

# 33. 橡潤式旋轉關門器之研究與發展

李志鴻 助理教授  
明新科技大學 機械系

## 一、前言

在現代社會中，由於各式機械系統之普及，緩衝器及減震器之應用隨處可見，如汽機車懸吊系統之減震器為一常見實例。緩衝器之主要功能不外乎減低因振動或衝擊所造成之噪音及騎乘者之不舒適感，或是有效控制機械元件之運動速度以達到設計的需求。建築物之關門器(或稱門弓器)能使門自動而緩慢地關上，也是屬於緩衝器之一常見項目。關門器在建築物之應用已非常普遍，在業界又稱為門弓器、天鉸鏈、及地鉸鏈等。一般而言，關門器肩負著保持門位於緊密狀態的責任。因此當門被開啓後，關門器內的彈性回歸元件即提供彈力將門推回。而此推回的力道使門產生迴轉的速度，在門將關上的那一刻，若不能有效的減緩此運動，則門將因著撞擊門框產生巨大的噪音，對門及其他建築結構造成損害。更有甚者，對出入的人群，不受控制的關門運動，成為一個潛在的傷害因素，特別是對幼童、老人、或身心障礙者等相對弱勢的族群。因此，為了減緩關門器關門的速度，以控制在理想的運動狀態中，關門器內多含有一緩衝阻尼元件。當彈性回歸原件將門推回時，阻尼元件即提供一反向之阻力以減緩門迴轉關上的速度，使人有充足的時間通過。理想上，此阻力之大小應與門在關上時之運動速度成正相關，即關門速度愈快阻力愈大，使門的運動很快得到控制。當門完全關上時，此阻尼的阻力亦應完全消失，使彈性元件之彈力能發揮作用，將門維持在緊閉的狀態。

為了達到以上所述關門器在功能上的需求，一般市面上之關門器都是運用流體阻尼的原理來設計。利用密封在一密閉空間內之流體通過小孔徑時所產生之阻力來達到速度控制、或是吸收能量的效果(見圖1)。如我國專利證書號第289806號所載之一種緩衝關門器結構改良-利用一裝置殼體以及一活動板以樞轉組件結合而成一關門器本體。其中此裝置殼體係組設於牆面，活動板則組於門板上，且活動板可相對於裝置殼體進行轉動，並藉由裝置殼體內設之油壓缸在關門時提供阻力以緩衝關門之衝力；而油壓缸前端之活塞桿係固定於裝置殼體上，而此油壓缸本身之末端與樞轉組件連接，且油壓缸係可滑移於裝置殼體內，此油壓缸內部以活塞桿分隔出之內側係為高壓區，而外側係為低壓區。藉此，令該活動板在關門時，油壓缸受到樞轉組件之帶動而被推向活塞桿端，使活塞桿被縮回油壓缸內，並壓縮油壓缸內之高壓區而產生阻力。由於一般流體流動時表現出剪應力與應變速率正相關的特性，因此可以滿足先前所述阻力之大小應與門在關上時之運動速度成正相關的需求。其他的緩衝機制如金屬或塑橡膠等的乾摩擦，由於特性上接近庫倫摩擦模式，不但無法提供隨速度增加的緩衝力，且因其靜摩擦不運動的特性將使關門器無法順利運作。

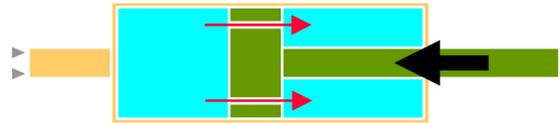


圖1 傳統流體阻尼關門器示意圖。

雖然運用流體阻尼所設計之關門器確實可以達到緩衝的效果，但是其可能漏油的問題一直是一項難以克服的課題。將阻尼油密封於關門器內一般必須靠油封與表面極光滑之活動軸間緊密配合，油之內壓愈高所需之油封級數也愈高。然而隨著關門器作動時間之增加，橡膠油封逐漸磨損而使得阻尼油逐漸外漏或空氣滲入。在實務上常發現縱使阻尼油仍填充在內，只要有少許之空氣混入，即能造成極明顯之運動不順暢及緩衝效果銳減之現象。阻尼油之外漏亦常造成機件或環境之污染，其油污與伴隨之臭味常造成極大之困擾。設計不良之流體關門器在油封產生小破損時，可能於短時間內迅速惡化，使得阻尼油迅速外洩，而關門器也在使用中即迅速失效。這對交通工具尤其造成安全上之顧慮。雖然防止阻尼油之外漏可靠更複雜之機構設計、精密度更高之油封配合、及各項高級材質之使用來達成，但是其伴隨而來之成本增加對講求成本競爭力之大宗關門器產品而言，成為不可行的方法。因此追求一種能達到相似緩衝效果、無漏油疑慮、且又符合經濟效益之關門器的設計一直為該產業發展的目標。

