

液體體積轉換式減震機構之性能分析

鄧錦坤*1, 李威憲*2, 陳俊評*3

Chin-Kun Teng*1, Wei-Hsien Li*2, Chun-Ping Chen*3

逢甲大學機械與電腦輔助工程系

台中市文華路100號

Tel: (04)24517250 ext.3519 Fax: (04) 24516545

E-mail: ckteng@fcu.edu.tw

摘要

依據液體體積轉換原理所設計之機構有改變輸入與輸出行程的作用，且結構簡單，若將其併用於懸吊機構上，將有縮小輸出振幅之作用。因此，本文將設計一種結合液體體積轉換原理的被動減震機構，分析此機構之動態行為，觀察其減震性能，並與單一阻尼-彈簧之被動式減震機構比較，以驗證此機構之可行性。

經由模擬結果可知適當的選擇面積比與其他所需參數時，其減震效果明顯優於一般的被動式減震機構。因此，從性能與結構、成本及可靠度之擇中的觀點，在某些場合時，使用此種機構取代半主動或主動減震機構，將是可行的。

關鍵詞： 體積轉換，結構簡單

壹、前言

一般常見的減震技術主要區分為主要區分為被動技術【1-2】、半主動技術【2】、主動技術【3-4】及導引減震技術【5-6】。雖然被動技術性能最差，但它有較簡單的結構，成本較低，可靠度較高，更不像半主動與主動技術，需要附加補助能源及控制電路系統。因此，從性能與結構、成本及可靠度之擇中的觀點，若能設計一種比一般被動減震機構較複雜些，但有更好且能附合所需功能的減震機構，以取代半主動或主動減震機構，在某些場合，將是可行的。

依據液體體積轉換原理所設計之機構有改變輸入與輸出行程的作用，且結構簡單【7】。若將其併用於減震機構上，將有縮小輸出振幅而減少質量之加速度的作用，進而提升減震機構性能。因此，本文將嘗試設計一種結合液體體積轉換原理的被動減震機構，分析此機構之動態行為，觀察其減震性能，並與單一阻尼-彈簧之被動式減震機構比較，以驗證此機構之可行性。

本文將對此減震機構，作初步之規劃設計與分析，其主要架構如下。第2節介紹體積轉換原理與被動式減震機構的理論分析，第3節介紹液體體積轉換式減震機構設計與理論分析，第4節電腦模擬與結果討論、最後第5節結論。

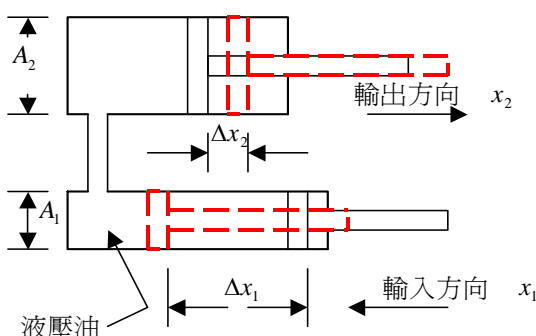
貳、體積轉換原理與被動式減震機構的理論分析

2-1、體積轉換原理

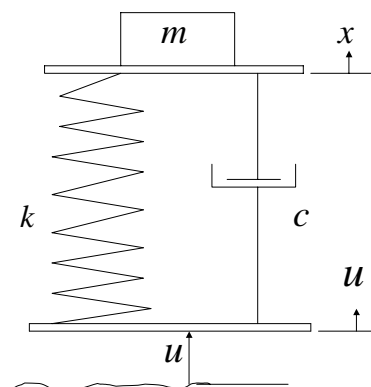
圖一所示，若兩液壓缸內部的截面積分別為 A_1 及 A_2 ，且內部充滿液壓油，則對行程輸入 Δx_1 而言，其行程輸出 Δx_2 為

$$\Delta x_2 = (A_1 / A_2) \Delta x_1 \quad (1)$$

因此，利用液體體積轉換方式可以達到縮小輸出行程（若 $A_2 > A_1$ ，則 $\Delta x_2 < \Delta x_1$ ）或放大輸出行程（若 $A_2 < A_1$ ，則 $\Delta x_2 > \Delta x_1$ ）的目的。



