



INSTITUTO UNIVERSITARIO AERONÁUTICO

INGENIERÍA MECÁNICA AERONÁUTICA

TRABAJO FINAL DE GRADO

Diseño Teórico de Amortiguador Magneto-Reológico

Autor: Raparo, Emiliano Gastón.

Tutor: Dr. Ing. Inaudi, José Antonio.

Córdoba, diciembre de 2016



Por:

Emiliano Gastón Raparo

RESUMEN

El presente informe de trabajo final de grado tiene por objeto presentar el diseño teórico de un amortiguador magneto-reológico para una aeronave no tripulada de observación de 2'000 [kg] de peso máximo de despegue.

Se exponen los casos de carga a los que se debe someter al tren de aterrizaje. El desarrollo será el resultado de la aplicación de métodos, conceptos y criterios generales de diseño. Las herramientas utilizadas para este trabajo son las adquiridas a lo largo del cursado de la carrera.



ÍNDICE

RESUMEN.....	I
ÍNDICE	II
ÍNDICE DE FIGURAS	V
INTRODUCCIÓN	1
GENERALIDADES.....	2
REQUERIMIENTO DE DISEÑO	6
Especificaciones del avión	7
1. DESARROLLO	8
1.1. Tren Principal.....	8
1.1.1. Elección Del Tipo De Amortiguador Óleo-Neumático.....	8
1.1.2. Determinación de la carrera del amortiguador	9
1.1.3. Carga en el amortiguador	11
1.1.4. Dimensionamiento del orificio de pasaje de líquido hidráulico.....	13
1.1.5. Dimensionamiento de los cojinetes del amortiguador	14
1.1.6. Cámara de gas	17
1.1.7. Modelización de las válvulas	18
1.1.8. Pérdida de carga en el conducto abierto.....	18
1.1.9. Caracterización del fluido	19
1.1.10. Curva de caída de presión del aceite hidráulico.....	20
1.1.11. Fuerza de amortiguamiento	22
1.1.12. Constante de rigidez del neumático	22
1.1.13. Volumen de fluido.....	23
1.2. Tren de nariz.....	23
1.2.1. Elección del tipo de amortiguador	23
1.2.2. Determinación de la carrera del amortiguador y cálculo de los valores de cargas	24
1.2.3. Carga del amortiguador.....	24
1.2.4. Dimensionamiento del orificio de pasaje de líquido hidráulico.....	25
1.2.5. Dimensionamiento cojinetes amortiguador.....	25
1.2.6. Cámara de gas	26
1.2.7. Curva de caída de presión del aceite hidráulico.....	27
1.2.8. Fuerza de amortiguamiento	29
1.2.9. Constante de rigidez del neumático	29
2. TIPOS DE FLUIDOS [8]	30



2.1. Fluidos newtonianos.....	30
2.2. Fluidos no-newtonianos	31
2.2.1. Fluidos independientes del tiempo de aplicación.....	31
2.2.2. Fluidos dependientes del tiempo de aplicación.....	34
2.3. Fluido viscoelástico.....	38
2.4. Materiales inteligentes.....	38
2.5. Materiales electro y magnetoactivos	38
2.5.1. Materiales magnetostrictivos y electrostrictivos	38
2.5.2. Materiales piezoeléctricos	39
2.5.3. Materiales electroreológicos y magneto-reológicos.....	39
2.6. La reología.....	39
2.6.1. Fluidos magneto-reológicos	41
2.6.2. Modelado del Fluido magneto-reológico	42
2.6.3. Propiedades físico-químicas.....	43
3. AMORTIGUADOR MAGNETOREOLOGICO [9]	45
3.1. Diseño de dispositivo MR.....	45
3.2. Fuerza de amortiguamiento	47
4. MODELADO	48
4.1. Modelización del ensayo de amortiguador simple	48
4.2. Ecuaciones de movimiento.....	49
4.2.1. Primera Ecuación	49
4.2.2. Segunda Ecuación	49
4.3. Modelización del ensayo de amortiguador simple y MR en paralelo	50
4.3.1. Fuerza del conjunto de amortiguador simple y amortiguador MR	51
4.3.2. Ecuaciones de movimiento del conjunto.....	52
4.4. Ecuaciones de movimiento del avión completo.....	53
4.4.1. Primera Ecuación	55
4.4.2. Segunda Ecuación	55
4.4.3. Tercera Ecuación.....	56
4.4.4. Cuarta Ecuación	57
5. ESTRATEGIA DE CONTROL.....	58
6. ALTURA DE CAÍDA (drop test)	59
7. SIMULACIÓN.....	60
8. RESULTADOS.....	60
8.1. Masa reducida (<i>drop test</i>).....	60
8.1.1. Factor de carga máximo	60



8.1.2. Pico de carga en el neumático	63
8.1.3. Desplazamientos de las masas.....	65
8.1.4. Intensidad de campo magnético	67
8.1.5. Comportamiento del amortiguador	69
8.1.6. Desplazamiento – Velocidad.....	71
8.2. Aeronave completa.....	74
8.2.1. CG más adelantado.....	74
8.2.2. CG más retrasado	78
9. COMENTARIOS DE LOS RESULTADOS y CONCLUSIONES.....	82
10. REFERENCIAS	83
ANEXO Programación	84



ÍNDICE DE FIGURAS

Figuras I. Amortiguadores de los modelos Sopwith Camel (a) y SPAD VII (b).....	2
Figura II. Amortiguador típico basado en bloques de goma	3
Figura III. Amortiguador oleo-neumático	4
Figura IV. Ejemplos de tren tipo telescópico (a), semiarticulado (b arriba) y articulado (b abajo).....	5
Figura V. Eficiencias de los diferentes tipos de amortiguadores (a) y relaciones eficiencia/peso (b)	5
Figura VI. Modelo de UAV	6
Figura 1.1. Tipos de amortiguadores Óleo-Neumáticos	9
Figura 1.2. Desplazamiento relativo del vástago del amortiguador	10
Figura 1.3. Convención de signos de Z_g y Z_l	12
Figura 1.4. Relación entre Z_l y Z_g	13
Figura 1.5. Geometría y fuerzas básicas en un tren de aterrizaje telescópico	14
Figura 1.6. Relación a/g	16
Figura 1.7. Alturas de los cojinetes del amortiguador.....	16
Figura 1.8. Carga en función con la carrera del Pistón	18
Figura 1.9. Caída de presión a través del pistón del amortiguador	21
Figura 1.10. Fuerza viscosa a través del pistón del amortiguador	21
Figura 1.11. Convención de signos de Z_g y Z_l	24
Figura 1.12. Alturas de los cojinetes del amortiguador.....	25
Figura 1.13. Carga en función con la carrera del Pistón	27
Figura 1.14. Caída de presión a través del pistón del amortiguador	28
Figura 1.15. Fuerza viscosa a través del pistón del amortiguador	28
Figura 2.1. Curva de Fluidez de fluidos Newtonianos	30
Figura 2.2. Curva de Viscosidad aparente fluidos Newtonianos	31
Figura 2.3. Curva de Fluidez fluidos Pseudoplásticos.	32
Figura 2.4. Curva de Viscosidad aparente de fluidos Pseudoplásticos.	32
Figura 2.5. Curva de Fluidez de fluidos Dilatantes.....	33
Figura 2.6. Curva de Viscosidad aparente de Fluidos Dilatantes.....	33
Figura 2.7. Curva de Fluidez de fluidos Plásticos.....	34
Figura 2.8. Curva de Viscosidad aparente de fluidos Plásticos	34
Figura 2.9. Curva de Fluidez de fluidos Tixotrópico.	35
Figura 2.10. Curva de Viscosidad aparente de fluidos Tixotrópico.....	35
Figura 2.11. Fase Dispersa tipo Castillo de Cartas	36



Figura 2.12. Fase Dispersa tipo armadura.....	36
Figura 2.13. Fase Dispersa tipo estructura de perlas encadenadas.....	36
Figura 2.14. Curva de Fluidez de Fluidos Reopéticos.....	37
Figura 2.15. Curva de Viscosidad aparente de fluidos Reopéticos.	37
Figura 2.16. Gráfica de esfuerzo-densidad de flujo magnético, a velocidad de cortadura elevada.....	40
Figura 2.17. Formación de cadenas paralelas al campo magnético.	41
Figura 2.18. Modelo visco-plástico de los fluidos MR	42
Figura 3.1. Modo de funcionamiento básico para dispositivos de fluido controlables	45
Figura 3.2. Tensión de Fluencia en fluidos MR	46
Figura 4.1. Modelo y diagrama de cuerpo libre correspondiente.....	48
Figura 4.2. Modelo y diagrama de cuerpo libre correspondiente.....	51
Figura 4.3. Esquema del Modelo	54
Figura 5.1. Comportamiento del Controlador	58
Figura 7.1. Altura de Caída	59
Figura 9.1. Factor de carga sin control.....	61
Figura 9.2. Factor de carga con control.....	61
Figura 9.3. Factor de carga sin control.....	62
Figura 9.4. Factor de carga con control.....	62
Figura 9.5. Carga en el Neumático sin control.....	63
Figura 9.6. Carga en el Neumático con control.....	63
Figura 9.7. Carga en el Neumático sin control.....	64
Figura 9.8. Carga en el Neumático con control.....	64
Figura 9.9. Desplazamiento de las masas sin control.....	65
Figura 9.10. Desplazamiento de las masas con control.....	65
Figura 9.11. Desplazamiento de las masas sin control.....	66
Figura 9.12. Desplazamiento de las masas con control.....	66
Figura 9.13. Intensidad de campo magnético sin control.....	67
Figura 9.14. Intensidad de campo magnético con control.....	67
Figura 9.15. Intensidad de campo magnético sin control.....	68
Figura 9.16. Intensidad de campo magnético con control.....	68
Figura 9.17. Fuerza Disipativa - Desplazamiento sin control	69
Figura 9.18. Fuerza Disipativa - Desplazamiento con control.....	70
Figura 9.19. Fuerza Disipativa - Desplazamiento sin control	70
Figura 9.20. Fuerza Disipativa - Desplazamiento con control.....	71
Figura 9.21. Desplazamiento – Velocidad sin control	71



Figura 9.22. Desplazamiento – Velocidad con control	72
Figura 9.23. Desplazamiento – Velocidad sin control	72
Figura 9.24. Desplazamiento – Velocidad con control	73
Figura 9.25. Desplazamiento vertical del cg sin control	74
Figura 9.26. Desplazamiento vertical del cg con control	74
Figura 9.27. Factor de carga sin control	75
Figura 9.28. Factor de carga con control	75
Figura 9.29. Factor de carga sin control	76
Figura 9.30. Factor de carga con control	76
Figura 9.31. Rotación de cabeceo sin control	77
Figura 9.32. Rotación de cabeceo con control	77
Figura 9.33. Desplazamiento vertical del cg sin control	78
Figura 9.34. Desplazamiento vertical del cg con control	78
Figura 9.36. Factor de carga sin control	79
Figura 9.37. Factor de carga con control	79
Figura 9.38. Factor de carga sin control	80
Figura 9.39. Factor de carga con control	80
Figura 9.40. Rotación de cabeceo sin control	81
Figura 9.41. Rotación de cabeceo con control	81



INTRODUCCIÓN

Los sistemas de control activo de amortiguación se han utilizado en aviación desde hace muchos años. Estos sistemas son en general complejos, costosos y pesados. Por tal motivo dichos sistemas no han sido implementados en la aviación general.

Desde hace unos años se han propuesto varios sistemas de control semi-activo para ser utilizados en ésta gama de aviones. Los mismos no realizan aporte de energía al sistema sino que se basan en el control del nivel de disipación. Los sistemas semi-activos son utilizados en el campo automotriz. La mayoría de ellos se basan en regular el orificio de pasaje de aceite para controlar la resistencia a la deformación. En este ámbito se han incorporado recientemente sistemas de amortiguación que emplean fluidos magneto-reológicos. Un fluido magneto-reológico está formado por micropartículas magnetizables, suspendidas en un líquido, que sufren cambios reversibles instantáneos en las características del material cuando es sometido a un campo magnético. El cambio más importante de las características del material está asociado con el aumento de la capacidad de disipación de energía.

Un sistema de éste tipo es el analizado en el presente trabajo, con el propósito de estudiar su aplicación en aviones livianos. El objetivo de este trabajo es lograr analizar la efectividad de un disipador semi-activo con fluido magneto-reológico en el control de las fuerzas dinámicas y vibraciones producidas durante el aterrizaje. Por razones prácticas, sólo se tendrán en cuenta las fuerzas verticales sin considerar los efectos de cargas horizontales que actúan sobre las ruedas durante el *spin-up* y *springback*.

GENERALIDADES

La función del sistema de suspensión es absorber la energía cinética del avión durante el aterrizaje y reducir las cargas transmitidas al fuselaje hasta niveles tolerables. En la actualidad el amortiguador es el elemento que más contribuye al peso del tren de aterrizaje.

Inicialmente, Primera Guerra Mundial, la amortiguación se conseguía mediante el empleo de cables elásticos por medio de los cuales se unían las ruedas a la estructura del tren. Tal era el caso de los modelos Sopwith Camel y SPAD VII [1], Figura I, en donde se observa cómo se le dotaba a la rueda de cierto grado de movimiento vertical.

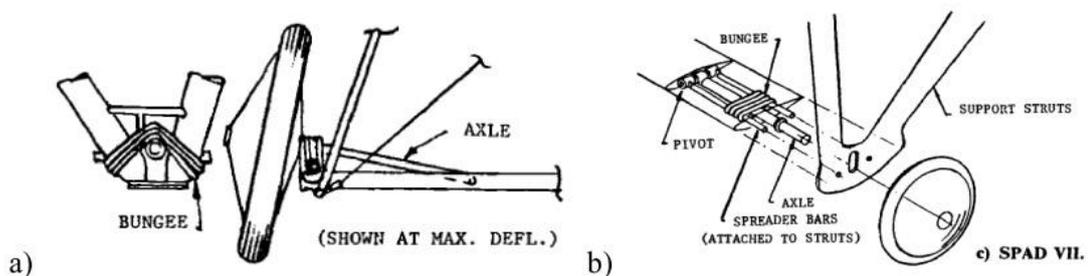


Figura I. Amortiguadores de los modelos Sopwith Camel (a) y SPAD VII (b)

Por los años 30 se comenzaron a emplear bloques o pastillas y durante la Segunda Guerra Mundial se extendió el uso de muelles de acero (en forma de bobinados o anillos) como los que llevaba el Junkers JU-88, o de goma como el que fue empleado en el De Havilland DH-98 Mosquito. Básicamente, un amortiguador de goma estaba formado por un cilindro exterior dentro del cual se desplazaba el vástago y en cuyo interior se colocaban las pastillas de goma o neopreno, Figura II [1], de modo que el aspecto exterior era muy parecido al de los amortiguadores actuales. También por esta época se comenzaron a implantar los primeros amortiguadores hidráulicos (también llamados amortiguadores líquidos) desarrollados por Dowty.

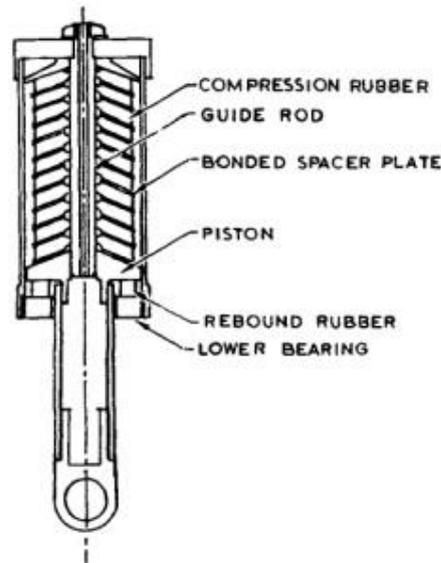


Figura II. Amortiguador típico basado en bloques de goma

Tras la Segunda Guerra Mundial la mayoría de los amortiguadores basados en muelles de acero fueron desechados porque su eficiencia apenas superaba el 60% y su peso era mucho mayor que los nuevos modelos que se estaban investigando. De hecho el amortiguador hidráulico de Dowty ya proporcionaba una eficiencia del 75-90%, muy similar a los amortiguadores actuales y venció con creces las prestaciones de los otros desarrollos. También se probaron amortiguadores basados en aire, pero su eficiencia no dio el resultado esperado, eran muy pesados y no permitían la lubricación interna, con lo que su mantenimiento era complejo y costoso.

Los amortiguadores hidráulicos, no obstante, presentaban algunos inconvenientes. Tenían buenas características a fatiga debido a su robusta construcción, pero era precisamente ésta la característica que los hacía enormemente pesados. Además su eficiencia disminuía cuando trabajaban en condiciones de baja temperatura. Finalmente, las juntas tenían que ser muy resistentes para evitar fugas y en consecuencia las fricciones internas eran elevadas. Por todo ello la evolución se orientó hacia a un nuevo tipo de diseño que culminó en el amortiguador oleo-neumático, Figura III [1].

Son los amortiguadores usados por excelencia en todo el mundo en la actualidad. Tienen la mejor eficiencia, disipan la energía de la mejor manera posible, recuperan su posición de equilibrio de forma controlada y tienen la mejor relación eficiencia/peso de todos los desarrollos existentes.

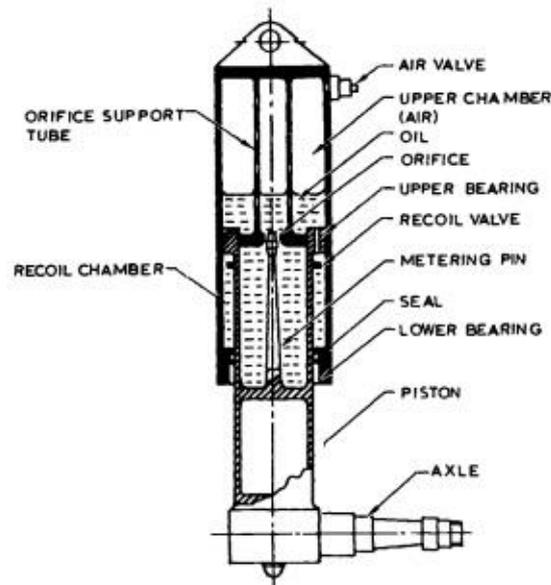


Figura III. Amortiguador oleo-neumático

En esencia consiste en un cilindro que alberga una mezcla de aceite y gas (normalmente aire seco o nitrógeno) separados por un tabique que presenta un orificio interior. Cuando el vástago sube, el aceite es obligado a pasar a la cámara inferior a través del orificio y el flujo es controlado mediante una varilla central, cuya sección variable está cuidadosamente diseñada. Una vez que la carga desaparece el sistema recupera su extensión natural gracias a la propia presión interna del fluido y gas. La eficiencia de este amortiguador ronda el 80-90%.

Desde hace mucho tiempo este amortiguador se ha impuesto al resto, y ha sido y sigue siendo objeto de estudio e investigación. Consecuencia de su aprovechamiento son algunas configuraciones diferentes de tren que se muestran en la Figura IV [2], donde se puede observar un tren de tipo Cantilever (también llamado telescópico), otro de tipo articulado (también llamado de palanca) y otro semi-articulado. El Cantilever es el más usado en todo el mundo, presenta mayor eficiencia en peso y su geometría puede soportar cargas de arrastre y laterales. El único inconveniente es que la carrera del amortiguador es más larga y ocupa un volumen mayor; a menos que el vástago se pueda comprimir antes de retraer el tren se necesita un compartimento más amplio en el fuselaje para alojarlo. Por otro lado, el articulado es empleado cuando la altura de la aeronave con respecto al suelo es baja o el espacio para almacenar el tren en el fuselaje es limitado. También presenta la ventaja de que el amortiguador puede ser reemplazado in situ sin mayor esfuerzo, pero tiene el inconveniente de no soportar cargas laterales ni de arrastre. El semi-articulado es un caso intermedio en el que el amortiguador tiene componente estructural y también soporta cargas laterales y de arrastre, sin embargo su uso no está muy extendido.

Tanto los modelos articulados como semi-articulados comenzaron a emplearse tras la Segunda Guerra Mundial, cuando la sustitución de las hélices por motores a reacción provocó que la altura típica de la aeronave respecto del suelo disminuyera considerablemente y en consecuencia el tren no necesitaba ser diseñado con tanta longitud.

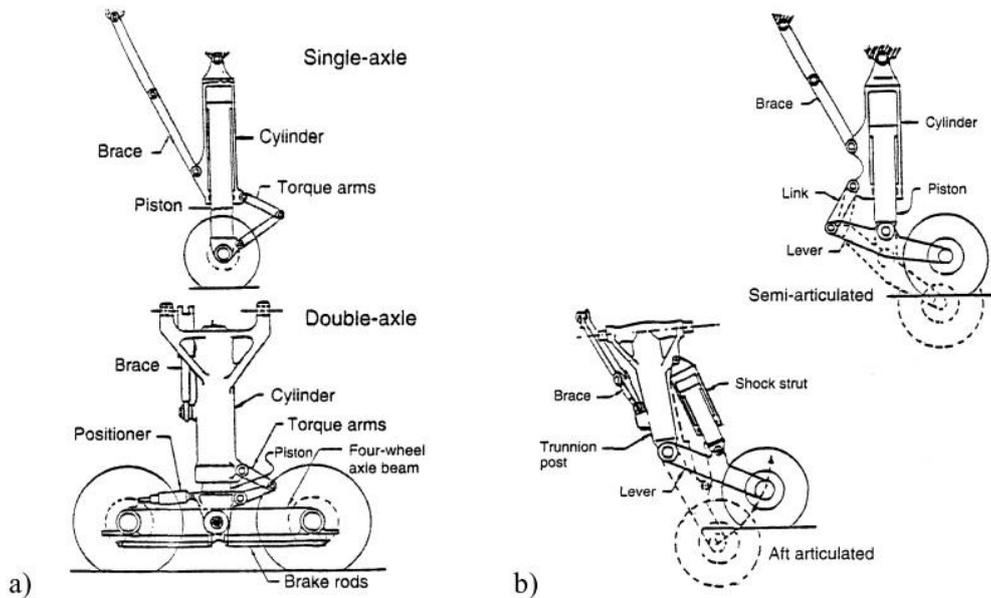


Figura IV. Ejemplos de tren tipo telescópico (a), semi-articulado (b arriba) y articulado (b abajo)

La Figura V [1] muestra la eficiencia y relación eficiencia/ peso de los amortiguadores desarrollados a lo largo de los años. En ella se observa cómo han ido mejorando no sólo en prestaciones sino también en optimización y la razón por la que los amortiguadores oleo-neumáticos se han impuesto al resto.

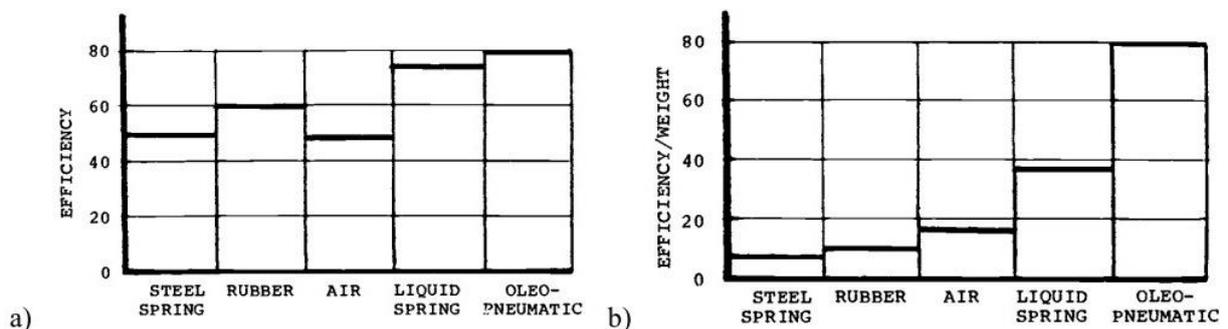


Figura V. Eficiencias de los diferentes tipos de amortiguadores (a) y relaciones eficiencia/peso (b)

Para terminar la evolución de los sistemas de suspensión no se puede dejar de mencionar que no todas las aeronaves han aprovechado tal evolución a lo largo de la historia. Las aeronaves pequeñas, vehículos cuya comercialización obliga a que el costo de compra, operación y mantenimiento esté muy ajustado, han seguido utilizando sistemas de



suspensión similares a los primeros modelos (amortiguadores basados en gomas, muelles u otras configuraciones sencillas) sólo que optimizados estructuralmente y fabricados con materiales actuales. No debe olvidarse que este tipo de avion tiene unas prestaciones muy bajas en comparación con los grandes aviones de transporte comercial, y por lo tanto sus requerimientos son también menos exigentes; razón por la cual se entiende el hecho de que configuraciones tan antiguas tengan todavía vigencia. Para el resto de aeronaves el amortiguador oleo-neumático es la mejor opción.

El ejemplo más típico de amortiguador sencillo son las ballestas. Se suelen emplear como tren principal en aviones ligeras y consisten en una sección solida cuya parte superior se ancla al fuselaje mientras que en la parte inferior se acopla la rueda. La deflexión del tubo proporciona el efecto suspensor y amortiguador. Este sistema es muy sencillo mecánicamente y no tiene apenas mantenimiento pero presenta el problema de generar un desgaste desigual en los neumáticos.

Otro ejemplo son los cordones elásticos, menos utilizados en la actualidad, pero que pueden verse todavía en avionetas antiguas dedicadas al tratamiento de cosechas (aviones agrícolas). Los cordones de caucho son entrelazados de manera adecuada y con ello se consigue el amortiguamiento de las cargas introducidas por las ruedas.

REQUERIMIENTO DE DISEÑO

La aeronave para la cual se realiza el diseño teórico del amortiguador para su tren de aterrizaje es similar a la que se muestra en la siguiente imagen, y será destinada a la observación:



Figura VI. Modelo de UAV



La definición de las especificaciones es esencial en todo proyecto dado que en ellas se sustentarán todas las decisiones. A continuación se presentan las especificaciones del avión para poder llevar a cabo el diseño del amortiguador requerido:

Especificaciones del avión

Tipo de tren de aterrizaje	Retráctil
Tipo de pista	Pavimentada
Ubicación del tren de aterrizaje	En booms de cola
Altura mínima del cg en posición estática	1.3 [m]
Rango de posición del cg desde la nariz del UAV	[3.88: 4.08] [m]
WTO :	2'000 [kg] \equiv 4'409 [Lb]
W/S	93[kg/m ²] \equiv 912.33 [Pa] \equiv 0.1323 [psi]
Vstall	15 [m/seg]
Envergadura (b)	20 [m]
Longitud de la aeronave	10.77 [m]
Distancia entre boom y boom	3.92 [m]
Longitud de base máxima	3.05 [m]
Potencia del motor a pistón	115 [HP] (Rotax 914)
Diámetro de la hélice	1.88 [m]

Además, la aeronave estará equipada con instrumental electrónico que no se debe dañar.



1. DESARROLLO

Se estudiará por separado el tren principal del tren de nariz. Se presenta la elección del tipo de amortiguador, se calcula la carrera del mismo, se determinan los valores de carga que ha de soportar, se dimensiona el orificio de pasaje de líquido hidráulico, se plantea la pérdida de carga en el conducto abierto del orificio previamente mencionado, se escoge el líquido hidráulico, se grafica la curva de caída de presión del líquido hidráulico en función del desplazamiento del pistón, para bajas velocidades del mismo, así como también la curva de carga de la cámara de gas en función del desplazamiento del émbolo obtenida también para bajas velocidades del mismo. Con todo ello se obtiene la fuerza de amortiguamiento del conjunto y se calcula el volumen necesario de fluido.

Dado que el UAV lleva equipos específicos para su misión, de mucha sensibilidad y costo, se elige el amortiguador óleo-neumático para absorber la energía de impacto del mismo. En éste, la fuerza de amortiguamiento es debida principalmente a la caída de presión generada en el orificio de pasaje de aceite, aunque influyen otros factores como la presión del gas. El éxito del funcionamiento de cualquier amortiguador es conseguir controlar la fuerza generada en función del movimiento impuesto sobre éste, para poder así, optimizar la seguridad y/o la maniobrabilidad.

1.1. Tren Principal

1.1.1. Elección Del Tipo De Amortiguador Óleo-Neumático

Los amortiguadores óleo-neumáticos absorben energía “empujando” una cámara de líquido hidráulico contra una cámara de aire seco o nitrógeno y luego comprimiendo ambos. La energía se disipa por medio del pasaje del líquido hidráulico a través de uno o varios orificios y, luego del primer impacto se controla el rebote por la fuerza que ejerce el gas sobre el émbolo, que a su vez actúa sobre el líquido hidráulico, forzándolo a pasar por los orificios de retroceso hacia la cámara correspondiente. Si el líquido hidráulico retrocede demasiado rápido, la aeronave rebota en demasía; si lo hace con demasiada lentitud, las protuberancias de la pista de longitud de onda corta (encontradas durante taxi), no serán adecuadamente amortiguadas debido a no haberse restituido a su posición estática a tiempo.

