

축 보스 형상 변형을 이용한 버터플라이 밸브의 캐비테이션과 유동손실 감소

김 종 록¹, 문 영 준², 한 윤 수³

Cavitation and Loss Reductions of Butterfly Valve by Modifying the Shaft Boss Profile

Kim J. R¹, Moon, Y. J², Han Y. S³

Key words : Butterfly valve(버터플라이 밸브), Cavitation(공동현상), Loss factor(손실계수), Cavitation number (캐비테이션 수)

Abstract

In this paper, a numerical investigation of three-dimensional, two-phase flow field around a butterfly valve is conducted. The butterfly valves that have different opening angles, 10°~90°, and two profiles of the shaft boss are compared with various cavitation numbers and Reynolds numbers. This paper focused on the flow analysis in the original butterfly valve and new design butterfly valve in order to decrease cavitation and loss. It is found that the butterfly valve with a cone-type shaft boss greatly reduces the cavitation and loss, compared to the original shaft boss by 20~30%.

기호설명

- α : 열림 각도(°)
- N_B : 단위 부피 당 기포(bubble)
- p_v : 증기압
- R_B : 기포 직경
- r_g : 기포의 부피 분율(fraction)
- r_{nuc} : 결정핵생성(nucleation sites) 부피 분율
- S_M : 모멘텀 소스

1. 서론

버터플라이 밸브는 디스크가 1/4회전(0도~90도)하는 회전 동작 밸브이며 원형 디스크를 사용한다. 이 밸브는 글로브 밸브보다 작고 가벼우며 많은 유량을 통과 시킬 수 있어서 산업분야에서 널리 쓰인다[1].

버터플라이 밸브가 유량제어용으로 쓰이는 경우에는 10~40도의 열림 각도를 사용하게 되고, 이 때 밸브를 통과하면서 밸브의 위아래로 면적이 좁아지게 된다. 면적이 좁아지면 유속이 급격히 증가하게 되며 그 효과로 압력은 상대적으로 줄어들게 된다. 압력이 증기압 이하까지 떨어지면 캐비테이션 현상이 일어난다. 캐비테이션이 발생하면 소음과 진동이 발생하고 반복적인 충격에 의하여 기계의 수명을 단축시킨다. 캐비테이션의 발생으

로 인한 이러한 영향들은 기계의 성능향상을 방해하는 문제가 되고 있지만 관로에서 더 높은 유량을 보내기 위해서는 유속이 빨라져야 하므로 캐비테이션의 발생을 피할 수 없게 된다. 이런 이유로 유속이 빠른 상태에서 캐비테이션의 발생을 최소화하기 위한 연구가 오랫동안 수행되었다[2].

Yoon[3]은 디스크에 방지 구조를 형성한 버터플라이 밸브를 해석하였다. 또 Ogawa[4]는 밸브 후면 바로 뒤에 관로의 직경을 늘려서 캐비테이션을 줄이는 방법을 연구하였다. Park and Choi, Kang[5]는 직교 배열 표와 특성함수를 이용해서 디스크의 최적 설계를 수행하였다. Yang and Hwang, Ko, Lee[6]은 Support Vector Machine(SVM)을 이용해 캐비테이션을 관찰하였다. Handerson and Sargison, Walker, Haynes[7]은 수력발전 시스템에서 버터플라이 밸브의 안전한 유동에 대해 연구하였다.

수도관에서는 대용량의 유량을 보내야 하므로 밸브의 직경이 500mm 이상이 필요하다. 이 때 밸브가 받는 토크가 매우 크기 때문에 밸브의 회전을 담당하기 위한 샤프트(shaft)와 샤프트 보스(shaft boss)가 필요하다. 이 샤프트 보스가 유동에 영향을 줘서 손실이 늘어나고 캐비테이션이 잘 일어나게 된다. 본 연구에서는 기존의 샤프트 보스의 모양을 변형시켜서 손실을 줄이면서 캐비테이션 방지효과까지 얻을 수 있는 형상을 고안하였다.

2. 지배방정식

관로에서 난류의 유체 유동을 지배하는 연속 방정식, 운동량 방정식은 식 (1)과 (2),(3)이다.