圖一 液體體積轉換原理示意圖



圖二、被動式減震機構圖

2-2、被動式減震機構的理論分析

圖二所示之被動式減振機構，假設承載物體質量 m 時之靜平衡壓縮量為 x_0 （其中

$mg = kx_0$ ），當輸入位移 u 時，承載物體動態位移為 x 。然後，我們可以得知其動態方程式為：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ku + c\dot{u} \quad (2)$$

$$X(S)/U(S) = \left(\frac{(1/m)(cS + k)}{S^2 + (c/m)S + (k/m)} \right) \quad (3)$$

參、液體體積轉換式減震機構設計與理論分析

本文所設計之液體體積轉換式減震機構如圖三所示，其中 u 為減震機構由地面來的輸入， x_1 為液體體積轉換機構的輸入， x_2 為液體體積轉換機構的輸出，也是減震機構的輸出。

當從地面輸入一個向上位移 u 時，帶動整個外框向上，然後 x_1 向上，截面積 A_1 之圓柱擠壓液壓油，然後帶動 m 向上位移 x_2 。然後，其靜態方程式（忽略液壓油重量及靜摩擦，設外殼質量為 m_t ）為：

$$mg + k_t x_{20} = pA_2 \quad (4)$$

$$pA_1 = (A_1 / A_2)pA_2 = (A_1 / A_2)(mg + k_t x_{20}) \quad (5)$$

$$k_t x_{20} = p(A_2 - A_1) + m_t g \quad (6)$$

$$m_r g + pA_1 = kx_0 \quad (7)$$

$$mg + m_t g = pA_1 \quad (8)$$

$$(m + m_t + m_r)g = kx_0 \quad (9)$$

動態方程式

a. 針對 x_2

$$m\ddot{x}_2 = -k_t (\Delta x_2 + x_{20}) + (p + \Delta p)A_2 - c_{t2}(\dot{x}_2 - \dot{z}) - mg \quad (10)$$

$$m\ddot{x}_2 + c_{t2}\dot{x}_2 + k_t x_2 = k_t z + c_{t2}\dot{z} + \Delta p A_2 \quad (11)$$

$$(mS^2 + c_{t2}S + k_t)X_2 = (c_{t2}S + k_t)Z + A_2 \Delta P \quad (12)$$

b. 針對 z

$$m_t \ddot{z} = k_t (\Delta x_2 + x_{20}) - (p + \Delta p)(A_2 - A_1) - c_{t2}(\dot{z} - \dot{x}_2) - m_t g - c_{t1}(\dot{z} - \dot{x}_1) \quad (13)$$

$$m_t \ddot{z} + (c_{t1} + c_{t2})\dot{z} + k_t z = c_{t2}\dot{x}_2 + k_t x_2 - (\Delta p)(A_2 - A_1) + c_{t1}\dot{x}_1 \quad (14)$$

$$(m_t S^2 + (c_{t1} + c_{t2})S + k_t)Z = (c_{t2}S + k_t)X_2 - (A_2 - A_1)\Delta P + (c_{t1}S)X_1 \quad (15)$$

$$(x_2 - z)/(x_1 - z) = \Delta x_2 / \Delta x_1 = A_1 / A_2 = E \quad (16)$$

$$X_2 - EX_1 = (1 - E)Z \quad (17)$$

c. 針對 x (其中 $x = x_1$)

$$m_r \ddot{x} = -m_r g - k(\Delta x - x_0) - (p + \Delta p)A_1 - c(\dot{x} - \dot{u}) - c_{t1}(\dot{x} - \dot{z}) \quad (18)$$

$$m_r \ddot{x} + (c + c_{t1})\dot{x} + kx = ku - \Delta p A_1 + c\dot{u} + c_{t1}\dot{z} \quad (19)$$

$$(m_r S^2 + (c + c_{t1})S + k)X_1 = (cS + k)U - A_1 \Delta P + (c_{t1}S)Z \quad (20)$$

