

보조 동력 장치 연료 공급용 서보밸브의 유동 특성 해석

Flow Characteristics of the Servo Valve in the Fuel Supply System of APU

김성수 · 장세명 · 정헌술 · 류 혁 · 이상호

S. S. Kim, S. M. Chang, H. S. Jeong, H. Ryu and S. H. Lee

Key Words : 밸브 특성(Valve characteristics), 서보밸브(Servo valve), 유동력(Flow force)

Abstract: In this paper, the authors benchmark a servo valve model for the fuel supply system of Auxiliary Power Unit (APU) in the KHP helicopter. This valve is directly driven with a torque motor, and the size of small gap controlled by a flapper can make change of flow rate under given pressure drop between inlet and outlet. CFD analyses using a commercial code, ANSYS-CFX 10 are performed for the series of three-dimensional models at various openness conditions. The computational results on simplified models show that CFD can play a fine roll in the design of flow path as well as in the estimation of flow force due to its precision and good repeatability. Consequently, the CFD analysis helps valve designers to understand its flow characteristics from the basis of physical fundamentals.

기호 설명

F : 유동력 (flow force)
 \dot{Q} : 체적유량 (volume flow rate)
 T : 온도 (temperature)
 T_{ff} : 유동토크 (flow torque of flapper)
 U : 유속벡터 (flow velocity vector)
 c_{dc} : 유출계수 (discharge coefficient)
 e : 단위 질량 당 총에너지
 (total energy per unit mass)
 h : 단위 질량 당 총엔탈피
 (total enthalpy per unit mass)
 k : 열전도 계수
 (heat conduction coefficient)
 p : 압력 (pressure)

t : 시간 (time)
 v : 평균 유체 속도 (mean flow velocity)
 η : 동점성 계수 (dynamic viscosity)
 μ : 점성 계수 (viscosity coefficient)
 ρ : 밀도 (density)

1. 서 론

보조 동력 장치(APU, Auxiliary Power Unit)는 가스 터빈 추진 방식의 항공기에서 발전기와 같은 주 추진 동력 이외의 장치를 구동하기 위해 주 동력 장치 옆에 배치된다. 다른 엔진들에서와 마찬가지로 보조 동력 장치에 고도와 속도, 가속도 등 비행 상태 및 운전 조건에 따라 적절한 연료 공급이 필요하며, 그 유량은 전자 유압식 서보 밸브를 이용하여 조절한다¹⁾. 본 연구 에서 사용하는 서보 밸브 모델에서는 전기 구동 되는 토크 모터에 의해 플래퍼(flapper)라고 불리는 막대가 작은 간극(gap)을 열었다 닫았다 하면서 유량을 조절하게 된다(Fig. 1).

지금까지 국제적 수준의 밸브 개발 회사에서는 설계를 위한 기본 연구로 전산유체역학 도구를 사용해 왔다²⁾. 특히 유로의 형상은 다른 유체 기계들과 마찬가지로 실제 개발시 개념설계 단계 에서부터 전산유체역학의 도움을 많이 받고 있다³⁾. 그러나 많은 연

접수일 : 2008년 9월 17일
 장세명(책임저자): 군산대학교 기계자동차공학부
 E-mail : smchang@kunsan.ac.kr,
 TEL : 063-469-4724, FAX : 063-469-4627
 김성수, 정헌술: 군산대학교 기계자동차공학부
 류혁: 한국항공우주연구원 KHP 사업팀
 이상호: 국방과학연구소

구 결과들이 아직 출판되지 않았으며, 난류 또는 공동 현상(cavitation)과 같은 유동 물리 현상을 중심으로 유체역학적 연구가 이루어져 왔다⁴⁾. 지금까지 주로 본 연구에서와 같은 직접 구동형 밸브보다는 피스톤 모양의 스푼(spool)을 사용하는 밸브 등에서 내부 유로의 유동 압력을 구하고, 이를 바탕으로 유압에 의해 발생하는 힘을 계산하는 데 전산 유체역학 상용 코드가 사용되어 왔다⁵⁾. 최근 국내에서도 밸브를 개발하는 단계에서 유동력 계산 등에 전산유체역학을 보조 도구로 유용하게 이용하고 있다⁶⁾.