연속 방정식 (continuity equation)

1 고려대학교 기계공학과 대학원, kjrstory@gmail.com

2 고려대학교 기계공학과, yjmoon@korea.ac.kr

3 주식회사 한창 엔텍, hanchang@kornet.net

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식 (momentum equation)

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + S_M \quad (2)$$

$$\boldsymbol{\tau} = \mu(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \quad (3)$$

본 연구의 유동은 레이놀즈수가 보통 10^6 이상으로 난류이며 에디 점성(Eddy Viscosity) 난류모델중 하나인 SST(Shear Stress Transport) 모델을 사용하였다. SST 모델은 압력구배에 의해 생기는 유동박리를 풀어내는데 높은 정확도를 가진다[8]. SST 모델은 에디 점성계수(Eddy Viscosity) μ_t 를 식 (4)로 정의한다.

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (4)$$

F_2 는 벽 경계층에 제한되는 혼합(Blending) 함수이다.

$$F_2 = \tanh\left(\left(\max\left(2\frac{\sqrt{k}}{\beta \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right)\right)^2\right) \quad (5)$$

캐비테이션 모델은 기체의 생성과 응축을 조절하는 비율 방정식에 기반을 둔 Rayleigh Plesset Model을 사용하였다. Rayleigh Plesset Model은 액체에서 기포(bubble)의 생성을 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt}\right)^2 + \frac{2\rho}{R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (6)$$

또 물과 수증기 사이의 이송 질량은 다음과 같이 정의 한다.

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v - p) \quad (7)$$

p_v 는 물의 증기압이며 본 연구에서는 물의 온도를 섭씨 25도로 고정하여 3170Pa로 하였다. 여기서 F는 응축과 기화에 따라 달라지는 계수이며 다음과 같은 상수를 이용하였다. [8]

$$\beta' = 0.09, R_B = 1 \mu\text{m}, r_{\text{nuc}} = 5\text{E}-4, F_{\text{vap}} = 50, F_{\text{cond}} = 0.01$$

3. 수치해석

3.1 형상 및 격자 생성

본 연구의 계산영역은 Fig. 1에서 볼 수 있듯이 입구, 출구, 관로, 밸브부분으로 나누었다. 밸브의 열림 각도(Opening angle)는 밸브가 완전히 닫혔을 때를 0도로 완전히 열렸을 때를 90도로 정의하였다. Fig. 2의 (a)는 기존 밸브의 정면도와 측면도이며 Fig. 2의 (b)는 새로운 밸브의 형상인데, 기존 밸브와 비교해서 샤프트보스의 형상이 원추형으로 바뀌었다. 밸브의 직경은 수도 관인 경우 보통 500~2000mm를 사용하는데 본 연구에서는 $D=1000\text{mm}$ 로 하였다.

파이프 내의 유동은 완전 발달된 영역과 입구 영역으로 나눌

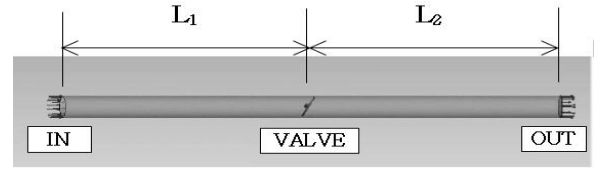
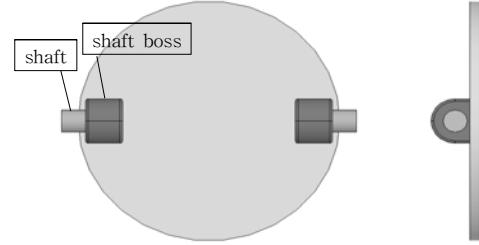
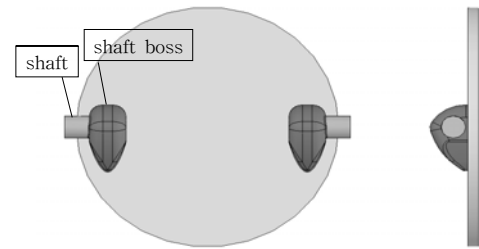