而除了漏油的問題之外，傳統流體阻尼在氣溫驟降的環境中，由於流體粘滯係數之改變，其提供之阻尼力也可能產生巨大的變化。因此克服這類因溫度變化所產生之不穩定亦是新一代關門器設計開發之重點項目。此外，現行之一般關門器除了一個盒狀金屬本體外，還包含有一副連桿機構，不但體積龐大、外形醜陋、且安裝費時費力。安裝人員將門片安裝完畢後，還須花時間將關門器本體安裝於門片上，再將連桿安裝於門框上。而其他關門器的型式有的必須將地板挖出一個槽狀空間再將關門器埋入者。這類產品之施工更加耗費時間與金錢。因此，如何設計出在安裝上有突破性進步之創新產品亦為關門器發展之重要目標。

## 二、橡潤式緩衝器

近年來隨著各項橡膠製作與量測技術的進步，以及對橡膠結構之力學分析技術之精進，逐漸有人嘗試運用橡膠在有潤滑油脂的情況下與另一平面產生之摩擦力作為阻尼力來設計緩衝器。其特點為運動平順有如以上所介紹之流體阻尼器，且流體阻尼之重要特點——“阻力

隨著速度增加而上升”在此種橡膠潤滑摩擦式(以下簡稱橡潤式)緩衝器中也看得到。其所使用之潤滑物質只少量地存在於摩擦介面上，與傳統流體阻尼器將液體密封於密閉空間中並維持一定的壓力有極大的不同。由於不須要維持內部液體壓力，也就不需要油封，這類的橡潤式緩衝器可從根本上去除了長久以來的漏油問題。

圖2所示為美國專利第6752389號揭露之J. Halladay與W. Flower所發明的一種結合彈力支撐與摩擦耗能之裝置[1]，一般應用在卡車的懸吊系統或其他避震需求上。如圖2所示在其設計的下半部有一黏結於金屬罐內之橡膠層。在其當中則有數個硬質材料作成之圓盤狀結構，因其尺寸稍大於橡膠層之內徑，而壓迫橡膠層之內壁。當中心軸推動這些硬質圓盤相對於金屬罐有軸向之運動時，硬質圓盤與橡膠層間之摩擦便可作為消耗能量進而消除振動的媒介。

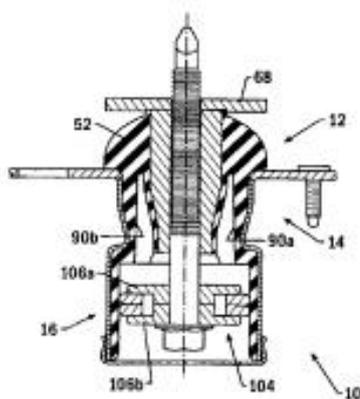


圖2 美國專利第6752389號揭露之橡潤式緩衝器一例。

圖3所示為美國專利第6672575號揭露之所謂「表面效應避震器」[2]。在圖中橡膠層並非如上例黏著於外罐之內壁，而是一片片黏著於小於橡膠層內徑的活動件。活動件由軸心推動，且軸心有數個錐狀的斜面推動該活動件。當軸心向左移動時，此斜面即將這些活動件向外徑方向推，連帶著壓迫橡膠層抵住外筒而產生接觸壓力與摩擦阻力。當軸心向右移動時，此壓迫力消失即使得摩擦阻力大幅減少。此例為橡潤式緩衝器中，可創造出阻力的方向差異性的一種簡易設計。