A continuación se muestran distintos tipos de amortiguadores óleo-neumáticos [3]:

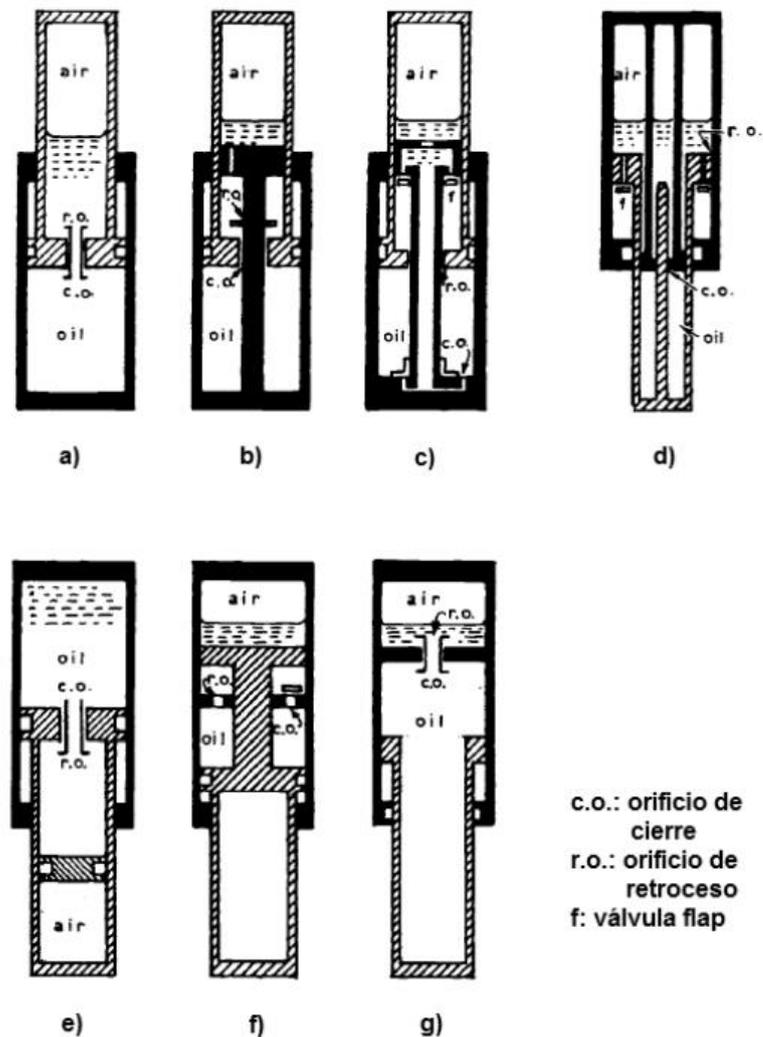


Figura 1.1. Tipos de amortiguadores Óleo-Neumáticos

Debido a la simplicidad en su diseño y a la cantidad de partes, se escogió el amortiguador "e)", que fue desarrollado por la empresa Lockheed. Este diseño tiene el beneficio de que el gas no se mezcla con el líquido hidráulico, como sí ocurre por ejemplo en los amortiguadores "a)" y "g)"; además, el hecho de que la cámara de gas esté en la parte inferior del vástago facilita la Carga del mismo. [4]

1.1.2. Determinación de la carrera del amortiguador

Para determinar la carrera del amortiguador se utilizará el método de la relación trabajo/energía [5]:

Cambio en la energía cinética = trabajo de reducción de la velocidad vertical a cero

$$0 - \frac{WV^2}{2g} = -\delta_{sv} * \eta_{sv} * n_z W - \delta_t * \eta_t * n_z W + (W - L) * (\delta_{sv} + \delta_t)$$

Ecuación relación trabajo/energía

Donde, W Peso de la aeronave, V Velocidad vertical de descenso, g Aceleración de la gravedad, L Sustentación, n_z Factor de carga, δ_{sv} Desplazamiento relativo entre el vástago y el cilindro, η_{sv} Eficiencia del amortiguador, δ_t Deflexión del neumático, η_t Eficiencias del neumático.

A continuación se muestra una imagen que indica cuál es δ_{sv} :

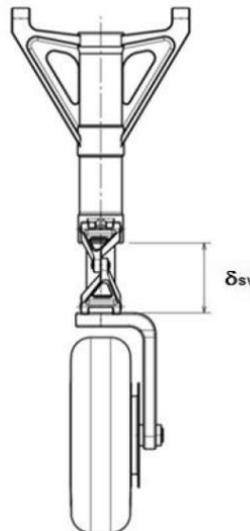


Figura 1.2. Desplazamiento relativo del vástago del amortiguador

Según norma [5]:

$$V = 4.4 \sqrt[4]{\frac{W}{S}} = 9.19 \left[\frac{ft}{seg} \right] = 2.8 \left[\frac{m}{seg} \right], \quad \frac{L}{W} = \frac{2}{3} \quad \text{y} \quad \frac{W}{S} = 19.054 \frac{lb}{ft^2}$$

y estableciendo $n_z = 3$, $\eta_{sv} = 0.8$, $\delta_t(n_z = 3) = 0.2303[ft]$, $\eta_t = 0.42$ y $g = 32.2 \left[\frac{ft}{seg^2} \right]$

queda:

$$\delta_{sv} = \frac{\frac{4.4^2}{2g} \sqrt{\frac{W}{S}} - \delta_t \left[n_z * \eta_t - \left(1 - \frac{L}{W} \right) \right]}{\eta_t * \eta_{sv} - \left(1 - \frac{L}{W} \right)}$$

$$\delta_{sv} = 0.5302[ft] = 6.363[in] = 0.0162[m]$$



1.1.3. Carga en el amortiguador

Se establece como primera aproximación que la presión bajo carga estática máxima (2'204.5 [Lb]) dentro del amortiguador será de 1'500 [psi]. Con ello, se calcula el área del émbolo [5]:

$$A_e = \frac{\text{Carga Máx Estática}}{1500[\text{psi}]} = \frac{2204.5[\text{lb}]}{1500[\text{psi}]} = 1.4697[\text{in}^2]$$

Por lo tanto, el diámetro del embolo es:

$$\phi_e = \sqrt{\frac{4}{\pi} A_e} = 1.3679[\text{in}]$$

Hay una medida de diámetro de émbolo estandarizado de 1.4 [in], pero éste tiene el inconveniente de que la presión mínima (en posición extendida) es de casi 700[psi], cuando lo recomendable es que esté dentro de un rango de (60:300) [psi], o al menos no muy alejado de éste. Por esta razón es que se escogió un diámetro de:

$$\phi_e = 2[\text{in}] \rightarrow A_e = \pi[\text{in}^2]$$

Al cambiar el área, también se modifica la presión estática del gas, resultando ésta en:

$$P_{est} = \frac{\text{Carga Máx Estática}}{A_e} = \frac{2204.5[\text{lb}]}{\pi[\text{in}^2]} = 701.71[\text{psi}]$$

De la sub-sección anterior se sabe que el desplazamiento relativo del pistón con el cilindro entre las cámaras de aceite-aceite es de 6.4 [in]. Proponiendo que el diámetro de la camisa del amortiguador tenga 2.5 [in], se obtiene la relación abajo presentada entre los desplazamientos del pistón y del émbolo. Se establece la convención de que la cámara superior de aceite tiene el subíndice 2, mientras que la cámara inferior de aceite tiene el subíndice 1:

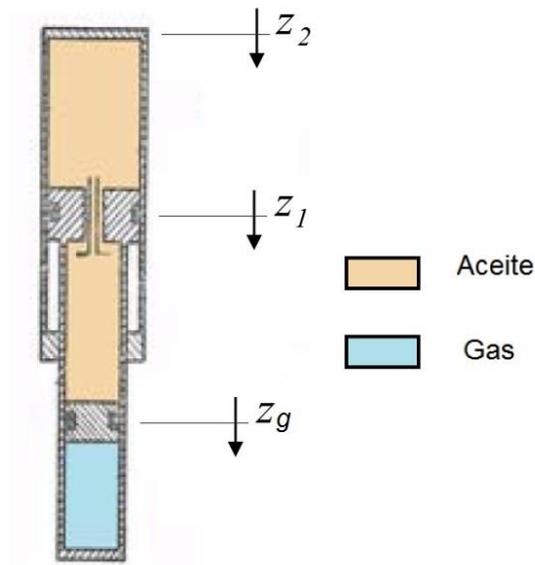


Figura 1.3. Convención de signos de Z_g y Z_1

$$d(vol_1) = A_1 * Z_g$$

$$d(vol_2) = A_2 * Z_1$$

Dado que se considera que el aceite es incompresible y que se transfiere de una cámara a otra, se cumple que:

$$d(vol_1) = -d(vol_2) = A_1 * Z_g = A_2 * -Z_1$$

Nos queda que:

$$\delta_{se} = Z_g = \frac{A_2 * -Z_1}{A_1} = 10[in] = 0.254[m]$$

En la siguiente figura se observa la relación entre Z_1 y Z_g

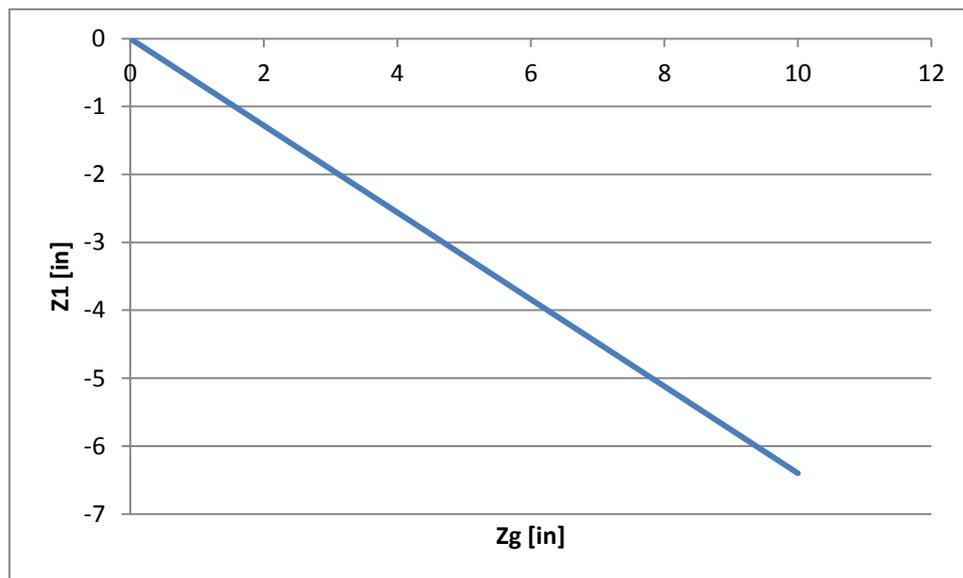


Figura 1.4. Relación entre Z1 y Zg

En la misma se puede observar claramente que cuando la coordenada Z1 aumenta, Zg también, pero lo hace con el signo opuesto, lo cual es correcto.

1.1.4. Dimensionamiento del orificio de pasaje de líquido hidráulico

Hay dos formas de controlar el pasaje del líquido hidráulico entre las dos cámaras: con orificios simples con orificios planos o de sección variable, logrados generalmente con una aguja de sección variable o con válvulas hidráulicas. Se pueden lograr eficiencias de amortiguación entre 80 y 85 por ciento con orificios simples, pero éstos resultan demasiado pequeños para el confort durante taxi, lo cual, para el UAV no es un inconveniente, ya que no se transportan pasajeros, sólo es necesario que las aceleraciones del fuselaje no excedan las tolerancias de los equipos a bordo. Además para aeronaves medianas y pequeñas, este factor no es de gran relevancia.

El área del orificio se puede calcular como [5]:

$$A_a[in^2] = \frac{0.3A_p}{r} \sqrt{\frac{A_p \cdot \delta_{sv\ tot}}{W}}$$

donde, A_p Área del pistón, r Carga aplicable / carga estática, $\delta_{sv\ tot}$ Carrera total del amortiguador [in], W Carga estática en el amortiguador [Lb].

Reemplazando los valores:

$$A_a[in^2] = \frac{0.3A_p}{r} \sqrt{\frac{A_p \cdot \delta_{sv\ tot}}{W}} = 0.0586[in^2] = 3.78 \cdot 10^{-5}[m^2]$$

Con lo que el orificio tiene un diámetro:

$$D_a = 0.273[in] = 6.94 \cdot 10^{-3}[m]$$

1.1.5. Dimensionamiento de los cojinetes del amortiguador

Se hace un análisis de fuerzas y momentos para la pata de tren, que es telescópica, para conocer el alto del apoyo necesario para que sea estable estructuralmente al pandeo. [Ref.5]

Las fuerzas y reacciones básicas actuando en el amortiguador telescópico y los parámetros geométricos más importantes se muestran en la siguiente figura.

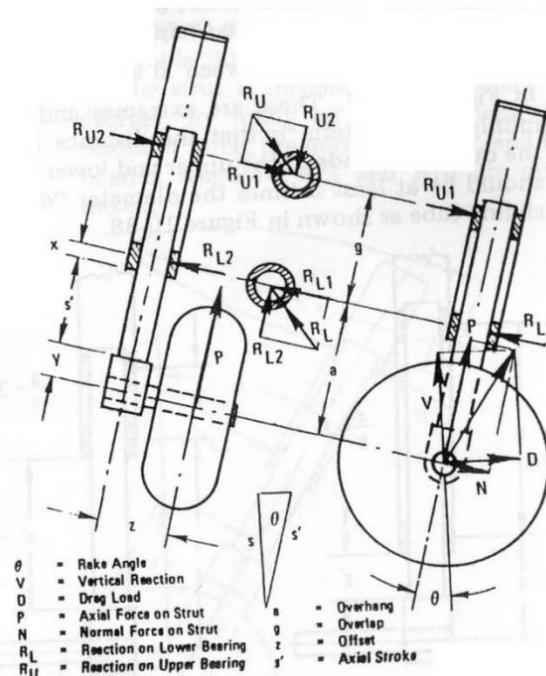


Figura 1.5. Geometría y fuerzas básicas en un tren de aterrizaje telescópico



Las fuerzas V (fuerza vertical por la reacción del suelo) y D (fuerza de frenado) en el eje de la rueda y las P y N para el tren analizado son iguales respectivamente dado que el vástago se encuentra vertical. La componente de reacción vertical está dada por el aire comprimido dentro del mismo vástago, que está en equilibrio con el aceite hidráulico, y por la fricción de los cojinetes. La reacción a la componente transversal la brindan las fuerzas normales de los cojinetes; RL1 y RU1. La excentricidad z el caso analizado es nula. Las resultantes RL y RU se muestran en las secciones de los cojinetes. Las magnitudes de estas fuerzas son (proponiendo todas las fuerzas y momentos con el mismo sentido) [5]:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= R_{U1} + R_{L1} + D = 0 \\ \sum F_y &= R_{U2} + R_{L2} = 0 \rightarrow R_{U2} = -R_{L2} \\ \sum M_x &= zP + aR_{L2} + (a + g)R_{U2} = 0 \rightarrow 0 + aR_{U2} (1 - 1) + g R_{U2} = 0 \rightarrow \mathbf{R_{U2} = R_{L2} = 0} \\ \sum M_y &= a R_{L1} + (a + g)R_{U1} = 0\end{aligned}$$

Con las ecuaciones primera y última se llega a:

$$\begin{aligned}R_{U1} &= D \frac{a}{g} \\ R_{L1} &= -\frac{a + g}{g} D\end{aligned}$$

Por definición, el solapamiento (g) y la parte sobresaliente (a) son [5]:

$$g = 2.75 * \text{diámetro externo del pistón} = 2.75 * 2.5 [in] = 6.875 [in] = 0.175 [m]$$

$$a = \text{carrera del vástago} + \text{delta} \cong 6.4[in] + 1.5[in] = 7.9[in] = 0.2 [m]$$

Por lo tanto $\frac{a}{g} = 1.149$, lo cual está dentro del rango recomendado (0.5 : 3).

Estos casos extremos se muestran en la siguiente figura:

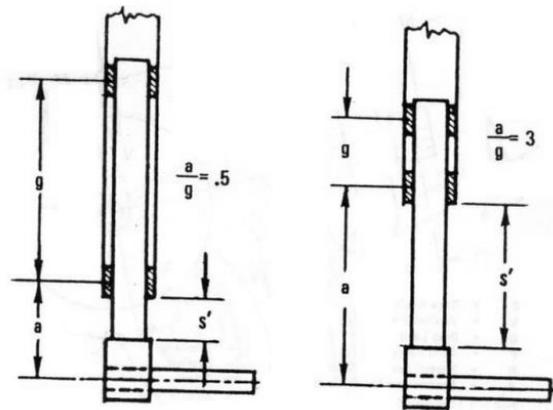


Figura 1.6. Relación a/g

$$\begin{aligned} \therefore R_{U1} &= D \frac{a}{g} = 2'852.9 [Lb] * \frac{7.9[in]}{6.875[in]} = 3'278.24[Lb] = R_U \\ R_{L1} &= -\frac{a+g}{g} D = -\frac{7.9+6.875}{6.875} 2'852.9[Lb] = -6'131.51[Lb] = -R_L \end{aligned}$$

Las alturas de los cojinetes e_U y e_L están limitadas por la tensión en los mismos, que no debe exceder los 5500 [psi] bajo carga. La fuerza en los cojinetes se calcula utilizando las áreas proyectadas de los mismos (*Área proyectada cojinetes = e * d*):

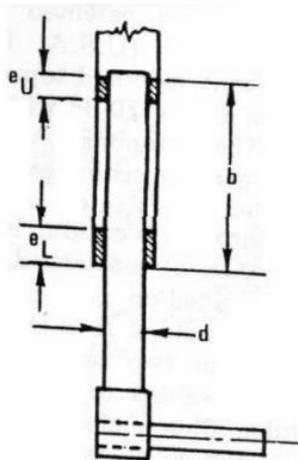


Figura 1.7. Alturas de los cojinetes del amortiguador

$$\begin{aligned} e_U &= \frac{R_U}{5'500[psi] * d} = \frac{3'278.24[Lb]}{5'500[psi] * 2[in]} = 0.298[in] = 7.57 \cdot 10^{-3}[m] = L_a \\ e_L &= \frac{R_L}{5'500[psi] * d} = \frac{6'131.51[Lb]}{5'500[psi] * 2[in]} = 0.557[in] = 14.2 \cdot 10^{-3}[m] \end{aligned}$$



La longitud (**La**) del conducto abierto de pasaje de aceite hidráulico del pistón debe coincidir con la altura del “cojinete” superior, ya que es el mismo pistón el que le ofrece el apoyo necesario.

1.1.6. Cámara de gas

La diferencia principal existente entre la modelización propuesta para el aceite y el gas reside en la compresibilidad. Si bien el primero puede ser considerado incompresible, en el gas la compresibilidad juega un papel fundamental. Para describirlo, se utiliza el modelo termodinámico politrópico. Además se supondrá que el gas se comporta según la ley de gas ideal.

Proceso politrópico [3]: $PV^\gamma = cte$

$$PV^\gamma = P_0V_0^\gamma \Rightarrow P = P_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^\gamma$$

$$P_1 = P_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + \Delta V} \right)^\gamma$$

Donde, P Presión absoluta, P_0 Presión inicial del gas, γ Constante de politropía, V_0 Volumen inicial del gas, ΔV Diferencial de Volumen.

Para obtener la fuerza ejercida por la cámara de gas se escribe la expresión de la fuerza en términos del desplazamiento del vástago, que luego será la variable utilizada para describir el movimiento del amortiguador al analizar las ecuaciones de movimiento.

$$F_{gas} = P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_2 Z_1} \right)^\gamma$$

Donde $P_0 = 2.4[Mpa]$; $V_0 = 6.87 * 10^{-4}[m^3]$; $\gamma = 1.3$, se obtiene la siguiente gráfica.

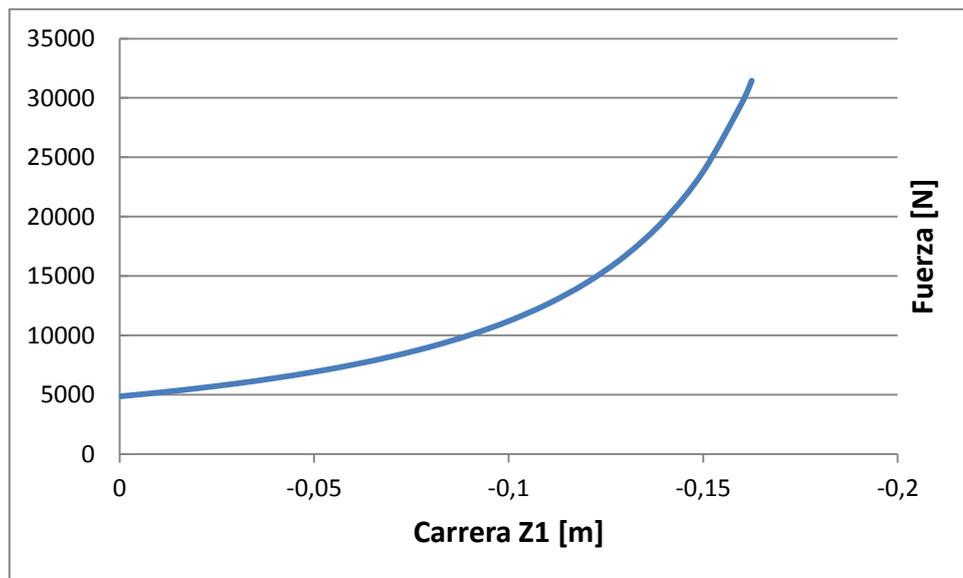


Figura 1.8. Carga en función con la carrera del Pistón

Con el fin de tener los valores estático en tierra y totalmente comprimido se hace esta grafica.

1.1.7. Modelización de las válvulas

Las válvulas dentro del amortiguador son las responsables de producir una caída de presión entre la cámara que se encuentra en compresión y la que se encuentra en expansión. La relación de la caída de presión con las superficies del cilindro genera una parte importante de la fuerza de amortiguamiento. Debido a que casi la totalidad de esta fuerza es generada en el cilindro en situaciones “normales” de trabajo, la modelización correcta de las válvulas es de vital importancia.

Existen diferentes tipos de válvulas; para un simple y buen funcionamiento se ha optado por tener un conducto abierto a lo largo del pistón que separa las cámaras de compresión y expansión, siendo éste el encargado de controlar la caída de presión entre dichas cámaras.

1.1.8. Pérdida de carga en el conducto abierto

Aplicando la ecuación de energía de Bernoulli entre ambas cámaras de aceite conduce a la relación funcional siguiente, la cual tiene en cuenta las pérdidas de carga continuas y singulares.



$$P_2 - P_1 = \frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot V_a}{D_a^2} + \frac{K \cdot \rho \cdot V_a^2}{2}$$

Como se desea obtener la caída de presión en función de la velocidad del pistón, se hace la siguiente relación:

$$\begin{aligned} Q_2 &= Q_a \\ A_2 V_1 &= A_a V_a \\ V_a &= \frac{A_2 V_1}{A_a} = \frac{D_2^2 V_1}{D_a^2} \end{aligned}$$

Quedando:

$$P_2 - P_1 = \frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot V_1}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot V_1^2}{2 \cdot D_a^4}$$

Donde, P_2 Presión Cámara 2, P_1 Presión Cámara 1, μ Viscosidad Fluido, D_2 Diámetro Pistón, D_a Diámetro Orificio, V_1 Velocidad del Pistón, ρ densidad del fluido, K Perdida de carga entrada y salida, L Longitud del Conducto [6].

1.1.9. Caracterización del fluido

A partir de analizar las variaciones de la densidad con la temperatura en un rango de trabajo de 20°C, se observó que éste está en el orden del 1.10⁻⁴% razón por la cual se lo tomará como valor constante. En cuanto a la variación con la presión, ésta está en el orden del 1%, lo cual tampoco es lo suficientemente significativo. Por lo tanto:

$$\rho = \rho_0 = 882 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

En cuanto a la representación de la viscosidad, se modela la viscosidad cinemática como $\nu = e^{b/T^c}$, siendo a, b, C constantes, y T la temperatura del fluido.

Del catálogo de Mobil Aero HF Series - Aviation Hydraulic Fluids, para el fluido NATO H-515 se obtuvieron cuatro puntos, calculando de ese modo las constantes, pudiendo representarse ya la viscosidad cinemática en función de la temperatura del fluido:



$$\nu = 1.54 * 10^{-8} \left[\frac{m^2}{seg} \right] e^{2131.06[k]/T^{0.98}}$$

Por lo tanto, al haber establecido la incompresibilidad del fluido, la viscosidad dinámica en función de la temperatura queda:

$$\mu = \nu \cdot \rho = 1.36 * 10^{-5} \left[\frac{Kg}{m \cdot seg} \right] e^{2131.06[k]/T^{0.98}}$$

Y la capacidad calorífica a presión constante (C_p) es:

$$C_p = 1920 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

1.1.10. Curva de caída de presión del aceite hidráulico

Dado que se han reunido todos los valores necesarios, se está en condiciones de presentar el funcionamiento de la parte de aceite del amortiguador en función de la velocidad del pistón. La viscosidad se presenta para 20°C y el valor de K es 1,4.

La curva de caída de presión en función de la velocidad del fluido es de interés, con el fin de conocer los valores que tomaría durante su funcionamiento.

$$P_2 - P_1 = \frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot V_1}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot V_1^2}{2 \cdot D_a^4} = 4327366.16 * V_1^2 + 19868.77 * V_1$$

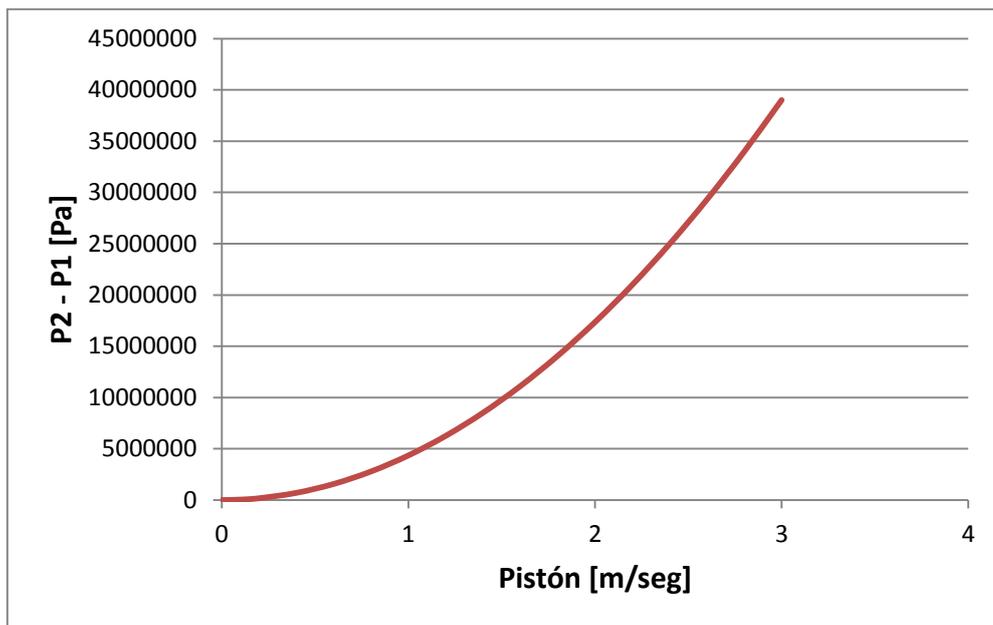


Figura 1.9. Caída de presión a través del pistón del amortiguador

Para obtener la fuerza viscosa del amortiguador se debe multiplicar la diferencia de presión por el área del pistón.

$$F_v = (P_2 - P_1)A_2$$

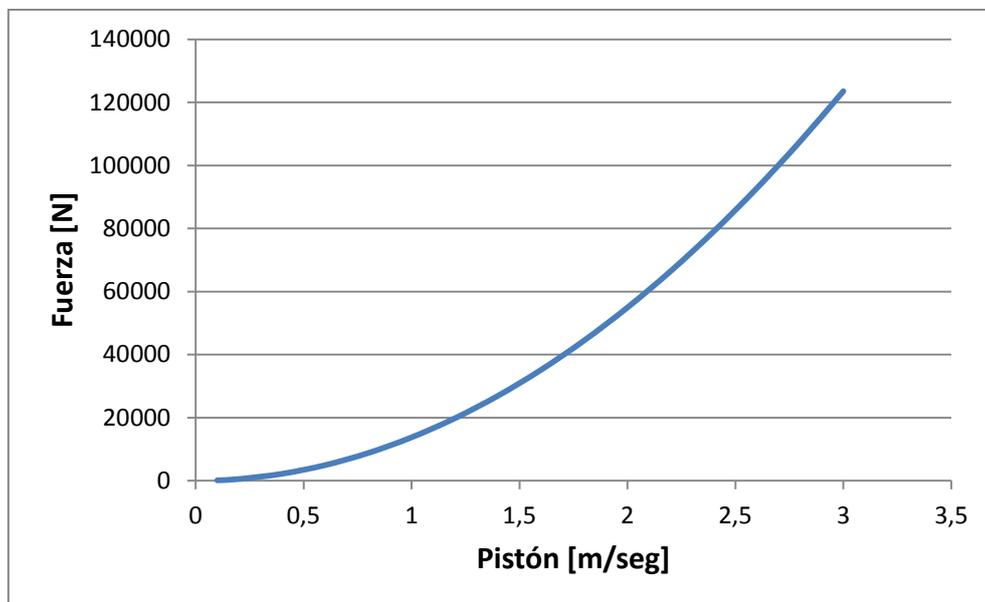


Figura 1.10. Fuerza viscosa a través del pistón del amortiguador



1.1.11. Fuerza de amortiguamiento

Al desplazarse el pistón el volumen de la cámara superior disminuye y el fluido pasa a través del orificio a la cámara inferior produciéndose una fuerza viscosa, la cual está en función de la velocidad del pistón. Al mismo tiempo ese desplazamiento de aceite comprime la cámara de gas disminuyendo su volumen y produciendo una fuerza del gas. Si sumamos ambas fuerzas se obtiene la fuerza total del amortiguador.

$$F_1 = P_1 A_1 + (P_2 - P_1) A_2$$

En la ecuación anterior, el primer término representa la fuerza debida al gas, y el segundo término las fuerzas viscosas, pudiéndose escribir como:

$$F_1 = F_{gas} + F_v$$

De las ecuaciones resulta:

$$F_1 = P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_2 Z_1} \right)^{\gamma} + A_2 \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot V_1}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot V_1^2}{2 \cdot D_a^4} \right)$$

1.1.12. Constante de rigidez del neumático

Se escoge el neumático 6.50-10 de Goodyear 650C86-3. Peso total con neumático llanta es igual a 18.6 [kg] [10].

