

# HyPneu 液氣壓動態電腦模擬分析系統實例應用

- 莊耀隆 -

## 前言

本文主要介紹液壓系統電腦模擬分析之方法及基本步驟，並運用 HyPneu for Windows 進行一液壓基本迴路及汽車避震器之動態響應模擬。

液氣壓組件為自動化機械設備動力傳輸控制之主要元件，近年來國內機械工業不斷進步升級，對於設備自動化、精密化要求日益提高；液氣壓系統設計、分析、測試之重要性已漸受重視。但設計液氣壓系統時，欲達到系統之高精密度、高穩定度、高可靠度，可能不只是運用一般經驗或只計算系統之穩態參數便可，而必須精確的計算出系統每一瞬間之動態響應變化情形。因此本文將以兩個實例說明液壓系統設計時，如何獲得動態響應數據及其重要性。

## 技術背景

一般來說，液壓系統於動力傳輸時，各元件所構成的系統可用圖1 來表示。圖中原始驅動可為馬達；動力元件可為泵；動力分配可為方向閥、比例閥或伺服閥；動力調整可為減壓閥、洩壓閥或節流孔等；執行單元可為液壓缸、液壓馬達等；能源儲存可為蓄壓器；系統調解可為過濾器或冷卻器。整個系統基本上分為動力傳輸、動力控制與調整、動力傳輸三部份。但不管如何，欲進行系統模擬，則必須將系統模式化。所謂模式化即將實際之系統簡化並轉換成可表示的形式(此形式即稱為模式)。而模式化之目的則是，利用此模式對實際系統之種種現象進行預測。至於模式可能是一實際模型，亦可能是一些數學式，或其他任何形式。由於本文將探討液壓系統之電腦模擬，因此所提到之模式均指數學模式。

在液壓系統中，整個系統之動態響應由各元件之特性構成。因此欲模擬系統之動態響應，必須由每個元件之特性及模式建立起，然後依據各元件之模式建立整個

系統模式，最後用電腦解此模式並得到系統之動態響應結果，整個進行步驟如圖2所示。一般來說，要完成圖2 所示之各步驟，工程師必須要精通：流體力學、機構學、電子學、儀表及控制等學問，更甚至於還必須具備電腦語言、程式設計及數學模式化之能力。讀者可參考機械月刊第264期P-288，1997，賴文六先生之大作"平衡活塞型溢流閥動態特性之數值解析"，文中從元件模式、元件規格及特性開始建立，然後根據系統之迴路組合成系統之基礎方程式，再用數值分析的方法，藉由電腦程式之撰寫及計算，求得動態響應模擬結果。此一連串之工作所牽涉之學問及技巧，實非一般液壓工程師能完成。