然後，由方程式 (12) (15) (17) 及 (20)，可得：

$$X_2(s)/U(s) = (\beta_4 s^3 + \beta_3 s^2 + \beta_2 s + \beta_1) / (\alpha_5 s^4 + \alpha_4 s^3 + \alpha_3 s^2 + \alpha_2 s + \alpha_1) \quad (21)$$

其中

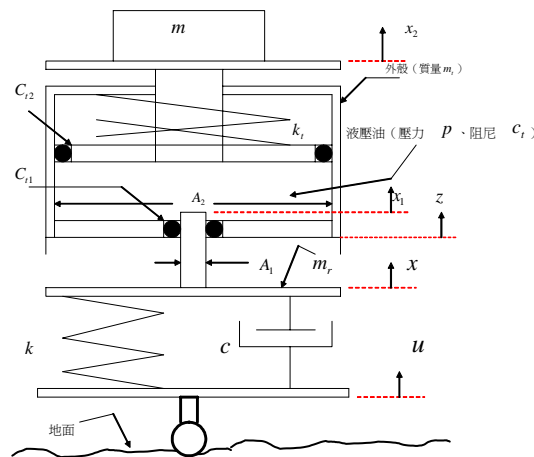
$$\alpha_1 = kA_1^2 k_t \quad \alpha_2 = kC_{t1}A_2^2 + kC_{t2}A_1^2 + k_t CA_1^2$$

$$\alpha_3 = kmA_1^2 - 2kmA_1A_2 + kmA_2^2 + CA_2^2C_{t1} + CA_1^2C_{t2} + km_tA_2^2 + k_t m_r A_1^2 + k_t mA_1^2 + k_t m_t A_1^2$$

$$\alpha_4 = CmA_1^2 - 2CmA_1A_2 + CmA_2^2 + C_{t1}mA_2^2 + C_{t2}mA_1^2 + C_{t2}m_r A_1^2 + C_{t1}m_r A_2^2 + Cm_tA_2^2 + C_{t1}m_t A_2^2 + C_{t2}m_t A_1^2$$

$$\alpha_5 = mA_1^2 m_r - 2mA_1A_2 m_r + mA_2^2 m_r + mA_1^2 m_t + m_t A_2^2 m_r \quad \beta_1 = A_1^2 k_t k$$

$$\beta_2 = kA_2^2 C_{t1} + kA_1^2 C_{t2} + cA_1^2 k_t \quad , \quad \beta_3 = cA_2^2 C_{t1} + cA_1^2 C_{t2} + A_1 A_2 m_t k \quad , \quad \beta_4 = A_1 A_2 m_t c s^3$$



圖三. 液體體積轉換式減震機構

肆、電腦模擬與結果討論

為分析此機構之動態行為，觀察其減震性能，並與單一阻尼-彈簧之被動式減震機構比較，本文將作如下的電腦模擬。其中，系統參數設定如下： $m=100(\text{kg})$ 、 $m_t = 30(\text{kg})$ 、 $m_r =$

$20(\text{kg})$ 、 $k=1350(\text{N/m})$ 、 $C=630(\text{N-s/m})$ 、 $C_{t1} = 20(\text{N-s/m})$ 、 $C_{t2} = 20(\text{N-s/m})$ 、 $A_2 = 0.125(\text{m}^2)$ 、

$X_{20} = 0.1(\text{m})$ 、 $K_t = \frac{1225}{A_1} - 9800(\text{N/m})$ 。

模擬一：

將位移和加速度分別做為性能指標 (Cost Function：設位移時 $f(x,u) = \sum_{t=0}^{t_f} (x_t)^2$ ，加速

度時 $f(x, u) = \sum_{t=0}^{t_f} (\ddot{x}_t)^2$ ，其中 t 為作動之時間點、 t_f 為選擇之最後時間、 x_t 為時間 t 時之輸出