Dado que en la sección en la que se desarrolla el ensayo de caída se necesitará esta constante, se la calcula aquí.

Se supondrá un comportamiento lineal de la fuerza con la deflexión. A pesar de no ser una modelización real, para pequeñas deflexiones no estará tan alejada; además, este elemento no es el más importante en lo que a rigidez respecta, lo cual permite llevar adelante esta hipótesis.

Obteniendo los datos del neumático y huella del neumático, se obtiene dicha constante:

$$K_t = \frac{F_{neumático}}{\delta_t} = \frac{P_{inflado} A_{contacto}}{\delta_t}$$



$$K_t = \frac{80[psi] * 47.127[in^2]}{1.95[in]}$$

$$K_t = 1933.42 \left[\frac{Lb}{in} \right] = 338593 \left[\frac{N}{m} \right]$$

1.1.13. Volumen de fluido

Resulta relevante tener conocimiento del volumen del fluido con el fin de cerciorarse si lo diseñado hasta el momento es posible de llevar a cabo en el espacio físico del que se dispone y con las restricciones que se han ido mencionando. Además, es necesario saber el volumen de aceite que se debe tener a disposición para planificar el aprovisionamiento, para indicar cuánto hay que verter, etc.). En base a la carrera del émbolo dentro del vástago (10 [in]), a la variación del volumen de aire ($0.254 * A_1$), al solapamiento mínimo que debe haber entre vástago y camisa (0.175 [m]), a un espacio que se tuvo en cuenta para que ninguna cámara de aceite quede prácticamente vacía en ningún momento, y al largo que debe tener la pata del tren, se obtuvo que el volumen de aceite será de 78.74 [in³] ($1.29 * 10^{-3}$ [m³]), es decir que a 15°C se deberían suministrar 1.138 [kg] de aceite NATO Code H-515 [7].

1.2. Tren de nariz

1.2.1. Elección del tipo de amortiguador

El tipo de amortiguador escogido es el mismo que el del tren principal debido a que cumple una función muy importante al aplicar frenos, y además se aprovechan los mismos recursos tanto físicos (aceite, gas, herramientas, etc.), como humanos (capacitación) para fabricarlos y hacerles mantenimiento.

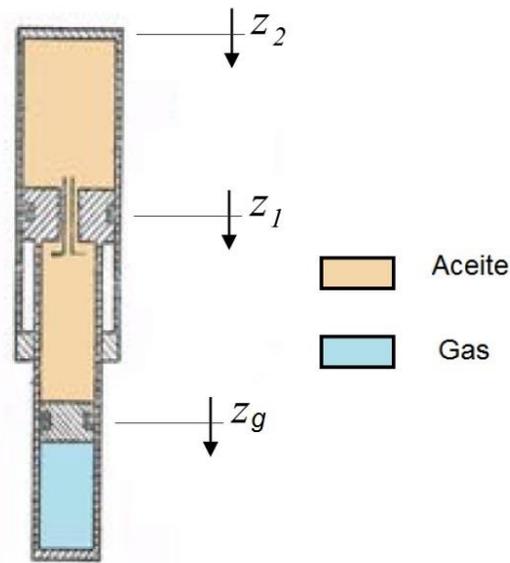


Figura 1.11. Convención de signos de Zg y Z1

1.2.2. Determinación de la carrera del amortiguador y cálculo de los valores de cargas

Se define que el amortiguador del tren de nariz será el mismo que el del tren principal, es decir; carrera de pistón 6.4 [in], carrera de embolo 10 [in], diámetro de pistón 2.5 [in], diámetro de embolo 2 [in].

Dado que para el dimensionamiento del amortiguador se debe utilizar la máxima carga estática, se toma la fuerza aplicada en el tren de nariz con la posición más adelantada del cg, es decir, $0.15 \cdot W = 2943 \text{ [N]} = 661.61 \text{ [Lb]}$

1.2.3. Carga del amortiguador

La presión estática del gas se calcula con la siguiente formula, resultando ésta en:

$$P_{est} = \frac{\text{Carga Máx Estática}}{A_e} = \frac{661.61[lb]}{\pi[in^2]} = 210.6[psi]$$

En sección anterior de amortiguador de tren principal se muestra en la Figura (1.4) el desplazamiento relativo que hay entre el pistón y el embolo, ya que al utilizar el mismo amortiguador es el mismo desplazamiento.

1.2.4. Dimensionamiento del orificio de pasaje de líquido hidráulico

El área del orificio se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$A_a[in^2] = \frac{0.3A_p}{r} \sqrt{\frac{A_p \cdot \delta_{sv\ tot}}{W}}$$

Donde, A_p Área del pistón, r Carga aplicable / carga estática, $\delta_{sv\ tot}$ Carrera total del amortiguador [in], W Carga estática en el amortiguador [Lb].

Reemplazando los valores:

$$A_a[in^2] = \frac{0.3 * 1.5625 * \pi}{3} \sqrt{\frac{1.5625 * \pi * 6.4}{661.61}} = 0.107[in^2] = 6.9 \cdot 10^{-5}[m^2]$$

Con lo que el orificio tiene un diámetro:

$$D_a = 0.369[in] = 9.37 \cdot 10^{-3}[m]$$

1.2.5. Dimensionamiento cojinetes amortiguador

Al elegir el mismo amortiguador todas sus dimensiones serán las mismas. Al igual que los cojinetes.

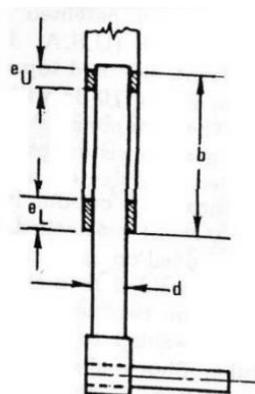


Figura 1.12. Alturas de los cojinetes del amortiguador



$$e_U = \frac{R_U}{5'500[psi] * d} = \frac{3'278.24[Lb]}{5'500[psi] * 2[in]} = 0.298[in] = 7.57 \cdot 10^{-3}[m] = L_a$$

$$e_L = \frac{R_L}{5'500[psi] * d} = \frac{6'131.51[Lb]}{5'500[psi] * 2[in]} = 0.557[in] = 14.2 \cdot 10^{-3}[m]$$

La longitud (**La**) del conducto abierto de pasaje de aceite hidráulico del pistón debe coincidir con la altura del “cojinete” superior, ya que es el mismo pistón el que le ofrece el apoyo necesario.

1.2.6. Cámara de gas

Recordando las ecuaciones utilizadas previamente:

Proceso politrópico: $PV^\gamma = cte$

$$PV^\gamma = P_0V_0^\gamma \Rightarrow P = P_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^\gamma$$

$$P_1 = P_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + \Delta V} \right)^\gamma$$

Donde, P Presión absoluta, P_0 Presión inicial del gas, γ Constante de politropía, V_0 Volumen inicial del gas, ΔV Diferencial de Volumen.

Para obtener la fuerza ejercida por la cámara de gas se escribe la expresión de la fuerza en términos del desplazamiento del vástago, que luego será la variable utilizada para describir el movimiento del amortiguador al analizar las ecuaciones de movimiento.

$$F_{gas} = P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_2 Z_1} \right)^\gamma$$

Donde $P_0 = 650[Kpa]$; $V_0 = 6.87 \cdot 10^{-4}[m^3]$; $\gamma = 1.35$, se obtiene la siguiente gráfica.

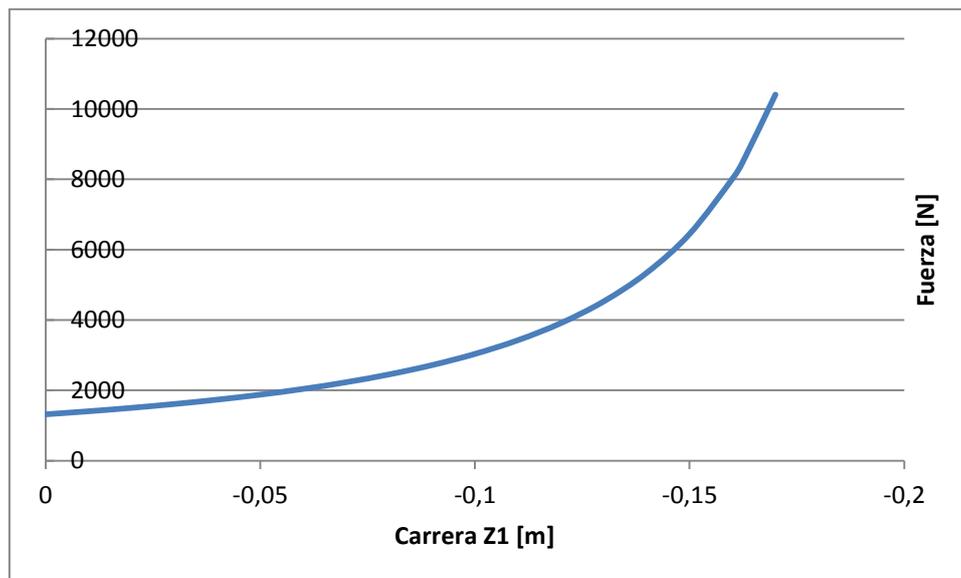


Figura 1.13. Carga en función con la carrera del Pistón

1.2.7. Curva de caída de presión del aceite hidráulico

En esta sub-sección, al igual que previamente para el tren principal, se modelará el comportamiento del fluido para obtener coeficientes que definan su movimiento.

El fluido será el mismo que el utilizado en el tren principal, ya que es adecuado y es beneficioso al momento de planificar el mantenimiento.

Para no ser reiterativos con los procesos, simplemente se presentan los resultados. La presión está en pascales y la velocidad en [m/seg].

$$P_2 - P_1 = \frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot V_1}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot V_1^2}{2 \cdot D_a^4} = 1302276,377 * V_1^2 + 5979,30 * V_1$$

Donde, P_2 Presión Cámara 2, P_1 Presión Cámara 1, μ Viscosidad Fluido, D_2 Diámetro Pistón, D_a Diámetro Orificio, V_1 Velocidad del Pistón, ρ Diferencial de Volumen, K Perdida de carga entrada y salida, L Longitud del Conducto.

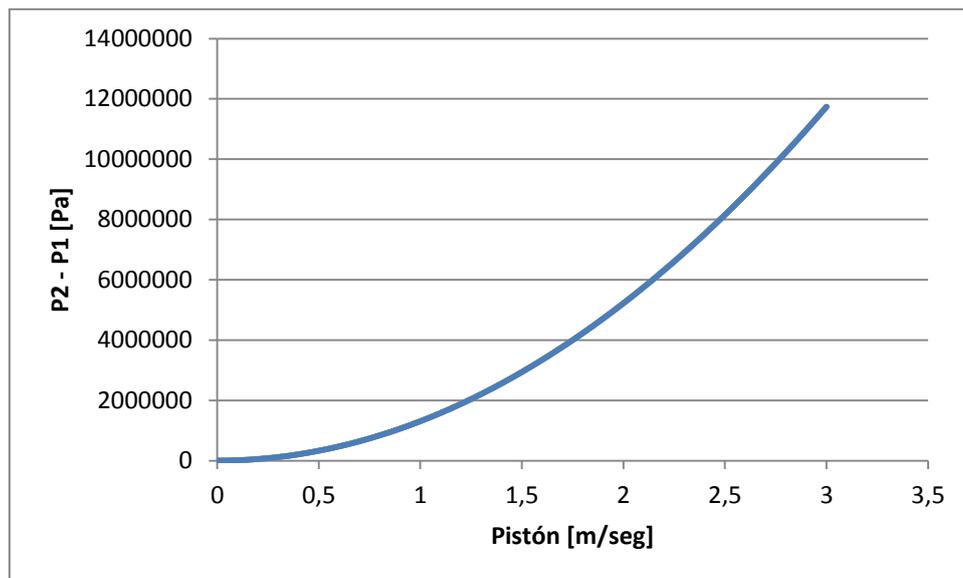


Figura 1.14. Caída de presión a través del pistón del amortiguador

Para obtener la fuerza viscosa del amortiguador se debe multiplicar la diferencia de presión por el área del pistón.

$$F_v = (P_2 - P_1)A_2$$

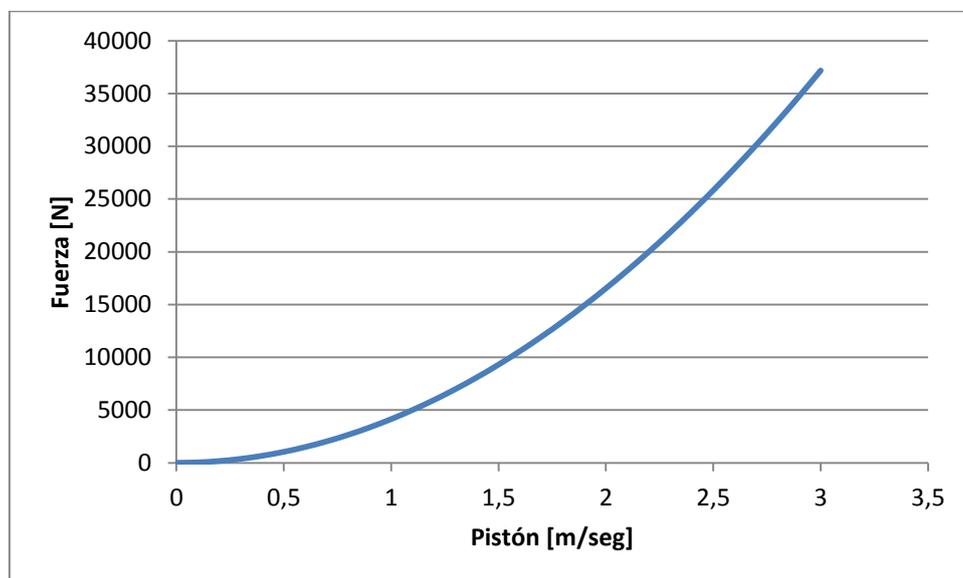


Figura 1.15. Fuerza viscosa a través del pistón del amortiguador



1.2.8. Fuerza de amortiguamiento

Si sumamos ambas fuerzas se obtiene la fuerza total del amortiguador.

$$F_1 = P_1 A_1 + (P_2 - P_1) A_2$$

En la ecuación anterior, el primer término representa la fuerza debida al gas, y el segundo término las fuerzas viscosas, pudiéndose escribir como:

$$F_1 = F_{gas} + F_v$$

De las ecuaciones resulta:

$$F_1 = P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_2 Z_1} \right)^{\gamma} + A_2 \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot V_1}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot V_1^2}{2 \cdot D_a^4} \right)$$

1.2.9. Constante de rigidez del neumático

Se escoge el neumático 5.00-5 de Goodyear 505C01-1. Peso total con neumático llanta es igual a 4.9 [kg] [10].

Al igual que en la sección anterior.

Obteniendo los datos del neumático y huella del neumático, se obtiene dicha constante:

$$K_t = \frac{F_{neumático}}{\delta_t} = \frac{P_{inflado} A_{contacto}}{\delta_t}$$

$$K_t = \frac{88[psi] * 24.055[in^2]}{1.45[in]}$$

$$K_t = 1459.89 \left[\frac{Lb}{in} \right] = 255666 \left[\frac{N}{m} \right]$$



2. TIPOS DE FLUIDOS [8]

Antes de describir lo que es un fluido magneto-reológico, debemos primero conocer tanto los tipos de fluidos convencionales y el avance de la tecnología en el campo de los materiales para la construcción de dispositivos, para tener una visión más clara de las potenciales aplicaciones en las diferentes áreas.

Los fluidos se pueden clasificar en tres grupos que son: fluidos Newtonianos, fluidos no-newtonianos y viscoelásticos.

2.1. Fluidos newtonianos

Un fluido newtoniano se caracteriza por cumplir la Ley de Newton para fluidos, es decir, que existe una relación lineal entre el esfuerzo cortante τ y la velocidad de deformación $\partial V/\partial n$. Si por ejemplo se triplica el esfuerzo cortante, la velocidad de deformación se va a triplicar también. Esto es debido a que el término μ (viscosidad) es constante para este tipo de fluidos y no depende del esfuerzo cortante aplicado.

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial V}{\partial n}$$

Hay que tener en cuenta que la viscosidad de un fluido newtoniano no depende del tiempo de aplicación del esfuerzo, aunque sí puede depender tanto de la temperatura como de la presión a la que se encuentre.

Para una mejor comprensión de este tipo de fluido se representan dos tipos de gráficas, la “Curva de Fluidez” Figura 2.1 y la “Curva de Viscosidad” Figura 2.2.

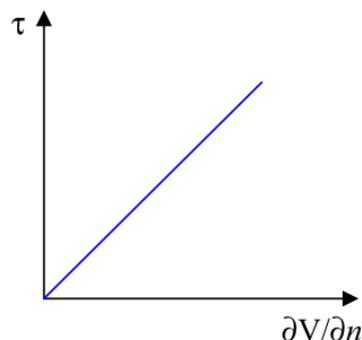


Figura 2.1. Curva de Fluidez de fluidos Newtonianos

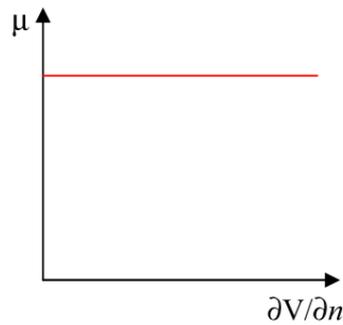


Figura 2.2. Curva de Viscosidad fluidos Newtonianos

Algunos ejemplos de fluidos newtonianos pueden ser: el agua, el aceite, etc.

2.2. Fluidos no-newtonianos

Los fluidos no newtonianos son aquellos en los que la relación entre esfuerzo cortante y la velocidad de deformación no es lineal. Estos fluidos a su vez se diferencian en:

- Independientes del tiempo de aplicación.
- Dependientes del tiempo de aplicación.

2.2.1. Fluidos independientes del tiempo de aplicación

Los fluidos no-newtonianos independientes del tiempo, se caracterizan porque las tensiones tangenciales dependen únicamente de la velocidad de deformación, y se representan funcionalmente en tres formas equivalentes:

$$\tau = f\left(\frac{\partial V}{\partial y}\right) \quad \tau = f\left(\frac{\partial \gamma}{\partial t}\right) \quad \tau = f(\dot{\gamma})$$

Estos fluidos se pueden clasificar dependiendo de si tienen o no esfuerzo umbral, es decir, si necesitan un mínimo valor de esfuerzo cortante para que el fluido se ponga en movimiento.

2.2.1.1. Fluidos sin esfuerzo umbral

2.2.1.1.1. Fluidos pseudoplásticos (SHEAR-THINNING)

Este tipo de fluidos se caracterizan por una disminución de su viscosidad, y de su esfuerzo cortante con la velocidad de deformación. En las Figuras 2.3 ,2.4 y se muestran las curvas de fluidez y viscosidad de este tipo de fluidos pseudoplásticos.

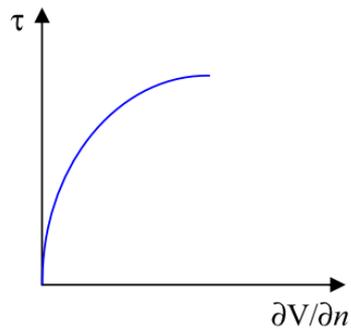


Figura 2.3. Curva de fluidez fluidos pseudoplásticos.

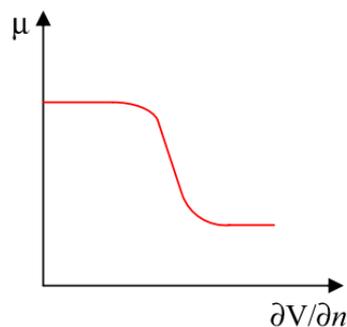


Figura 2.4. Curva de viscosidad aparente de fluidos pseudoplásticos.

Ejemplos de este tipo de fluidos pueden ser algunos tipos de salsas de tomate, mostazas, algunos tipos de pintura, etc.

2.2.1.1.2. Fluidos dilatantes (Shear-thickening)

Los fluidos dilatantes son suspensiones en las que se produce un aumento de la viscosidad con la velocidad de deformación, es decir, un aumento del esfuerzo cortante con dicha velocidad.

En las figuras 2.5 y 2.6 se muestran las gráficas de las curvas de fluidez y viscosidad de los fluidos dilatantes.

Conforme aumenta la velocidad de deformación aplicada, mayor turbulencia aparece y más difícil es el movimiento de la fase continua por los huecos, dando lugar a un mayor esfuerzo cortante, es decir, un aumento de la viscosidad.

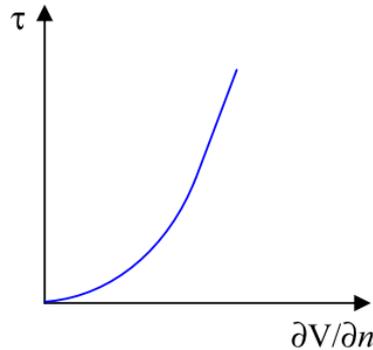


Figura 2.5. Curva de Fluidez de fluidos Dilatantes.

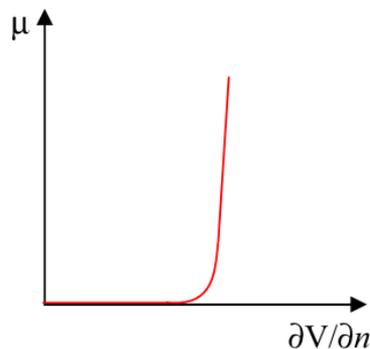


Figura 2.6. Curva de Viscosidad aparente de Fluidos Dilatantes

Ejemplos de los fluidos dilatantes son: las harinas de maíz (maicenas), almidones concentrados, arena mojada, etc.

2.2.1.2. Fluidos con esfuerzo umbral, llamados plásticos

Este tipo de fluido se comporta como un sólido hasta que sobrepasa un esfuerzo cortante mínimo (esfuerzo umbral) y a partir de dicho valor se comporta como un líquido. En las Figuras 2.7 Y 2.8 se muestran las gráficas de fluidez y viscosidad de los fluidos plásticos.

La razón por la que se comportan así los fluidos plásticos es la gran interacción existente entre las partículas suspendidas en su interior. Están formados por dos fases, con una fase dispersa formada por sólidos y burbujas distribuidos en una fase continua.

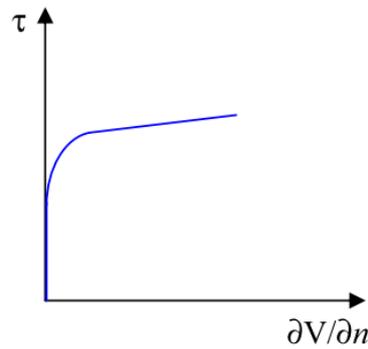


Figura 2.7. Curva de Fluidez de fluidos Plásticos.

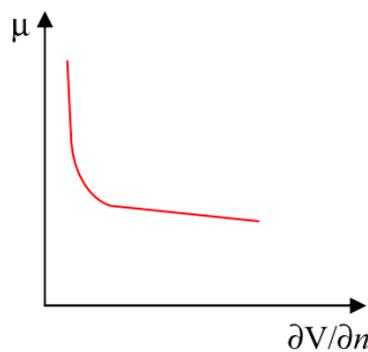


Figura 2.8. Curva de Viscosidad aparente de fluidos Plásticos

En este tipo de fluidos se forman coloides cuyas fuerzas repulsivas que tienden a formar estructuras de tipo gel. Si las partículas son muy pequeñas poseen entonces una gran superficie específica, rodeados de una *capa de absorción* formada por moléculas de fase continua. Gracias a esta capa, las partículas inmovilizan gran cantidad de fase continua hasta que no se aplican sobre ellas un esfuerzo cortante determinado.

Los fluidos plásticos, a su vez, se diferencian en la existencia de proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación, a partir de su esfuerzo umbral. Si existe proporcionalidad, se denominan fluidos plásticos de Bingham y si no la hay, se denominan solo plásticos.

2.2.2. Fluidos dependientes del tiempo de aplicación

Existen otro tipo de fluidos que son más complejos que los vistos y cuya viscosidad aparente depende no solo de la velocidad de deformación γ , sino también del tiempo durante el cual actúa la tensión tangencial τ .

Este tipo de fluidos se clasifican en dos tipos: los fluidos tixotrópicos, en los que su viscosidad disminuye al aumentar el tiempo de aplicación del esfuerzo cortante,

recuperando su estado inicial después de un reposo prolongado, y los fluidos reopéticos, en los cuales su viscosidad aumenta con el tiempo de aplicación de la fuerza y vuelven a su estado anterior tras un tiempo de reposo.

2.2.2.1. Fluidos tixotrópicos

Los fluidos tixotrópicos se caracterizan por un cambio de su estructura interna al aplicar un esfuerzo. Esto produce la rotura de las largas cadenas que forman sus moléculas.

Dichos fluidos, una vez aplicado un estado de cizallamiento (esfuerzo cortante), sólo pueden recuperar su viscosidad inicial tras un tiempo de reposo. La viscosidad va disminuyendo al aplicar una fuerza y acto seguido vuelve a aumentar al finalizar dicha fuerza debido a la reconstrucción de sus estructuras y al retraso que se produce para adaptarse al cambio. Aparece un fenómeno de Histéresis como se muestra en las Figura 2.9 y 2.10.

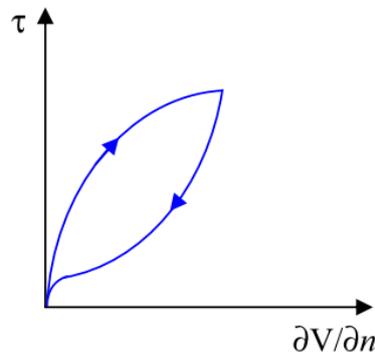


Figura 2.9. Curva de Fluidez de fluidos Tixotrópico.

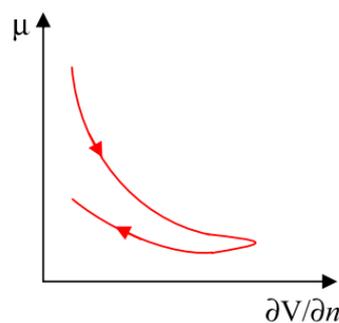


Figura 2.10. Curva de Viscosidad aparente de fluidos Tixotrópico

Las razones de este comportamiento son diversas. Si se considera al fluido como un sistema disperso, se debe tener en cuenta que las partículas que hay en él poseen diferentes potenciales eléctricos y tienden a formar tres estructuras variadas dependiendo de cómo sea la fase dispersa. Si la fase dispersa está formada por una serie de capas se denomina "Castillo de cartas, (Card House)" Figura 2.11.

