

增強型結構於無動件微閥門之應用

楊愷祥¹ 劉永銓² 徐金城³ 王啓川⁴

¹明道大學光電暨能源工程學系

52345 彰化縣埤頭鄉文化路 369 號

²工業技術研究院能源與環境研究所

31040 新竹縣竹東鎮中興路四段 195 號

³國立高雄應用科技大學機械工程系

807 高雄市三民區建工路 415 號

⁴交通大學機械工程學系

30010 新竹市大學路 1001 號

摘要

本研究分析及探討五種具增強型結構及一種傳統型態之微噴嘴/擴散器閥門之特性，由各個微閥門測試結果可看出當流體流經具障礙物或附加鱗片設計之微噴嘴/擴散器閥門時壓降會明顯增加，而當流經微噴嘴/擴散器增加圓形結構卻會顯現最低的壓降，這是由於整體的水力直徑的增加及介面摩擦降低所導致。在傳統微閥門增加三組鱗片的新設計可在低雷諾數約 70 時可提升最大約 16% 的效率比，在此狀態下的靜態修正係數約可較傳統設計提升約 4.43 倍。實驗結果亦顯示增強型結構之性能提升在雷諾數約 70 時達到高峰，主要由於在雷諾數的提升下，傳統設計的噴嘴及擴散器在高流速下其效能的提升。

關鍵詞：微噴嘴/擴散器，增強型結構，壓降，無動件閥門

The Application of Enhancement Structure to No-moving-part Valves

KAI-SHING YANG¹, YOUNG-CHANG LIU², JIN-CHERNG SHYU³ and CHI-CHUAN WANG⁴

¹*Department of Electro-Optical and Engineering, MingDao University*

369, Wen-Hua Rd., Peetow, Changhu 52345, Taiwan, R.O.C.

²*Energy and Environment Research Laboratories, Industrial Technology Research Institute*

195, Sec. 4, Chung Hsing Rd., Chutung, Hsinchu 31040, Taiwan, R.O.C.

³*Department of Mechanical Engineering, National Kaohsiung University of Applied Sciences*

415, Chien Kung Rd., Kaohsiung 807, Taiwan, R.O.C

⁴*Department of Mechanical Engineering, National Chiao Tung University*

1001 University Rd., Hsinchu 30010, Taiwan, R.O.C

ABSTRACT

In this study, the performances of micro diffuser/nozzle valves with five types of enhancement

structures and one conventional valve were characterized and analyzed. The drops in pressure across the designed no-moving-part valves were found to increase considerably with the addition of an obstacle and fin structure. Moreover, the valve having an added circular area exhibited the lowest drop in pressure due to the hydraulic diameter's being increased by the circular area and lower interface friction. The maximum improvement of the loss coefficient ratio was about 16% for an added three-fin structure operating at a Reynolds number around 70. In this situation, the static rectification efficiency improved 4.43 times more than with the conventional nozzle/diffuser. The experimental results indicated performance peaks at a Reynolds number around 70 and an appreciable decline upon increasing the Reynolds number, a phenomenon occurring because the efficiency ratio of a conventional valve increases significantly with an increase in the Reynolds number.

Key Words: micro diffuser/nozzle valves, enhancement structure, drops in pressure, no-moving-part valve

一、前言

微流體控制系統目前已成功並廣泛的應用在電子散熱、化學分析、醫學及生物醫學之應用及工業生產流程之控制上 [10]，而傳統之微流體系統若要達到流向控制之目的通常需要搭配具有致動器的主動閥設計 [16]，整體微結構之複雜性相當高，故造成製程困難及成本的提高，而過多的結構亦會造成系統穩定性的降低。若是採用被動閥 [9] 作為工作流體的流向控制，雖然可以簡化其閥門結構，但是採用被動閥會因動件的磨損及疲勞導致性能及可靠度的降低，而流體流過閥門時亦可能產生的閥門阻塞，進而導致微流體系統之穩定性降低。