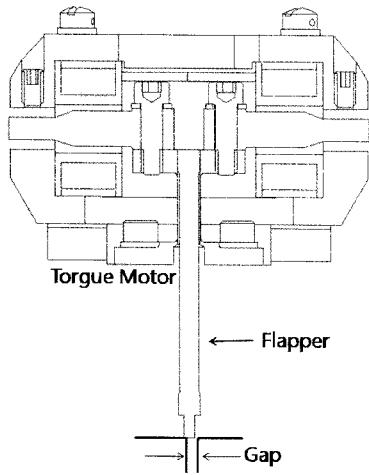


Fig. 1 Principle of the present servo valve model

참고문헌 4)를 제외하고는, 현재까지의 연구에서는 서보 밸브의 개발에 있어 주로 동역학이나 제어공학의 입장에서 유체에 의한 외력(external force)을 계산하는 보조 도구로 전산유체역학을 이용해 왔다. 현실적으로 대부분의 밸브 회사들이 내부에서 일어나는 기초적인 유동 현상을 충분하게 이해하지 못한 채 직접 개발에 필요한 유량 계수 등의 적분된 인자들(lumped parameters)을 얻는데 급급해 오고 있다.

따라서 본 연구에서는 보다 체계적이고 해석적인 기반 위에서 실용적인 문제들에 접근하고자 한다. 본 연구의 일차적 목적은 전산유체역학 기법을 이용하여 적절하게 단순화된 서보 밸브의 유로 모델을 대상으로 서보 밸브의 특성곡선(characteristic curve)을 도출하고, 플래퍼의 구동력에 영향(feedback)을 미치는 유동력(flow force)을 계산하는데 있다.

먼저 밸브 내부에서 일어나는 유동 현상을 제대로 가시화하고, 이를 바탕으로 요구 사항에 대한 해석과 나아가 최적화 및 설계를 위한 기초 데이터를 제공해 가기로 한다.

2. 해석 방법

2.1 지배방정식

3차원 공간에서 유체에 대한 지배방정식은 다음과 같은 Navier-Stokes 방정식의 계로 나타낸다.

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

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{U} \quad (2)$$

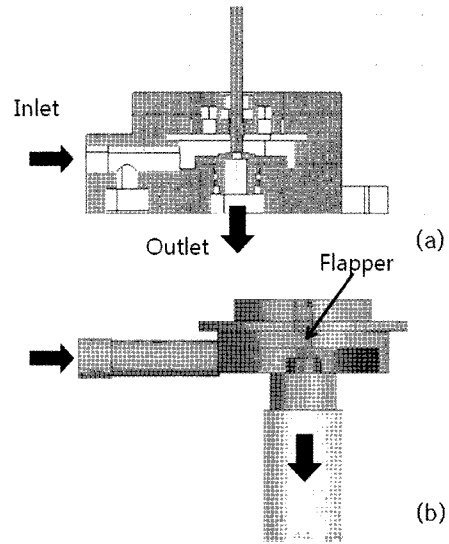


Fig. 2 Servo valve models: (a) original 3-D drawing, (b) simplified CFD model

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h) = k \nabla^2 T + \mathbf{U} \cdot \nabla p \quad (3)$$

본 연구에서 다루는 유체의 유동장은 비교적 유체 속도가 느리기 때문에 밸브 내에서의 열전달을 무시할 경우 비압축성 유동(incompressible flow)으로 볼 수 있으나, 식 (1)~(3)에서는 추후 보다 광범위한 파라미터 영역의 연구를 위하여 일반적인 압축성 유동에 대한 지배 방정식으로 표현하기로 한다.

2.2 계산영역 및 문제정의

본 연구에서 사용하는 밸브 모델은, 먼저 도면으로부터 상용 프로그램인 CATIATM를 이용하여 3차원 모델을 그리고, 이로부터 ANSYS WorkbenchTM에서 유로를 그리고, 이를 계산 목적에 맞도록 단순화한다. Fig. 2(a)-(b)는 이러한 과정을 나타낸 것이다.