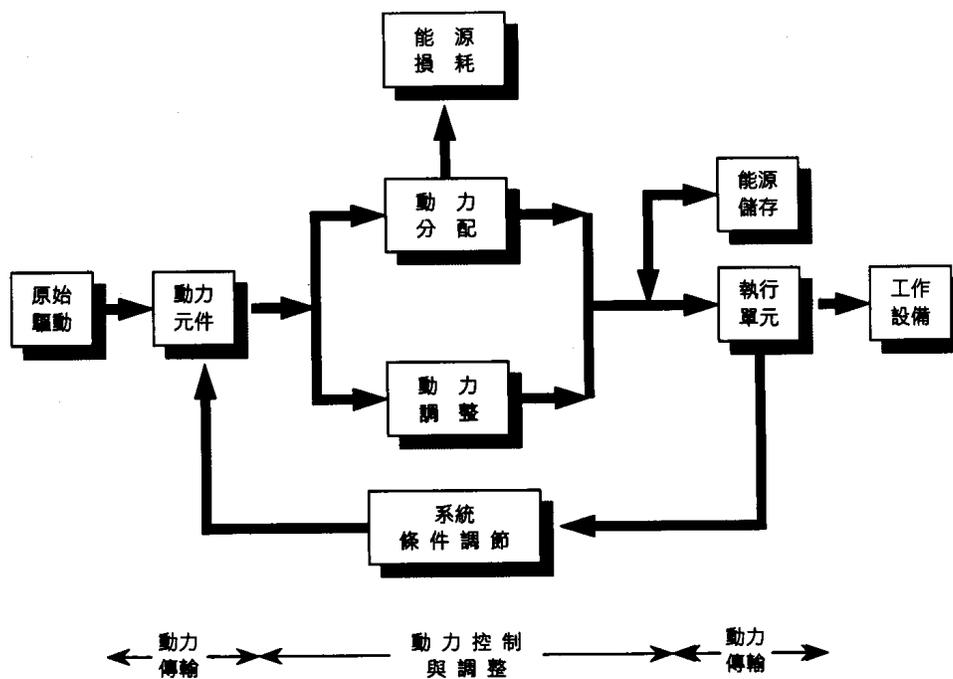


圖 1 液氣壓動力傳輸系統



## 實例一、液壓基本迴路之動態模擬分析

為說明使用 HyPneu 進行液壓動態模擬分析之方法及步驟，茲舉一基本迴路為例，如圖4 所示。

### 步驟一、繪製迴路圖

HyPneu 提供將近 300個元件模式及對應之元件圖示。使用者可從 其提供的元件圖示庫，取出元件圖示繪成迴路圖，如圖4 所示。

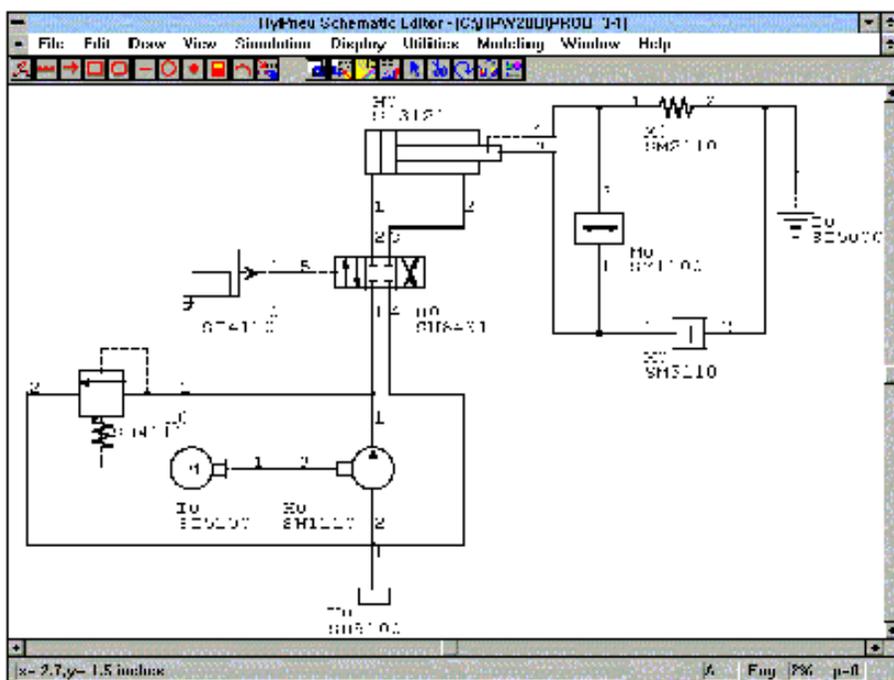


圖4、繪製液壓基本迴路圖-使用 HyPneu

### 步驟二、輸入元件規格及特性值

使用 HyPneu 之 System Manager 功能，將每個元件之規格及特性輸入 於每個元件專屬之元件資料表。此例之所有元件規格及特性值如表1 所示。

操作說明：方向閥(SH6431)由訊號(SI4110)控制。時間 0 時由中位切換至左位，使液壓缸推出。

表1、元件規格及說明

<p>a) SH3121, Cylinder</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Piston/bore diameter                    4        in</li> <li>· Rod diameter                                2.5      in</li> <li>· Rod length                                    10       in</li> <li>· Stroke length                                3        in</li> <li>· Slip (leakage) flow coefficient        0</li> <li>· Break away pressure                    0</li> <li>· Running pressure                         0</li> <li>· Liquid volume at port 1                10      in<sup>3</sup></li> <li>· Liquid volume at port 2                10      in<sup>3</sup></li> <li>· Mass at port 3                              0</li> </ul>	<p>f) SH1110, Pump</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· design level selection                    1</li> <li>· volumetric displacement                0.6425 in<sup>3</sup>/rev</li> <li>· viscosity used for measurement        14.3     cSt</li> <li>· volumetric efficiency coefficient      A0      1</li> <li>·    A1      -0.2</li> <li>·    A2      0</li> <li>· mechanical efficiency coefficient      B0      1</li> <li>·    B1      0</li> <li>·    B2      0</li> <li>· Liquid Volume at Port 1                30      in<sup>3</sup></li> <li>· Liquid Volume at Port 2                30      in<sup>3</sup></li> <li>· Moment of Inertia at Port 3            10      in.lbf.sec<sup>2</sup></li> </ul>