為克服上述問題發展出利用流阻特性差異來達成流動方向控制之目的無動件式閥門 [7]，此種設計採用兩個特殊設計之噴嘴/擴散器結構 [3, 6, 8]，其工作原理如圖 1 所示之精簡幫浦結構示意圖，微幫浦的基本元素包含擴散器/噴嘴及其連接的是有擺動薄膜的腔體，擴散器定義為具有漸擴截面的流道、噴嘴定義為具有漸縮截面的流道，而流經擴散器/噴嘴的壓降可寫為

$$\Delta P = \xi \frac{\rho u^2}{2} \quad (1)$$

ρ 是液體密度， \bar{u} 是擴散器及噴嘴喉部平均速度， ξ 為壓降係數，微幫浦的作動原理是基於擴散器及噴嘴元素性質的不同，噴嘴的輸出速度快，流動型式為自由噴射，所以會引起較高的壓力損失，並帶來較高的壓降係數。在相同差壓下假如擴散器的壓降係數小於噴嘴，跟噴嘴比則較多的工作流體流經擴散器，幫浦的循環可分為 'supply mode' 及 'pump

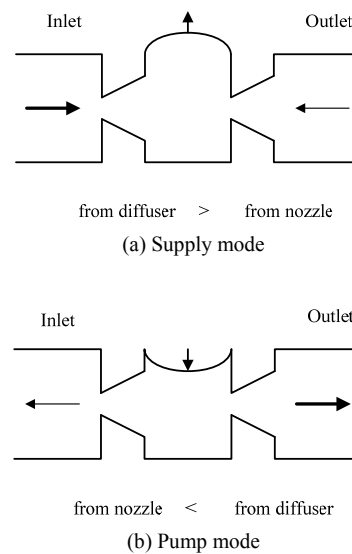


圖 1. 無閥式微幫浦操作原理

mode'，在 'supply mode' 時薄膜往上移動，腔體的流體增加，流入輸入元素的流體大於流出輸出元素的流體，此時輸入元素為擴散器，輸出元素為噴嘴，在 'pump mode' 時薄膜往下移動，腔體內的流體減少，流出輸出元素的流體大於流出輸入元素的流體，此時輸出元素為擴散器，輸入元素為噴嘴，如此便可形成一個完整的循環，使得幫浦入口側的流體被傳送到出口側。

無動件式閥門設計雖能利用其簡單噴嘴及擴散器結構以達到流向控制的目的，並藉以降低結構複雜性、提高系統穩定性，但其流向控制之效能相當有限，造成實用上所受到限制相當多。然而目前相關的文獻大都針對製作技術的開發 [1, 13] 或數值之模擬 [14, 15]。而本研究為了改善上述缺失，設計以噴嘴及擴散器結構之無動件閥門設計為基礎，在

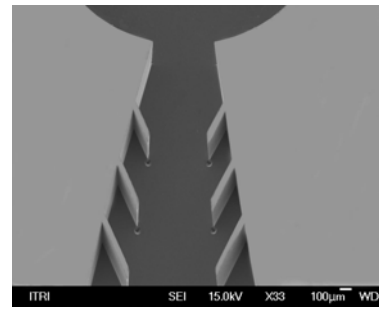
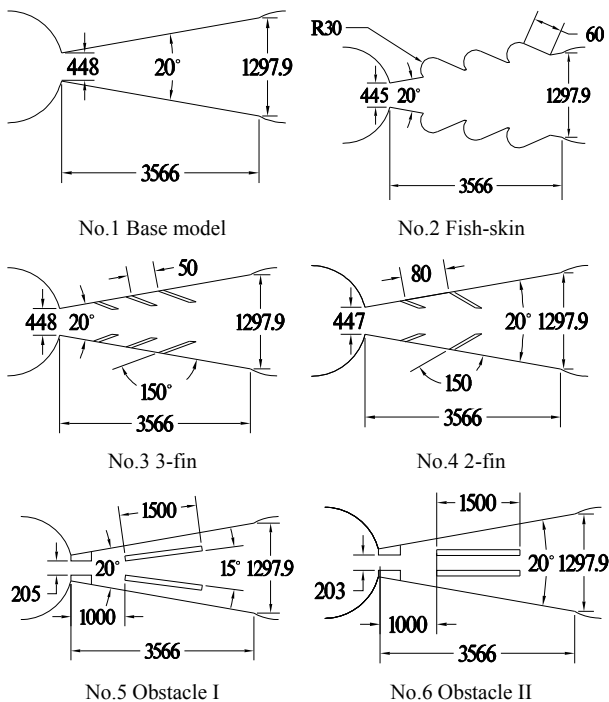
其內部增加各式流道導流與阻流設計，利用流道引導流體以增加噴嘴側多於擴散器側之壓阻，以提升無動件微閥門之性能。