Fig. 1 Butterfly valve in a pipe



(a) Butterfly valve (original)



(b) Butterfly valve (new design)

Fig. 2 Front view and side view of butterfly valves

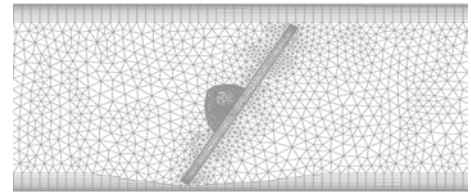


Fig. 3 Grid configuration for a opening angle of 30°

수 있다. 입구 영역은 속도분포가 계속 바뀌므로 정확한 결과를 해석하기 위해서는 밸브 앞에서 완전 발달되어야 한다. $Re=10^6$ 일 때 입구길이는

$$L_{h, \text{turbulent}} = 1.359 D Re^{1/4} \quad (10)$$

$$L_{h, \text{turbulent}} = 4.4 D Re^{1/6} \quad (11)$$

에 의하면 43D와 44D이다.[9][10] 하지만 이렇게 할 경우 해석시간이 길어지므로 여기서는 $L_{h, \text{turbulent}} \approx 10D$ [11]에 의해 밸브 상류의 길이 $L_1=10D$ 로 하였다. 또 후류의 영향을 잘 관찰하기 위해 밸브 하류도 밸브에서 $L_2=10D$ 의 길이를 주었다.

격자는 밸브 주변에서 유동이 중요하므로 그 부분의 격자를 밀집하여 구성하였다. 또 벽 근처에 경계층이 형성될 것이므로 육면체격자를 밀집하여 구성하였다. 밸브의 형상이 복잡하므로 다른 부분에서는 비정렬 격자를 사용하였다. 디스크의 열림 각도에 따라 격자의 수는 40만개에서 50만개사이였다. Fig. 3은 관로 단면의 격자이다.

3.2 손실계수와 캐비테이션 수

손실의 정량적 비교를 위해 입구와 출구의 압력 손실을 나타

내는 무차원수 $K=2\Delta P_L / V^2\rho$ 을 사용하였다[11]. 밸브가 없을 때의 관로손실은 $(P_1 - P_2)_{pipe}$ 이고, 밸브가 있을 때의 압력 손실을 $(P_1 - P_2)_{valve}$ 이라 하면 오로지 밸브로만 인한 압력손실은 $\Delta P_L = (P_1 - P_2)_{valve} - (P_1 - P_2)_{pipe}$ 가 된다. 열림 각도를 10도 간격으로 10도에서 90도까지 수행하였다. 레이놀즈수에 따라 손실계수가 달라질 수 있으므로, 레이놀즈수를 10^6 간격으로 1.0×10^6 에서 5.0×10^6 까지 5번씩 수행하였다. 그 후 두 가지 형상의 손실계수를 비교를 하였다.

캐비테이션 현상을 파악하기 위한 무차원수 캐비테이션 수는 $Ca = 2(P - P_v) / \rho V^2$ 이고 밸브에서 캐비테이션은 캐비테이션 수의 임계점 이하로 급격하게 발생하며 그 임계점은 열림 각도와 형상마다 다른 값을 갖는다[1]. 공동현상이 생기는 경우의 캐비테이션 수와 생기지 않는 경우의 캐비테이션 수를 여러 번 해석하여서 임계점을 구했다.

유동의 작동유체는 물로써 3차원 정상상태(steady state) 비압축성유동으로 가정하였다. 유동의 레이놀즈수와 캐비테이션 수를 변화시키기 위해서 입구의 경계조건은 속도로 주었으며 출구의 경계조건은 정압이다.