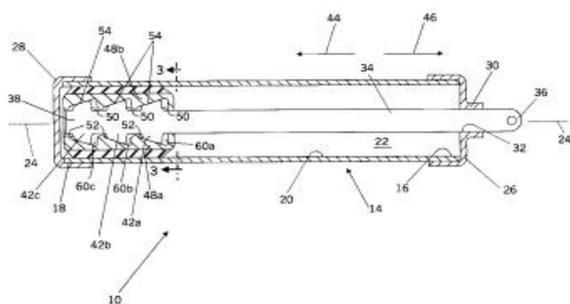


圖3 美國專利第6672575號揭露之橡潤式緩衝器一例。

### 三、旋轉關門器

綜觀以上所述之數項已存在於市場上的橡潤式緩衝器，可以發現它們的設計十分簡單，不需要精密配合之

零件，也都具有不漏油與低成本兩大特點，在市場上他們也成功地取代了原有之流體阻尼式緩衝器，可見此類新產品設計不但可行性高且商機龐大。因此作者於民國96年間開始針對關門器之需求與合作廠商進行研究與產品開發，歷年來獲得數項成果及相關專利。該設計運用橡潤式緩衝器之原理，成功設計出具有阻尼之速度性、開關門之力量方向性、及阻力之可調整性等三大重要性之關門器，且該設計結合關門器於門鉸鏈上，使得安裝程序獲得極大的改善。安裝人員僅須花費安裝鉸鏈的時間，因為關門器與鉸鏈為一體，鉸鏈安裝完畢時，關門器也已安裝完畢。如圖4所示，該設計提供一種旋轉鉸鏈，包括裝設於中空管體內之一中心軸，其一端具有一外露於中空管體之舌部，而此中心軸表面在縱向設有至少一滑動槽，並將至少一橡膠條置入於滑動槽內，再將壓縮滑塊，裝設於中心軸一端，最後，將舌部貫穿設於一套筒內部之一軸承且套設於該套筒內。藉由控制壓縮滑塊之位置可改變橡膠條之縱向壓縮量，而橡膠條既在縱向被壓縮，因著蒲松效應的緣故，橡膠條將由徑向膨脹，因而接觸中空管體之內壁產生摩擦。

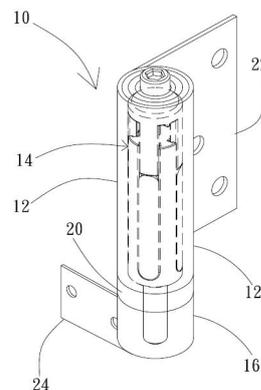


圖4 作者發明之中華民國專利第M329092號之橡潤式旋轉關門器。

### 四、橡潤式阻尼原理

此一旋轉摩擦力於關門時提供一足夠的阻力與彈力相抗衡，因而使門能緩慢而非衝撞式地關上。當關門速度大時，阻力必須夠大使門有效地減速，而當關門速度減小時，阻力必須自動減小使門片最終能回復至關閉位置。在橡潤式緩衝器中，此一性能必須靠潤滑介質的運用，來獲得阻力的速度敏感性。為此，精確掌握摩擦係數與速度及壓力等重要參數之關係對設計橡潤式緩衝器有很大的重要性。Hsu等人[3]歸納出在有潤滑劑存在的情況下，聚合物與金屬之間的摩擦共有四種機制：變形、黏著、Schallamach波、與流體剪力。其中變形表示聚合物受力產生形變迴路時，因其遲滯特性所表現出的應變能消耗現象。工業用彈性體的遲滯性受到其應變大小、方向、及頻率的影響而成為一個複雜的函數，Li等人[4]提出以彈性體力學為基礎之模式法，並藉由一系列的多軸形變實驗驗證了此模式法。Li等人[5]並應用此計算遲滯性模式法提出一種利用數值分析方法可精確計算如圖2中之橡潤式緩衝器因材料遲滯而造成之阻力。在此例中，彈性體層因受到硬質盤狀結構壓入約厚度的5%至20%並在其上來回滑動，使得彈性體層中絕大部份的材料都經歷到5%至40%不等之應變迴路(strain cycles)

，這在一般的彈性體避震器中算是不小的程度。然而即便如此，在潤滑劑存在的狀況下，Li等人[6]的理論估計與實驗結果都顯示彈性體遲滯性所造成之阻力只約佔總摩擦力(包含黏著、流體剪力、及遲滯等效應)的15%。可以想見在無特殊形狀接觸並壓迫彈性體表面使整體彈性體經歷明顯之反覆形變下，彈性體遲滯性所造成之阻力比重將大大地降低至可忽略的地步。或者當潤滑劑的作用降低使得總摩擦力的值升高的情況下，彈性體遲滯性對總摩擦力的貢獻也將微乎其微。