<p>b) SH6431, Directional Control Valve</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Flow coeff., Power port to Work port A 1.56 gpm/psi<sup>0.5</sup></li> <li>· Flow coeff., Work port B to Tank        1.56 gpm/psi<sup>0.5</sup></li> <li>· Flow coeff., Power port to Work port B 1.56 gpm/psi<sup>0.5</sup></li> <li>· Flow coeff., Work Port A to Tank        1.56 gpm/psi<sup>0.5</sup></li> <li>· leakage flow coeff, both                0</li> <li>· Liquid Volume at all ports               10      in<sup>3</sup></li> </ul>	<p>g) SH4111, Relief Valve</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· cracking pressure, Pc                    500     psi</li> <li>· maximum flow, Qm                        10      gpm</li> <li>· pressure at maximum flow, Pm        700     psi</li> <li>· Liquid Volume at Port 1                5        in<sup>3</sup></li> <li>· Liquid Volume at Port 2                5        in<sup>3</sup></li> </ul>
<p>c) SI4110, Step Signal</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Start time, C1                            0        sec</li> <li>· Signal Amplitude, C2                    1</li> </ul>	<p>h) SH9100, Tank</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· reference pressure                        0        psi</li> </ul>
<p>d) SM1100, Load</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Mass weight (load)                       10000 pound (lbf)</li> </ul>	<p>i) SM2110, Spring</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Spring constant, linear coef. K1        1000    lbf/in</li> <li>· squared coef., K2, and cubic coef., K3 0</li> </ul>
<p>e) SM3110, Damper</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· damping coefficient, linear, K1        100     lbf-sec/in</li> <li>· squared, K2, and cubic, K3            0</li> </ul>	<p>j) SI5100, Motor</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· reference motor rpm                      1800    rpm</li> </ul>

### 步驟三、選擇流體種類

HyPneu 提供之液壓油種類計有：

Skydrol 500A、

Pydraul F-9、

Ornite 8515、

MIL-H-46170、

MIL-H-5606B、

SWRI-M-1268。

本例選擇使用：MIL-H-46170。

HyPneu 亦可自建新的液壓油，只要有液壓油之相關性質，例如密度、黏度...等。  
另外氣壓方面 HyPneu 提供 N<sub>2</sub>、O<sub>2</sub>、He 三種氣體供選擇。

### 步驟四、執行模擬並檢視結果

執行模擬前事先定義欲記錄之變數。本例中，我們記錄"泵出口之壓力及流量"(分別以 Pump P Out 及 Pump Q Out表示)及"液壓缸之速度及位置(分別以 Cyl Vel 及 Cyl Disp表示)。執行模擬後所得之結果如圖5 及圖6 所示。

#### 結果討論：

圖5 表示泵出口之壓力及流量隨時間之變化情形，由圖中可看出，時間=0 時，方向閥切換到左位，此時泵的壓力開始往上昇，這是因為液壓缸向外推時，彈簧的作用使壓力上昇。至於泵的流量，因為壓力升高，造成泵效率降低，因此流量減少。