4. 결과

4.1 손실계수 비교

각 경우에서 Re 를 10^6 간격으로 5번씩 해석하였고 9개의 열림 각도와 2개의 형상을 해석하였으므로 총 90개의 데이터를 얻었다. Fig. 4 열림 각도에 따라 레이놀즈수와 손실 계수를 나타낸 것으로 각 열림 각도에서 레이놀즈수에 따른 손실계수의 차이는 5% 이내였고, 이것은 레이놀즈수의 변화가 손실계수와 영향이 없음을 알 수 있었다. Fig. 5는 열림 각도에 따른 두 밸브의 손실계수를 동시에 나타내었다. 기존 밸브는 열림 각도가 10도 일 때 손실계수가 약 277이었다. 반면에 새로운 밸브에서 손실계수는 약 198이다. 따라서 열림 각도 10도에서 새로운 밸브가 기존 밸브보다 손실이 적다고 할 수 있다. 이것은 다른 각도에서도 마찬가지로 20도에서의 손실계수는 기존 밸브는 115, 새로운 밸브는 99였다. 해석 전에 예상할 수 있듯이 열림 각도가 커질수록 손실계수는 작아지는 것도 알 수 있다. 손실계수의 차이는 열림 각도가 커지면 작아져서 열림 각도가 90도에서는 기존 밸브는 0.071, 새로운 밸브는 0.058이었다. 손실계수의 감소 비율은 열림 각도가 10도일 때 29% 줄었으며 60~80도에서는 5% 이내의 적은 감소를 보였다. 다른 각도에서는 새로운 밸브가 기존 밸브보다 10~20%정도 감소 한 것으로 나왔다.

4.2 캐비테이션 수 임계점 비교

캐비테이션 수 임계점을 구하기 위해 각 열림 각도에서 5~10 번의 해석을 하였다. 열림 각도가 60도 이상에서는 캐비테이션이 생기는 속도가 30m/s가 넘고 실제 산업현장에서도 60도 이상에서는 생기지 않으므로 해석하지 않았다. 두 가지 형상에서 약 70번의 데이터를 얻어내서 캐비테이션이 생길 때의 캐비테이션 수와 생기지 않을 때의 캐비테이션을 구했다. 그 결과 캐비테이션 수가 특정 임계점이하에서 캐비테이션이 생기고 그 임계점보다 캐비테이션 수가 크면 캐비테이션이 생기지 않았다. Fig 5는 기존 밸브와 새로운 밸브의 캐비테이션 임계점을 비교한 것이다. 기존 밸브에서 10도일 때의 캐비테이션 수 임계점은 약 336이고, 새로운 밸브에서는 약 197이었다. 캐비테이션 수가 197~336사이

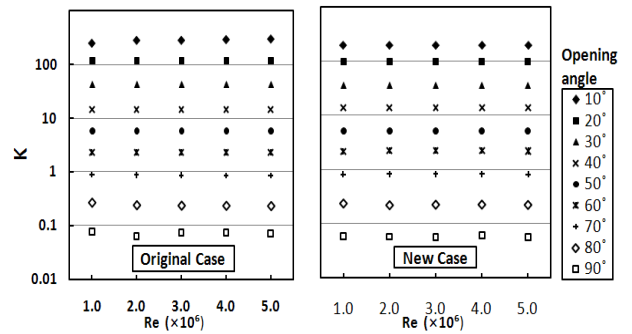


Fig 4. Variation of loss factor K with inlet Re

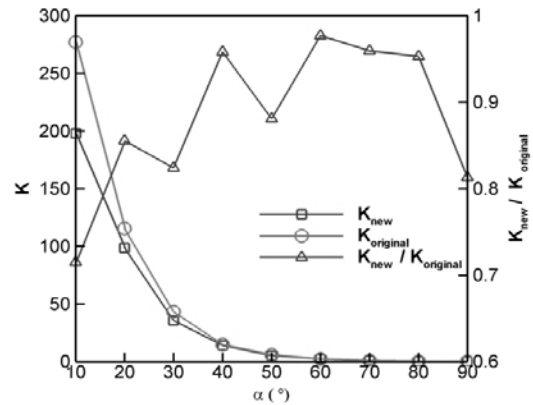


Fig. 5 Variation of loss factor K and $K_{new} / K_{original}$ with opening angle