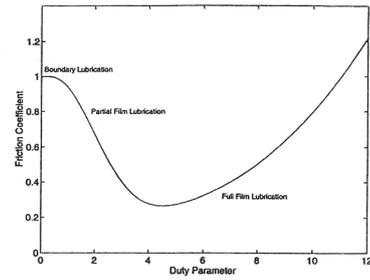
黏著為兩接觸表面非常接近時所產生之不可逆的鍵結力。當兩個接觸表面相對滑動時打破這些鍵結力的巨觀表現即為摩擦力。黏著為所謂彈性體乾摩擦的主要效應，有報告[7]指出當潤滑油進入聚合物與金屬的摩擦介面時，因真實的接觸面積減少，使得黏著效應衰減，也明顯地減低了摩擦力。人們久已發現，彈性體的摩擦係數會隨著接觸壓力升高而明顯降低，且也會隨著速度之增加而上升[8]。這是彈性體乾摩擦表現出與一般金屬極為不同之特性。

Schallamach波為發生於軟彈性體在無潤滑的情況下快速摩擦硬質物體的表面，摩擦面所表現出波狀之分離現象。因於1971年首度由Schallamach[9]觀察發表此現象而以其名來命名。Barquins等人[10]觀察得知當Schallamach波發生時，摩擦力對速度、溫度、以及負載的敏感性均大為降低。對一般的橡潤式緩衝器而言，為了確保彈性體件之使用壽命並持續獲得穩定可靠的摩擦係數，潤滑物質的使用多是不可或缺的。因此乾摩擦的現象在橡潤式緩衝器中極為罕見，Schallamach波在橡潤式緩衝器中發生的頻率也相當低。

當潤滑劑充分存在於兩個相對滑動的介面中間時，兩物體滑動之摩擦阻力取決於潤滑劑產生之流體剪力。此即流體動力潤滑理論(hydrodynamic lubrication)及彈性流體動力潤滑理論(elastohydrodynamic lubrication)的立論基礎。在潤滑油將接觸介面完全分開的情況下，流體層中壓力(P)、速度(u)、厚度(h)、及黏滯性( $\eta$ )等參數之間的關係由雷諾方程式所規範[11、12、13]:

$$\frac{dP}{dx} = 6\eta u \frac{h-h_m}{h^3} \quad (1)$$

由上式計算而得之各參數可進一步推導出流體剪力，即相對滑動件之摩擦阻力。在對金屬的潤滑實驗中發現，不同的實驗條件如壓力與速度可產生不同的摩擦效果，但摩擦係數可歸納成為一單一參數的函數，此即有名的Stribeck曲線(見圖5)。當指標參數( $\mu_f V/W$ )大於一臨界值時，全膜潤滑(full film lubrication)的條件達成，摩擦阻力完全由流體剪力來決定。而低於此臨界值時，固體介面的影響開始浮現，而產生部份膜潤滑(partial film lubrication)及邊界潤滑(boundary lubrication)的現象。然而彈性體材質的潤滑摩擦表現出與一般金屬潤滑不盡相同之特性。在一般金屬潤滑所展現之Stribeck 曲線中，當指標參數低於臨界值進入部份潤滑效應時，摩擦係數會隨著指標參數降低而攀升，然而Cudworth & Higginson[12]的實驗結果顯示在指標參數遠低於金屬潤滑的臨界值之處，摩擦係數攀升的情況並未發生。在Cudworth & Higginson[12]的圖表中摩擦係數隨著指標參數降低而一路降低，從未顯示出部分膜潤滑或邊界潤滑的態勢(見圖6下)



圖五、Stribeck 曲線。

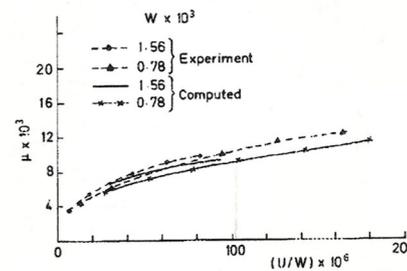
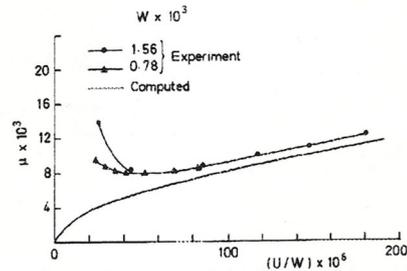