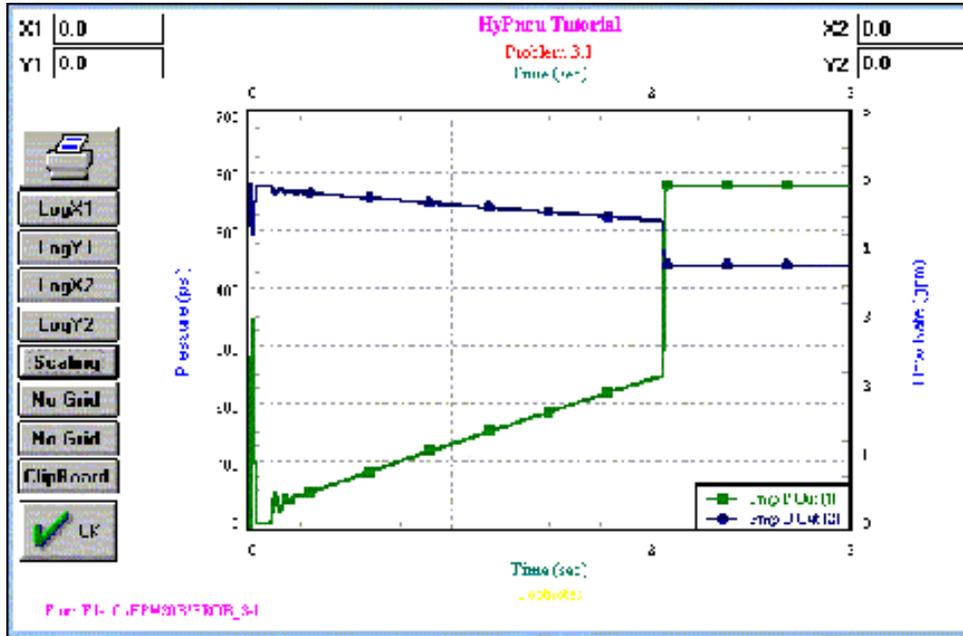


圖5、泵出口之壓力及流量隨時間之變化情形（實例一）

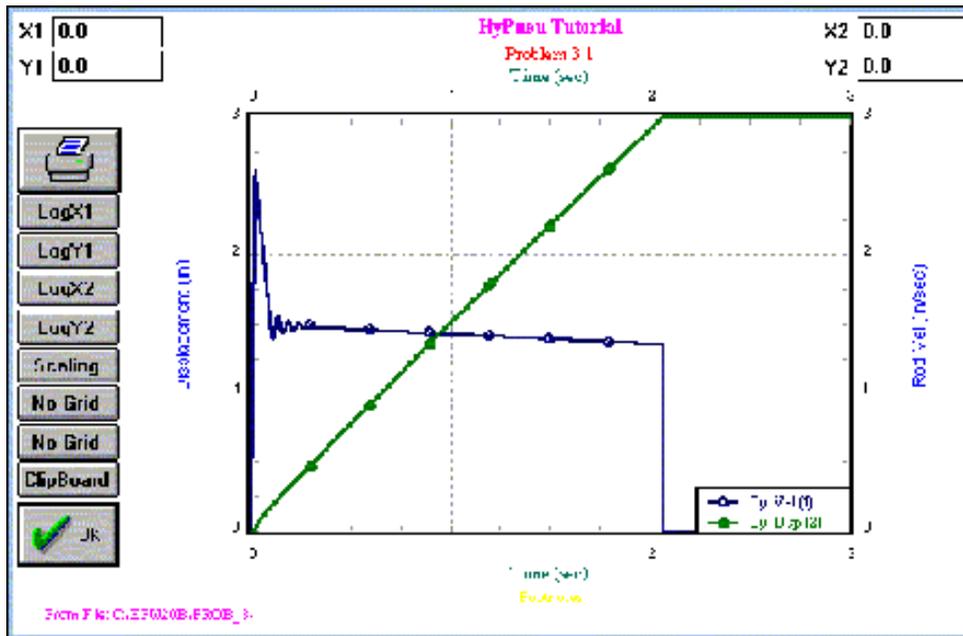


圖6、液壓缸之速度及位置隨時間之變化情形（實例一）

圖6 表示液壓缸之速度及位置隨時間之變化情形，由圖中可看出液壓缸隨時間緩緩推出，而速度在一開始時有一突然之高速，造成此現象原因是，時間=0 時方向閥切換，10000 lbf 的負載必須被剛開始移動，因此壓力造成突然瞬間升高。

### 水錘效應

在液壓系統中，設計時必須避免發生水錘效應。將本例之控制訊號 SI4110修改成，控制方向閥於 0.5 秒時，切回中位，其他條件則同。進行模擬後，結果如圖7 所示。從圖 中可看到液壓缸之壓力及速度來回震盪，造成水錘現象。這是由於方向閥切換時，在閉迴路中突然產生的能量無法有效卸除，造成來回震盪之結果。

這種水錘現象通常在以下幾種狀況下可獲得一些改善：

- 1.增加 Damping 效果
- 2.減少 Spring 效果
- 3.方向閥的洩漏增加
- 4.液壓缸的內漏增加。

圖8 即為將 Damping factor 從原來之 100 lbf-sec/in 改成 300 lbf-sec/in 後，重新模擬之結果。圖中液壓缸之壓力及速度震盪情形明顯變小，表示水錘效應已獲得一些改善。