Si en cambio se compone de una serie de varillas se denomina “Armadura” Figura 2.12, y si la fase dispersa está compuesta por formas esféricas se denomina

“Estructura de perlas encadenadas” Figura 2.13.

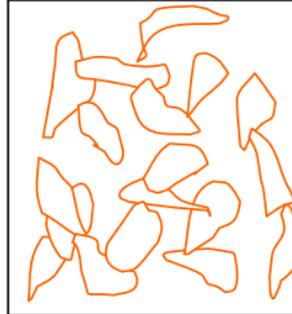


Figura 2.11. Fase Dispersa tipo Castillo de Cartas

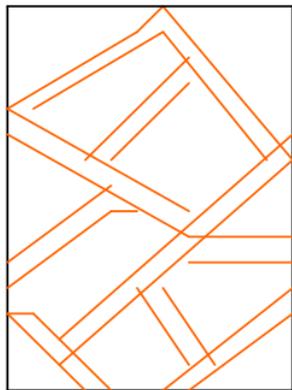


Figura 2.12. Fase Dispersa tipo armadura.

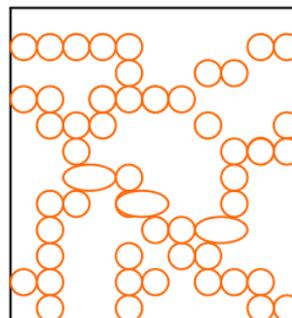


Figura 2.13. Fase Dispersa tipo estructura de perlas encadenadas.

Las fuerzas que actúan en estas estructuras son de tipo electrostático y se originan por el intercambio de iones dentro del fluido, el cual provoca atracciones y repulsiones entre ellos que dan lugar a cambios estructurales.

Estos cambios estructurales hacen que disminuya la viscosidad con el aumento de la velocidad de deformación y que ésta esté muy influenciada por el tiempo. La estructura puede volver a recuperar su forma inicial dejándola un tiempo en reposo.



Para diferenciar de forma sencilla un fluido tixotrópico, se aumenta la velocidad de deformación hasta un determinado valor y luego se disminuye hasta el reposo, observando entonces un fenómeno de histéresis, que ayuda a comprender la variación de la viscosidad.

Algunos ejemplos de estos tipos de fluidos tixotrópicos son las pinturas, el yogurt, la salsa de tomate, algunos aceites de petróleo, el nylon, etc.

2.2.2.2. Fluidos reopécticos

Los fluidos reopécticos, en cambio, se caracterizan por tener un comportamiento contrario a los tixotrópicos, es decir, que su viscosidad aumenta con el tiempo y con la velocidad de deformación aplicada y presentan una histéresis inversa a estos últimos.

Esto es debido a que si se aplica una fuerza se produce una formación de enlaces intermoleculares conllevando un aumento de la viscosidad, mientras que si cesa ésta se produce una destrucción de los enlaces, dando lugar a una disminución de la viscosidad. En las Figuras 2.14 y 2.15 se muestran dichas gráficas.

Como ejemplo tenemos el yeso que al mezclarse con agua se convierte en un fluido reopéctico, endureciéndose rápidamente.

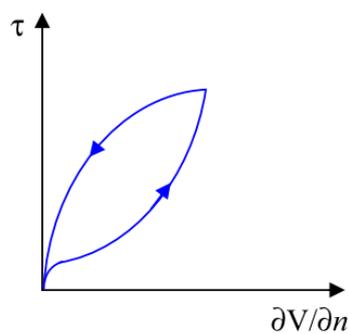


Figura 2.14. Curva de Fluidez de Fluidos Reopécticos

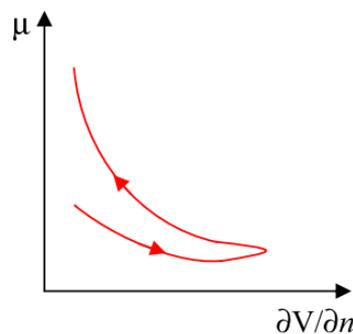


Figura 2.15. Curva de Viscosidad aparente de fluidos Reopécticos.



2.3. Fluido viscoelástico

Los fluidos viscoelásticos se caracterizan por presentar a la vez tanto propiedades viscosas como elásticas. Esta mezcla de propiedades puede ser debida a la existencia en el líquido de moléculas muy largas y flexibles o también a la presencia de partículas líquidas o sólidos dispersos.

Ejemplos de los fluidos viscoelásticos son la nata, la gelatina, los helados.

2.4. Materiales inteligentes

Los materiales inteligentes o activos, son materiales capaces de responder de forma controlable ante diferentes estímulos exteriores tanto físicos como químicos, modificando sus propiedades.

Existen diferentes tipos o clases de materiales inteligentes, su clasificación se da de acuerdo al estímulo o comportamiento que recibe o produce respectivamente el material. Para intereses de este estudio se centra en una de las clasificaciones.

2.5. Materiales electro y magnetoactivos

Son materiales que actúan o reaccionan ante estímulos eléctricos o magnéticos exteriores, se puede subdividirlos en los siguientes:

- Materiales magnetostrictivos y electrostrictivos
- Materiales piezoeléctricos
- Materiales electroreológicos y magneto-reológicos

2.5.1. Materiales magnetostrictivos y electrostrictivos

Los materiales magnetostrictivos y electrostrictivos cambian sus dimensiones al estar sometidos a un campo magnético o eléctrico respectivamente, por lo que son aptos para ser utilizados en sensores y actuadores. Sus aplicaciones más comunes son a modo de sonar, motores lineales, sensores de medida de tensiones mecánicas, medidas del par en ejes, sensores de posición y antirrobo.



2.5.2. Materiales piezoeléctricos

Los materiales piezoeléctricos, poseen la capacidad de convertir la energía mecánica en energía eléctrica y viceversa, son ampliamente aplicados como sensores y actuadores, vibradores, zumbadores, micrófonos, etc.

2.5.3. Materiales electroreológicos y magneto-reológicos

Los materiales electroreológicos y magneto-reológicos son capaces de alterar sus propiedades reológicas ante la presencia de un campo magnético o eléctrico exterior respectivamente.

2.6. La reología

Se denomina reología, palabra introducida por Eugene Bingham en 1929, al estudio de la deformación y el flujo de la materia. La reología es una parte de la mecánica de medios continuos y la Real Academia Española define reología como el estudio de los principios físicos que regulan el movimiento de los fluidos. Una definición más moderna expresa que la reología es la parte de la física que estudia la relación entre el esfuerzo y la deformación en los materiales que son capaces de fluir. Una de las metas más importantes en reología es encontrar ecuaciones constitutivas para modelar el comportamiento de los materiales; es por esto que estudia la deformación de sustancias bajo el efecto de fuerzas, y se limita, normalmente, a materiales que no obedecen la ley de viscosidad de Newton y la Ley de Hooke, que son ecuaciones que relacionan la velocidad de deformación del fluido y el esfuerzo cortante que provoca esta deformación. Las ecuaciones derivadas de la reología no dependen directamente de la velocidad de deformación como en el caso anterior si no que son dependientes de los valores de esfuerzo cortante y de las viscosidades de los fluidos.

Las propiedades mecánicas estudiadas por la reología se pueden medir mediante reómetros, aparatos que permiten someter al material a diferentes tipos de deformaciones controladas y medir los esfuerzos o viceversa. Algunas de las propiedades reológicas más importantes son:

- Viscosidad aparente (relación entre esfuerzo de corte y velocidad de corte).
- Coeficientes de esfuerzos normales.

- Viscosidad compleja (respuesta ante esfuerzos de corte oscilatorio).
- Módulo de almacenamiento y módulo de pérdidas (comportamiento viscoelástico lineal).
- Funciones complejas de viscoelasticidad no lineal.

Las relaciones que guían la interdependencia de estos factores son altamente complejas a la par que importantes, ya que de ellas depende la optimización del desarrollo de estos fluidos para diferentes aplicaciones. De esta manera, en la Figura 2.16, se muestra el esfuerzo de cortadura sobre un fluido magneto-reológico en función de la densidad de flujo magnético aplicado a una velocidad de corte elevada. Se observa como con el aumento de flujo magnético aplicado, la orientación de las partículas de hierro en suspensión produce un aumento de la densidad y con ello, del esfuerzo de cortadura necesario para mantener constante la velocidad de cortadura.

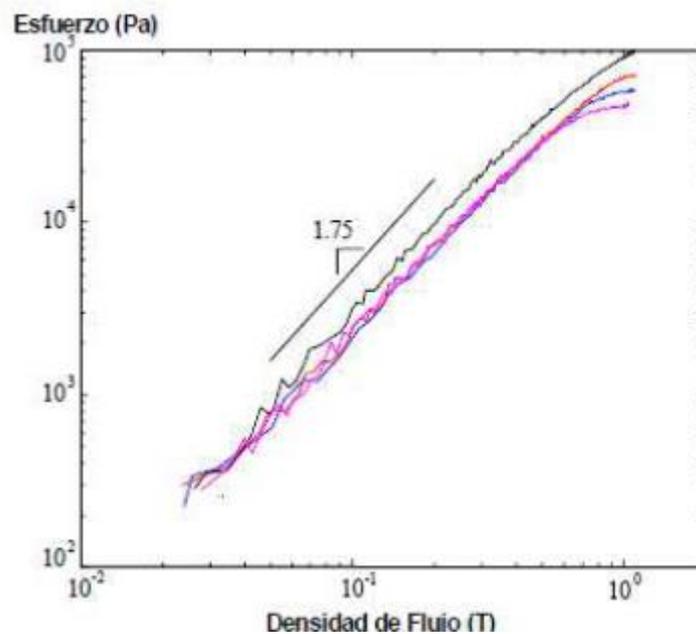


Figura 2.16. Gráfica de esfuerzo-densidad de flujo magnético, a velocidad de cortadura elevada

Esta ciencia ha tenido y tiene cada vez mayor importancia en ciertos campos tecnológicos e industriales en general, algunos de ellos son el control de calidad de los alimentos, la textura y consistencia de productos (este control se realiza en la propia línea de producción), industrias de pegamentos (el estudio de su plasticidad, de la forma de fluir dentro del recipiente que lo contiene, etc.), producción de pinturas (una pintura debe ser esparcida de forma fácil pero sin que escurra, etc.).

2.6.1. Fluidos magneto-reológicos

El descubrimiento y desarrollo de los fluidos magneto-reológicos puede acreditarse a Jacob Rabinow. Estos fluidos se componen de partículas magnetizables muy pequeñas suspendidas en un adecuado líquido portador. Normalmente los fluidos MR son líquidos de consistencia similar a los aceites de motor, pero, cuando se aplica un campo magnético exterior se produce un momento dipolar en las partículas de hierro, formando una cadena paralela al campo como se muestra en la Figura 2.17.

La alineación de las partículas de hierro suspendidas en el líquido provoca que se pueda restringir el movimiento del fluido, en consecuencia, se desarrolla una fuerza en el fluido que depende de la magnitud del campo magnético aplicado, lo interesante es que esto ocurre en pocos milisegundos.

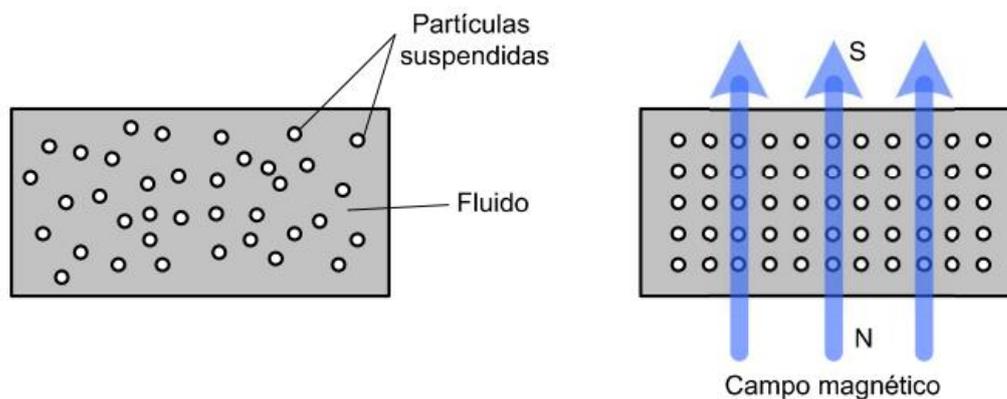


Figura 2.17. Formación de cadenas paralelas al campo magnético.

Un fluido MR típico contiene del 20 al 40% de partícula de hierro del volumen total neto, dichas partículas son suspendidas generalmente en aceite mineral, aceite sintético, etc. Los aceites de hidrocarburos son preferidos porque son muy buenos lubricantes, durables, estables, los aditivos evitan la sedimentación de las partícula de hierro y existen en el mercado un gran variedad de fluidos con diferentes viscosidades. Otro factor que interviene en el desarrollo de la fuerza en el fluido es la curva de saturación magnética de las partículas suspendidas. Es recomendable que el nivel de saturación magnética de las partículas sea grande para así obtener un buen fluido MR. Las aleaciones de hierro y cobalto tienen una de las mejores niveles de saturación magnética, esto es alrededor de 2.4 teslas, pero, el precio de este tipo de material es muy alto, por lo que no es muy utilizado para aplicaciones prácticas y comerciales; podemos utilizar entonces partículas de hierro carbono que tienen una saturación magnética de 2.15 teslas. El tamaño de las partículas



influye en la suspensión de las mismas en el fluido, esto es, mientras menor sea el tamaño de las partículas la suspensión en el fluido es mucho mejor, favoreciendo la regulación de la dureza de amortiguación; caso contrario mientras mayor sea el tamaño de las partículas se torna difícil la suspensión de las mismas en el fluido y por consiguiente la regulación de la amortiguación.

2.6.2. Modelado del Fluido magneto-reológico

Para representar matemáticamente el comportamiento de un fluido MR a menudo se utiliza el modelado de un plástico Bingham como se muestra en la Figura 2.18; este describe satisfactoriamente las características del fluido magneto-reológico. En este modelo el esfuerzo cortante está dado por:

$$\tau = \tau_{o(H)} + \mu \frac{\partial V}{\partial n}$$

Donde:

$\tau_{o(H)}$ = esfuerzo cortante dependiente del campo magnético.

μ = coeficiente de viscosidad.

$\frac{\partial V}{\partial n}$ = velocidad de deformación del fluido.

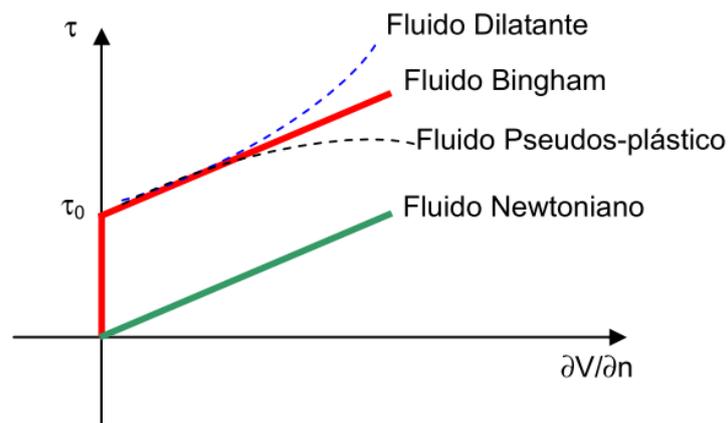


Figura 2.18. Modelo visco-plástico de los fluidos MR



De lo anterior se deduce que la densidad de energía en los fluidos MR está limitado por la saturación magnética de las partículas de hierro. Un fluido MR tiene por lo general un valor máximo de densidad de energía de 0.1 Joule/cm³. Para tener una idea de la significativa ventaja de los fluidos MR en lo referente a la densidad de energía que puede proporcionar respecto a otros fluidos como por ejemplo los fluidos electro-reológicos ER, dichos fluidos tienen una densidad de energía máxima de solo 0.001 Joule/cm³ ; teniendo en consideración que en ambos fluidos la viscosidad es casi la misma. Esta una de las razones más importantes por las que la utilización de los fluidos MR ha tenido una gran aceptación en la construcción de dispositivos amortiguadores. Otra ventaja es el esfuerzo cortante que se puede obtener de los fluidos MR con partículas suspendidas de hierro, que aproximadamente es de 100 kPa, y que, si comparamos con el esfuerzo cortante que puede proporcionar un fluido ER que es de 2 a 5 kPa, está claro los beneficios que obtenemos al utilizar los fluidos MR.

Si consideramos la gran densidad magnética que nos ofrecen los fluidos MR podemos construir dispositivos de menores dimensiones con un gran rango de servicio. Los fluidos MR pueden operar en un rango de temperatura comprendidas entre -40 ° a 150 °C teniendo una ligera variación en su esfuerzo cortante (Carlson y Weiss 1994). Esto se produce porque la polarización magnética de las partículas de hierro suspendidas en el fluido no es afectada considerablemente por la temperatura.

Además, los fluidos MR no son afectados por las impurezas que por lo general se producen durante el proceso de fabricación y el uso del dispositivo. Cabe mencionar que la polarización magnética tampoco es afectada por los aditivos, al contrario, esto facilita la estabilidad en los fluidos MR contra la separación de las partículas, aunque las partículas y el líquido portador tengan una gran diferencia en sus densidades.

2.6.3. Propiedades físico-químicas

2.6.3.1. Propiedades reológicas

Las propiedades reológicas de este tipo de fluidos están determinadas por lo siguiente:

- Concentración y densidad de las partículas.
- Distribución de forma y tamaño de las partículas.
- Las propiedades del fluido portador.
- Aditivos adicionales.
- La intensidad de campo magnético aplicado.



- La temperatura.
- Otros factores.

2.6.3.2. Propiedades magnéticas

Es muy importante conocer las propiedades magnéticas de los fluidos magneto-reológicos para tener una visión de los posibles diseños de dispositivos en base a estos fluidos. En varios de los dispositivos, el fluido representa la mayor reluctancia en el circuito magnético.

Los materiales super-paramagnéticos son los ideales para la construcción de este tipo de fluidos magneto-reológicos, su comportamiento en presencia de un campo magnético es muy conveniente para el funcionamiento esperado de este tipo de amortiguadores. Una vez aplicado un campo magnético a un fluido magneto-reológico, la primera reacción es la alineación de las partículas suspendidas en la dirección del campo magnético aplicado, formando una estructura fibrosa que cambia las características del fluido. Cuando quitamos el campo magnético, y debido a que los materiales super-paramagnéticos no tienen remanencia ni histéresis magnética, es decir, al quitar el campo magnético las partículas suspendidas en el fluido no quedan magnetizadas, el fluido magneto-reológico se comporta como un fluido newtoniano normal.

3. AMORTIGUADOR MAGNETOREOLOGICO [9]

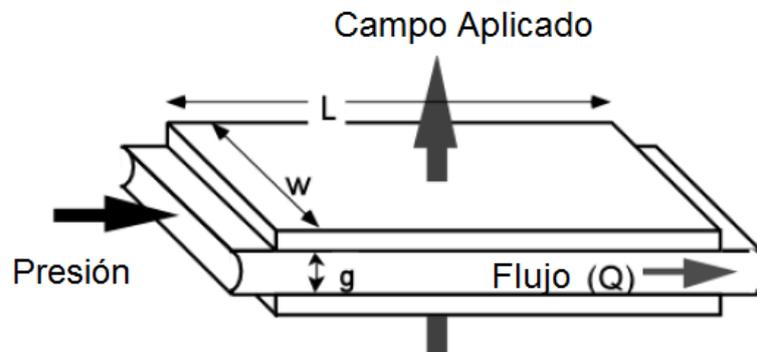


Figura 3.1. Modo de funcionamiento básico para dispositivos de fluido controlables

El amortiguador está compuesto y dividido por dos cámaras, una superior y otra inferior, mediante una cabeza de pistón y completamente lleno de fluido controlable. Hay una válvula a través de la cabeza del pistón, donde el fluido es activado a través de la aplicación de un campo magnético. Mientras el pistón se mueve, la presión resultante desplaza el fluido a través de la ranura, desde la cámara superior a la cámara inferior. En ausencia de un campo magnético externo, el amortiguador magneto-reológico produce fuerza de amortiguamiento solo por la viscosidad del fluido. Sin embargo, cuando el campo es aplicado al fluido controlable del amortiguador se produce una tensión adicional en la válvula debido al campo inducido. Esta fuerza de amortiguación puede ser controlada continuamente ajustando la intensidad del campo magnético aplicado.

3.1. Diseño de dispositivo MR

La caída de presión desarrollada en un dispositivo basado en modo de flujo accionado por presión se supone comúnmente el resultado de la suma de un componente viscoso ΔP_μ y una componente de tensión de fluencia dependiente del campo inducido ΔP_τ . Esta presión puede ser aproximado por:

$$\Delta P = \Delta P_\mu + \Delta P_\tau(H) = \frac{12 \mu Q L}{g^3 w} + \frac{c \tau_y(H) L}{g}$$

Donde, L, g de ahora en adelante G y w son la longitud, gap y el ancho del canal de flujo entre los polos fijos, Q es la tasa de flujo volumétrico, μ es la viscosidad sin campo aplicado



y $\tau_y(H)$ es la tensión de fluencia desarrollado en respuesta a un campo aplicado H. El parámetro c es una función del perfil de velocidad de flujo y tiene un valor que van desde un valor mínimo de 2 a un valor máximo de 3.

Para nuestro trabajo se eligió el máximo valor de c, y la tensión de fluencia $\tau_y(H)$ de los distintos fluidos MR se genera utilizando el modelo de tensión de fluencia de Carlson:

$$\tau_y(H) = C \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H)$$

Donde, C es igual a 1,0 para el aceite de hidrocarburo, Φ es el porcentaje de hierro ferroso en el fluido, y H es la intensidad del campo en Kamp / m.

La tensión de fluencia está representada en la Figura 3.2 para los siguientes fluidos MRF-122, 132, 140, 145.

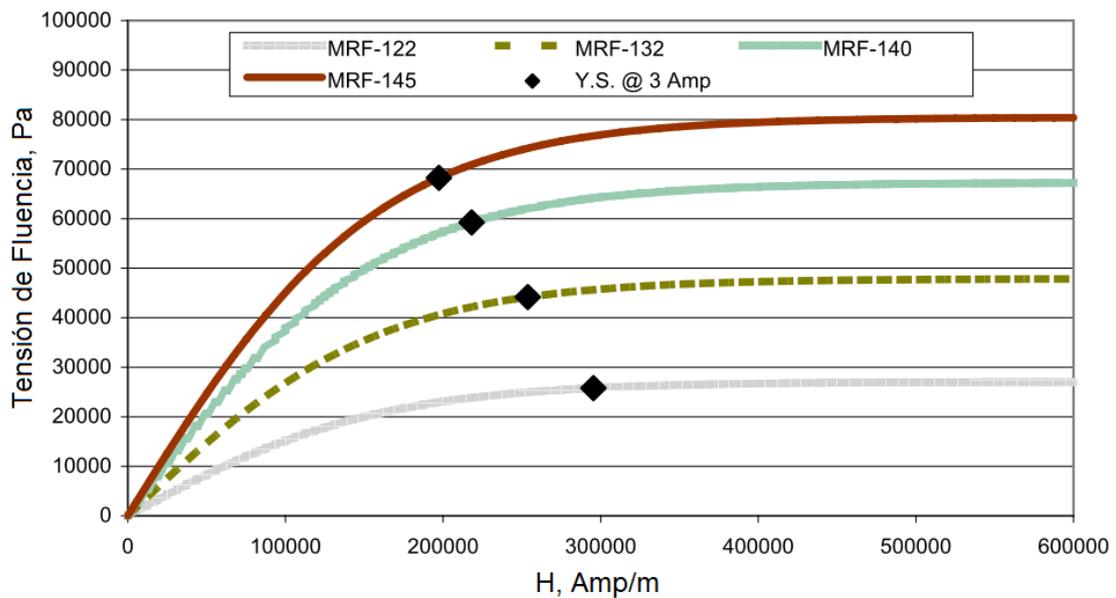


Figura 3.2. Tensión de Fluencia en fluidos MR

Donde la diferencia de presión queda como:

$$\Delta P = \Delta P_{\mu} + \Delta P_{\tau}(H) = \frac{12 \mu Q L}{G^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G}$$



3.2. Fuerza de amortiguamiento

Si multiplicamos a ΔP por el área del pistón A_p , se obtiene la fuerza total del amortiguador MR.

$$F_{mr} = P_{\mu} \cdot A_p + P_{\tau}(H) \cdot A_p$$

En la ecuación anterior, el primer término representa la fuerza viscosa y el segundo termina la fuerza de tensión de fluencia dependiente del campo inducido, pudiéndose escribir como:

$$F_{mr} = F_{\mu} + F_{\tau}(H)$$

De las ecuaciones resulta:

$$F_{mr} = \frac{12 \mu A_p^2 V_1 L}{G^3 w} + \frac{3.271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G} \cdot A_p$$

con:

$$L=0.01 \text{ [m]}$$

$$G=0.001 \text{ [m]}$$

$$w=0.01 \text{ [m]}$$

$$\Phi=0.34$$

4. MODELADO

4.1. Modelización del ensayo de amortiguador simple

Hasta el momento se presentaron las ecuaciones de las partes aisladas del amortiguador y del amortiguador como conjunto, así como también el comportamiento elástico del neumático en la sección dedicada a éste. Ahora es de interés conocer el comportamiento del amortiguador diseñado durante un ensayo de caída.

Para tener una referencia del modelado se muestra una aproximación del mismo en la siguiente Figura 4.1. Es una aproximación debido a que en realidad la parte correspondiente al amortiguamiento (parte hidráulica) y al resorte (parte neumática) del amortiguador, no están puramente ni en serie ni en paralelo, sino que es una combinación no usual de ambas. Esto se debe a que la cámara de gas se encuentra dentro del vástago que en su extremo superior posee el pistón, y a su vez, dentro del vástago está el émbolo que divide la parte líquida de la gaseosa. Con cual, hay una relación entre sus desplazamientos, y a la vez también de sus fuerzas.

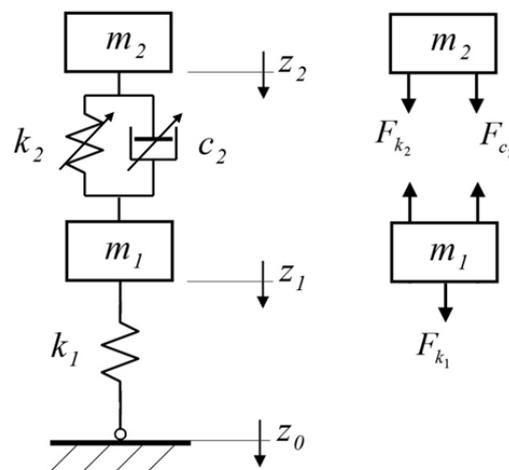


Figura 4.1. Modelo y diagrama de cuerpo libre correspondiente

Para estudiar la dinámica, se modela al avión como un cuerpo rígido, con la mitad de su masa concentrada en el eje del tren de aterrizaje principal m_2 ; el amortiguador óleo-neumático se representa como un elemento amortiguador más uno de resorte; y finalmente el neumático se modela como un resorte. Con la masa m_1 que representa al amortiguador y a la rueda. Dado que los coeficientes de resorte y de amortiguamiento del amortiguador no



son constantes se les colocó la flecha que simboliza su variación. Se estudia el movimiento en una sola dirección.

4.2. Ecuaciones de movimiento

La Figura muestra el diagrama de cuerpo libre del modelo de dos grados de libertad. En cuanto a este modelo, las ecuaciones de los movimientos de masas no suspendidas y de masas suspendidas puede derivar en dos ecuaciones de movimiento que gobiernan el sistema de la siguiente manera.

4.2.1. Primera Ecuación

$$\sum F_z = m_2 g - F_1 = m_2 \ddot{Z}_2$$

$$\ddot{Z}_2 = g - \frac{F_1}{m_2}$$

$$\ddot{Z}_2 = g - \frac{1}{m_2} \left[P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2 (Z_2 - Z_1)} \right)^{1.3} + \dots \right. \\ \left. + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) \right]$$

4.2.2. Segunda Ecuación

$$\sum F_z = m_1 g + F_1 - F_k = m_1 \ddot{Z}_1$$

$$\ddot{Z}_1 = g + \frac{(F_1 - F_k)}{m_1}$$



$$\ddot{Z}_1 = g - \frac{1}{m_1} \left[P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_2 - Z_1)} \right)^{1.3} + \dots \right. \\ \left. + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) - \dots \right. \\ \left. - K_t(Z_1 - Z_0) \right]$$

Las hipótesis que se hicieron para llegar a esta ecuación fueron:

- Transferencia de calor nula entre el interior y el exterior del amortiguador, por ser muy corto el tiempo de aplicación de las cargas.
- La temperatura del aceite en ambas cámaras y en el conducto es la misma, es decir, la temperatura varía instantáneamente en todo el fluido.
- El fluido tiene una velocidad despreciable en ambas cámaras, sólo es significativa dentro de la válvula.
- Aceite incompresible.
- La presión y la temperatura son uniformes.