位移、 \ddot{x}_t 為時間 t 時之輸出加速度)，模擬輸入為 sine 波時， A_2/A_1 比值變化與性能指標之相關性，其結果如圖四及圖五所示。

模擬二：

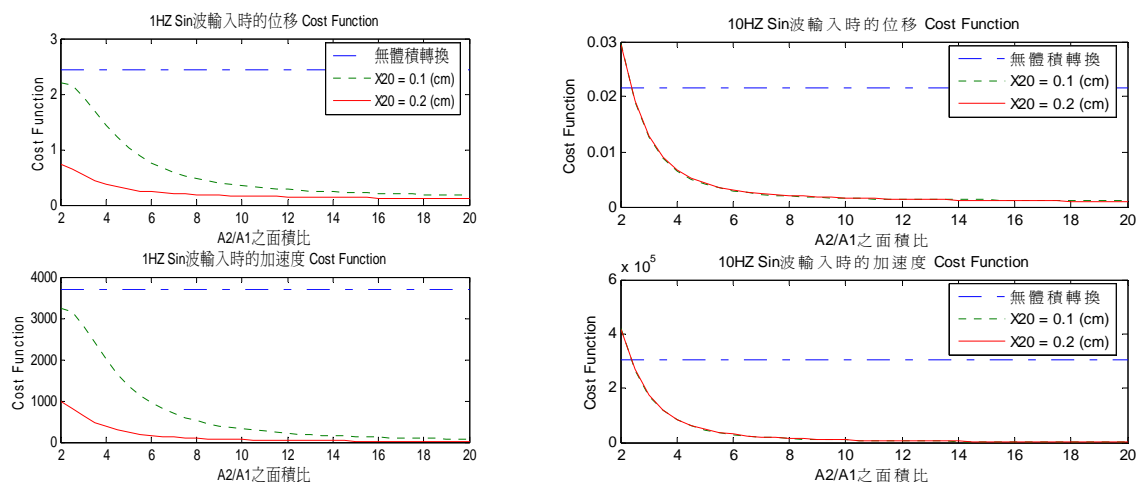
將 A_2/A_1 比值設為 4 與 10，模擬此機構的 sine 波之響應分析圖 ($x_2(t)$) 和波德圖

($X_2(S)/U(S)$) 與單一阻尼-彈簧之被動式減震機構的響應分析圖 ($x(t)$) 和波德圖

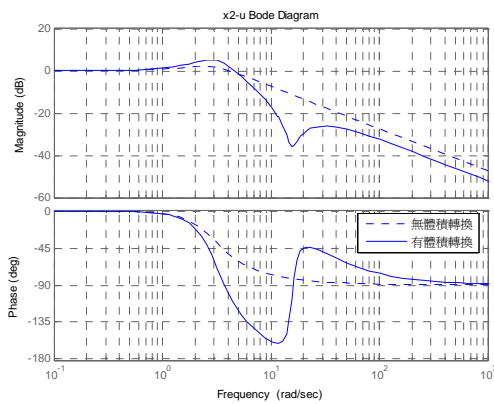
($X(S)/U(S)$)，其結果如圖六至圖九所示。

依據上述模擬之結果，顯示液體轉換減震結構將有如下的特性：

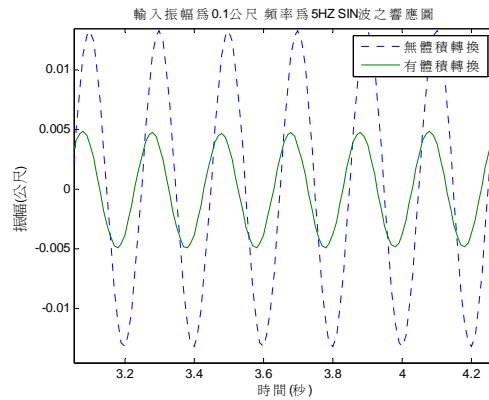
1. 依據圖四及圖五所示之結果顯示，性能指標與頻率、彈簧常數 k_t 及 A_2/A_1 比值有關，其隨 A_2/A_1 比值增加而減少，表示 A_2/A_1 比值愈大性能愈好，但增加至 10 倍後就無顯著的遞增減振效果。其隨彈簧常數 k_t 減少而減少，表示彈簧常數 k_t 愈少性能愈好。其隨頻率增加而減少，表示頻率增加性能愈好。但是，在某 A_2/A_1 比值內，性能反而比單一阻尼-彈簧之被動式減震機構差。
2. 依據圖六至圖九所示之結果顯示，與單一阻尼-彈簧之被動式減震機構比較時，在極低頻無顯著的差異。但在較高頻時，確有良好的減震效果。同時隨著 A_2/A_1 比值越大，其有更好的減震效果。但 A_2/A_1 比值越大時，其阻尼比越小、而共振峰值越大。