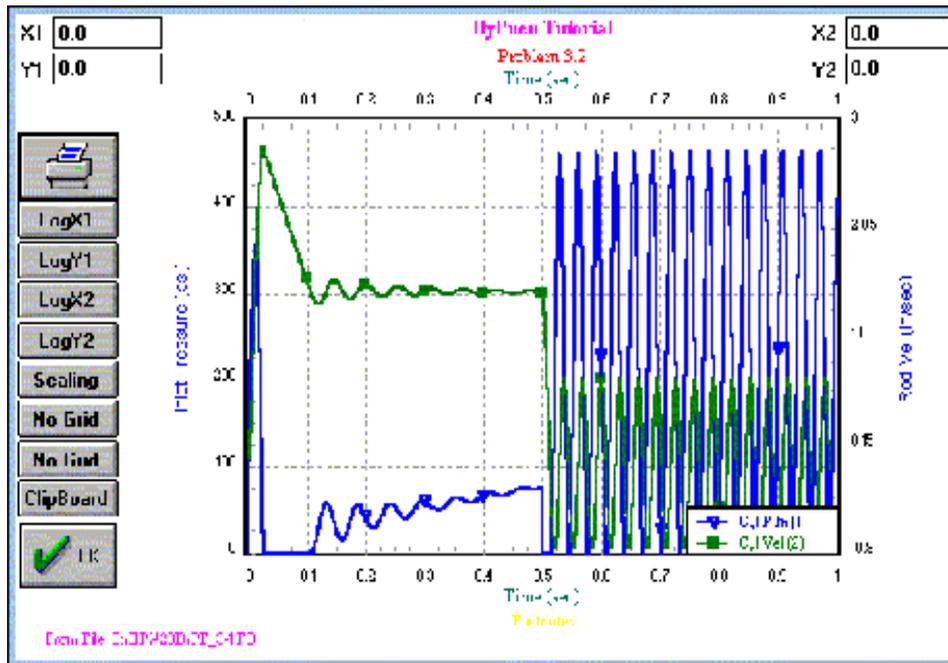


圖7、液壓缸之壓力及速度隨時間之變化情形  
-水鉗現象(Damping Factor = 100 lbf-sec/in) (實例一)

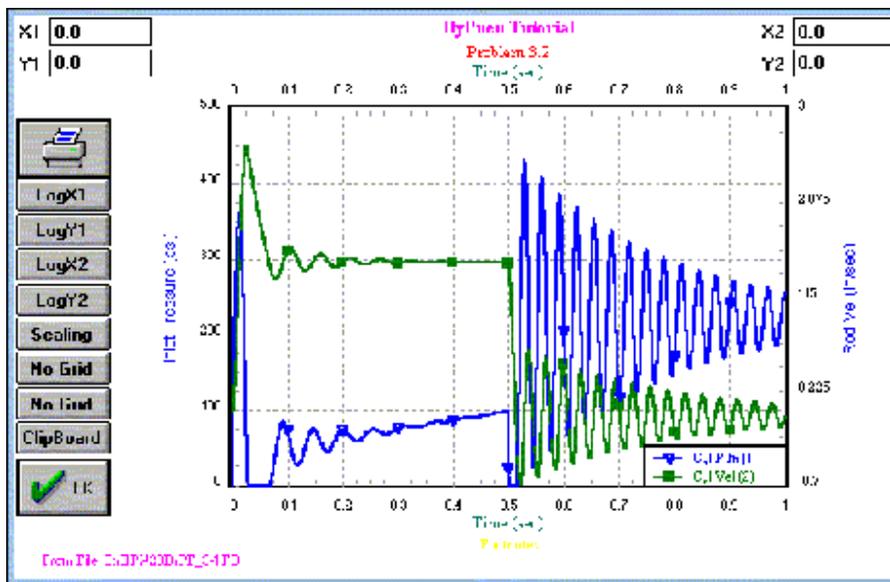


圖8、液壓缸之壓力及速度隨時間之變化情形  
- 水鉗現象減緩 (Damping Factor = 300 lbf-sec/in) (實例一)

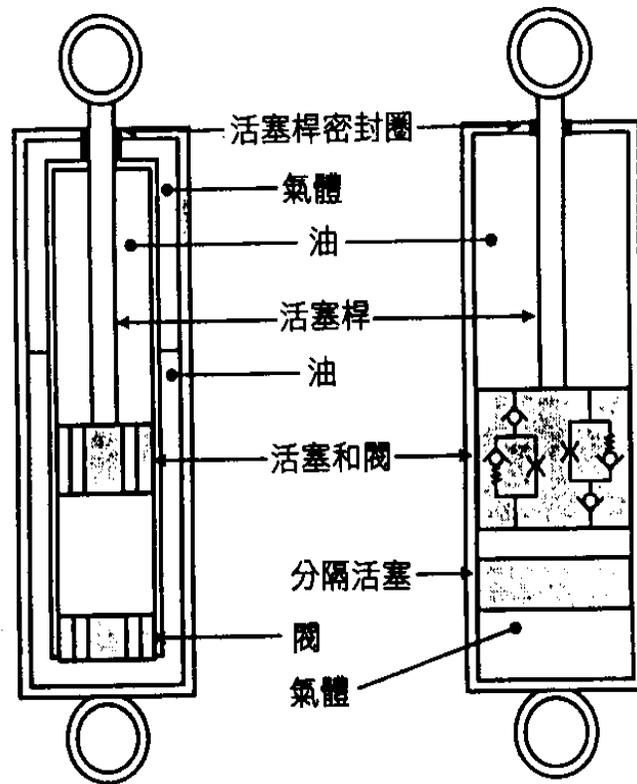


圖 9 汽車避震器-雙管型(左)、單管型(右)