圖6 Cudworth & Higginson的金屬潤滑與彈性體潤滑之比較上:金屬, 下:彈性體。

圖6的彈性體潤滑實驗結果告訴我們，在速度相當低或壓力相當高的情況下，摩擦係數仍持續下降。這只有當黏著效應仍未出現的情況下才會發生。由於圖6之實驗量測是在潤滑油充分供應且圓形滾輪可不斷轉動將潤滑油帶入摩擦介面的條件下，且多數的潤滑實驗也皆是如此，這樣的結果並不令人意外。然而一般橡潤式緩衝器的潤滑機制與此並不相同。在橡潤式緩衝器中，潤滑油脂塗佈於彈性體表面後，基本上僅靠本身的力量殘留於摩擦介面內，而並無類似圓形滾輪般的機構可不斷將新鮮的潤滑油帶進摩擦介面。可以想見如此二者間之摩擦特性可能十分不同。在利用圖6的估算中我們發現，帶入一組具代表性的橡潤式緩衝器的操作參數，在相同的平均接觸壓力、速度、以及黏滯性下所得到的摩擦係數估計值約為0.02，然而以此實際橡潤式緩衝器所量得的摩擦係數卻達到0.3左右，二者相差高達十倍以上。其最可能的原因在於一般橡潤式緩衝器的潤滑油脂的存在量處於不飽和的狀態，因此整體的摩擦效果並不能單以流體剪力來描述，有很大部份受到所謂乾摩擦的影響，即固體表面直接接觸所產生的摩擦力。在作者的乾摩擦與濕摩擦實驗的初步量測比較中發現，在類似橡潤式緩衝器的潤滑條件下，彈性體乾摩擦係數約在0.2至0.9之間，而濕摩擦約在0.05至0.4之間。在完全相同的巨觀壓力與速度下，乾、濕摩擦間的摩擦係數比例固定在2至4倍左右，這與Stribeck曲線所表現出來的摩擦係數隨著壓力、速度而顯現出乾或溼摩擦的特性有顯著的不同。因此關於橡潤式緩衝器中，介面摩擦之確實物理情

況以及對各參數之間的關係，仍有待進一步實驗量測與理論推導，而在此方面的相關資訊將高度影響橡潤式緩衝器的未來發展。然而不論如何，橡潤式緩衝器不漏油及低成本的特性仍深深吸引許多國內外單位投入研究與開發。

## 參考文獻

1. J. Halladay, W. Flower, R.Cook, Mount Having Integrated Damper and Load Carrying Spring, United States Patent # 6752389, 2004.
2. W. Flower, D.Hodgson, P.A.Masterson, P. J.Bachmeyer, Surface Effect Damper, United States Patent # 6672575, 2004.
3. G.Hsu, A.E.Yagle, K.C.Ludema, J.A.Levitt, Modeling and Identification of Lubricated Polymer Friction Dynamics, *J.Dyn.Syst., Meas., Control*, 122, 2000.
4. C.G.Li, P.Steif, Multiaxial Cyclic Response of Filled Rubber, *Rubber Chem. Technol.*, 72, pp.193-204, 2000.
5. C.G.Li, P.Steif, Sliding Resistance on a Constrained Rubber Layer Due to Rubber Hysteresis, *Rubber Chem. Technol.*, 72, pp.217-224, 2000.
6. C.G.Li, P.Steif, Frictional Sliding on a Constrained Rubber Layer: A Simple Model For a Class of Damping Devices, *Rubber Chem. Technol.*, pp.205-216, 2000.
7. J.M.Thorp, Tribological Properties of Selected Polymeric Matrix Composites Against Steel Surfaces, *Friction and Wear of Polymer Composites*, Freidric, K., ed., Elsevier, New York, pp.89-136, 1986.
8. F.P.Bowden, D.Tabor, *The Friction and Lubrication of Solids*, Oxford University Press, 1964.
9. A, Schallmach, How Does Rubber Slide, *Wear*, 17, pp.301-312, 1971.
10. M.Barquins, A.D.Roberts, Rubber Friction Variation with Rate and Temperature: Some New Observations, *J.Phys. D:Appl. Phys.*, 19, pp.547-563, 1986.
11. 溫詩鑄, 楊沛然, 彈性流體動力潤滑, 清華大學出版社, 1992.
12. C.J.Cudworth, G.R.Higginson, Friction of Lubricated Soft Surface Layers, *Wear*, 37 pp.299-312, 1976.
13. C.J.Hooke, J.P.O' Donoghue, Elastohydrodynamic Lubrication of Soft, Highly Deformed Contacts, *J. Mech. Eng. Sci.*, 14, 1, 1972.