二、實驗設備

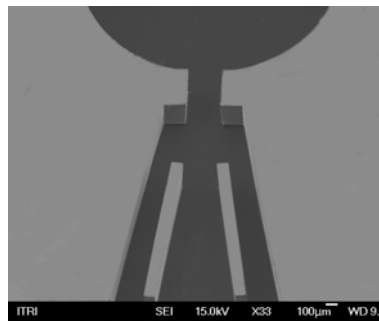
本研究共製作及測試共六種不同型態的微閥門，其詳細的幾何尺寸如表 1 所示，所測試的微閥門是使用深反應離子蝕刻於矽晶圓上製作，其 SEM 照片如圖 2 所示，再於玻璃以雷射鑽孔做為流體入出口，最後將矽晶片及玻璃進行陽極接合，以作為此新型無動件閥門之原型。

這些製作後之微閥門並放置於所架設的測試系統藉以確認其性能，所架設之測試系統如圖 3 所示，此測試系統的主要目的在於量測流經微噴嘴/擴散器之總壓降，使用水為工作流體、並儲存於針筒內，測試過程並使用針筒式幫浦（KDS，Model 100，流量範圍為 0.1 $\mu\text{L/hr}$ 至 519 mL/hr）推動工作流體，並於其後安裝止逆閥、過濾器及測試段，最後進入放置於電子磅秤（AND Model GF2000，最大秤重能力 2100 g，最小重量值為 0.01 g）上方之燒杯，並藉由此電子磅秤對所設定的流量進行雙重確認，流經測試段差壓使用精密差壓計（YOKOGAWA EJA110A）量測，系統壓力使用精密壓力計（YOKOGAWA FP101）量測，其差壓計及壓力

表 1. 微噴嘴/擴散器之詳細幾何尺寸



(a) No3



(b) No5

圖 2. No3 及 No5 測試樣本之 SEM 照片

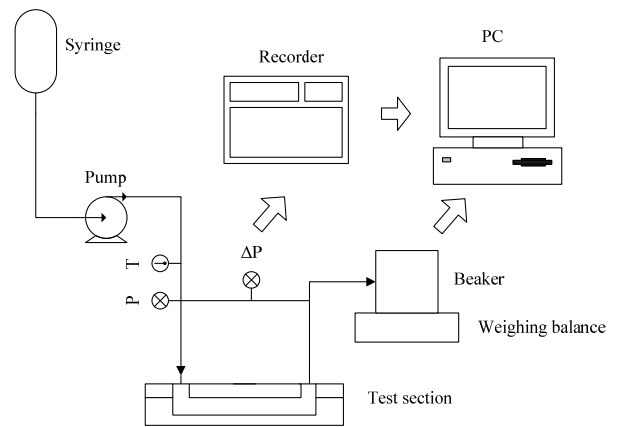


圖 3. 實驗設備示意圖

計之不準度分別為 0.5% 及 0.3%，另系統溫度則由電阻式溫度裝置（resistance temperature device, RTD）量測，校正後精確度可達到 0.1°C，而本實驗之計算後之不準度低於 5%。

三、基本原理與分析

本計劃對傳統擴散器/噴嘴設計所採用分析方式，是依據 Yang 等人 [13] 之研究將擴散器/噴嘴切割為如圖 4 所示之三個區域，分別討論其壓降損失，而總壓降為三個區域壓

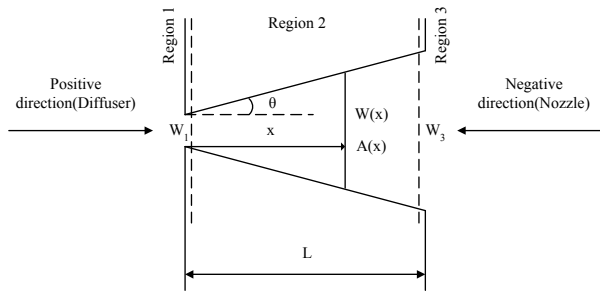


圖 4. 噴嘴/擴散器中不同區域的定義

降之總和，其中三個區域分別的壓將損失都會對擴散器及噴嘴的性能造成很大的影響。

如圖 4 所示擴散器及噴嘴的總壓降可分別中包括進出口端及擴散及收縮的壓降損失可表示如下：

$$\Delta P_{diff} = \Delta P_{d,1} + \Delta P_{d,2} + \Delta P_{d,3} \quad (2)$$

及

$$\Delta P_{nozzle} = \Delta P_{n,1} + \Delta P_{n,2} + \Delta P_{n,3} \quad (3)$$