## 實例二、汽車避震器之動態模擬分析

一般來說汽車避震器系統常用之型式有雙管(Twin Tube) 及單管(Monotube) 兩種，如圖 9 所示。無論是單管或雙管之避震器，所採用之原理其實是一樣的。此處我們就單管之避震系統詳細探討，並用 HyPneu 進行動態模擬分析。

結構上來看，單管避震器主要是有一 Gas Chamber 及 Piston Valve，其中 Piston Valve 含有 Bleed Orifice、Blow-off Valve 及 Check Valve 等元件。就設計上來說，當汽車顛簸時，Piston 之大小，Orifice 的孔多大，Blow-off Valve 的選用及搭配等，對避震效果之影響甚鉅。如何決定上述之設計參數，才能設計出避震效果良好之避震器呢？

此處我們將以 HyPneu 設計此避震器，並分析不同路面顛簸下造成不同之結果。

## 步驟一、繪製迴路圖

將單管汽車避震器用 HyPneu 繪成迴路圖，如圖10所示。

由圖 9 與圖 10 所示，吾人用一蓄壓器模擬 Gas Chamber；其餘 Piston 和 valve 則分別對應；路面顛簸(Excitation) 以一正弦波(sin)表示，並將探討顛簸頻率為 2 Hz、6 Hz 和 11 Hz 下不同之結果。

