

임펠러/벨류트의 상호작용을 이용한 원심펌프의 성능예측 Performance Analysis on Centrifugal Pump Using Impeller/Volute Interaction

*이기수¹⁾ · 최창호¹⁾ · 김진한¹⁾ · 양수석¹⁾

Gee-Soo Lee, Chang-Ho Choi, Jin-Han Kim and Soo-Seok Yang

ABSTRACT

Any circumferential variations of the impeller exit flow conditions influences on the volute inlet flow conditions. All these interactions are strongly coupled and affect consequently the performance of centrifugal pumps. In this paper, a commercial CFD code, which solves three-dimensional quasi-steady Navier-Stokes equations with an impeller/volute interaction, is used for the prediction of a centrifugal pump performance. The simplified model of an impeller/volute interaction requires affordable computing time and provides relevant results. As a result, detailed flow structures such as pressure rise, recovery and loss mechanism on the centrifugal pumps are obtained. Especially, hydraulic performances are compared between the case of impeller only and the case of impeller with volute configuration. In addition, pump performance at off-design operation are observed and discussed.

1. 서론

액체로켓은 액체 연료와 산화제를 연소시켜 분사시킴으로써 추진력을 얻는다. 고추력과 고효율을 얻기 위해서는 액체연료와 산화제가 가압상태로 연소실에 공급되어야 하는데, 이에 크게 두 가지 방식이 있다. 즉, 고압의 연료를 탱크에 직접 저장하는 가압식과 저압으로 탱크 내에 저장된 연료를 터보펌프로 가압시키는 터보펌프 방식이 있다. 가압식은 구조가 간단한 장점이 있지만, 고압을 지탱하기 위하여 탱크의 벽 두께가 두꺼워져야 하므로 엔진의 비추력이 낮아지는 단점이 있다. 반면, 터보펌프 방식은 고속으로 회전하는 터보펌프와 관련한 진동 및 공동화 제어 등의 고도의 기술을 필요로 하지만 공급탱크의 경량화가 가능하며 비추력을 크게 할 수 있는 장점이 있다.[1,2]

Fig. 1은 액체로켓용 터보펌프의 개요도를 나타낸 그림이다. 고속으로 회전하는 원심펌프의 공동화 방지를 위해 장착되어 최소 유효흡입수두(NPSH)를 낮춰주는 인듀서와 임펠러와 벨류트로 이루어진 원심펌프로 구성되어 있다.

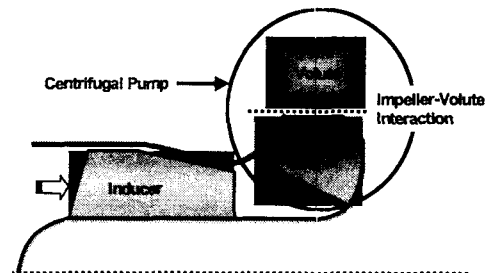


Fig. 1 Schematic sketch for turbopump unit

1) 한국항공우주연구원 터보기계연구그룹 (305-600 대전시 유성구 어은동 52번지)

위와 같은 터보펌프 설계에 있어서 CFD를 이용한 설계기법은 전통적으로 사용되어 온 실험과 경험에 근거한 1-D, 2-D 기법과 더불어 효율적인 설계도구로서 널리 사용되고 있으며 많은 개발시간과 비용을 절감할 수 있는 장점이 있다.

터보펌프의 인듀서를 배제한 원심펌프의 성능을 정확히 예측하기 위해서는 임펠러와 벌류트의 내부유동 그리고 임펠러/벌류트의 상호작용에 대한 다당한 수치적 모사가 이루어져야 한다. 그러나, 회전하는 임펠러 출구유동은 근본적으로 비정상 유동이며 원주방향으로 유동이 변하므로 벌류트 입구조건 또한 그에 따라 변화되며, 임펠러의 고속회전으로 인해 출구에서 유동의 혼합(mixing)이 일어나는 등 매우 복잡한 유동양상을 띄게 된다. [3] 임펠러/벌류트의 상호작용을 정확히 모사하기 위해서는 3차원 비정상 유동해석을 수행해야만 하므로 현재로서는 많은 기억용량과 계산시간으로 인해 어려움이 있다. 그러므로 임펠러/벌류트 상호작용에 대한 준정상해석 방법인 국소 보존 커플링기법(local conservative coupling) [4]과 피치방향 보존커플링(conservative coupling by pitchwise rows) 기법 [5, 6]을 적용하여 처리하였다.

본 연구에서는 상용 CFD 코드를 이용하여 임펠러/벌류트에 대해 3차원 유동해석을 수행하였다. 유동해석을 통해 임펠러와 벌류트 내부의 유동박리와 이차유동에 의한 유동손실을 규명하고, 임펠러/벌류트 상호작용에 대한 수치모사를 수행하여 성능 예측 결과를 비교해 보았다. 또한, 입구 유량변화에 따른 펌프성능을 예측하였다. 따라서, 유동해석 결과를 바탕으로 펌프의 성능을 평가하고, 향후 재설계에 필요한 설계변수 자료를 구축하고자 한다.