4.3. Modelización del ensayo de amortiguador simple y MR en paralelo

En la sección anterior se presentó el modelado del amortiguador simple, así como también en el capítulo 3 se presentaron las ecuaciones del amortiguador MR.

Ahora es de interés conocer el comportamiento del conjunto del amortiguador simple más amortiguador MR, ambos en paralelo diseñados durante un ensayo de caída.

Para tener una referencia del modelado se muestra una aproximación del mismo en la siguiente Figura 4.2.

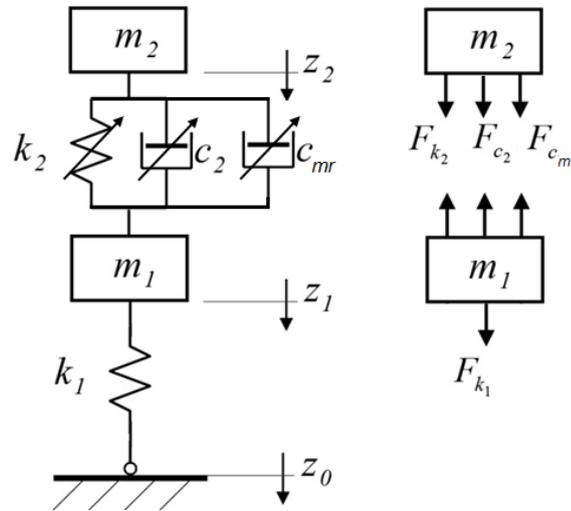


Figura 4.2. Modelo y diagrama de cuerpo libre correspondiente

Para estudiar la dinámica, se modela al avión como un cuerpo rígido, con la mitad de su masa concentrada en el eje del tren de aterrizaje principal (m_2); el amortiguador óleo-neumático se representa como un elemento amortiguador más uno de resorte; el amortiguador MR se representa como un elemento amortiguador variable y finalmente el neumático se modela como un resorte. Con la masa m_1 que representa al amortiguador y a la rueda. Dado que los coeficientes de resorte y de amortiguamiento del amortiguador no son constantes se les colocó la flecha que simboliza su variación. Se estudia el movimiento en una sola dirección.

4.3.1. Fuerza del conjunto de amortiguador simple y amortiguador MR

En las secciones anteriores se formularon las ecuaciones de la fuerza de los amortiguadores simple y MR por separado, en esta sección representada en el Figura 4.2 desarrollamos la ecuación de la fuerza total del amortiguador simple más MR.

El primer término representa la fuerza debida al gas, el segundo término la fuerza viscosa, el tercer término la fuerza viscosa del amortiguador MR, y el ultimo término la fuerza derivadas del campo magnético, pudiéndose escribir como:

$$F_{tot} = F_{gas} + F_v + F_{\mu} + F_{\tau}(H)$$



De las ecuaciones resulta finalmente

$$F_{tot} = P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_2 Z_1} \right)^{\gamma} + A_2 \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot V_1}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot V_1^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \frac{12 \mu A_p^2 V_1 L}{G^3 w} + \dots$$

$$+ \frac{3.271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G} \cdot A_p$$

4.3.2. Ecuaciones de movimiento del conjunto

La Figura 4.2 muestra el diagrama de cuerpo libre del modelo. En cuanto a este modelo, las ecuaciones de los movimientos de masas no suspendidas y de masas suspendidas puede derivar en dos ecuaciones de movimiento que gobiernan el sistema de la siguiente manera.

4.3.2.1. Primera Ecuación

$$\sum F_z = m_2 g - F_{tot} = m_2 \ddot{Z}_2$$

$$\ddot{Z}_2 = g - \frac{F_{tot}}{m_2}$$

$$\ddot{Z}_2 = g - \frac{1}{m_2} \left[P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2 (Z_2 - Z_1)} \right)^{1.3} + \dots \right.$$

$$+ A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots$$

$$\left. + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) L}{G^3 w} + \frac{3.271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G} \cdot A_p \right]$$

4.3.2.2. Segunda Ecuación

$$\sum F_z = m_1 g + F_{tot} - F_k = m_1 \ddot{Z}_1$$



$$\ddot{Z}_1 = g + \frac{(F_{tot} - F_k)}{m_1}$$

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_1 = g + \frac{1}{m_1} & \left[P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_2 - Z_1)} \right)^{1.3} + \dots \right. \\ & + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots \\ & + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) L}{G^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G} \cdot A_p - \dots \\ & \left. - K_t(Z_1 - Z_0) \right] \end{aligned}$$

Las hipótesis que se hicieron para llegar a esta ecuación fueron las mismas que el amortiguador simple:

- Transferencia de calor nula entre el interior y el exterior del amortiguador, por ser muy corto el tiempo de aplicación de las cargas.
- La temperatura del aceite en ambas cámaras y en el conducto es la misma, es decir, la temperatura varía instantáneamente en todo el fluido.
- El fluido tiene una velocidad despreciable en ambas cámaras, sólo es significativa dentro de la válvula.
- Aceite incompresible.
- La presión y la temperatura son uniformes.

4.4. Ecuaciones de movimiento del avión completo

Para estimar el comportamiento del avión en el momento del aterrizaje supondremos que el avión se puede modelar como una barra rígida soportada por dos sistemas de amortiguación (tren principal y tren de nariz), cuyo centro de gravedad no coincide con el punto medio geométrico del avión, como muestra la Figura 4.3 Esta circunstancia se puede suponer para el tramo del aterrizaje posterior a la toma de contacto, una vez el movimiento de la aeronave se ha vuelto estable.

Dicho modelo se puede representar mediante un sistema de cuatro grados de libertad, ya que son necesarias cuatro coordenadas para describir su movimiento: (Z, θ, z_1, z_2) . Al definir estas coordenadas se comprueba fácilmente que existe una dependencia entre ambas.

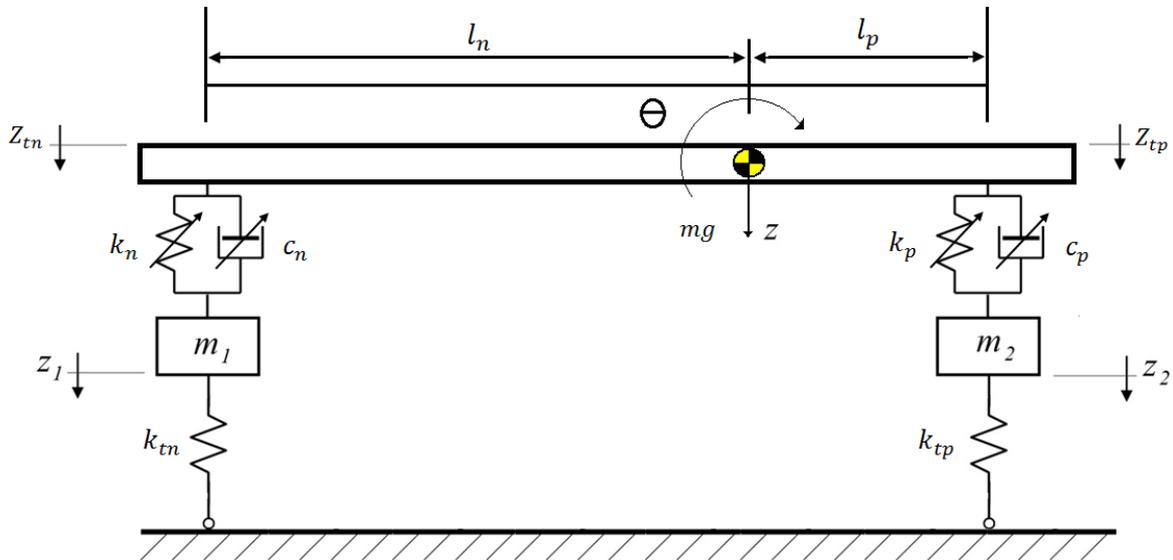


Figura 4.3. Esquema del Modelo

Las ecuaciones de movimiento del sistema descrito son:

1. $m\ddot{Z} + C_n \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) + C_p \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) + K_n \cdot (Z_{tn} - Z_1) + K_p \cdot (Z_{tp} - Z_2) = mg$
2. $\ddot{\theta}l - C_n \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) \cdot l_n + C_p \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) \cdot l_p - K_n \cdot (Z_{tn} - Z_1) + K_p \cdot (Z_{tp} - Z_2) = 0$
3. $m_1\ddot{Z}_1 - C_n \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) - K_n \cdot (Z_{tn} - Z_1) + K_{tn} \cdot (Z_1 - Z_0) = m_1g$
4. $m_2\ddot{Z}_2 - C_p \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) - K_p \cdot (Z_{tp} - Z_2) + K_{tp} \cdot (Z_2 - Z_0) = m_2g$

donde:

$$Z_{tp} = Z + l_p \cdot \theta$$

$$\dot{Z}_{tp} = \dot{Z} + l_p \cdot \dot{\theta}$$

$$Z_{tn} = Z - l_p \cdot \theta$$

$$\dot{Z}_{tn} = \dot{Z} + l_n \cdot \dot{\theta}$$



Desarrollando las cuatro ecuaciones quedarían:

4.4.1. Primera Ecuación

$$\sum F_{zz} = mg - F_{tot} = m\ddot{Z}$$

$$\ddot{Z} = g - \frac{F_{tot}}{m}$$

$$\begin{aligned} \ddot{Z} = g - \frac{1}{m} & \left\{ P_{0n} A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_{tn} - Z_1)} \right)^{1.3} + \dots \right. \\ & + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots \\ & \left. + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) L}{G_n^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G_n} \cdot A_p \right] \\ & + \dots + 2 \cdot \left[P_{0n} A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_{tp} - Z_2)} \right)^{1.3} + \dots \right. \\ & + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots \\ & \left. + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) L}{G^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G} \cdot A_p \right] \} \end{aligned}$$

4.4.2. Segunda Ecuación

$$\sum M_\theta = F_{tn} \cdot l_n - 2 \cdot F_{tp} \cdot l_p = \ddot{\theta} I$$

$$\ddot{\theta} = \frac{F_{tn} \cdot l_n - 2 \cdot F_{tp} \cdot l_p}{I}$$



$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I} \left\{ \left[P_{0n} A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_{tn} - Z_1)} \right)^{1.3} + \dots \right. \right. \\ + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots \\ \left. \left. + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) L}{G_n^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G_n} \cdot A_p \right] l_n \right. \\ + \dots + 2 \cdot \left[P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_{tp} - Z_2)} \right)^{1.3} + \dots \right. \\ + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots \\ \left. \left. + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) L}{G^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G} \cdot A_p \right] l_p \right\}$$

4.4.3. Tercera Ecuación

$$\sum F_{z1} = m_1 g + F_{tn} - F_{ktn} = m_1 \ddot{Z}_1$$

$$\ddot{Z}_1 = g + \frac{(F_{tn} - F_{ktn})}{m_1}$$

$$\ddot{Z}_1 = g + \frac{1}{m_1} \left[P_{0n} A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_{tn} - Z_1)} \right)^{1.3} + \dots \right. \\ + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots \\ + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_{tn} - \dot{Z}_1) L}{G_n^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G_n} \cdot A_p - \dots \\ \left. - K_{tn}(Z_1 - Z_0) \right]$$



4.4.4. Cuarta Ecuación

$$\sum F_{z2} = m_2 g + F_{tp} - F_{ktp} = m_2 \ddot{Z}_2$$

$$\ddot{Z}_2 = g + \frac{(F_{tp} - F_{ktp})}{m_2}$$

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_2 = g + \frac{1}{m_2} \left\{ 2 \cdot \left[P_0 A_1 \left(\frac{V_0}{V_0 - A_2(Z_{tp} - Z_2)} \right)^{1.3} + \dots \right. \right. \\ + A_2 \cdot \text{sgn}(\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) \left(\frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot D_2^2 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2)}{D_a^4} + \frac{K \cdot \rho \cdot D_2^4 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2)^2}{2 \cdot D_a^4} \right) + \dots \\ \left. \left. + \frac{12 \mu A_p^2 \cdot (\dot{Z}_{tp} - \dot{Z}_2) L}{G^3 w} + \frac{3 \cdot 271700 \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \tanh(0.00633 \cdot H) \cdot L}{G} \cdot A_p \right] \right. \\ \left. - \dots - K_{tp}(Z_2 - Z_0) \right\} \end{aligned}$$

donde:

$$\theta_{max} = 10^\circ$$

- CG más adelantado

$$l_p = 0.45[m]$$

$$l_n = 2.6[m]$$

$$I = 2372.25 \text{kgm}^2$$

- CG más retrasado

$$l_p = 0.25[m]$$

$$l_n = 2.8[m]$$

$$I = 2372.25 \text{kgm}^2$$



5. ESTRATEGIA DE CONTROL

La elección de un control óptimo del amortiguador es un problema complejo debido al gran número de parámetros involucrados, a la dificultad en la medición de las variables y a la necesidad de que el sistema completo resulte seguro, sencillo y de bajo costo, ya que el mismo está pensado para ser utilizado en la aviación general.

Si bien existen distintos controladores propuestos en la literatura, en este trabajo se concibió un controlador no lineal de simple implementación que utiliza exclusivamente la estimación de la velocidad de deformación del dissipador como única variable de retroalimentación. La aplicación de esta estrategia entrega un comportamiento satisfactorio en lo referente a carga en el neumático, disipación de energía, reducción de oscilaciones y fundamentalmente supone una simple implementación del proceso de control. En el controlador analizado la magnitud de la intensidad del campo magnético H crece con la magnitud de la velocidad de deformación y como H controla la resistencia del amortiguador MR , también será mayor la carga del mismo, según la siguiente relación:

$$H = 332. (1 - e^{(-abs(V1.gan))})$$

donde, 332 es la máxima intensidad del campo magnético, para obtener el valor más alto de tensión de fluencia, $V1$ la velocidad relativa, y gan es la ganancia que se aplica para acelerar la velocidad de respuesta de nuestro controlador.

La intensidad del campo magnético H en función de la velocidad de deformación está representada en la siguiente Figura 5.1.

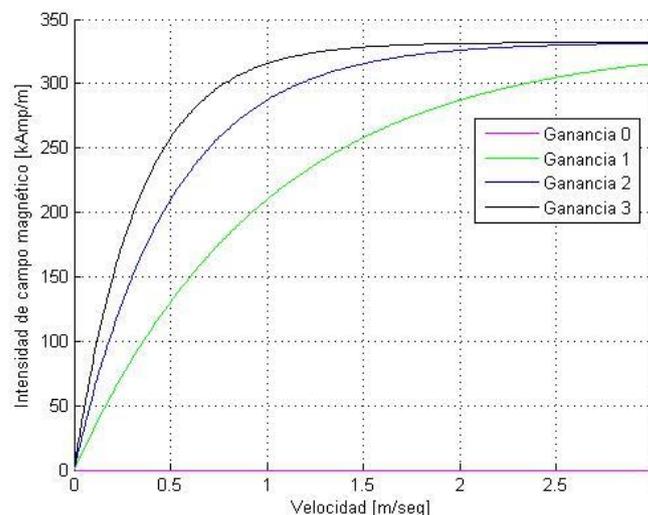


Figura 5.1. Comportamiento del Controlador

6. ALTURA DE CAÍDA (drop test)

Según la norma, los ensayos de caída libre deben ser hechos en el UAV completo o en unidades consistentes en llanta, neumático y amortiguador en su relación correcta para altura de caída libre no menor a:

$$h_{caida}[m] = 0.0132 \cdot \sqrt{\frac{m_{caida} \cdot g}{S_{alar}}} = 0.0132 \cdot \sqrt{\frac{912.33}{2}} = 0.282[m]$$

Donde m_{caida} es la mitad de la masa de la aeronave, g la aceleración de la gravedad, y S_{alar} la superficie alar.

La altura de caída debe estar entre los 0.234 y 0.475 [m], con lo cual se está dentro del rango recomendado.

En este caso se tomará la segunda opción, modelando una pata del tren de aterrizaje con la mitad de la masa de la aeronave concentrada.

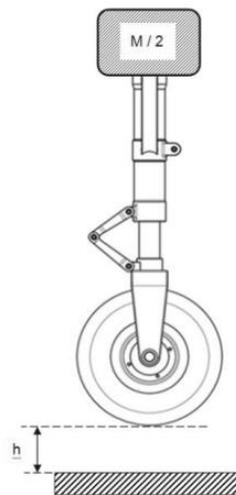


Figura 7.1. Altura de Caída



7. SIMULACIÓN

El objetivo de la simulación es conocer a qué factor de carga se ve sometida la aeronave ante una altura de caída dada por la norma, el comportamiento del amortiguador, el desplazamiento de las masas, etc. Con este fin se desarrollaron dos modelos en Matlab®, uno estudia el sistema amortiguación individual con una masa reducida (*drop test*) y el otro estudia el comportamiento del aeronave completa.

El método utilizado para integrar la ecuación diferencial del sistema es el Runge Kutta (utilizando la función ode23 de Matlab), que es uno de los utilizados con mayor frecuencia. La programación desarrollada se describe en el Anexo Programación.

8. RESULTADOS

En esta sección se presentan en gráficos, los resultados obtenidos de la simulación, con la finalidad de comprender cómo dependen los desplazamientos y las fuerzas en el centro de gravedad de la aeronave y en el vástago del tren principal. Esto permite observar la evolución de las trayectorias que se generan a lo largo del tiempo.

Posteriormente se obtuvo el comportamiento del factor de carga ante distintas alturas de lanzamiento.

Los resultados aquí presentados son los obtenidos con las ecuaciones expuestas durante el trabajo y con un factor 2 de ganancia en el modelo de controlador, ya que este factor es el más apropiado para el funcionamiento del sistema para los parámetros considerados.

Habiendo tomando contacto con expertos en tema de amortiguadores, expusieron que en general no se trabaja analíticamente, sino con ensayos en banco.

En los siguientes gráficos se presentan los desplazamientos (en metros), las fuerzas (en Newton), el tiempo (en segundos) y la Intensidad de campo magnético (en ampere /metros).

8.1. Masa reducida (*drop test*)

8.1.1. Factor de carga máximo

Para el sistema de control adoptado, el factor de carga máximo se modifica respecto del sistema sin control. Este valor es mayor con el sistema de control a cambio de una estabilización más rápida.



8.1.1.1. Tren principal

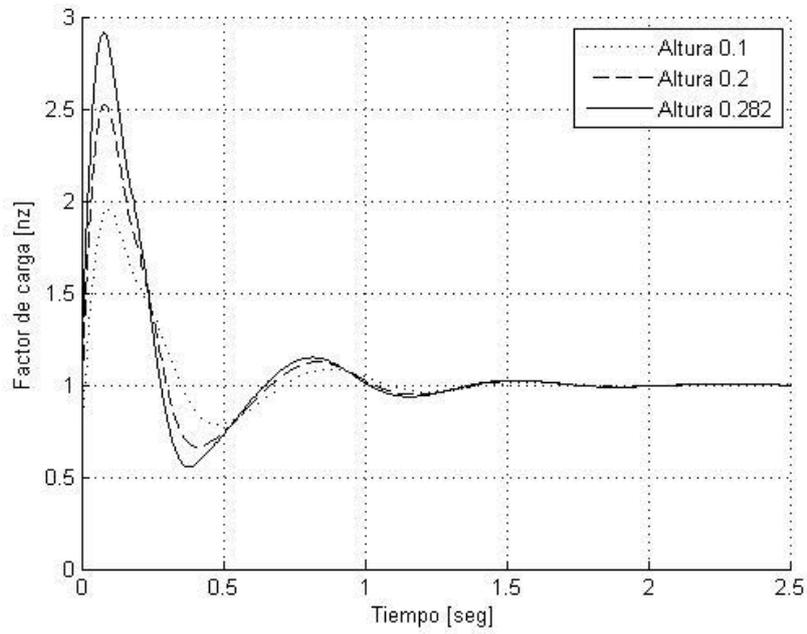


Figura 9.1. Factor de carga sin control

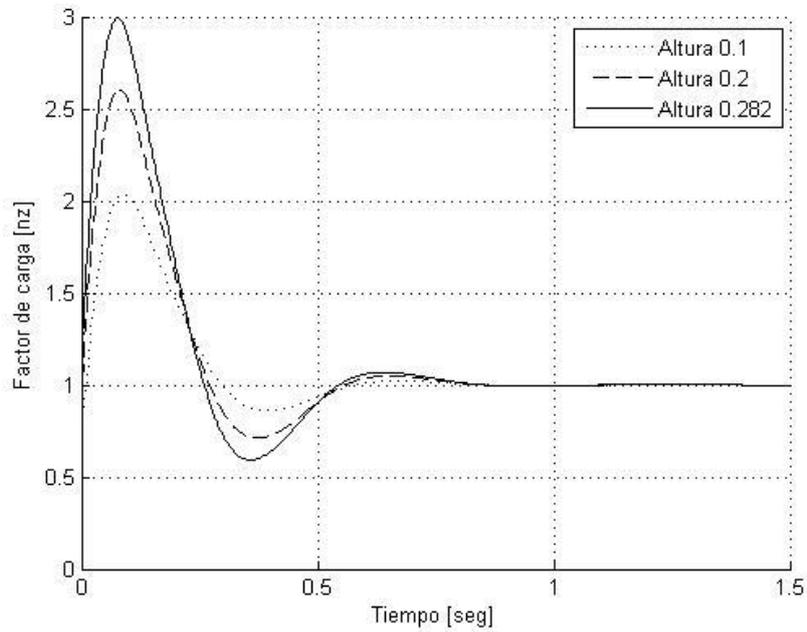


Figura 9.2. Factor de carga con control



8.1.1.2. Tren de nariz

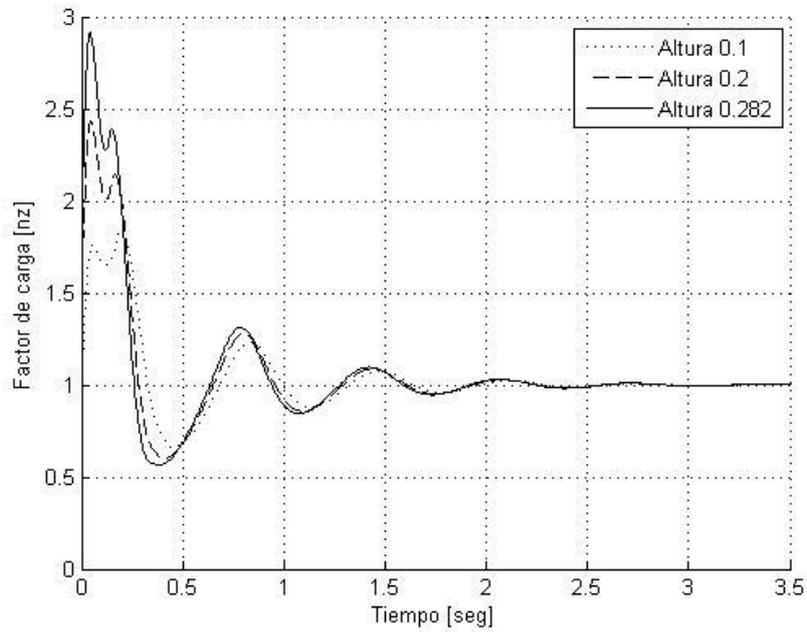


Figura 9.3. Factor de carga sin control

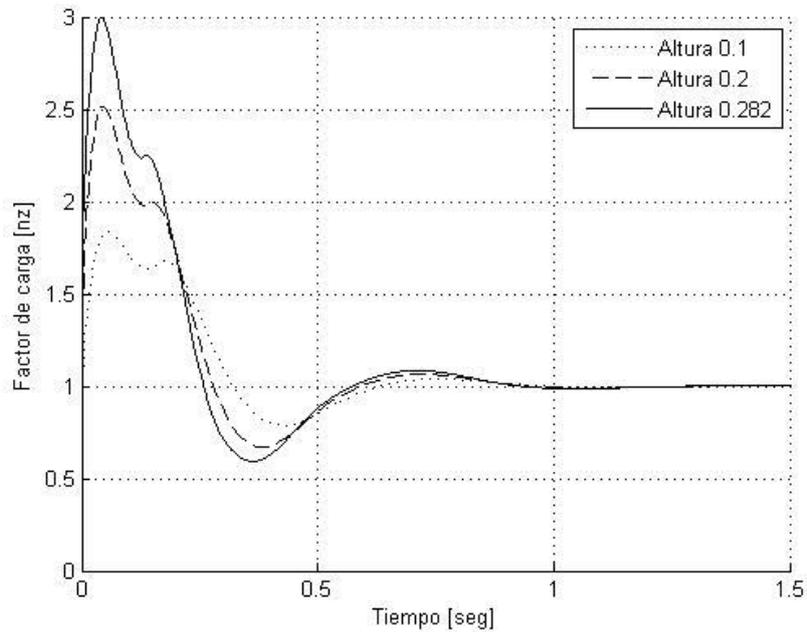


Figura 9.4. Factor de carga con control



8.1.2. Pico de carga en el neumático

El pico de carga máximo en el neumático es reducido prácticamente a su condición de equilibrio estático, cuando el amortiguador produce la menor carga a la altura mínima de drop test.