我們將入口及出口部份以一般之管流壓降損失計算方式來計算，一般之管流壓降損失計算是將入口段、出口端所造成的壓降損失的以壓降損失係數來表示：

$$\Delta P = K \times \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \quad (4)$$

而入口端若為鋒利的形狀時其損失係數 $K=0.5$ ，若為圓滑入口端為圓滑則 $K=0.05$ [11]，而出口端之損失係數 $K=1$ [5]。此處之 \bar{u} 為上游的平均速度。

而擴散及收縮壓降部份以傳統之方形直管壓降以角度改變造成截面寬度變化的影響以積分方式來計算。

如圖 4 所示在擴散器之相對位置 x 處之寬度為

$$W(x) = W_1 + 2x \tan(\theta) \quad (5)$$

W_1 為喉部寬，所以此處之水力直徑 (hydraulic diameter) 為

$$d_h(x) = \frac{4A(x)}{C(x)} = \frac{4W(x)H}{2W(x) + 2H} \quad (6)$$

H 為擴散器的截面寬度， $A(x)$ 為在擴散器之相對位置 x 處

截面面積， $C(x)$ 為在擴散器之相對位置 x 處截面周長。

此時之速度可以藉由連續定律來求得為

$$V(x) = \frac{\phi}{A(x)} = \frac{A_1 V_1}{A(x)} \quad (7)$$

ϕ 為流量， A_1 為喉部面積， V_1 為喉部速度，所以在擴散器之相對位置 x 之雷諾數可表示為：

$$Re_{d_h(x)} = \frac{\rho V(x) d_h(x)}{\mu} \quad (8)$$

在層流流經矩形截面直管時可採用 Hartnett 與 Kostic [4] 所發展出的簡易方程式估算摩擦因子：

$$f = \frac{24 \left(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5 \right)}{Re} \quad (9)$$

α 為矩形之高除以寬。

所以擴散及收縮部份之壓降可計算為：

$$\Delta P_2 = \Delta P_{d,2} = \Delta P_{n,2} = \int_0^L 2f(x) \frac{L}{D_h(x)} \rho V^2(x) dx \quad (10)$$

令 ζ 為整個擴散器或噴嘴的壓降係數

$$\Delta P = \zeta \times \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \quad (11)$$

\bar{u} 是擴散器及噴嘴喉部平均速度。

一般來說噴嘴的壓降損失係數大於擴散器的壓降損失係數，所以我們要簡單的表示這個擴散器元素的效率可以效率比來表示：

$$\eta = \frac{\zeta_{nozzle}}{\zeta_{diff}} \quad (12)$$

為更進一步確認此設計對整體流量提升率的影響，本研究採用 Gerlach [2] 所建議使用的“pump stroke efficiency”來進行分析確認，此靜態修正係數 (static rectification efficiency, ε) 可由下列方程式計算

$$\varepsilon(p) = \frac{Q_+ - Q_-}{Q_+ + Q_-} \bigg|_p = \frac{\eta^{1/2} - 1}{\eta^{1/2} + 1} \quad (15)$$

由此方程式可得在相同差壓下，不同設計的正向流量提升的比例，其中 Q 為噴嘴/擴散器在壓力 P 時之流率，流入噴嘴側之流量定義為負 (-)，而流入擴散器側之流量定義為正 (+)。

四、結果與討論

壓降與雷諾數之測試結果如圖 5 所示，如預期的壓降會隨雷諾數增加而增加，由各個微閥門測試結果可看出當阻擋物或鱗片附加於微閥門後會導致壓降明顯增加，另外可以看出壓降與表面結構具有明顯關係。舉例來說，由流經第二種微閥門的壓降來看，我們在其側壁增加如魚鱗狀之結構，會導致其與傳統設計之微閥門更低的壓降，顯然的此類似魚鱗的結構會導致側壁形成向外的波浪型結構，而部分工作流體在此結構內形成阻塞，此阻塞的工作流體便會形成與流入、出微噴嘴/擴散器間較低的摩擦阻抗，而此結構之整體水力直徑並高於傳統設計之微噴嘴/擴散器，所以此種微閥門便形成相對其他設計較低的阻抗。相對的、其他附加額外結構的設計便會形成較高的壓降，這是由於附加額外結構會導致流道部分阻塞、並導致較高的流體阻抗。

