<b>Service</b>	1	\$ 4,750	\$ 4,750
4.4.1	<b>Two Day Installation</b>	1		

NOTE: The prices quoted above are expressed in US dollars, unless otherwise noted. Prices do not include any local taxes, if applicable.

## Standard Project Engineering and Services

### Documentation

MTS supplies one set of documentation. Documentation is supplied on CD; paper copies are also provided for some items. Depending on the system configuration, documentation consists of some or all of the following:

#### Software Information

Includes descriptions of some or all of the following, as appropriate for the system: System Controller software, Test Definition software, Data Analysis software and other software tools.

#### Operation Information

Includes system operating instructions and information.

#### Reference Information

Pertinent system drawings, parts lists, and product information manuals.

**Note:** For MTS Minneapolis based servocontrolled systems, the documentation is supplied in pdf format on a browser-based CD. Paper copies of the System Reference manual are available on request for an additional fee.

#### Vendor Manuals

As received by MTS for equipment such as personal computers.

## Customer Responsibilities

### Facility Requirements

The customer should perform a detailed review of the machine specifications to assure that the facility where the machine will be installed has an appropriate sized dock to accommodate the dimensions of the MTS system being purchased. The path that the system will take to its final destination should be measured to verify that the entry into the building, any doorways, elevators, or stairways that the machine must travel through, will accommodate the dimensions of the purchased MTS system. The customer should have appropriate moving equipment available to position the machine. Please pay close attention to the fork-lift handling instructions that accompany the shipment.

### Equipment & Personnel



Quantity

Unit

Total

---

The customer will provide suitable equipment and personnel to unload and set in place all items in the contract, prior to the arrival of the MTS installation engineer. It is the customer's responsibility to ensure the system is handled and manipulated per the packing instructions.

#### **Power**

Electrical power for MTS supplied equipment will be provided by the customer. This electrical supply should be free from power transients caused by other equipment on the circuit. This includes appropriate electrical power for the hydraulic power supply (HPS) as well as a fused disconnect when an HPS is purchased. The desired HPS voltage must be specified at the time of the order.

#### **Water**

If a hydraulic power supply with a water to oil heat exchanger or water-cooled accessories are purchased, a cooling water supply and drain of sufficient capacity are required. The cooling water lines shall be provided and connected by the customer.

#### **Environment**

Environmental requirements are indicated in the associated product literature. If purchased, the hydraulic power supply will require a room with adequate ventilation to ensure the maximum temperature for the room does not exceed 104 degree F (40 degree C). The electronic components and computer equipment should be located in a suitable environment with respect to temperature, humidity, and dust.

#### **Specimens**

For installation, demonstration, and training, the customer will provide suitable specimens and other materials appropriate for use with the equipment described in this quotation.

#### **Accreditation**

MTS North American Field Service is accredited by the American Association of Laboratory Accreditation (A2LA) to deliver on-site calibrations in conformance to ISO/IEC 17025. Our Certificate number is 1145.01. The accreditation covers the specific calibrations listed on the agreed Scope of Accreditation, available on the A2LA website, [www.a2la.org](http://www.a2la.org). Our calibration service meets the requirements of ISO/IEC 17025, ANSI/NCCL Z540-1, and ISO 10012-1. All systems used for accredited testing must be calibrated on site at the time of installation by an accredited calibration entity.

For systems installed outside North America, please contact the local MTS Field Service office for information concerning accredited calibration services.

#### **Warranty**

MTS warrants equipment of its manufacture to be free of defects in materials and workmanship for a period of 12 months after **shipment** from its plant or 12 months from completion of commissioning at your site if MTS installs the equipment. MTS allows a maximum of 3 months for transit; the warranty shall not exceed 15 months from shipment in any case. MTS shall, at its option, repair or replace free of charge within the warranty period any components or assemblies supplied by MTS which prove to be defective in workmanship or materials, subject to the following:

- MTS reserves the right to request the prepaid return of such defective items to its plant for inspection and evaluation.



- Expendable items (oil, lamps, seals, filters, etc.) and items subject to normal wear and/or replacement, will not be covered under warranty if their failure is the result of normal wear. Re-calibration of transducers is not covered by this warranty.
- MTS reserves the right to reject those claims for warranty where it is determined that failure is caused by Buyer made modifications, improper maintenance, misuse or abuse of the equipment.
- This warranty is extended only to the original Buyer of the equipment.
- Items supplied by MTS but not of its manufacture (computers, oscilloscopes, commercial software packages, etc.) carry the original manufacturer's warranty which is passed on to the customer who is responsible to deal directly with the manufacturer on warranty issues.
- MTS Integrated Software, MTS will provide telephone consultation and strive to correct errors brought to its attention for the period of the warranty.

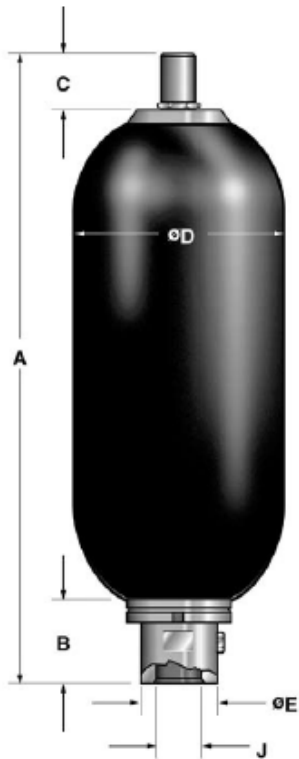
This warranty is expressly in lieu of all other warranties expressed or implied, statutory or otherwise, including any implied warranty of merchantability or fitness or suitability for a particular purpose. No warranties are expressed or implied which extend beyond the description of the face hereof. In no event shall MTS be liable to the Buyer for collateral, indirect, incidental or consequential damages of any kind.

MTS assumes no liability for damages arising from the use of the equipment by the buyer or any third party. By purchasing MTS equipment, the Buyer assumes all liability for any damages of any kind which may result from its use or misuse by the Buyer, Buyer's employees, agents, contractors or any other third party unknown to MTS or the Buyer, including damages due to failure of the equipment.

MTS *Limited Warranties* is the over-ruling document in the event of a conflict or misunderstanding and is incorporated by this reference.

## 12.4. ANEXO D. Catalogo Acumulador

# HYDAC Bladder Accumulators



### Dimensions Bottom Repairable

#### SB 330... (3000 psi)

Size	Nom. Vol. gal.	Eff. Gas Vol. in <sup>3</sup>	Weight	A	B*	C	OD	OE	Thread J		Q <sup>2</sup> gpm
									SAE	NPTF	
1	1/4	66	10 (4.5)	12.0 (303)	2.0 (51)	2.3 (58)	4.6 (117)	1.4 (36)	1 1/16-12	3/4*	60
4	1	226	30 (14)	16.3 (415)	2.6 (66)	2.3 (58)	6.6 (168)	2.1 (53)	1 5/8-12	1 1/4*	160
6	1 1/2	340	33 (15)	20.5 (521)	2.6 (66)	2.3 (58)	6.6 (168)	2.1 (53)	1 5/8-12	1 1/4*	160
10	2 1/2	566	86 (39)	22.0 (559)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12	2*	240
20	5	1125	140 (63)	34.5 (876)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12	2*	240
32	10	2080	226 (102)	54.7 (1390)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12	2*	240
42	11	2320	270 (123)	60.2 (1530)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12	2*	240
54	15	3205	330 (150)	78.3 (1990)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12	2*	240