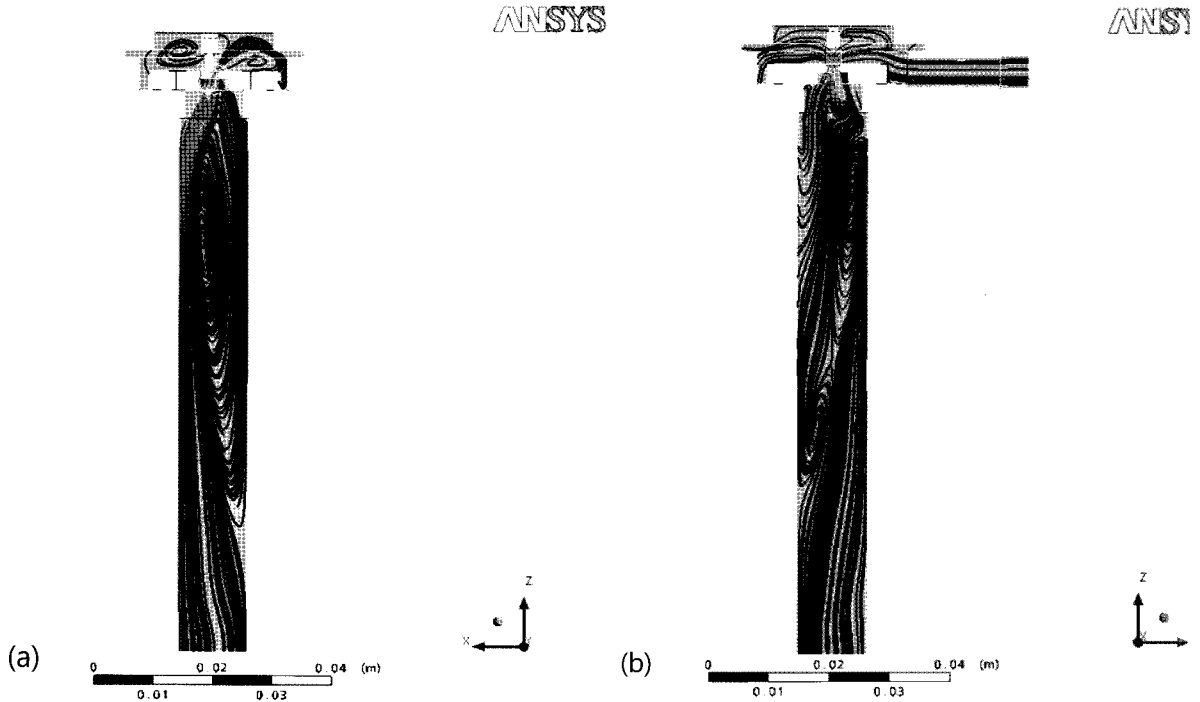


Fig. 3 Baseline computation: (a) side view, (b) front view where lines are streamlines

유동은 수평 방향으로 진입한 후 직각으로 꺾여 미세 간극을 지나 나간다. 또한 관로 시스템에서 일정 차압 밸브(relief valve)로 연결된 관로는 계산 격자의 개수를 절약하기 위해 생략 하여 단순화하기로 한다.

플래퍼의 위치는 Fig.1에서 볼 수 있듯이 토크 모의 구동 조건에 관계된다⁷⁾. 본 연구에서는 개도(開度, openness)를 플래퍼의 끝단이 간극 일부의 면적을 덮었을 때, 열린 부분과 원래 간극 면적 사이의 비⁸⁾로 정의하고, 각각 0(완전 폐쇄), 0.25, 0.5, 0.75, 1(완전 개방) 등과 같이 각각 다른 개도의 모델을 만들었다. 플래퍼는 1 차원적으로 구동하므로 개도와 플래퍼의 움직인 거리는 비례한다.

2.3 경계조건 및 격자계

이렇게 해서 만들어진 서보 밸브 모델의 정격 구동 조건은 Table 1에서와 같다. 식 (1)~ (3)을 적용하기 위한 경계 조건으로, 입구에서는 일정 정압 조건을, 출구에서는 압력 강하 조건 또는 일정 유량 조건을, 그리고 벽면에서는 점착 조건(no-slip condition)을 적용하였다.

본 연구에 사용한 상용 코드 ANSYS-CFXTM 11에서는 기본적으로 사면체(tetrahedral)인 비정렬 격자를 사용한다^{8,9)}. 사면체 격자는 각 면이 삼각형을 이루며, 복잡한 기하학적 형상에 대한 적응성이 뛰어나

나다는 장점을 지니고 있다. 본 연구의 모든 계산에서 난류모형은 $k-\epsilon$ 모델을 적용하고, 한번의 계산에 대략 6만개의 격자를 사용하였다.

Table 1 Basic performance of the present servo valve.