為更進一步驗證傳統的噴嘴/擴散器設計量測結果與理論比對之正確性，繪製如圖 6 所示壓降損失係數與效率比與雷諾數關係圖，如圖所示、量測到之實驗結果略高於計算結

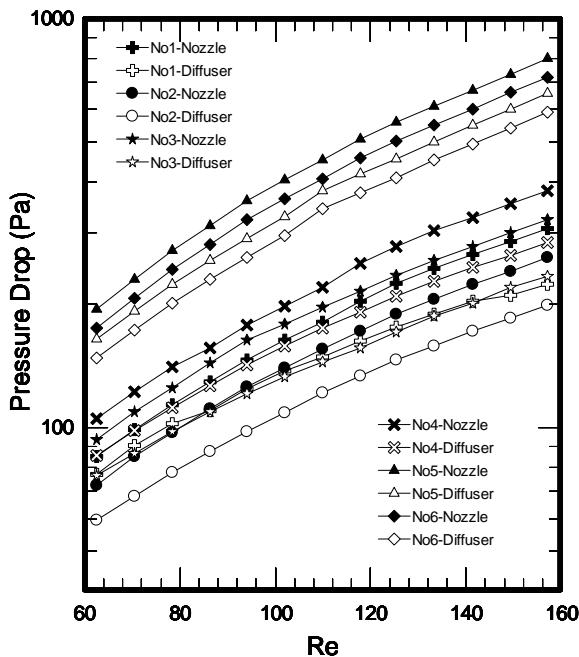


圖 5. 不同噴嘴/擴散器設計之壓降與雷諾數關係圖

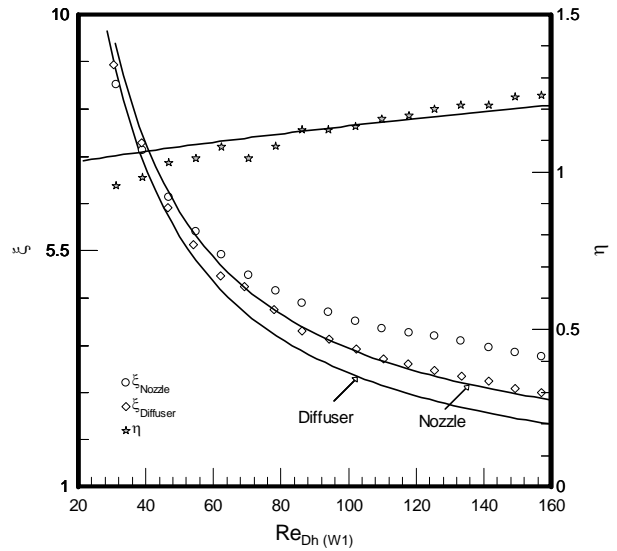


圖 6. 傳統噴嘴/擴散器設計之壓降損失係數及效率與雷諾數關係圖

果，此現象在高雷諾數時更加明顯，這是由於理論模式的計算是建立在完全發展流的基礎上，在事實上在高雷諾數時所具有較大區域的發展中的流體，故可預期的會導致較高的壓降，另一可能原因在於如圖 7 所示，此理論基礎所採用的出口損失係數等於 1 為均勻的出口速度分佈，但是出口流體實際的出口狀態應會是如圖 7(b) 所示的拋物線狀態，導致其出口損失係數應為較高的 1~2 之間 [5]，總上述兩個因素，可以得知量測結果與計算之間差異的成因。要注意的是上述兩個影響因素對噴嘴/擴散器皆會造成影響，因此如圖 6 所示、效率比的預測上仍會得到不錯的結果。