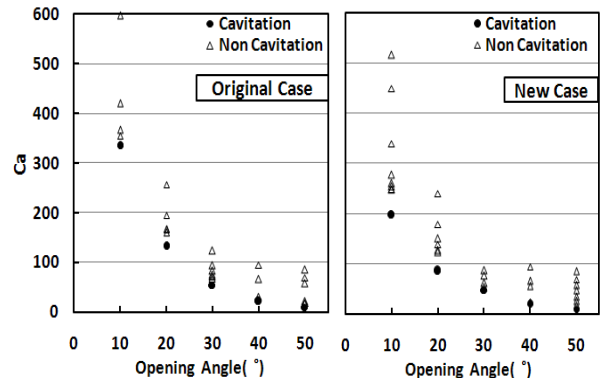


Fig 6. Variation of cavitation number with opening angle

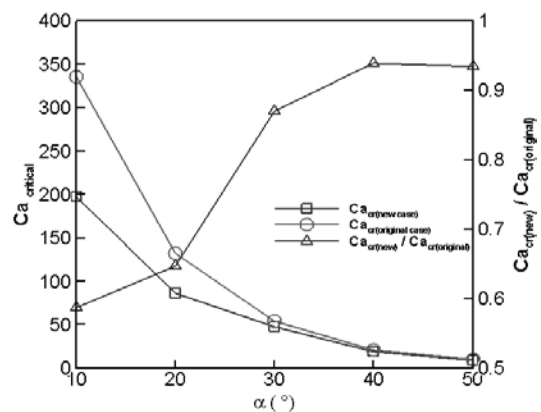
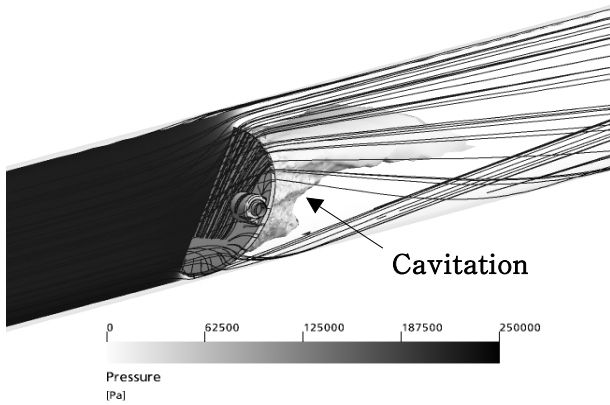
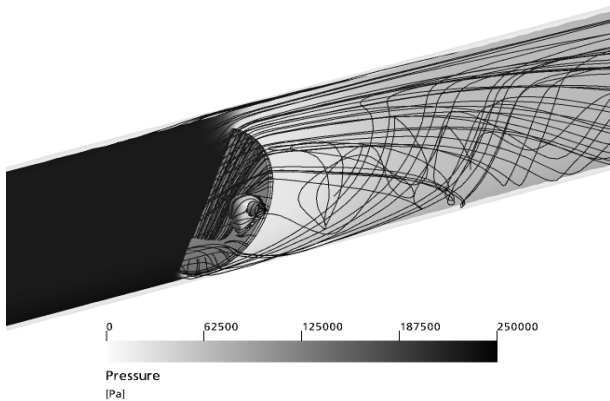


Fig 7. Variation of cavitation number critical point and $Ca_{cr_new} / Ca_{cr_original}$ with opening angle



(a) original case



(b) new case

Fig. 8 Streamline and pressure contour of butterfly valve

에서는 기존 밸브는 캐비테이션이 생기고, 새로운 밸브는 캐비테이션이 생기지 않는 것이다. 다른 각도에서도 마찬가지로 새로운 밸브의 캐비테이션 임계점이 낮았다. 두 밸브의 임계점 차이는 20도에서 47, 30도에서 7정도 차이가 나며 각도가 커지면서 줄어들었다. 기존 밸브와 새로운 밸브의 비율을 보면 10도일 때 약 0.6으로 가장 적고, 40도와 50도일 때 약 0.95로 각도가 커질수록 차이가 줄어드는 것을 알 수 있다.