Category (unit)	Value
Inlet pressure (psi)	700
Pressure drop, Δp (psi)	65
Volume flow rate (lph)	130

3.1 유동장의 형태

먼저 기저 차압 조건에서 유동장의 정성적 모습을 관찰하기로 한다. Fig. 3(a)~(b)는 개도 0.5에서 정격 Δp 가 유지되고 있을 경우의 유선을 나타낸다.

Fig. 3(a)의 밸브 내부에서 간극은 매우 좁기 때문에 유체가 매우 빠른 속도로 간극을 통과한다. 이와 같은 빠른 속도로 인하여 유체의 후류는 제트 형상을 이루고 있다. 제트는 벽면에 부딪히면서 Quanda 효과에 의해 벽면을 타고 굴절 되면서 흐른다. 출구의 형상에 따라 이렇게 굴절된 제트 흐름은 흔히 난류로 발전할 수 있다⁴⁾.

미세 간극에서의 레이놀즈 수를 구해보면, 대략 다음과 같은 수치가 나온다.

$$Re_{gap} = \frac{vb}{\eta} \approx 10^4 \quad (4)$$

이때 작동 유체의 물성치는 일반적인 항공유(JP-8)의 것을 사용하고, b 는 간극 열린 부분의 단면에서 일정한 폭 길이에 해당한다. 따라서 강한 순방향의 압력 구배에도 불구하고, 이 정도로 큰 레이놀즈 수에서는 쉽게 유동 불안정성(flow instability)이 일어날 수 있다¹⁰⁾. 그러나 실제 시스템은 일정 차압 밸브에 의해 출구의 압력이 조절되므로, 문제 풀이의 편의를 위하여 정상 상태에서 난류에 의한 출구 경계 조건의 영향(surging)은 거의 없다고 가정하기로 한다.

Fig. 3(b)에서 진입 유동이 밸브 간극의 앞전에서 마치 전방 계단(forward step) 유동장과 같이 박리(separation) 후 재부착(reattachment)됨을 알 수 있다. 즉, 입구에서 진입 유동은 거의 층류에 가까운 거동을 보인다.

3.2 차압 유량의 특성 곡선

일반적인 유체 시스템에 대해 유량차압의 관계식은 다음과 같다. 먼저 내부 유동의 체적 유량(\dot{Q})은

$$\dot{Q} = Av \quad (5)$$

여기에서 A 는 측정 위치의 단면적, 그리고 v 는 단면에 수직인 유체 평균 속도를 의미한다. 베르누이 방정식에 의해 차압(Δp)과 유체 속도의 관계식은 다음과 같다.

$$v = c_{dc} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (6)$$

유출 계수는 밸브 간극 부위의 유로 형상이 급격하게 교축하는 영향으로 입구 유체가 가진 운동량의 손실에 의해 통상 1보다 작은 값을 갖는다.

식 (5)에 식 (6)을 대입하면 최종적으로 다음과 같은 식을 얻게 된다.

$$\dot{Q} = c_{dc} A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (7)$$

따라서 차압과 유량 사이의 관계를 본 연구에서와 같이 전산유체역학 해석을 통해 얻을 수 있다면, 식

(7)에서 역으로 유출 계수를 구할 수 있다. 로 일정 차압에서 개도를 변화시키면서 얻을 수 있는 유출 계수 값은 다음 Table 2에서와 같다.

Table 2 Discharge coefficients of the various openness conditions

Openness	c_{dc}
0.25	0.7776
0.5	0.7839
0.75	0.7892
1	0.7911

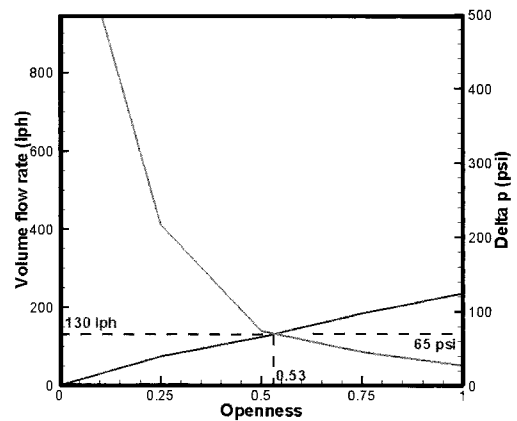


Fig. 4 Finding of the openness at baseline condition

식 (7)에서 유출 계수의 값을 대략

$$c_{dc} \approx 0.79 \quad (8)$$

이며, 이 값은 정격 조건 근방에서 유효한 값으로 사용될 수 있다. 식 (8)과 같은 유출 계수의 값은 다른 유압 시스템에서도 이와 비슷한 값을 보이므로, 일단 그 대략적인 수치는 공학적으로 타당한 값으로 판단된다.