2. 수치해석 기법

본 연구에서는 상용유동해석기인 Fine/Turbo [7]를 이용하여 임펠러 및 임펠러/벌류트를 해석하였다. Fine/Turbo는 공간차분법으로 가점성을 포함하는 중심차분법, 시간차분법으로 Runge-Kutta 시간전진법을 사용한다. 또한 비압축성 유동을 해석하기 위하여 예조건화기법을 채택하였다. 수렴가속을 위해 다중격자법(multigrid), 잔류항평균법(residual smoothing) 등을 사용하였다. 난류효과를 고려하기 위해 Baldwin-Lomax 모델을 사용하였다. 입구경계조건으로

인듀서 계산 출구 조건을 부여했으며, 출구에서는 정압을 주었다.

임펠러/벌류트 경계면에서의 효과적인 계산을 위해 준정상 해석방법인 국소 보존 커플링기법과 피치방향 보존 커플링을 사용하였다. 전자는 임펠러/벌류트 경계면에서의 국소적으로 플럭스의 방향을 고려하는 방법으로 경계면을 통한 전체유량의 보존차원에서 많은 이점이 있다. 후자의 경우는 피치방향으로 평균된 값을 임펠러와 벌류트 경계면에서 교환함으로써 유동의 모사에 있어 다소 비물리적인 현상을 가져오지만 국소 보존 커플링 기법의 수치적 불안정성을 피할 수 있어 탈설계 성능예측과 같은 다양한 계산조건에서 보다 강건성(robustness)을 유지할 수 있다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

본 연구에서 계산에 사용된 원심펌프는 베인없는 펌프(vaneless pump)로써 펌프사양을 Table 1, 형상을 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다.

Table 1 Basic Specifications of Impeller/Volute

Parameter	Value
Mass Flow Rate(kg/s)	23.7
Blade No.	6
Rotational Speed(RPM)	50,000
Blade angle at L.E midspan (β_1)	28.36°
Blade angle at T.E midspan (β_2)	30.9°
Thickness of blade(mm)	2
Ratio of Radius (r_2/r_1)	1.435
Ratio of Area (A_{out}/A_{th})	1.72
Height of volute (H, mm)	20

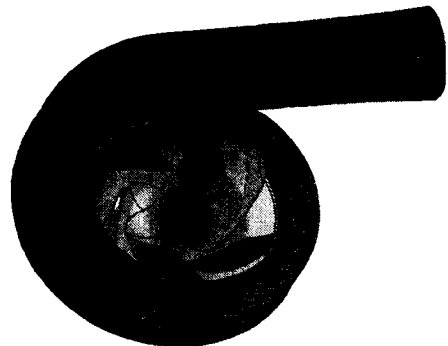


Fig. 2 A 3-D view of Impeller/Volute

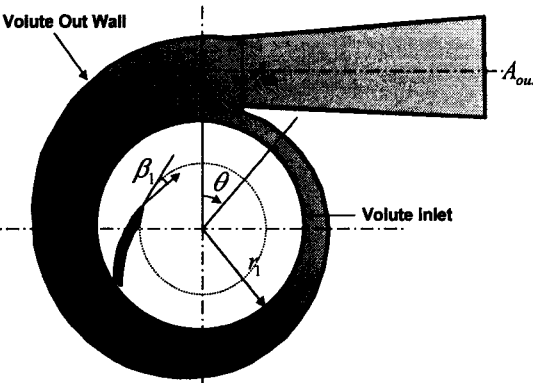
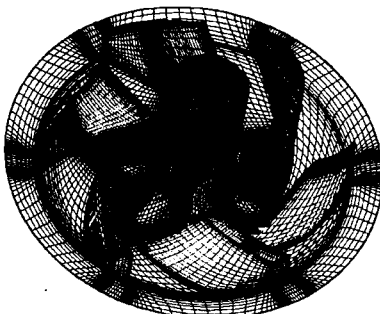
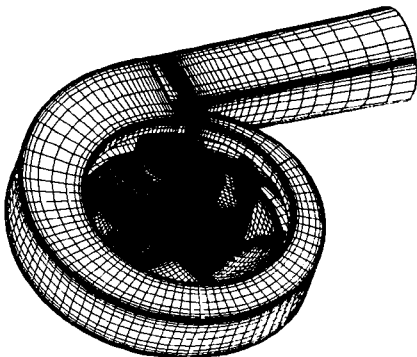


Fig. 3 Geometry of Impeller/Volute

임펠러 그리고 임펠러/벌류트의 계산에 사용된 격자계의 형상을 Fig. 4에 나타내었다. 격자는 격자계가 부드럽게 형성되고 앞전, 뒷전 그리고 벽에 밀집되게 생성하였다. 계산에 사용된 격자점의 수는 임펠러(Fig. 4 (a))의 경우 약 18만개, 임펠러/벌류트(Fig. 4 (b))를 계산할 경우는 약 55만개의 격자점을 사용했다.