8.1.2.1. Tren principal

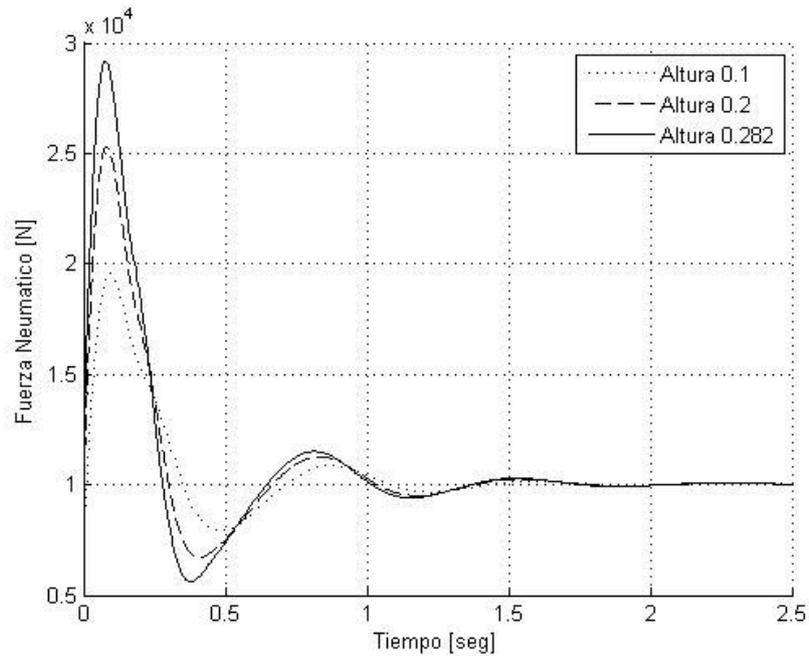


Figura 9.5. Carga en el Neumático sin control

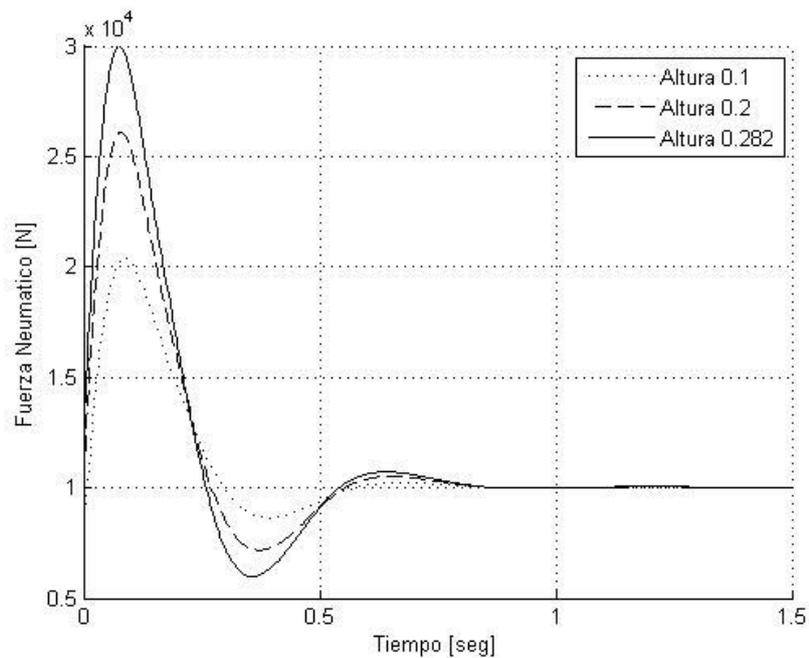


Figura 9.6. Carga en el Neumático con control



8.1.2.2. Tren de nariz

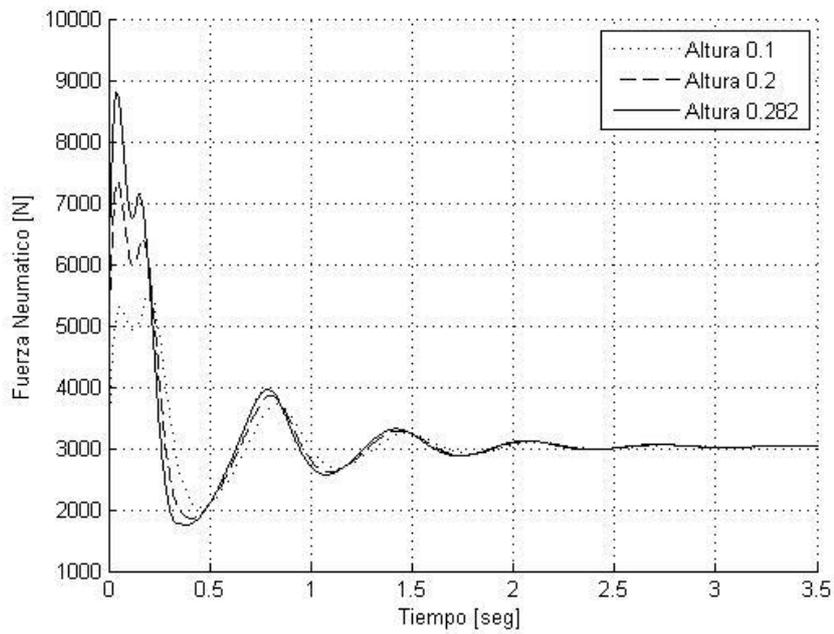


Figura 9.7. Carga en el Neumático sin control

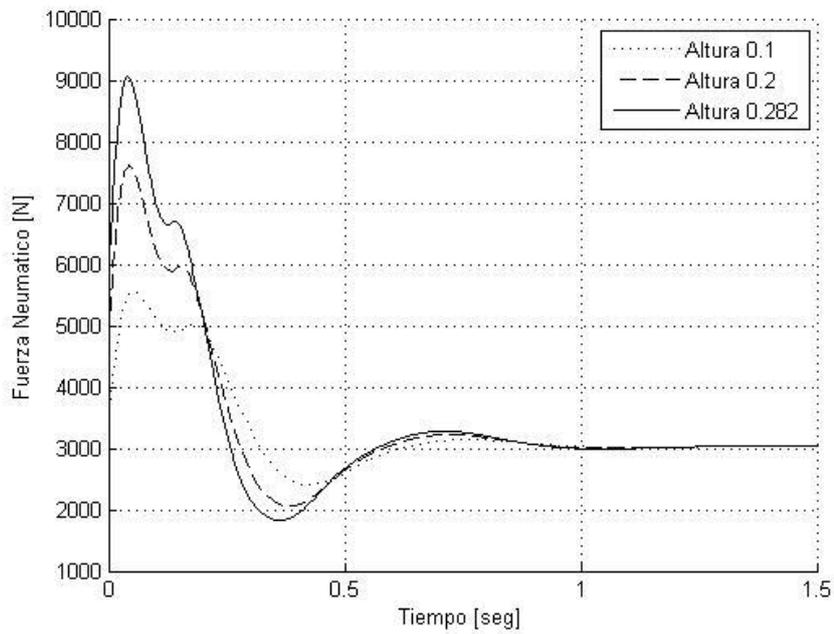


Figura 9.8. Carga en el Neumático con control

8.1.3. Desplazamientos de las masas

Como se observa los sistemas controlados disminuyen más rápidamente su oscilación respecto al sistema sin control.

8.1.3.1. Tren principal

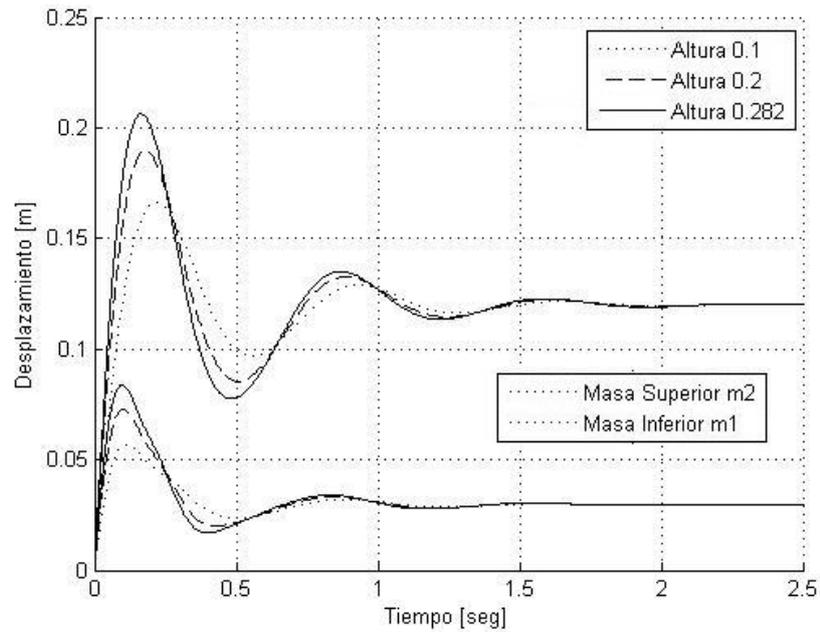


Figura 9.9. Desplazamiento de las masas sin control

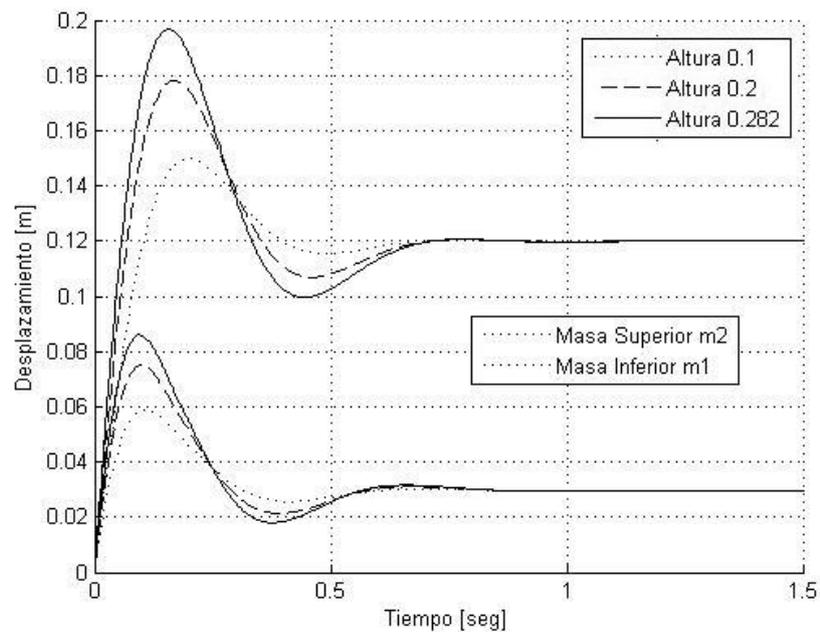


Figura 9.10. Desplazamiento de las masas con control

8.1.3.2. Tren de nariz

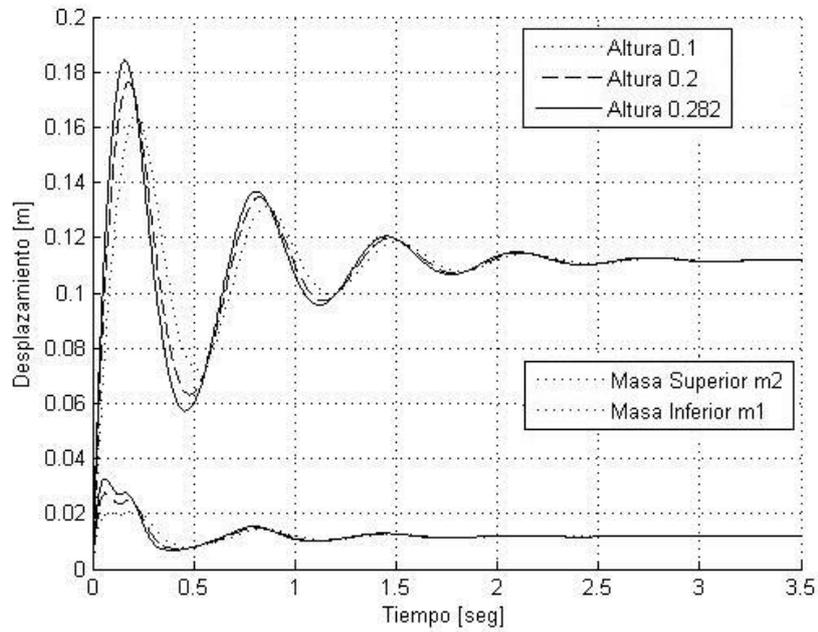


Figura 9.11. Desplazamiento de las masas sin control

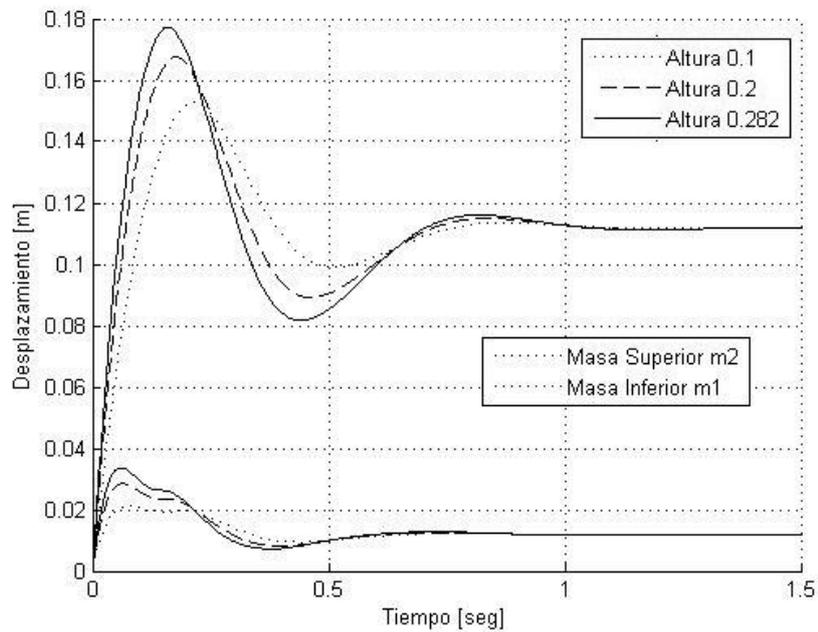


Figura 9.12. Desplazamiento de las masas con control



8.1.4. Intensidad de campo magnético

La intensidad de campo cuando no tiene control es cero, pero con control se observa cómo va disminuyendo a medida que el amortiguador pierde velocidad.

8.1.4.1. Tren principal

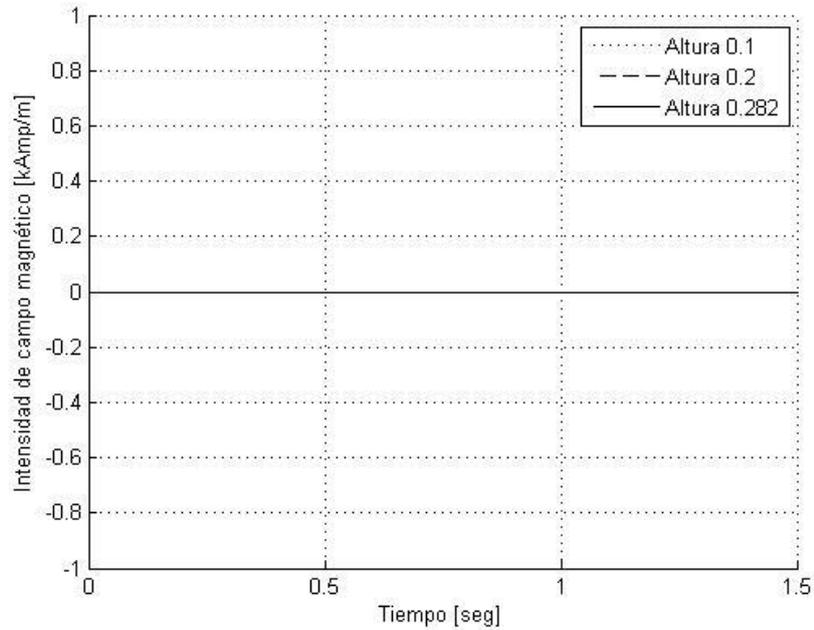


Figura 9.13. Intensidad de campo magnético sin control

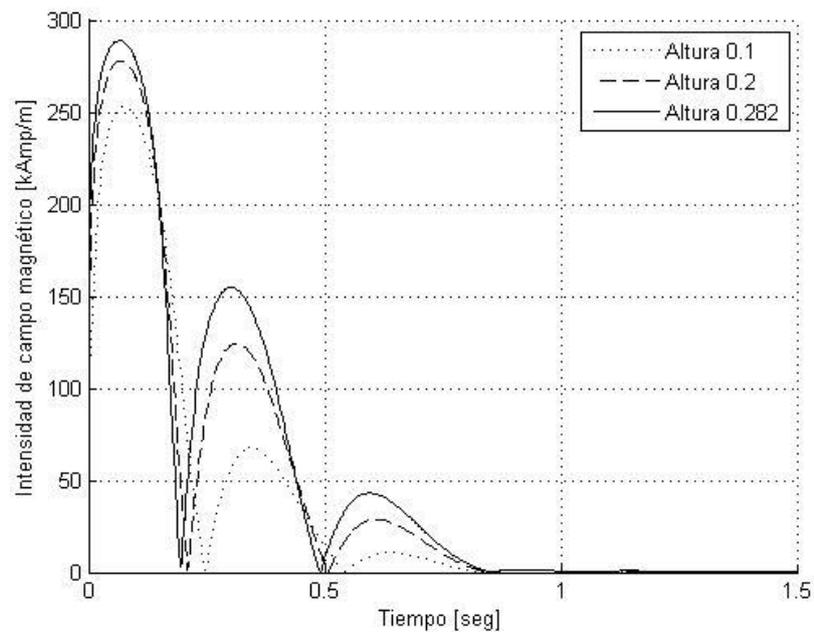


Figura 9.14. Intensidad de campo magnético con control



8.1.4.2. Tren de nariz

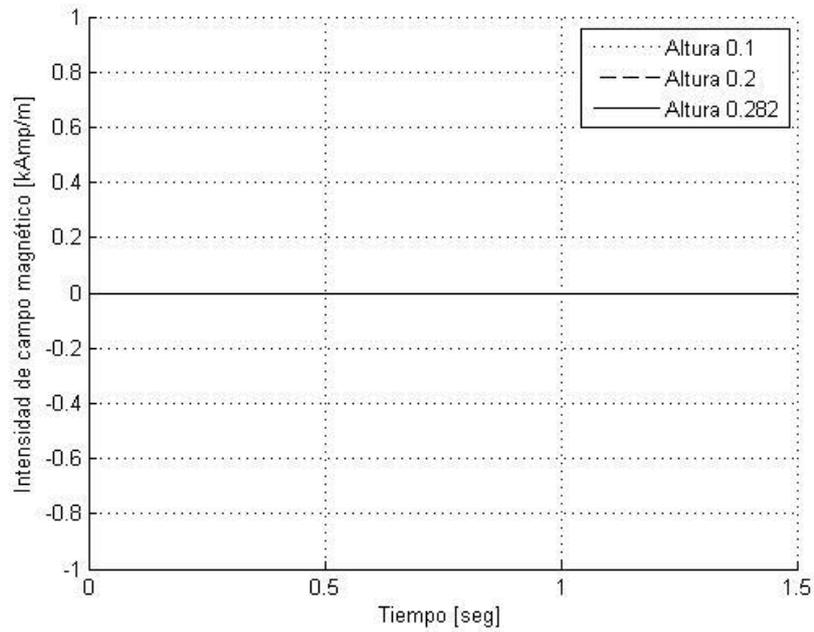


Figura 9.15. Intensidad de campo magnético sin control

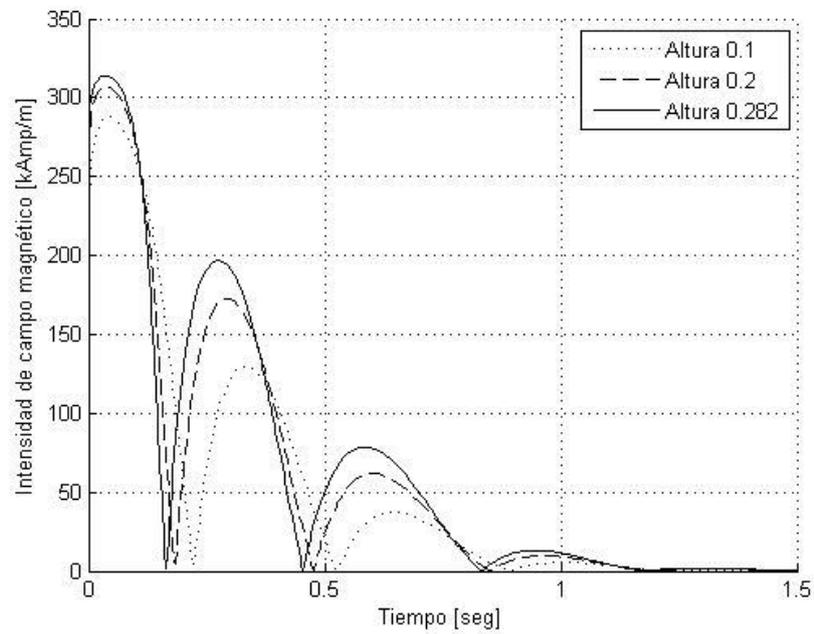


Figura 9.16. Intensidad de campo magnético con control

8.1.5. Comportamiento del amortiguador

En el próximo grafico se presenta la relación fuerzas disipativas vs desplazamiento del amortiguador para la estrategia seleccionada. Como se observa en la primera parte del ciclo la única fuerza actuante es la viscosa. Al llegar el pistón cerca de su punto superior actúa el sistema de control aumentando las fuerzas disipativas. El comportamiento en general es similar al de cualquier amortiguador clásico sin control.

8.1.5.1. Tren principal

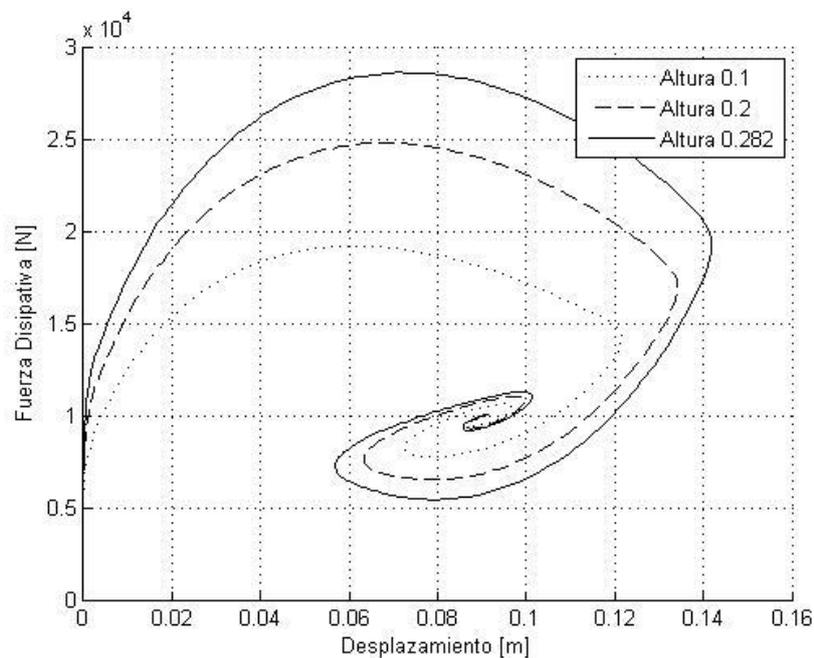


Figura 9.17. Fuerza Disipativa - Desplazamiento sin control

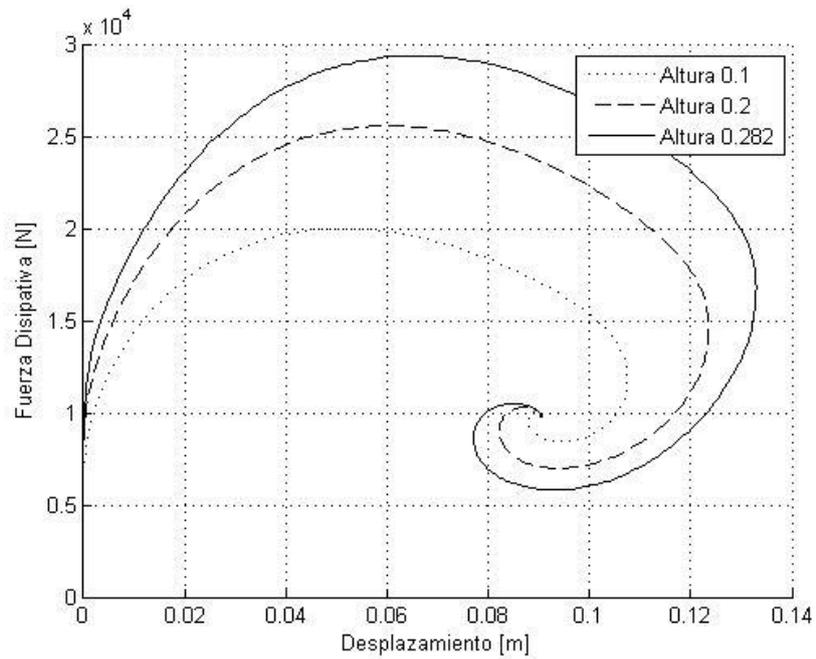


Figura 9.18. Fuerza Disipativa - Desplazamiento con control

8.1.5.2. Tren de nariz

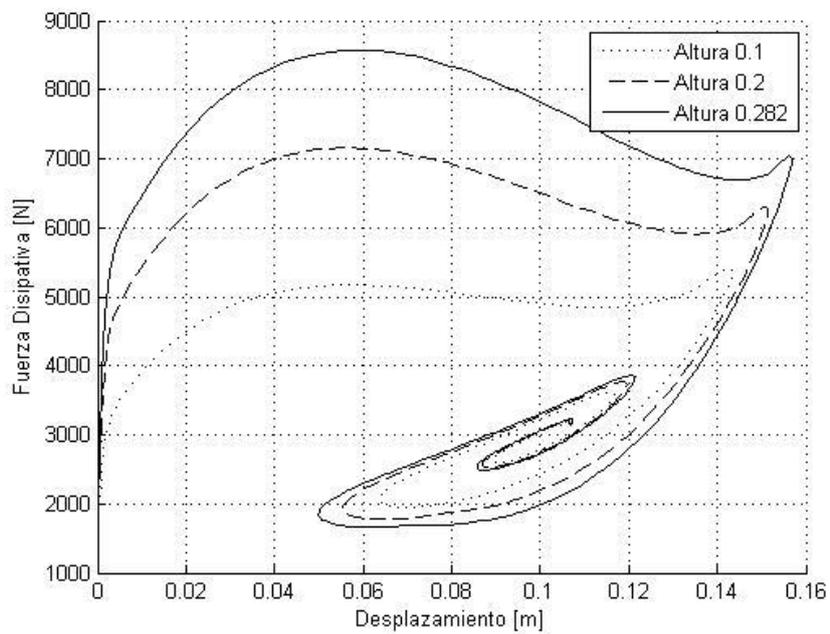


Figura 9.19. Fuerza Disipativa - Desplazamiento sin control

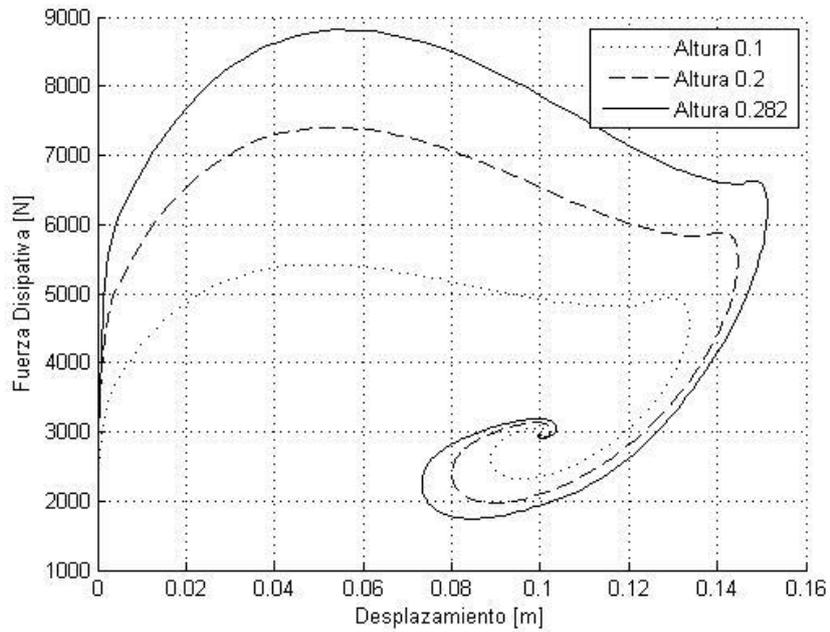


Figura 9.20. Fuerza Disipativa - Desplazamiento con control

8.1.6. Desplazamiento – Velocidad

En la Figura 9.21 se presenta el gráfico desplazamiento vs velocidad. Se observa una rápida convergencia hacia el valor de equilibrio.