Fig. 3의 유선(streamline)에서 관찰할 수 있는 바와 같이 좁은 오리피스 간극 구멍을 통과한 유동이 후류 관로 벽에 휘돌아 부딪치면서 복잡한 3차원 유동을 발생시킨다. 따라서 본 연구에서 주어진 밸브는 공학적으로 최적화된 유로 형상이라고 볼 수 없다. 만일 플래퍼의 여단음이 Fig. 3(a)에서처럼 횡방향(xz 평면)이 아니고 종 방향(yz 평면)으로 작용한다면, 거의 좌우 대칭인 보다 안정된 유동이 발생할 것으로 예측된다.

한편 개도 1(완전 개방)에 대하여 주어진 정격 차압 조건에 대해 해석을 실시해본 결과, Table 1에 주

어진 정격 유량 조건을 만족시킬 수 없었다. 즉, 실제 시스템에서 플래퍼가 최대 변위를 갖는 지점이 유동력 등에 의해 간극이 완전히 개방되지 않았다.

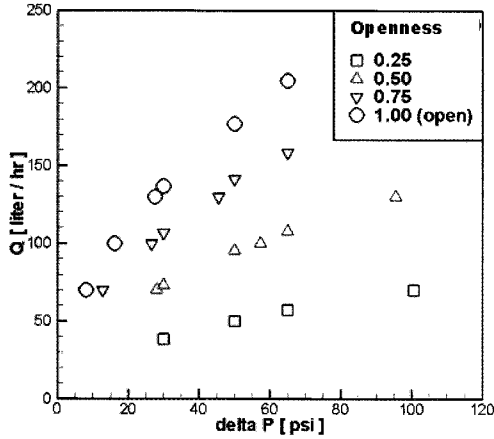


Fig. 5 Characteristic curves at off-baseline condition

문제는 어떻게 정격 차압과 유량 조건을 동시에 만족시키는 개도를 구할 수 있는냐는 것이었다. 이 문제는 Fig. 4에서와 같이 각각 출구에서 일정 차압 및 일정 유량 조건을 적용하여 반복 계산한 다음, 두 차압-유량 그래프의 교점을 구함으로써 해결할 수 있었다. 그림에서 볼 수 있듯이 평형점에서의 개도는 약 0.53으로 추정되며, 검증 계산 결과 오차 5% 내로 일치함을 확인하였다.

Fig. 5는 기저 설계점인 정격 조건 이외의 개도에서 차압-유량의 특성 곡선을 그려본 것이다. 일반적으로 식 (7)~(8)의 관계에 의해 탈 설계점(off-baseline)에서도 비교적 매끈한 특성 곡선을 얻을 수 있다. 이 그래프를 토대로 추후 정격 조건이 바뀌었을 때의 밸브의 특성 값을 계산할 수 있다.

3.3 유동력의 계산

유체 흐름에 의해 플래퍼에 작용하는 유동력을 계산하는 방법에는 두 가지가 있다. 직접법 (direct method)은 다음과 같이 전산유체역학 해석으로 구한 플래퍼 표면의 압력 분포를 적분하여 힘과 모멘트를 구하는 방법이다.

$$F = \int_{Surface} pdA \quad (9)$$

$$T_{ff} \approx Fl \quad (10)$$

여기에서 l 은 플래퍼의 힌지 점과 끝단 압력 중심 사이의 유효 거리를 의미한다.

한편 일반적으로 유압 시스템 해석에 많이 사용하는 간접법(indirect method)은 운동량 이론 (momentum theory)에 근거한 것으로, 전산 유체역학 해석으로부터 간극을 지나면서 꺾이는 유체의 각도와 속도를 측정하여 유입 운동량의 변화로부터 플래퍼에 걸리는 유동 힘을 계산하는 방법이다.