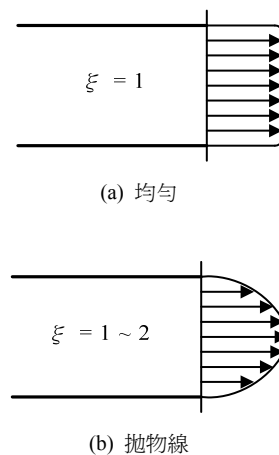


圖 7. 均勻與拋物線出口速度分佈之損失係數

確認傳統設計之量測數據正確性後，為進一步比較比較不同設計的微閥門間的性能差距，將量測的的壓降數據無因次化為效率比與雷諾數的關係，此雷諾數的計算基礎為不包含增強型設計的喉部寬度，測試結果如圖 8 所示，其顯示縱座標 η/η_{No1} 之意義為新設計之增強型微閥門與傳統設計之微閥門間效率比的差異，此值超過 1 顯示其設計是在相同雷諾數下超越傳統設計之噴嘴/擴散器設計，結果顯示具有鱗片設計的 No.3 及 No.4 微閥門可較傳統設計大幅提升其效能，在增加三組鱗片的新設計可在低雷諾數約 70 時可提升最大約 16% 的效率比。在上述的操作條件下 No.3 的靜態修正係數約可較傳統設計提升約 4.43 倍，意即靜態操作下流量約較傳統設計提升 4.43 倍。

在雷諾數低於 70 時、其效率比逐漸下降的原因在於此增強型概念為引導工作流體的流向，藉以造成噴嘴側增加的壓降高於擴散器側，但是在低雷諾數時、流體會隨著增強型設計流動而形成類似管流的效應 [12]，而無法增加對壓降差異的影響。而在雷諾數的提升下，新設計的增強效果亦會逐漸下降，其原因在於傳統設計的噴嘴及擴散器在高流速下其效能的提升，在傳統設計的微噴嘴/擴散器上，噴嘴的壓降損失在出口處會因自由噴射流 (free jet flow) 而形成較高的壓降，而此效應會隨雷諾速增加而增加。此現象可藉由

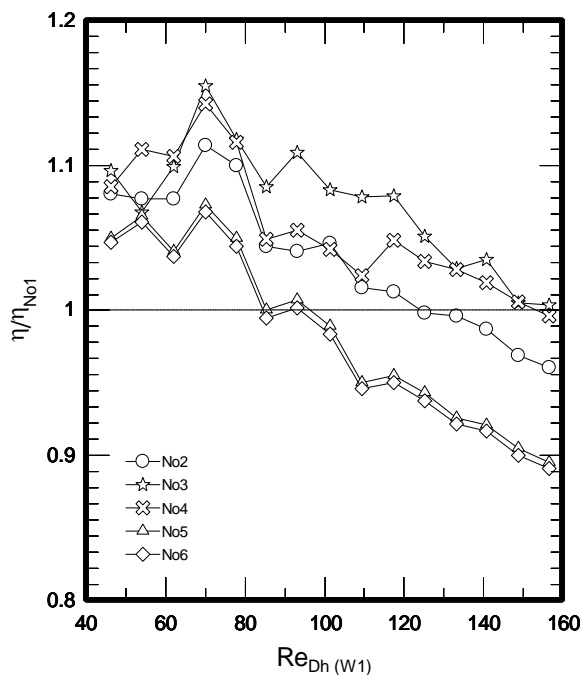


圖 8. 與傳統設計之微噴嘴/擴散器效率比與雷諾數關係圖

Yang 等人 [13] 探討改變流量對微擴散器及噴嘴影響之分析結果說明，其分析結果顯示在相同的幾何形狀的測試條件下，噴嘴的壓降係數在不同雷諾數皆會大於擴散器的壓降係數，那是由於在相同的流量及喉部面積下會具有相同的喉部速度，喉部速度為整個微擴散器及噴嘴中速度最高之處，而噴嘴之喉部速度位於出口端、擴散器則位於入口端，出口端因其為自由噴射導致較高的壓降損失係數，噴嘴在較高的壓降損失係數處（出口端）具有較高的流速，而使得噴嘴整體的壓降損失較大。而當流速越大此效應越明顯，所以當流經擴散器/噴嘴系統之雷諾數增加時效率比會逐漸增加。另外在擴散器側亦會因高雷諾速下的壓力恢復 (pressure recovery) [13] 而形成額外較低的壓降，而使傳統設計之微閥門因這兩個因素而得到較高效能，而額外增加的增強型結構並會導致這兩個效應減小，因此在較高雷諾數下的效率較低。