8.1.6.1. Tren principal

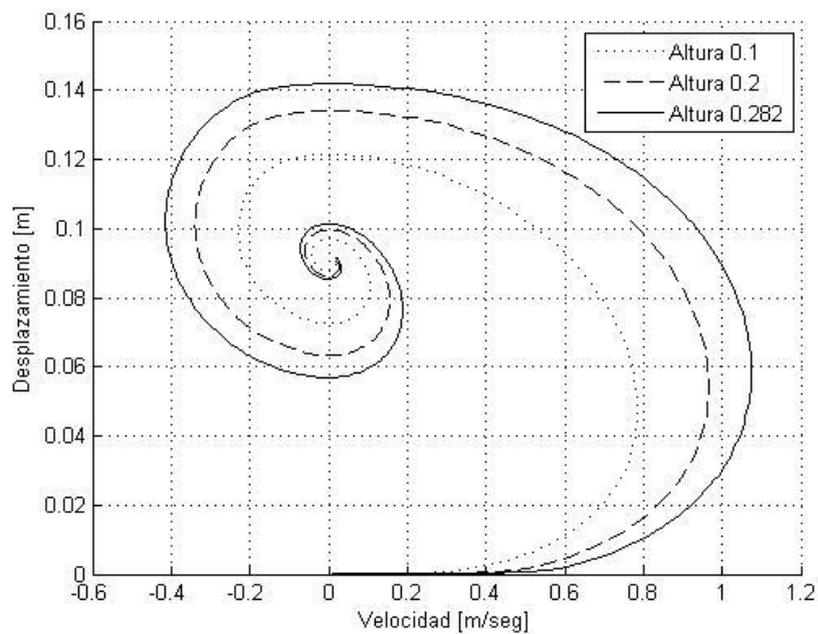


Figura 9.21. Desplazamiento – Velocidad sin control

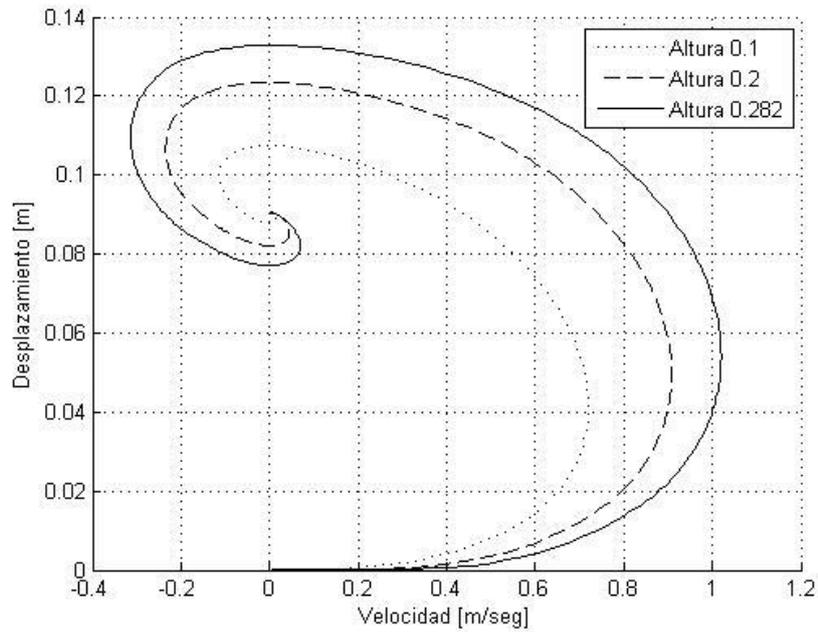


Figura 9.22. Desplazamiento – Velocidad con control

8.1.6.2. Tren de nariz

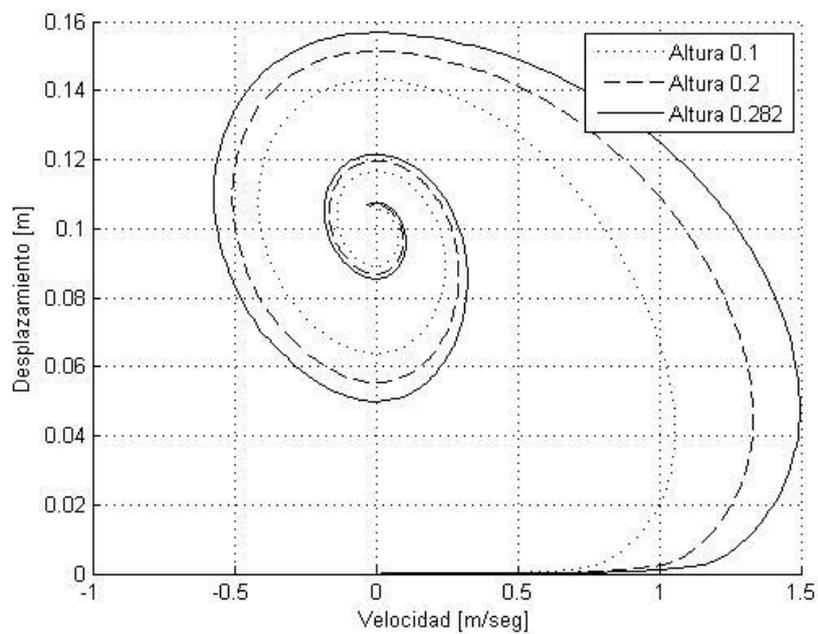


Figura 9.23. Desplazamiento – Velocidad sin control

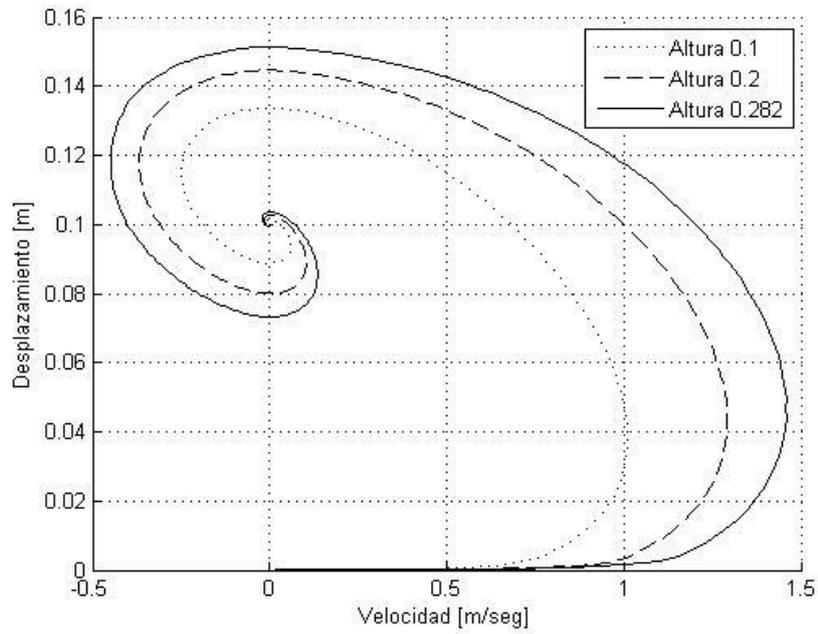


Figura 9.24. Desplazamiento – Velocidad con control



8.2. Aeronave completa

8.2.1. CG más adelantado

8.2.1.1. Desplazamiento vertical del cg

Como se puede apreciar el sistema con control disminuyen más rápidamente su oscilación, y su desplazamiento con respecto al sistema sin control.

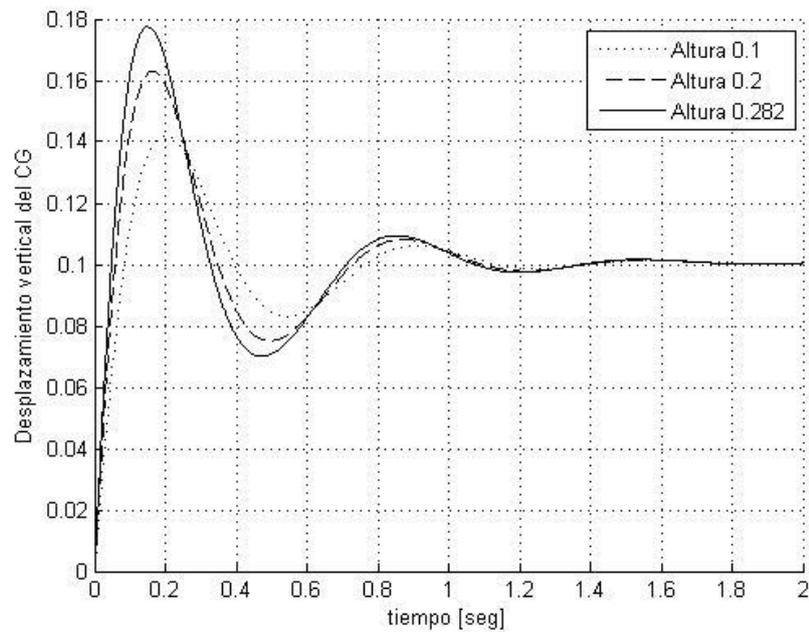


Figura 9.25. Desplazamiento vertical del cg sin control

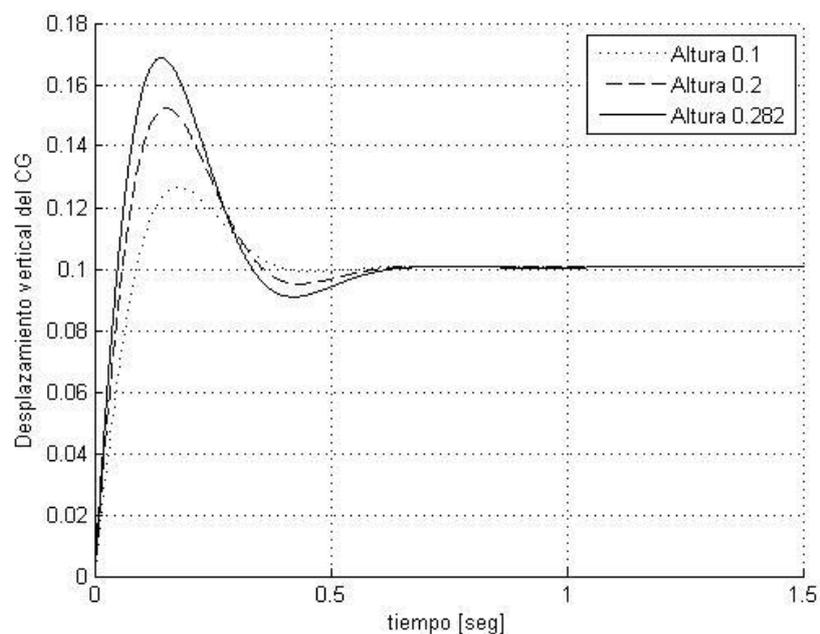


Figura 9.26. Desplazamiento vertical del cg con control



8.2.1.2. Factor de carga máximo

Como se puede observar en las siguientes figuras el factor de carga aplicado es menor que a los ensayos de masa reducida, sobre todo en el tren de nariz. También sistema con control, el factor de carga máximo es prácticamente el mismo que sin control. Lo que si se obtiene es una estabilización más rápida.

8.2.1.2.1. Tren principal

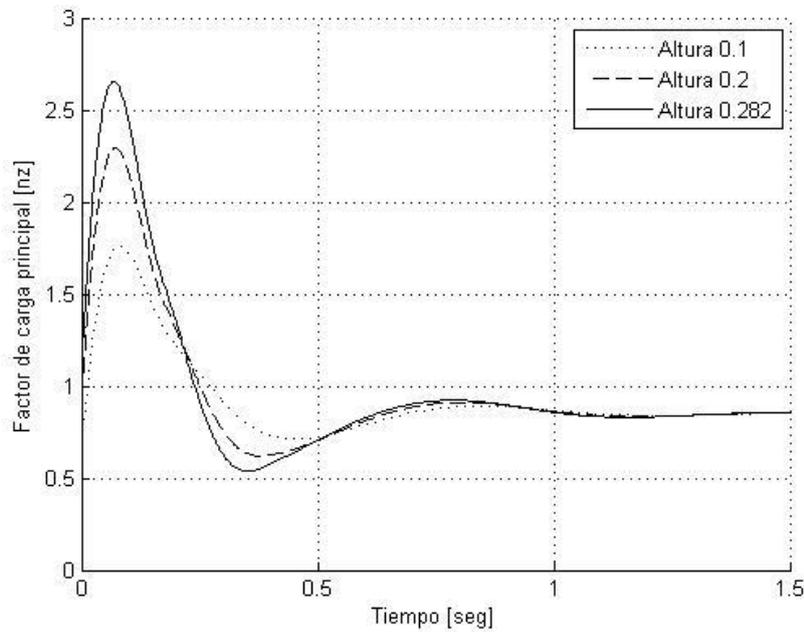


Figura 9.27. Factor de carga sin control

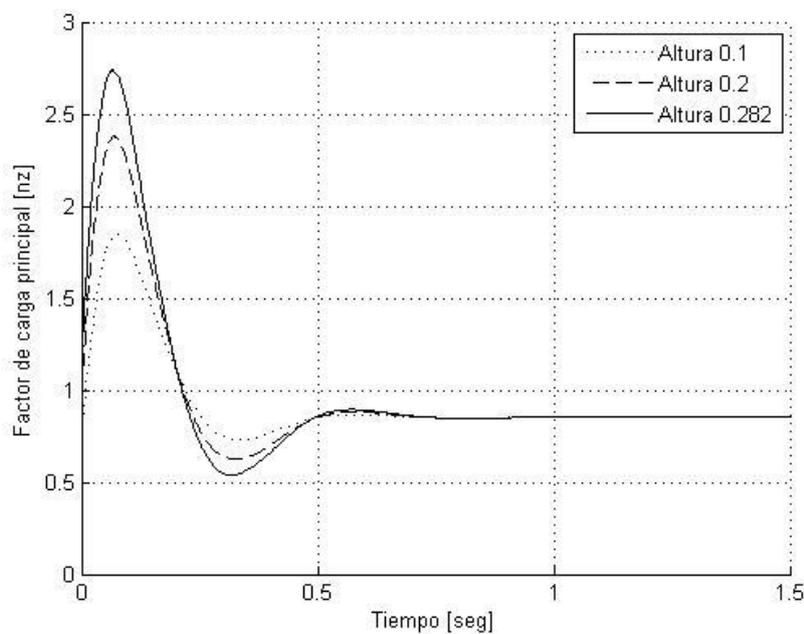


Figura 9.28. Factor de carga con control



8.2.1.2.2. Tren de nariz

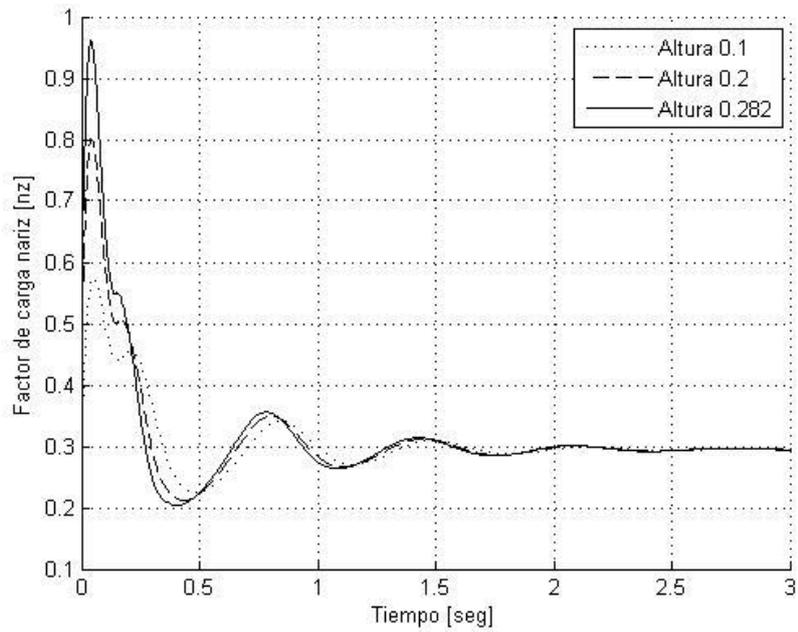


Figura 9.29. Factor de carga sin control

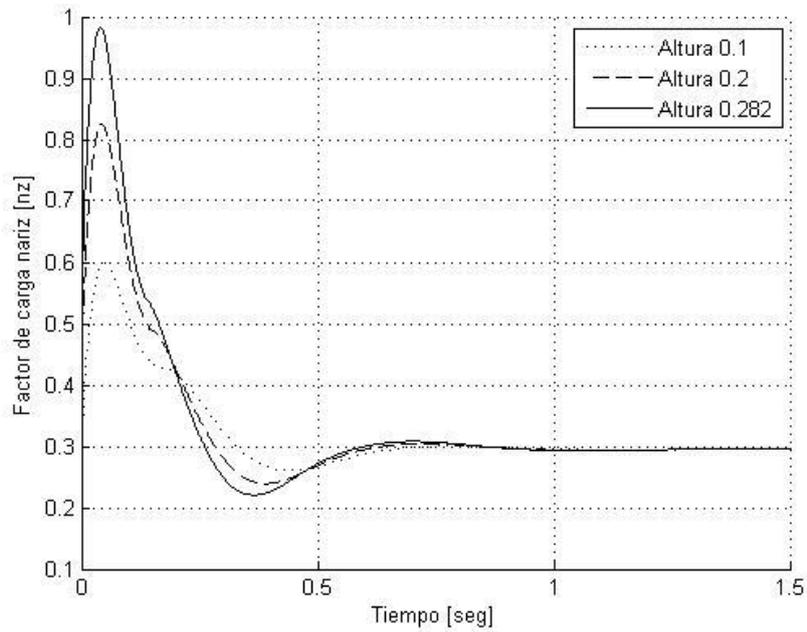


Figura 9.30. Factor de carga con control



8.2.1.3. Rotación de cabeceo

En las siguientes figuras se ve como la rotación del centro de gravedad disminuya rápidamente con el sistema con control que sin control. También se observa que la aeronave tiene un ángulo de estabilización negativo, como se tomó ángulo positivo a favor del giro de agujas de reloj, esto quiere decir que la nariz de la misma está más abajo.

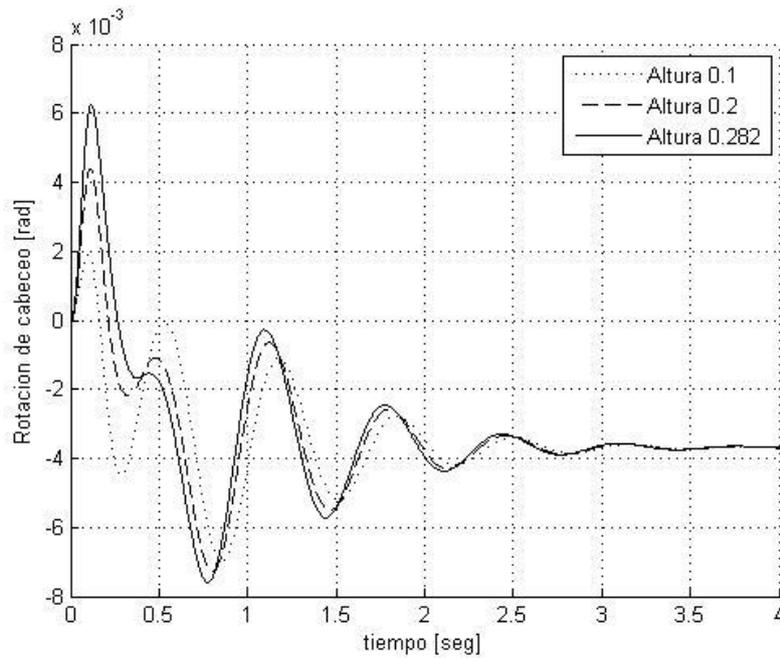


Figura 9.31. Rotación de cabeceo sin control

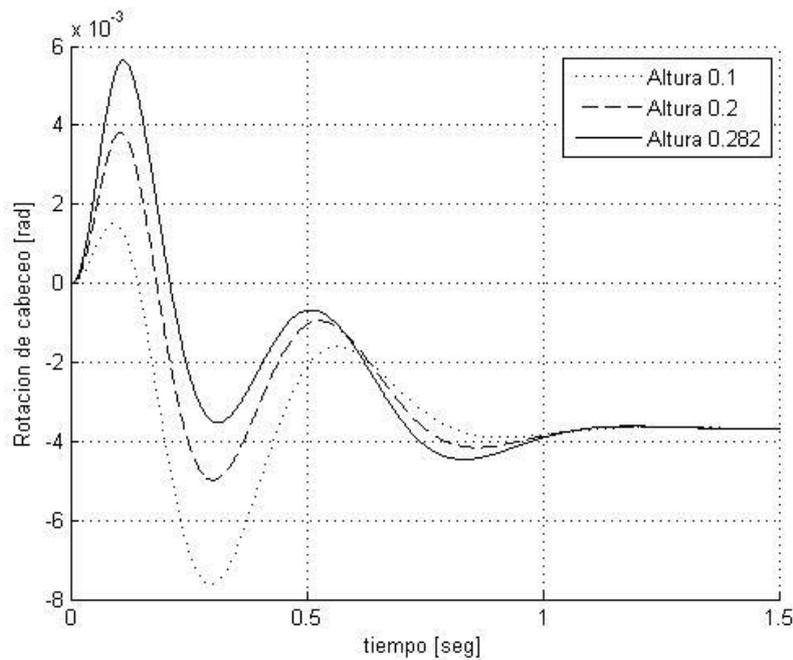


Figura 9.32. Rotación de cabeceo con control



8.2.2. CG más retrasado

8.2.2.1. Desplazamiento vertical del cg

Como se puede apreciar el sistema con control disminuyen más rápidamente su oscilación, y su desplazamiento con respecto al sistema sin control.

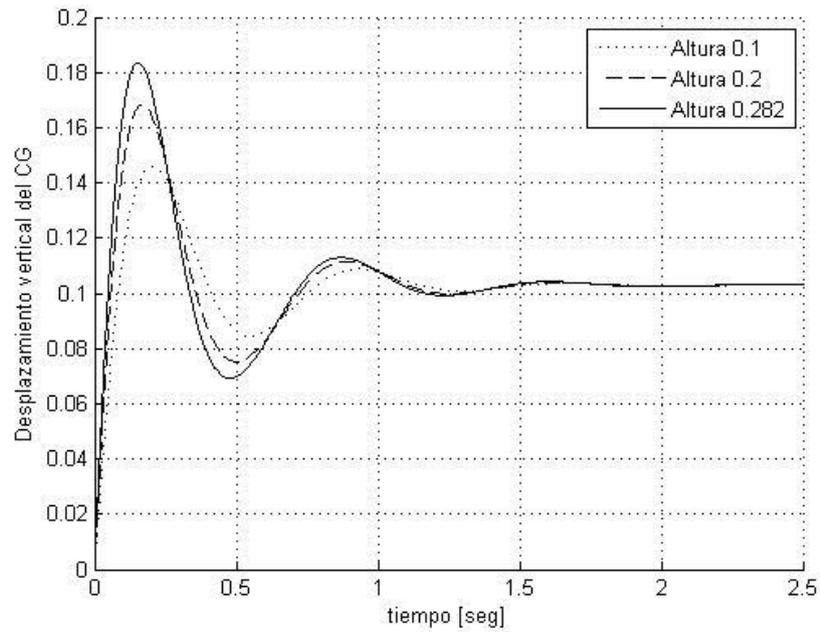


Figura 9.33. Desplazamiento vertical del cg sin control

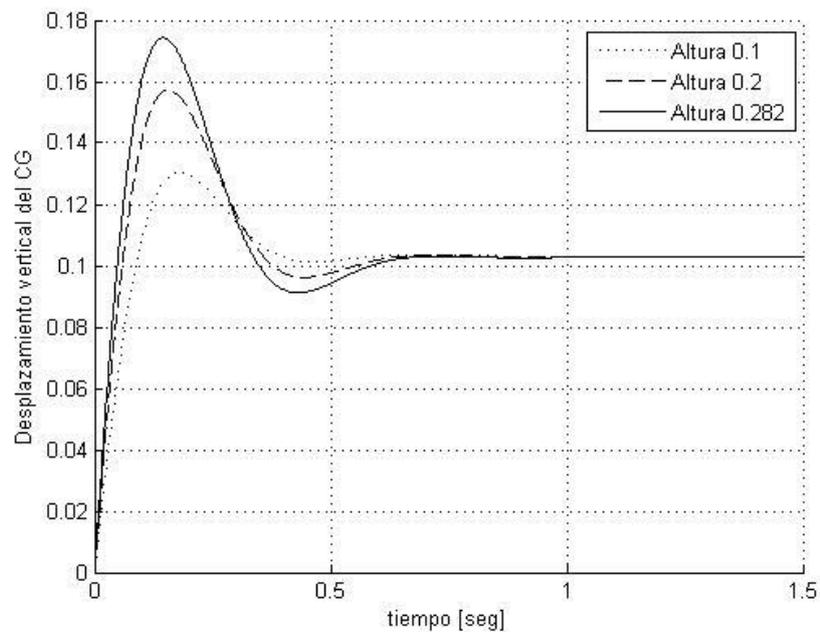


Figura 9.34. Desplazamiento vertical del cg con control



8.2.2.2. Factor de carga máximo

Se observa que para el cg más retrasado el factor de carga en el tren principal es muy parecido que al del cg más adelantado, pero no pasa lo mismo con el del tren de nariz, ya que es menor porque la mayor carga la se aplica al tren principal.

8.2.2.2.1. Tren principal

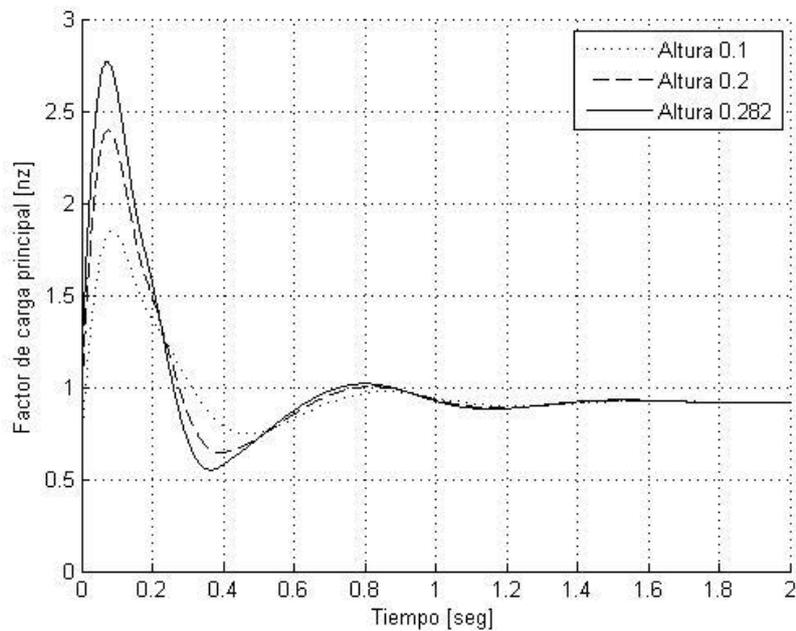


Figura 9.36. Factor de carga sin control

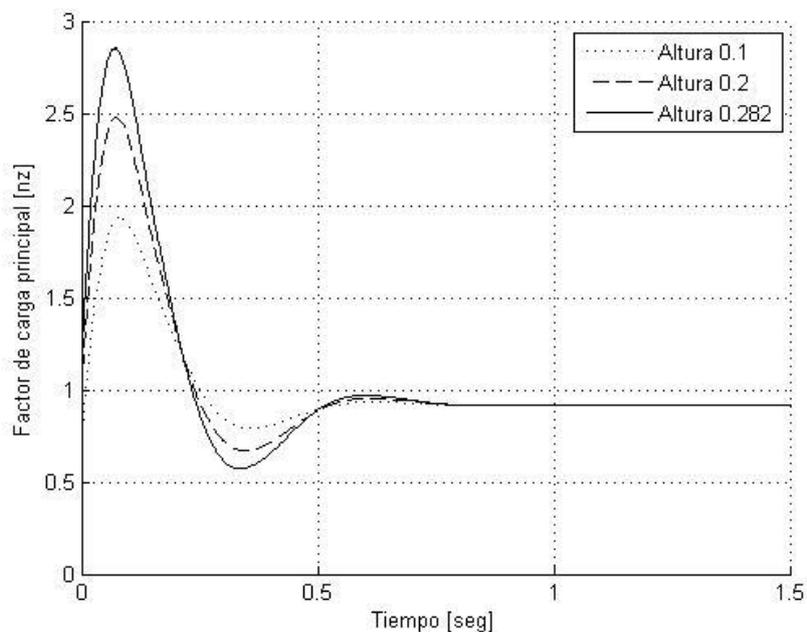


Figura 9.37. Factor de carga con control

8.2.2.2.2. Tren de nariz

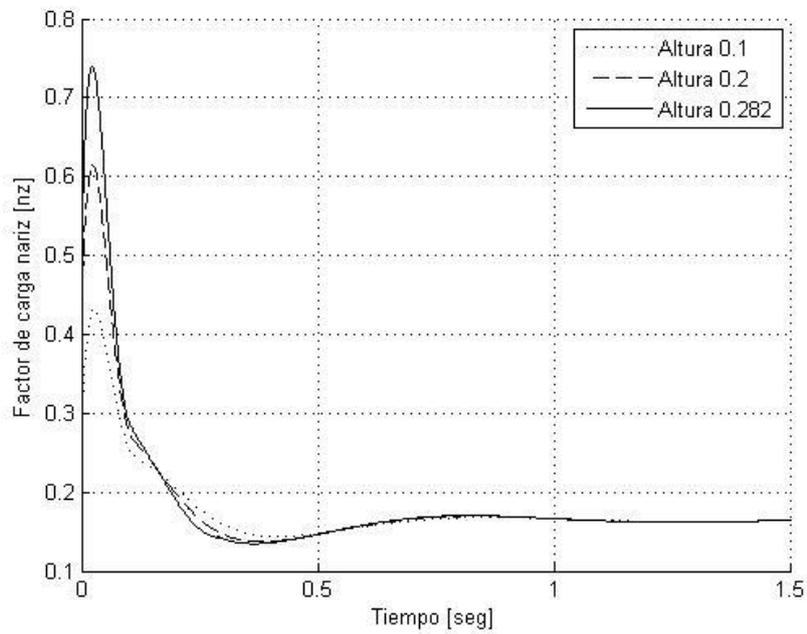


Figura 9.38. Factor de carga sin control

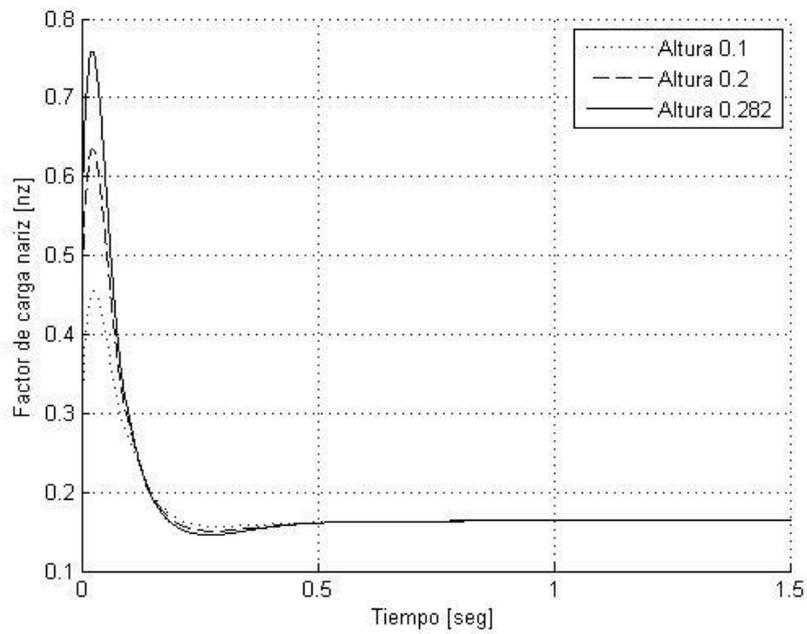


Figura 9.39. Factor de carga con control



8.2.2.3. Rotación de cabeceo

A diferencia que de la posición del cg más adelantado, se observa que el ángulo de cabeceo es positivo. También el sistema con control estabiliza más rápido que sin control. Se puede observar que es más estable el sistema con cg retrasado que adelantado.