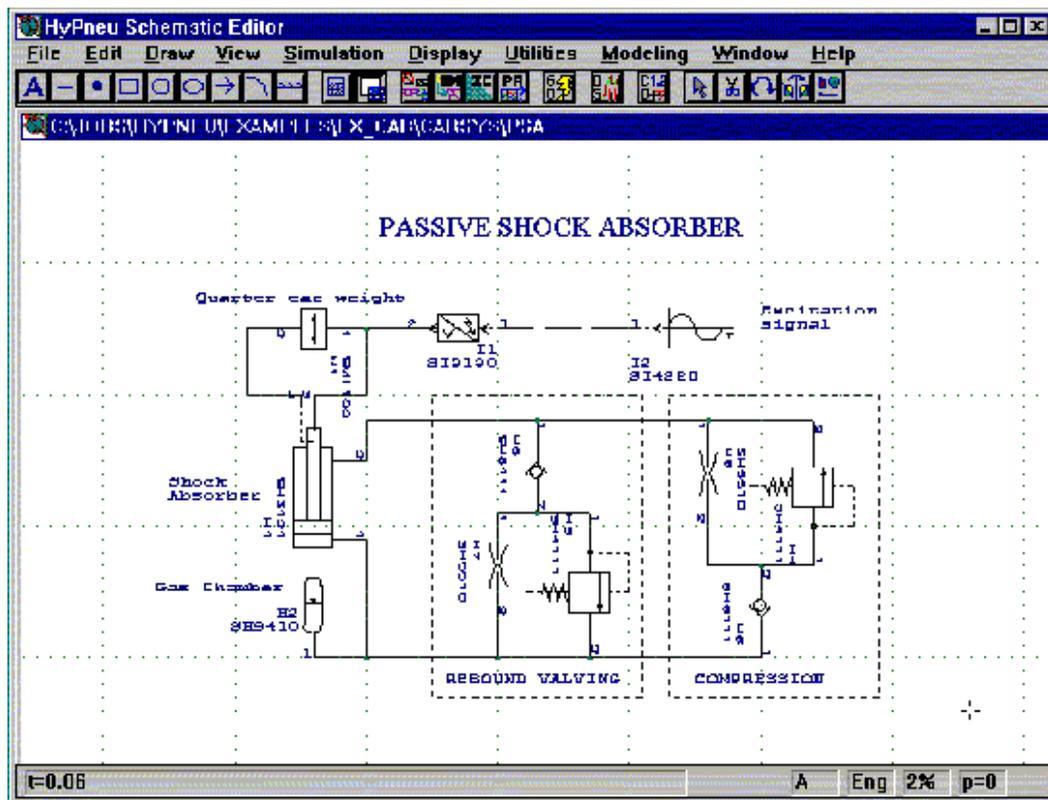


圖10、繪製單管汽車避震器迴路圖-使用 HyPneu

## 步驟二、輸入元件規格及特性值

將表2 各元件資料填入HyPneu。

表2 汽車避震器中各元件之特性及規格

<p>a) SH3121 -- h1, CYLINDER</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Piston diameter 1.26 in</li> <li>· Rod diameter 0.866 in</li> <li>· Rod length 9.84 in</li> <li>· Stroke length 7.87 in</li> <li>· Slip (leakage) flow coefficient 0 gpm/pai</li> <li>· Break away pressure (no load) 1.45 psi</li> <li>· Running pressure (no load) 1.45</li> </ul>	<p>f) SH6111 -- h6, check valve</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Rated flow, Qr 2.64 gpm</li> <li>· Pressure at rated flow, Pr 7.25 psi</li> <li>· Internal leakage coefficient, 0 gpm/psi</li> </ul> <p>g) SH5510 -- h7, orifice for leakage</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Discharge coefficient, Cd 0.61</li> <li>· Flow passage area 0.0031 in<sup>2</sup></li> </ul>
<p>b) SH9410 -- h2, GAS CHARGING</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Precharged pressure, Pp 7.25 psi</li> <li>· Nominal accumulator size 18.3 in<sup>3</sup></li> <li>· Ratio of specific heats 1.4</li> </ul>	<p>h) SH5510 -- h8, orifice for leakage</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Discharge coefficient, Cd 0.61 in<sup>2</sup></li> <li>· Flow passage area 0.0031</li> </ul>
<p>c) SH4111 -- h3, blow off valve</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Cracking pressure, Pc 145 psi</li> <li>· Maximum floe, Qm 3.96 gpm</li> <li>· Pressure at maximum flow, Pm 218 ps</li> </ul>	<p>i) SM1100 -- m1, quarter car weight</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Mass weight (load) 882 lbf</li> </ul>
<p>d) SH4111 -- h4, blow off valve</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Cracking pressure, Pc 14.5 psi</li> <li>· Maximum floe, Qm 5.28 gpm</li> <li>· Pressure at maximum flow, Pm 72.5 ps</li> </ul>	<p>j) SI3130 -- i1, controller</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Signal amplification gain 0.394</li> </ul>
<p>e) SH6111 -- h5, check valve</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Rated flow, Qr 2.64 gpm</li> <li>· Pressure at rated flow, Pr 7.25 psi</li> <li>· Internal leakage coefficient, 0 gpm/psi</li> </ul>	<p>k) SI4220 -- i2, excitation 路面顛簸</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>· Pulse amplitude 79.1 rad/sec</li> <li>· Frequency 37.7 sec</li> <li>· Start time 0</li> </ul>

### 步驟三、選擇流體種類

本例選擇使用：MIL-H-5606B。

### 步驟四、執行模擬並檢視結果

執行模擬後所得之結果如圖11和圖12所示。其中圖11顯示避震器所受之力量受速度之影響；圖12顯示避震器所受之力量與 Displacement 之關係。根據此二圖之資料，調整設計變數，則可設計出一最佳之避震器。