Fig. 6(a)~(c)에서는 이러한 간접법을 적용할 때 평균 속도 벡터를 구하는 방법에 대해서 순차적으로 설명한다. 평균 속도를 구하는 방법은 여러 가지가 있지만, 여기에서는 다음에 설명하는 방법으로 속도의 크기와 유동 각을 구하고자 한다. 전산유체 해석으로 구한 유동장은 3차원이지만, 국지적으로 평균적인 유체의 거동은 1차원으로 가정하고, 오직 xz 평면)만의 정사영 벡터를 고려한다.

Fig 6(a)에서는 실제 계산에서 유동 각과 유동 평균 속도를 계산하는 방법을 보여준다. 계산의 편의상

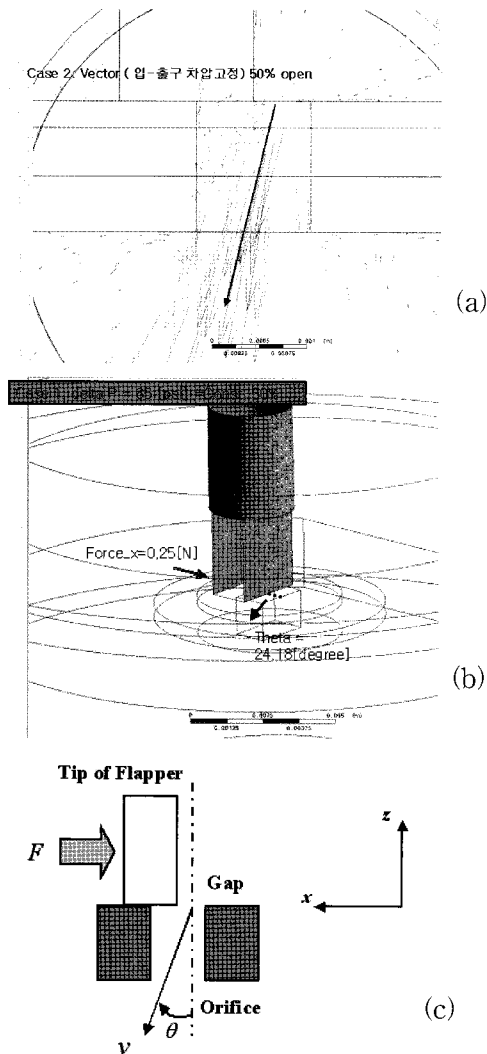


Fig. 6 Deflection of flow: (a) velocity field of CFD, (b) 3D view, (c) definition of flow angle.

평균값들은 간극의 열린 부분 정 중앙으로부터 일정 거리의 세 점(1/4점, 중점, 3/4점) 값의 산술 평균을 사용한다. Fig. 6(b)에서 유동은 진입하여 수직으로 꺾인 다음 xz 평면상에서 평균 각을 가지고 노즐부를 빠져나간다. 이 때 평균 유속 벡터가 간극의 수직 면과 이루는 각을 유동각(flow angle, θ)으로 정의하기로 한다(Fig. 6(c)). 이때 간극에서는 유체 속도가 커지므로 주변보다 낮은 압력이 걸리게 되고, 유동력은 밸브를 닫는 방향으로 작용한다. 이러한 경향은 일반적인 유압 시스템에서 밸브의 정적 안정성을 만족시킨다.

Table 3 Comparison of flow forces

Openness	0.25	0.50	0.75
Flow angle [deg.]	28.82	24.18	20.74
F, directly, [N]	0.16	0.25	0.32
F, indirectly, [N]	0.16	0.24	0.30
Error, [%]	0	4.0	6.25

연속 방정식으로부터

$$A_i v_i = A v \tag{11}$$

여기에서 아래 첨자 i 는 계산 영역 입구에서의 값을 의미한다. 운동량 방정식으로부터, 입구 유동과 평행한 방향의 힘은 다음과 같다⁶⁾.

$$F = \rho A_i v_i (v \sin \theta - v_i) = \rho \dot{Q} (v \sin \theta - v_i) \tag{12}$$

여기에서, 힘은 형상 및 유동 조건으로부터 주어진다. 간극에서의 유동 속도(v) 및 유동각(θ)만 알면 식 (12)에 의하여 플래퍼에 작용하는 수평력을 구할 수 있고, 이를 바탕으로 식 (10)에서와 같이 유동력에 의한 모멘트를 구할 수 있다. Table 3은 지금까지 설명한 두 가지 방법으로 구한 정격 차압 조건에서의 유동력 값들이며, 두 방법의 상대오차는 최대 7% 미만 이므로, 현재의 문제에서 두 방법 모두 사용 가능하다.