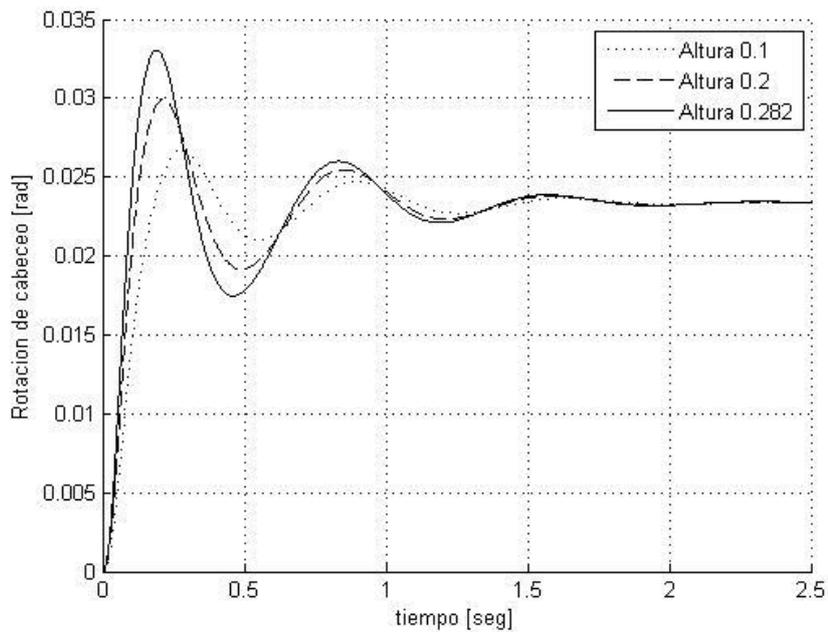


Figura 9.40. Rotación de cabeceo sin control

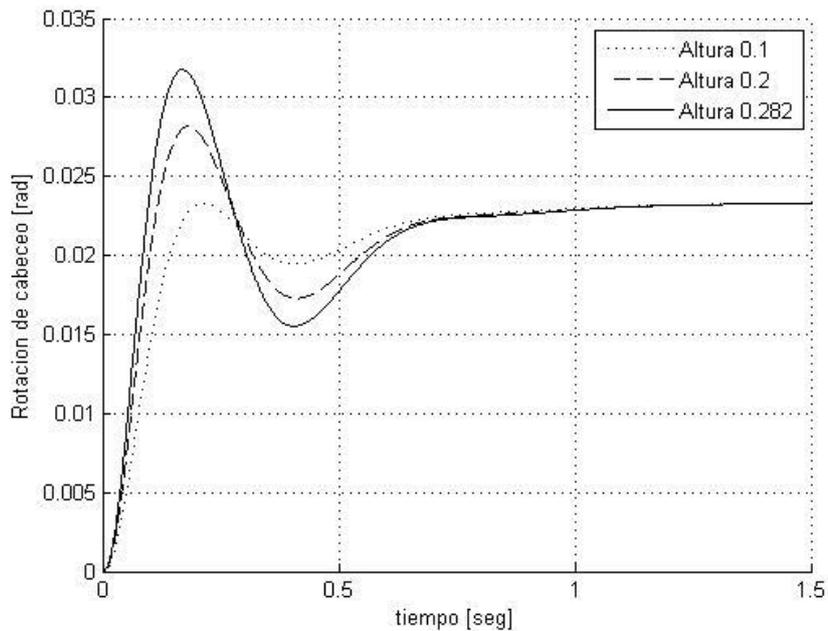


Figura 9.41. Rotación de cabeceo con control



9. COMENTARIOS DE LOS RESULTADOS y CONCLUSIONES

Se procedió a analizar un sistema de amortiguamiento semi-activo con control sobre un fluido magneto-reológico aplicado al tren de aterrizaje de un avión liviano. Se modelaron cada uno de los componentes del sistema resultando un modelo de dos grados de libertad para el ensayo de masa reducida (*drop test*) y un modelo de cuatro grados de libertad para el avión completo. La estrategia utilizada fue *Función de la velocidad de deformación* como la mejor opción a ser aplicada a esta categoría de aviones.

Para el análisis del sistema se confeccionó un código computacional en donde se analizó la estrategia de control.

Como conclusión general se puede decir que la disminución de esfuerzos en la estructura, así como la disminución de las vibraciones para todos los sistemas semi-activos analizados es pequeña dada la complejidad de los sistemas en comparación al sistema pasivo tradicional. Esta complejidad trae aparejado un aumento de probabilidad de falla. Por este motivo se considera poco probable que se utilicen por el momento ya que los criterios de diseño privilegian la seguridad de la aeronave y como consecuencia buscan reducir instancias de fallas. De todos modos, el caso del sistema semi-activo considerado puede considerarse como un sistema relativamente robusto ante fallas del sistema de control, por cuanto, aún ante escenarios de falla del controlador, dado que el sistema no puede introducir efectos desestabilizantes por su carácter disipativo.

Se sugiere como línea de investigación el desarrollo de un sistema de amortiguación mediante el controlador SkyHook para el uso de aeronaves no tripuladas con equipamiento sensible a vibraciones a bordo que operan sobre caminos o pistas en malas condiciones con alta rugosidad.



10. REFERENCIAS

- [1] CURREY, N. S. (1988). "Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices", pp. 1- 15. AIAA Education Series, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, EE.UU.
- [2] PINK, JACK (marzo, 1996). "Landing Gear Structural Integrity". Aerospace Engineering Magazine. Extraído el 22 de diciembre desde la página de shotpeener.com, <http://www.shotpeener.com/library/spc/1996001.htm>.
- [3] N. R. Currey – Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices – 1988
- [4] H. G. Conway – Landing gear design – 1958
- [5] Ladislao Pazmany – Landing gear design for light aircraft- Volume 1 – 1986
- [6] Robert W. Fox and Alan T. McDonald – Introducción a la Mecánica de Fluidos -2da edición en español – Abril 2000
- [7] Mobil Aero HF Series - Aviation Hydraulic Fluids – 2012
- [8] Tesis Pregrado Diseño y construcción de un prototipo de amortiguador magneto-reológico
- [9] Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids
- [10] Goodyear – Aircraft tire data book– 2002
 - Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids. (Mark R. Jolly, Jonathan W. Bender, and J. David Carlson). Thomas Lord Research Center Lord Corporation.
 - Diseño preliminar de un tren de aterrizaje para un UAV. (Marcos Emilio Ansaldi , Melisa Pamela Ortiz Sierociński)
 - Dinámica de Estructuras y Sistemas Mecánicos (Dr. Ing. José A. Inaudi)
 - Solución de Problemas de Ingeniería con MatLab (Delores M. Etter)
 - Mecánica de los Fluidos (Frank M. White)
 - Multiphysics behavior of a magneto-rheological damper and experimental validation. (Alan Sternberg ,René Zemp ,Juan Carlos de la Llera)
 - NATO Standardization Agency – STANAG 4671 – September 2009



ANEXO Programación

1. Modelos en Matlab®

Este es un programa escrito en Matlab® que permite realizar el análisis dinámico de un tren de aterrizaje con un sistema semiactivo de control de amortiguación mediante un fluido magneto-reológico.

1.1 Masa Reducida (*drop test*)

Tren Principal

Parámetro de entrada

```
function [xpunto, Fg, Ftot, Fn, nz, H] = amortiguadormr2(t, x, param)
```

```
%Fuerza Fg, Fv, Fn, Fvmr, Fmr en [N]
```

```
%Masa m1, m2 en [kg]
```

```
%Presión Pg0 [Pa]
```

```
%Volumen Vg0 [m3]
```

```
%Diámetro D1, D2, Da en [m]
```

```
%Áreas A1, A2 en [m2]
```

```
%n Constante politropica
```

```
%k Perdida de carga localizada
```

```
%Densidad Rho [kg/m3]
```

```
%Viscosidad u [Pa.s]
```

```
%Longitud conducto L [m]
```

```
%Constante de rigidez neumático Kt [N/m]
```

```
%Velocidad V1 [m/s]
```

Parámetros

```
ganancia=param.ganancia;
```

```
controlMR=param.controlMR;
```

Parámetros iniciales

```
m1=23;
```

```
m2=1000;
```

```
z0=0;
```

```
z0p=0;
```



Parámetros fuerza gas

$Pg0=2400000;$
 $Vg0=0.000687;$
 $D1=0.0508;$
 $A1=0.002027;$
 $D2=0.0635;$
 $A2=0.003167;$
 $n=1.3;$

Parámetro fuerza viscosa

$k=1.4;$
 $D2=0.0635;$
 $Da=0.00694;$
 $Rho=882;$
 $u=0.047;$
 $L=0.0076;$

Parámetro fuerza viscosa MR

$umr=0.1;$
 $gmr=0.001;$
 $wmr=0.01;$
 $Lmr=0.01;$
 $Amr=0.001963;$

Parámetro fuerza neumático

$Kt=338593;$

Variable de estado

$z1=x(1);$
 $z2=x(2);$
 $z1p=x(3);$
 $z2p=x(4);$
 $zx=z2-z1;$

Fuerza del Amortiguador

Fuerza del gas

$Fg=Pg0*A1*(Vg0/(Vg0-A2*(z2-z1)))^n;$



Fuerza viscosa

```
V1=z2p-z1p;
```

```
if abs(V1) < 0.2
```

```
    Fv=2800*V1;
```

```
else
```

```
Fv=A2*((sign(V1)*k*Rho*(D2^4)*V1^2)/(2*Da^4)+(32*u*L*V1*D2^2)/Da^4);
```

```
end
```

Fuerza viscosa mr

```
Fvmr=12*umr*(Amr^2)*Lmr*V1/(wmr*gmr^3);
```

Fuerza viscosa total

```
Fvtot= Fv+Fvmr;
```

Control

```
if controlMR == 1
```

```
    H=332*(1-exp(-abs(V1*ganancia)));
```

```
else
```

```
    H=0;
```

```
end
```

Fuerza MagnetoReologica

```
Ty=271700*(0.34^1.5239)*tanh(0.00633*H);
```

```
C=3*Lmr*Amr/gmr;
```

```
Fmr=C*Ty*sign(V1);
```

Fuerza Neumático

```
Ct=6000;
```

```
Fn=Kt*(z1-z0)+ Ct*(z1p-z0p);
```

Fuerza Total

```
Ftot=Fv+Fg+Fvmr+Fmr;
```

Factor de Carga

```
nz=Ftot/9810 ;
```



Ecuación de movimiento

```
z1pp=9.81+(Ftot-Fn)/m1;
```

```
z2pp=9.81-(Ftot)/m2;
```

```
xpunto(1,1)=z1p;
```

```
xpunto(2,1)=z2p;
```

```
xpunto(3,1)=z1pp;
```

```
xpunto(4,1)=z2pp;
```

```
end
```

Tren de nariz

Parámetro de entrada

```
function [xpunto,Fg,Ftot,Fn,nz,H] = amortiguadornarizmr2(t,x,param)
```

```
%Fuerza Fg, Fv, Fn, Fvmr, Fmr en [N]
```

```
%Masa m1, m2 en [kg]
```

```
%Presion Pg0 [Pa]
```

```
%Volumen Vg0 [m3]
```

```
%Diametro D1, D2, Da en [m]
```

```
%Areas A1, A2 en [m2]
```

```
%n Constante politropica
```

```
%k Perdida de carga localizada
```

```
%Densidad Rho [kg/m3]
```

```
%Viscosidad u [Pa.s]
```

```
%Logitud conducto L [m]
```

```
%Constante de rigides neumatico Kt [N/m]
```

```
% Velocidad V1 [m/s]
```

Parametros

```
ganancia=param.ganancia;
```

```
controlMR=param.controlMR;
```

Parametros iniciales

```
m1=9;
```

```
m2=300;
```

```
z0=0;
```

Parametros fuerza gas

```
Pg0=650000;
```

```
Vg0=0.000687;
```

```
D1=0.0508;
```

```
A1=0.002027;
```

```
D2=0.0635;
```

```
A2=0.003167;
```

```
n=1.3;
```



Parametro fuerza viscosa

```
k=1;  
D2=0.0635;  
Da=0.00937;  
Rho=882;  
u=0.047;  
L=0.0076;
```

Parametro fuerza viscosa mr

```
umr=0.1;  
gmr=0.005;  
wmr=0.01;  
Lmr=0.01;  
Amr=0.001963;
```

Parametro fuerza neumatico

```
Kt=255666;
```

Variable de estado

```
z1=x(1);  
z2=x(2);  
z1p=x(3);  
z2p=x(4);
```

Fuerza del gas

```
Fg=Pg0*A1*(Vg0/(Vg0-A2*(z2-z1)))^n;
```

Fuerza viscosa

```
V1=z2p-z1p;  
  
if abs(V1) < 0.4  
    Fv=1200*V1;  
else  
    Fv=A2*((sign(V1)*k*Rho*(D2^4)*V1^2)/(2*Da^4)+(32*u*L*V1*D2^2)/Da^4);  
end
```

Fuerza viscosa mr

```
Fvmr=12*umr*(Amr^2)*Lmr*V1/(wmr*gmr^3);
```

Control

```
if controlMR == 1  
    H=332*(1-exp(-abs(V1*ganancia)));  
else  
    H=0;  
end
```



Fuerza MagnetoReologica

```
Ty=271700*(0.34^1.5239)*tanh(0.00633*H);  
C=3*Lmr*Amr/gmr;  
Fmr=C*Ty*sign(V1);
```

Fuerza Neumatico

```
z0p=0; Ct=4000;  
  
Fn=Kt*(z1-z0)+ Ct*(z1p-z0p);
```

Fuerza Total

```
Ftot=Fv+Fg+Fvmr+Fmr;
```

Factor de Carga

```
nz=Ftot/2943;
```

Ecuación de movimiento

```
z1pp=9.81+(Ftot-Fn)/m1;  
z2pp=9.81-(Ftot)/m2;  
  
xpunto(1,1)=z1p;  
xpunto(2,1)=z2p;  
xpunto(3,1)=z1pp;  
xpunto(4,1)=z2pp;  
end
```

1.2. Ejecutable programa Ode 23

Este subprograma ejecuta el programa principal y muestra las gráficas del comportamiento del amortiguador bajo la simulación de actuación del tren de aterrizaje.

Tren principal

Análisis paramétrico del controlador propuesto

```
close all  
clear all  
clc  
  
ganancias=[0:1:3];  
  
velocidades=[1.4 1.98 2.35];  
color{1}='b';  
color{2}='g';  
color{3}='m';
```



```
for j=1:length(ganancias)
    j=length(ganancias);
    pause(0.1)
    param.ganancia=ganancias(j);
    param.controlMR=1; % 1 con control, 0 sin control

    figure
    grid
    hold

    for kk=1:length(velocidades)

        [t,x] = ode23(@amortiguadormr2,[0 2.5],[0 0 velocidades(kk)
        velocidades(kk)],[],param);
        Xmax(j,kk)=max(x(:,2));
```

Desplazamiento del amortiguador

```
plot(t,x(:,2)-x(:,1),color{kk})
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Desplazamiento [m]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Desplazamiento de las Masas

```
plot(t,x(:,2),color{kk})
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Desplazamiento [m]')
plot(t,x(:,1),color{kk})

plot(t,x(:,2)-x(:,1),color{kk})
legend('Masa Superior m2','Masa Inferior m1')
```

Velocidad del amortiguador

```
plot(t,x(:,4)-x(:,3),color{kk})
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Velocidad [m/seg]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
grid

nz=0;
H=0;
Fn=0;
Ftot=0;
Fg=0;
for i=1:length(x(:,1))
    [xpunto,Fg(i),Ftot(i),Fn(i),nz(i),H(i)] =
    amortiguadormr2(t,x(i,:),param);
end
```



Fuerza Disipativa

```
plot(x(:,2)-x(:,1),Ftot,color{kk})
xlabel('Desplazamiento [m]')
ylabel('Fuerza Disipativa [N]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Fuerza del gas

```
plot(x(:,2)-x(:,1),Fg,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Velocidad de equilibrio

```
plot(x(:,4)-x(:,3),x(:,2)-x(:,1),color{kk})
xlabel('Velocidad [m/seg]')
ylabel('Desplazamiento [m]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Fuerza Neumático

```
plot(t,Fn,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Fuerza Neumático [N]')
```

Factor de carga

```
plot(t,nz,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Factor de carga [nz]')
```

Intensidad de campo magnético

```
plot(t,H,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Intensidad de campo magnético [kAmp/m]')
```

```
end
end
```

Tren de nariz

Análisis paramétrico del controlador propuesto

```
close all
clear all
clc

ganancias=[0:1:3];
```



```
velocidades=[1.4 1.98 2.35];
color{1}='b';
color{2}='g';
color{3}='m';

for j=1:length(ganancias)
    j/length(ganancias);
    pause(0.1)
    param.ganancia=ganancias(j);
    param.controlMR=1; % 1 con control, 0 sin control

    figure
    grid
    hold

    for kk=1:length(velocidades)

        [t,x] = ode23(@amortiguadornarizmr2,[0 2.5],[0 0 velocidades(kk)
velocidades(kk)],[],param);
        Xmax(j,kk)=max(x(:,2));
```

Desplazamiento del amortiguador

```
plot(t,x(:,2)-x(:,1),color{kk})
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Desplazamiento [m]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Desplazamiento de las Masas

```
plot(t,x(:,2),color{kk})
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Desplazamiento [m]')
plot(t,x(:,1),color{kk})

plot(t,x(:,2)-x(:,1),color{kk})
legend('Masa Superior m2','Masa Inferior m1')
```

Velocidad del amortiguador

```
plot(t,x(:,4)-x(:,3),color{kk})
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Velocidad [m/seg]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
grid

nz=0;
H=0;
Fn=0;
Ftot=0;
Fg=0;
for i=1:length(x(:,1))
    [xpunto,Fg(i),Ftot(i),Fn(i),nz(i),H(i)] = amortiguadornarizmr2
(t,x(i,:),param);
end
```



Fuerza Disipativa

```
plot(x(:,2)-x(:,1),Ftot,color{kk})
xlabel('Desplazamiento [m]')
ylabel('Fuerza Disipativa [N]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Fuerza del gas

```
plot(x(:,2)-x(:,1),Fg,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Velocidad de equilibrio

```
plot(x(:,4)-x(:,3),x(:,2)-x(:,1),color{kk})
xlabel('Velocidad [m/seg]')
ylabel('Desplazamiento [m]')
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Fuerza Neumático

```
plot(t,Fn,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Fuerza Neumático [N]')
```

Factor de carga

```
plot(t,nz,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Factor de carga [nz]')
```

Intensidad de campo magnético

```
plot(t,H,color{kk})
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
xlabel('Tiempo [seg]')
ylabel('Intensidad de campo magnético [kAmp/m]')
```

```
end
end
```



2. Avión Completo

Este es un programa permite realizar el análisis dinámico del avión completo al momento de aterrizar, cuáles serán los valor de carga del tren principal y nariz, en ángulo de equilibrio y la altura del cg. Se podrá analizar para CG más adelantado y más retrasado, con control de amortiguación mediante un fluido magneto-reológico.

Parámetro de entrada

```
function [xpunto,nzn,nzp,H,Hn] = avioncompleto2(t,x,param)
```

```
%Fuerza Fg, Fv, Fn en [N]
%Masa m1, m2 en [kg]
%Presion Pg0 [Pa]
%Volumen Vg0 [m3]
%Diametro D1, D2, Da en [m]
%Areas A1, A2 en [m2]
%n Constante politropica
%k Perdida de carga localizada
%Densidad Rho [kg/m3]
%Viscosidad u [Pa.s]
%Logitud conducto L [m]
%Constante de rigides neumatico Kt [N/m]
% velocidad V [m/s]
```

```
g=9.81; % Gravedad
```

Parametros

```
ganancia=param.ganancia;
controlMR=param.controlMR;
```

Parametros iniciales

```
m1=9;
m2=23;
m=2000;
z0=0;
```

Parametros fuerza gas nariz

```
Pg0n=650000;
Vg0n=0.000687;
D1n=0.0508;
A1n=0.002027;
D2n=0.0635;
A2n=0.003167;
nn=1.3;
```



Parametros fuerza gas

$P_{g0}=2400000;$
 $V_{g0}=0.000687;$
 $D1=0.0508;$
 $A1=0.002027;$
 $D2=0.0635;$
 $A2=0.003167;$
 $n=1.3;$

Parametro fuerza viscosa nariz

$kn=1.4;$
 $D2n=0.0635;$
 $Dan=0.00937;$
 $Rhon=882;$
 $un=0.047;$
 $Ln=0.0076;$

Parametro fuerza viscosa

$k=1.4;$
 $D2=0.0635;$
 $Da=0.00694;$
 $Rho=882;$
 $u=0.047;$
 $L=0.0076;$

Parametro fuerza viscosa mr

$umr=0.1;$
 $gmr=0.001;$
 $gmrn=0.005;$
 $wmr=0.01;$
 $Lmr=0.01;$
 $Amr=0.001963;$

Parametro fuerza neumatico nariz

$Ktn=255666;$

Parametro fuerza neumatico

$Kt=338593;$

Geometria CG más adelantado

$\% \ l_n=2.6;$
 $\% \ l_p=0.45;$

Geometria CG más retrasado

$l_n=2.8;$
 $l_p=0.25;$



Inercia CG más adelantado

% I=2372.25;

Inercia CG más retrasado

I=1369.4;

Variable de estado

```
z1=x(1);
z2=x(2);
z1p=x(3);
z2p=x(4);
Z=x(5);
Zp=x(6);
tta=x(7);
ttap=x(8);
```

```
zn=Z-ln*tta;
znp=Zp-ln*ttap;
zpr=Z+lp*tta;
zprp=Zp+lp*ttap;
```

Fuerza del gas nariz

```
Fgn=Pg0n*A1n*(Vg0n/(Vg0n-A2n*(zn-z1)))^nn;
```

%Fuerza del gas

```
Fg=Pg0*A1*(Vg0/(Vg0-A2*(zpr-z2)))^n;
```

Fuerza viscosa nariz

```
V1n=znp-z1p;
```

```
if abs(V1n) < 0.3
    Fvn=1200*V1n;
else
```

```
Fvn=A2n*((sign(V1n)*kn*Rhon*(D2n^4)*V1n^2)/(2*Dan^4)+(32*un*Ln*V1n*D2n^2)/Dan^4);
end
```

Fuerza viscosa

```
V1=zprp-z2p;
```

```
if abs(V1) < 0.2
    Fv=2800*V1;
else
```

```
Fv=A2*((sign(V1)*k*Rho*(D2^4)*V1^2)/(2*Da^4)+(32*u*L*V1*D2^2)/Da^4);
end
```



Fuerza viscosa MR

```
Fvmr=12*umr*(Amr^2)*Lmr*V1/(wmr*gmr^3);  
Fvmrn=12*umr*(Amr^2)*Lmr*V1n/(wmr*gmrn^3);
```

Control

```
if controlMR == 1  
    H=332*(1-exp(-abs(V1*ganancia)));  
    Hn=332*(1-exp(-abs(V1n*ganancia)));  
else  
    H=0;  
    Hn=0;  
end
```

Fuerza MagnetoReologica

```
Ty=271700*(0.34^1.5239)*tanh(0.00633*H);  
Tyn=271700*(0.34^1.5239)*tanh(0.00633*Hn);
```

```
C=3*Lmr*Amr/gmr;  
Cn=3*Lmr*Amr/gmrn;
```

```
Fmr=C*Ty*sign(V1);  
Fmrn=Cn*Tyn*sign(V1n);
```

Fuerza Neumatico nariz

```
z0p=0; Ctn=4000;
```

```
Fnn=Ktn*(z1-z0)+ Ctn*(z1p-z0p);
```

Fuerza Neumatico

```
z0p=0; Ct=6000;  
Fn=Kt*(z2-z0)+ Ct*(z2p-z0p);
```

```
Fgtot=Fgn+2*Fg;  
Fvtot=Fvn+2*(Fv+Fvmr)+Fvmrn;  
Fmrtot=Fmrn+2*Fmr;
```

Factor de carga

```
ftn=Fgn+Fvn+Fvmrn+Fmrn;  
ftp=Fg+Fv+Fvmr+Fmr;  
nzn=ftn/9810;  
nzp=ftp/9810;
```

Ecuación de movimiento

```
Zpp=- (Fgtot+Fvtot+Fmrtot)/m+g;  
ttapp= ( (Fvn+Fvmrn+Fmrn)*ln-2*(Fv+Fvmr+Fmr)*lp+Fgn*ln-2*Fg*lp)/I;  
z1pp= (Fgn+Fvn+Fvmrn+Fmrn-Fnn)/m1+g;  
z2pp=2*(Fg+Fv+Fvmr+Fmr-Fn)/m2+g;
```



```
xpunto(1,1)=z1p;  
xpunto(2,1)=z2p;  
xpunto(3,1)=z1pp;  
xpunto(4,1)=z2pp;  
xpunto(5,1)=Zp;  
xpunto(6,1)=Zpp;  
xpunto(7,1)=ttap;  
xpunto(8,1)=ttapp;  
end
```

2.1. Ejecutable programa Ode 23

Análisis paramétrico del controlador propuesto

```
close all  
clear all  
clc  
  
ganancias=[0:1:3];  
  
velocidades=[1.4 1.98 2.35];  
color{1}='b';  
color{2}='g';  
color{3}='m';  
  
for j=1:length(ganancias);  
    j=length(ganancias);  
    pause(0.1)  
    param.ganancia=ganancias(j);  
    param.controlMR=1; % 1 con control, 0 sin control  
  
    figure  
    grid  
    hold  
  
    for kk=1:length(velocidades);  
  
        [t,x] = ode23(@avioncompleto2,[0 2.5],[0 0 velocidades(kk)  
velocidades(kk) 0 velocidades(kk) 0 0],[],param);  
        % Variables de estado  
        % z1=x(1);  
        % z2=x(2);  
        % z1p=x(3);  
        % z2p=x(4);  
        % Z=x(5);  
        % Zp=x(6);  
        % tta=x(7);  
        % ttap=x(8);
```



CG más adelantado

```
ln=2.6;  
lp=0.45;
```

CG más retrasado

```
ln=2.8;  
lp=0.25;
```

Desplazamiento vertical del CG

```
plot(t,x(:,5),color{kk})  
xlabel('tiempo [seg]')  
ylabel('Desplazamiento vertical del CG')  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Desplazamiento vertical de nariz

```
plot(t,x(:,5)-x(:,7)*ln,color{kk})  
xlabel('tiempo [seg]')  
ylabel('Desplazamiento vertical de nariz')  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Desplazamiento vertical de principal

```
plot(t,x(:,5)+x(:,7)*lp,color{kk})  
xlabel('tiempo [seg]')  
ylabel('Desplazamiento vertical de principal')  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

Rotación de cabeceo

```
plot(t,x(:,7),color{kk})  
xlabel('tiempo [seg]')  
ylabel('Rotacion de cabeceo [rad]')  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')
```

```
H=0;  
Hn=0;  
nzn=0;  
nzp=0;
```

```
for i=1:length(x(:,1))  
    [xpunto,nzn(i),nzp(i),H(i),Hn(i)] = avioncompleto2(t,x(i,:),param);  
end
```



Intensidad de campo magnético principal

```
plot(t,H,color{kk})  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')  
xlabel('Tiempo [seg]')  
ylabel('Intensidad de campo magnético principal [kAmp/m]')
```

Intensidad de campo magnético nariz

```
plot(t,Hn,color{kk})  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')  
xlabel('Tiempo [seg]')  
ylabel('Intensidad de campo magnético nariz [kAmp/m]')
```

Factor de carga nariz

```
plot(t,nzn,color{kk})  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')  
xlabel('Tiempo [seg]')  
ylabel('Factor de carga nariz [nz]')
```

Factor de carga principal

```
plot(t,nzp,color{kk})  
legend('Altura 0.1','Altura 0.2','Altura 0.282')  
xlabel('Tiempo [seg]')  
ylabel('Factor de carga principal [nz]')
```

```
end  
end
```