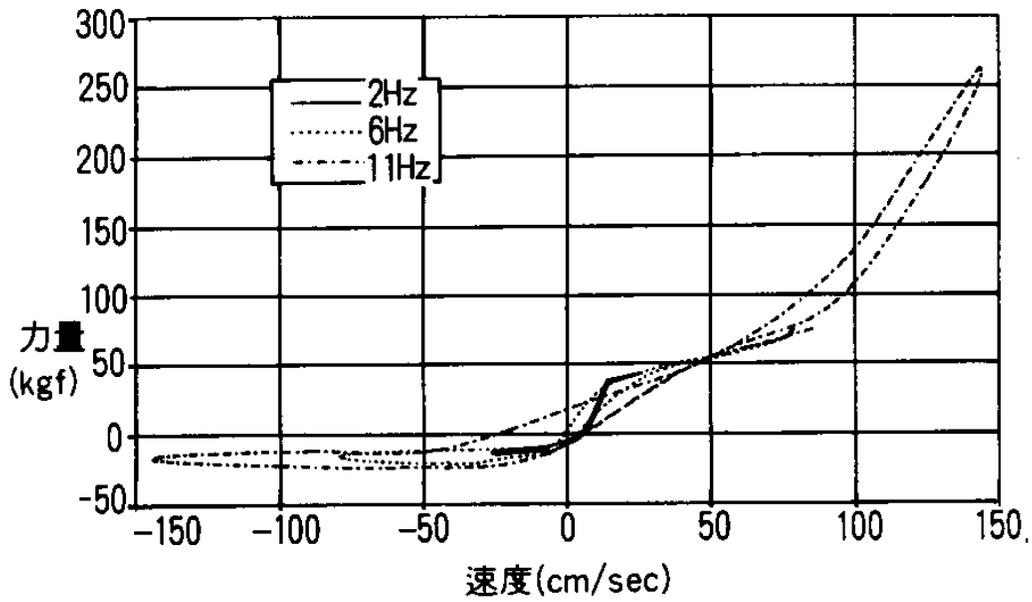


圖 11 避震器所受之力量受速度影響情形

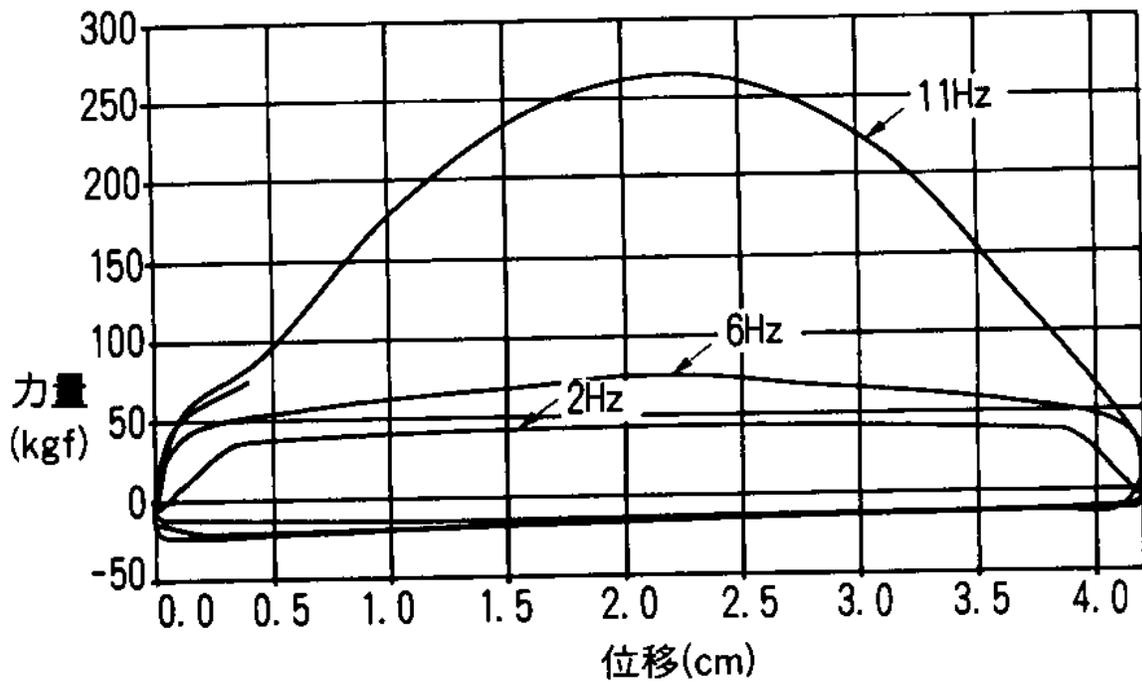


圖 12 避震器所受之力量與位移之關係

設計汽車避震系統必須注意的是路面之震動頻率關係到避震系統之設計參數，國外設計之汽車(進口車)是否適用於國內之路面，在買車時如果你很在意避震效果則應注意一下；當然國產車是否有根據國內之路面重新設計汽車避震系統，或只是依樣劃葫蘆根據原廠之設計在國內製造，則又是另一問題。以汽車避震系統而言，以國內之技術自行製造已沒問題，只要在設計上再花一點功夫，運用電腦輔助設計，國產車會更好。

## 結語

由於電腦之進步，液氣壓系統之設計在暫態現象之設計探討上，已不再是以往之 trial-and-error 或依據過份簡化系統之模型進行設計。透過簡單易學之介面，將繁複之計算及判斷分析工作交由電腦處理，工程師僅需完全專心於設計理念之考量，協助工程師有效的完成設計工作是目前電腦輔助設計軟體之趨勢。本文所介紹之動態響應分析軟體 HyPneu 即完全將設計分析工作視覺化、圖示化之應用軟體。透過實例之介紹，本文說明液氣壓工系統設計工作之步驟及考量。工程師如能進行設計工作時，先進行模擬，再著手建造原型機，則可避免不必要之修改及龐大之經費及時間浪費。我們希望國內液氣壓系統設計能邁入另一階段，讓設計出之系統更具精密度、穩定度和可靠度，配合政府推動精密機械工業，讓台灣機械產業升級。對於液氣壓之動態模擬筆者甚有興趣，各業先進如有任何指導或意見，竭誠歡迎與筆者以 e-mail 連繫 (vmc@vmc.com.tw) 或來電維美系統公司 02-27625227 賜教。