4.3 유선 비교

캐비테이션이 방지되는 원리를 알기 위해 입구 3m/s, 출구 정압이 1기압일 때의 유선을 비교하였다. Fig. 8 (a)의 기존 밸브의 유선을 보면 샤프트 보스에서 유동이 불규칙하게 부딪히면서 손실이 발생하는 것으로 보인다. 밸브 뒤의 캐비테이션은 수증기 비율이 0.997로서 캐비테이션이 발생하는 것을 알 수 있다. 이에 반해 (b)의 새로운 밸브의 샤프트보스를 콘형으로 바꿈으로서 유동이 부딪히지 않고 샤프트 보스를 둘러싸면서 부드럽게 타고 간다. 또 유동이 기존 밸브에 비해 양옆으로 퍼져나가면서 밸브 후류 쪽에 와류를 형성하면서 속도가 빠른 상태로 흘러가지 않고 감소하게 된다. 그래서 기존 밸브는 밸브 뒤에서 압력이 급격하게 내려가는 반면에 새로운 밸브는 압력의 감소가 적어져서 캐비테이션이 방지되게 되는 것이다.

5. 결론

본 연구를 수행하기 위한 유체해석 프로그램으로는 Ansys Inc.

사의 CFX 10.0을 사용하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 열림 각도가 10~30도, 50도, 90도에서는 새로운 밸브가 기존 밸브보다 손실계수가 10~30% 정도 감소되며 다른 각도에서는 10% 이내의 저감효과를 보인다. 모든 각도에서 손실계수가 줄어드는 것으로 보아 샤프트 보스의 형상을 변화시켜서 손실이 줄어드는 것을 알 수 있다.

2) 캐비테이션이 생기는 캐비테이션 수 임계점을 구한 결과 형상과 열림 각도마다 값이 달랐다. 새로운 밸브가 기존 밸브보다 5~40% 정도 줄었으며 공동현상을 방지한다고 할 수 있다.

3) 밸브 주위의 유동을 비교한 결과 기존 밸브는 샤프트 보스에서 유동이 부딪히는 반면에 새로운 밸브는 유동이 양옆으로 퍼지면서 손실저감과 캐비테이션 방지에 효과가 있는 것으로 판단된다. 콘 형의 샤프트 보스를 다른 형상으로 바꾸면 다른 손실계수와 캐비테이션 임계점을 가질 것이라 예상 할 수 있다.

후기

본 연구는 고려대와 주식회사 한창엔텍의 공동연구결과로 수행되었으며, 연구비 지원 및 특허 출원에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Philip L. Skousen, Valve Handbook, McGraw-Hill Professional, 2004, second-edition.
- [2] F. Ronald Young, Cavitation, Imperial College Press, 1999.
- [3] Joon-yong Yoon, Seung-jun Lee, Eun-suk Kim, Numerical Analysis of Flows in Butterfly Vavles to Prevent Cavitation, Journal of Fluid Machinery, volume 7, issue 1, pp.9-16, 2004.
- [4] Kazuhiko Ogawa, Kouichi Hisada, Reduction of Cavitation around a Butterfly Valve (Cavitation Reduction by a Partly Enlarged Pipe), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. B, volume 13, issue 726 pp 561~566, 2007.
- [5] Young-chul Park, Jong-sub Choi, Jin Kang, A Optimization of Butterfly Valve using the Characteristic Function, Journal of Korean Ocean Engineering, volume 19, issue 3, The Korean Society of Ocean Engineers, pp.59~65, 2005.
- [6] Yang, B. S, W. W. Hwang, Cavitation detection of butterfly valve using support vector machines, Journal of Sound and Vibration 287(1-2): 25-43, 2005.
- [7] A. D. Henderson, J. E. Sargison, G. J. Walker, J. Haynes, A Numerical Study of the Flow through a Safety Butterfly Valve in a Hydro-Electric Power System, 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, 2007.
- [8] ANSYS Europe Ltd, ANSYS CFX-Solver 10.0 :Theory, ANSYS Europe Ltd, 2005
- [9] M. S. Bhatti and R. K. Shah, Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts, In Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, ed. S. Kakaç, R. K. Shah, and W.Aung, New York: Wiley Interscience, 1987.
- [10] Munson. B. R., Yong. D. F. and Okiishi, T. H., Fundamentals of Fluid Mechanics, John Wiley Inc, 2002, fourth edition.
- [11] Yunus A. Çengel, John M. Cimbala, Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, McGraw-Hill, 2006, international edition.