4. 결 론

본 논문에서 저자들은 보조 동력 장치 연료 공급 시스템에서 실제로 사용되고 있는 유량 조절용 서보

밸브를 3 차원적으로 모델링 하여 적절한 상용 코드를 이용하여 이를 전산유체역학 기법으로 해석해 보았다. 기저 설계 값으로부터 유동장의 형태를 가시화 하고, 차압-유량의 특성 곡선을 그렸으며, 플래퍼에 작용하는 유동력을 표면 압력장 및 간극 내 속도장을 이용하여 계산하여 보았다. 전산해석 결과로부터 지금까지 얻은 본 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) Fig. 2(b)와 같이 유동의 진입 방향과 플래퍼의 작동 방향이 수직일 경우, 유입된 유동은 Fig. 3(a)에서와 같이 수직으로 꺾여 미세 간극을 통과해야 한다. 노즐부의 벽면에 유동이 점착되는 Quanda 효과로 인해 입구 유동이 가진 에너지를 잃게 되고, 이는 시스템적으로 유압 기기의 압력 손실로 나타난다 유선의 형태로 보아 본 연구에서 주어진 밸브의 유로 형상은 3차원적으로 최적화되지 않은 형상이지만, 밸브의 평균 유출 계수의 값이 0.79인 것은 공학적으로 수용할 수 있는 값으로 여겨진다.

(2) 전산유체역학 기법은 서보 밸브의 설계 단계에서 꺾어야 할 시행착오를 획기적으로 줄여주며, 정격 조건 이외에도 탈 설계점에 대한 다양한 특성 데이터를 얻을 수 있다. 또한 본 연구를 통하여 초기 설계시 미처 주어지지 못한 경계 조건으로 정격 조건에 대한 개도를 결정할 수 있었다(Fig. 4). 본 연구에서 구한 특성 곡선(Fig. 5)과 유동력(Table 3) 등의 자료는 추후 별도의 연구로 시행할 예정인 실험 결과와 비교할 귀중한 기초 해석 데이터로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 지식경제부 한국형헬기 민군겸용 구성 품개발사업(KARI 주관) 위탁연구결과 중 일부입니다. 저자들은 서보 밸브의 상용 코드 구동을 도와준 (주)계양정밀 노태현 연구원에게 감사드립니다.

참고 문헌

- 1) 정현술, 장세명, 장강원 외, 2008, "APU 연료시스템 서보밸브 설계/해석 기술 개발", 연차보고서, 한국항공우주연구원.
- 2) Finke M. and Becher D., 2002, "Product Design and Testing at Moog: Turning High Performance into Reality," <http://www.moog.com>, pp. 1~5.

- 3) Bauer F., Reichert M., and Murrenhoff H., 2005, "The Use of Piezo-actuators for High Dynamic Servovalves," *Ölhydraulik und Pneumatik*, Vol. 49, No. 6, pp. 2~16.
- 4) Chen Q. and Stoffel B., 2004, "CFD Simulation of a Hydraulic Servo Valve with Turbulent Flow and Cavitation," PVP2004-3107, ASME, Vol. 191, pp. 197~204.
- 5) Okunghowa N. S., 2006, "CFD Analysis of Steady State Flow Reaction Forces in a Rim Spool Valve", Master Thesis, University of Saskatchewan, Canada.
- 6) 신원규, 최현영, 신호필, 문의준, 2003, "계단형상에 의한 스푼밸브의 유동력 보상," *한국정밀공학회지*, Vol. 20, No. 6, pp. 145~150.
- 7) 장세명, 장강원, 정헌술, 이동호, 2007, "보조 동력 장치 연료 공급용 서보밸브의 토크모터 전자기 해석," *항공우주시스템공학회지* Vol. 1, No. 3, pp. 7~12.
- 8) 장세명, 이장호, 2007, "10 kW급 수평축 풍력 터빈 로터 블레이드의 공력 설계," *한국 항공우주공학회지*, Vol. 35, No. 10, pp. 884~890.
- 9) 노태현, 2008, "다양한 유동장을 구현하기 위한 가상 풍동 시스템 구축", 석사 학위 논문, 군산대학교.
- 10) White F. M., 1991, "Viscous Fluid Flow", 2e, McGraw-Hill.