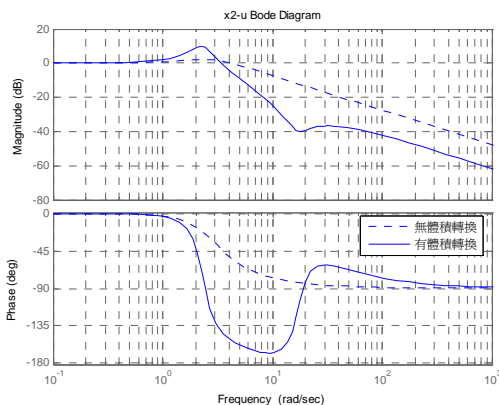
圖四、 A_2/A_1 比值與性能指標關係圖 (時間取 10 秒) 圖五、 A_2/A_1 比值與性能指標關係圖 (時間取 10 秒)



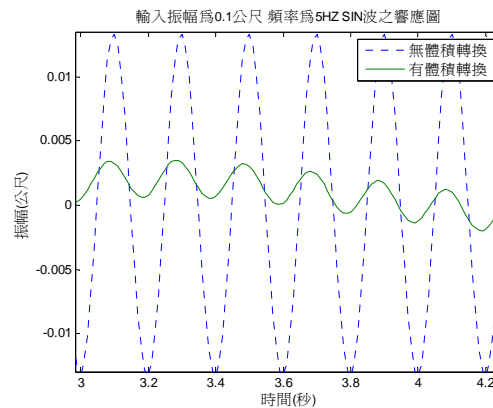
圖六 A_2/A_1 比值為 4 時之波德圖



圖七 A_2/A_1 比值為 4 時，輸入 5Hz sin 波的響應



圖八 A_2/A_1 比值為 10 時的波德圖



圖九 A_2/A_1 比值為 10 時，輸入 5Hz sin 波的響應

伍、結論

本系統的設計概念是使用體積轉換用於被動式的減震系統中，透過體積轉換的原理減少活塞作動的行程。經由電腦模擬分析之後，可發現若適當的選擇面積比與其他所需參數時，在某些場合其減震效果明顯優於一般的被動式減震機構。本文做出基本的概念設計，若欲得到較佳的減震效果，仍須做更進一步的探討。

陸、誌謝

本文為國科會計畫(NSC93-2212-E-035-016) 補助下之研究成果在此表示誌謝。

柒、參考文獻

1. Alkhatib R., Nakhaie Jazar G., and Golnaraghi M.F. "Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 275, (2004), pp.665-691.
2. Deprez K., Maertens K., and Ramon H., "Comfort Improvement by Passive and Semi-Active Hydropneumatic Suspension Using Global Optimization Technique," *Proceedings of the American Control Conference Anchorage, AK May 8-10, (2002)*, pp.1497-1501.
3. Elbeheiry E. M., and Karnopp D. C., "Optimal control of Vehicle Random Vibration with Constrained Suspension Deflection," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 189(5), (1996), pp.547-564.
4. Esmailzadeh E. and Bateni H., "Adaptive, Preview, and Full-Optimal Control for Active Vehicle Suspension," *International Journal of Modeling and Simulation*, Vol. 18, No. 4, (1998), pp.261-265.
5. Hsiao C. Y., Teng C. K., and Lee, T. Y., "Performance Analysis of Guided Noise Cancellation," Vol. 24, No. 2, *Journal of Chinese Institute of Engineers*, (2001), pp. 262-268.
6. Hsiao C. Y., Wang F. S., and Huang W. H., "Design and Analysis of A New Rotational-Translational Suspension System," Vol. 22, No.4, *Journal CSME*, (2001). pp. 353-359.
7. 蕭肇殷，鄧錦坤，May. 2001，「體積轉換型微量進給機構之設計及分析」，中華民國自動化科技學會第十二屆全國自動化科技研討會論文集光碟片，4202B-3，國科會補助 NSC89-2212- E -035-022。