五、結論

本研究分析及探討五種具增強型結構及一種傳統型態之微噴嘴/擴散器微閥門之特性，由各個微閥門測試結果可看出當流體流經具障礙物或附加鱗片設計之微噴嘴/擴散器微閥門時壓降會明顯增加，而當流經微噴嘴/擴散器增加圓形結構卻會顯現最低的壓降，這是由於整體的水力直徑的增加及介面摩擦降低的原因。測試結果亦顯示量測到之實驗結果略高於計算結果，此現象在高雷諾數時更加明顯，這是由於理論模式的計算是建立在完全發展流的基礎上，在事實上在高雷諾數時所具有較大區域的發展中的流體，故可預期的會導致較高的壓降，另一原因在於如理論基礎所採用的出口損失係數為均勻的出口速度分佈，但是出口流體實際的出口狀態應會拋物線狀態，導致其出口損失係數實際應為較高之值。

此研究中最佳的增強型設計在於傳統微閥門增加三組鱗片，此設計可在低雷諾數約 70 時可提升最大約 16% 的效率比，在此狀態下的靜態修正係數約可較傳統設計提升約 4.43 倍。實驗結果亦顯示增強型結構之性能提升在雷諾數約 70 時達到高峰，主要由於在雷諾數的提升下，傳統設計的噴嘴及擴散器在高流速下其效能的提升。

誌謝

本文蒙經濟部能源局與技術處能源基金與科專經費支

持得以完成，特此致謝。

參考文獻

- Chen, Y. T., S. W. Kang, L. C. Wu and S. H. Lee (2008) Fabrication and investigation of PDMS micro-diffuser/nozzle. *Journal of Materials Processing Technology*, 198(1-3), 478-484.
- Gerlach T. (1998) Microdiffusers as dynamic passive valves for micropump applications. *Sensor and Actuators A*, 69(2), 181-191.
- Gerlach, T. and H. Wurmus (1995) Working principle and performance of the dynamic micropump. *Sensors and Actuator A*, 50(1-2), 135-140.
- Hartnett J. P. and M. Kostic (1989) Heat transfer to newtonian and non-Newtonian fluids in rectangular ducts. *Advances in Heat Transfer*, 19, 247-356.
- Idelchick, I. E. (1993) *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd Ed., Begell House, New York, NY.
- Jiang, X. N., Z. Y. Zhou, Y. Li, Y. Yang, X. Y. Huang and C. Y. Lin (1998) Micronozzle/diffuser flow and its application in micro valveless pumps. *Sensors and Actuator A*, 70(1-2), 81-87.
- Pol, F. C. M. van de (1989) *A Pump Based on Micro-engineering Techniques*. Ph.D. Dissertation, University of Twente, Enschede, Netherlands.
- Stemme, E. and G. Stemme (1993) A valveless diffuser/nozzle-based fluid pumps. *Sensors and Actuator A*, 39(2), 159-167.
- Tiren, J., L. Tenerz and B. Hok (1989) A batch-fabricated non-reverse valve with cantilever beam manufactured by micromachining of silicon. *Sensors and Actuators*, 18(3-4), 389-396.
- Ullmann, A. and I. Fono (2002) The piezoelectric valve-less pump - improved dynamic model. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 11(6), 655-664.
- White, F. M. (1986) *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, New York, NY.
- Yang, K. S., C. M. Chiang, Y. T. Lin, K. H. Chien and C. C. Wang (2007) On the heat transfer characteristics of heat sinks: Influence of fin spacing at low Reynolds number region. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(13-14), 2667-2674.
- Yang, K. S., I. Y. Chen, B. Y. Shew and C. C. Wang (2004) Investigation of the flow characteristics within micro diffuser/nozzle. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 14(1), 26-31.
- Yang, K. S., I. Y. Chen and C. C. Wang (2006) Performance of nozzle/diffuser micro-pump subject to parallel and series combinations. *Chemical Engineering Technology*, 29(6), 703-710.
- Yang, K. S., I. Y. Chen, K. H. Chien and C. C. Wang (2008) A numerical study of the nozzle/diffuser micro-pump. *Proceedings of the I MECH E Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 202(3), 525-533.
- Zdeblick, M. J. and J. B. Angell (1987) A microminiature electric-to-fluidic valve. *Technical Digest of Transducers*, 87, 827-829.

收件：98.11.23 修正：99.03.08 接受：99.04.27