(a) Impeller



(b) Impeller/Volute

Fig. 4 Computational grid for the centrifugal pump

3.1 임펠러 유동해석

Fig. 5는 임펠러 자오면에서 원주방향으로 평균된 유선분포를 나타낸 그림으로, 임펠러 입구 쉬라우드 부근에서 재순환(recirculating zone)이 발생함을 알 수 있다. 이러한 현상은 쉬라우드 부근의 축방향으로 흐르던 유체가 반경방향으로 선회를 함으로써 임펠러 압전 흡입면 부근의 저압발생이 역류를 가져오게 된 것으로 사려된다. 이러한 재순환 영역의 발생은 Fig. 6에서 보듯이 임펠러 입구의 국부적인 전압상승을 가져오게 되지만, 임펠러 전체의 성능을 감소시킨다. 임펠러 블레이드 입구를 지난 유동은 재순환영역 뒤의 면적의 증가로 인해 임펠러 허브에서의 또 하나의 작은 재순환 영역을 형성하며 블레이드를 지남에 따라 허브에서 쉬라우드쪽으로 이동하는 것을 관찰 할 수 있다. 따라서, 임펠러 출구 허브보다 쉬라우드에서 상대적으로 전압이 크게 상승하게 되고, 임펠러 출구의 불균일한 유동을 형성하게 된다.

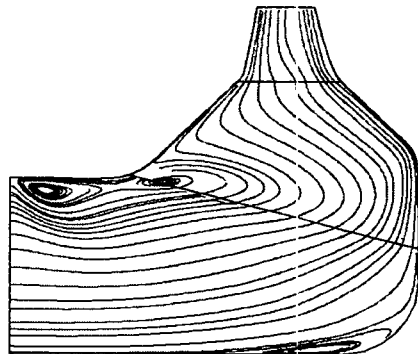


Fig. 5 Averaged-pitchwise streamline distributions

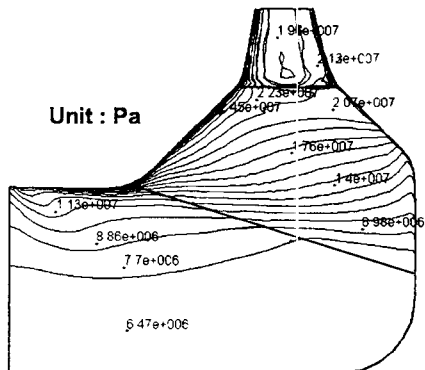


Fig. 6 Averaged-pitchwise total pressure distributions

Fig. 7은 임펠러 중간면(midspan)에서의 유선 및 정압분포를 나타낸 그림이다. 블레이드 흡입면에서 역압력 구배로 인한 유동의 박리발생과 블레이드 압전 흡입면에 저압이 발생함을 알 수 있다. 뒷전 압력면의 경우, 각이 진 블레이드에서의 큰 슬립으로 인해 국부적인 압력감소 현상이 나타남을 확인할 수 있다. 이러한 미끄러짐 현상은 블레이드 뒷전의 압력면에서 흡입면으로의 유동을 형성하므로 손실증가의 원인이 된다.

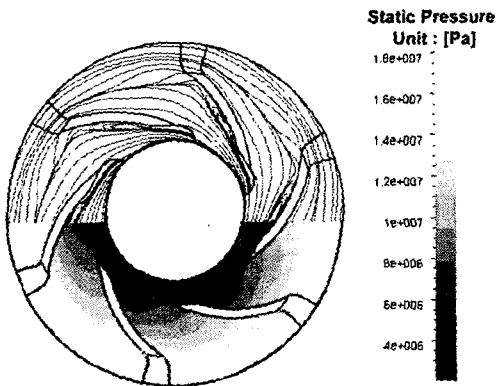


Fig. 7 Streamline and static pressure distributions at midspan

Fig. 8은 블레이드 압전 부근의 속도분포를 나타낸 그림이다. 쉬라우드 부근과 흡입면에서 2차유동이 발생함을 알 수 있다. 쉬라우드 부근의 2차유동은, 인듀서 출구조건인 익단 끝 부근의 큰 속도변화와 회전하는 임펠러 유로내의 압력차이로 인해 발생하는 것으로 판단되며, 흡입면의 2차유동은 앞서 설명했듯이 역압력 구배에 의한 유동의 박리에 의한 것이다.

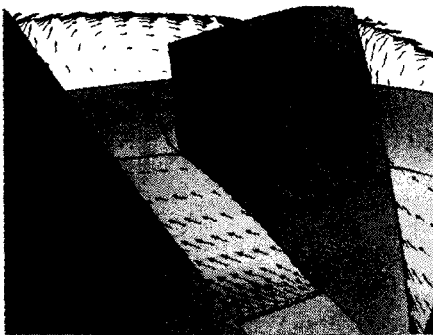


Fig. 8 Velocity vectors near blade inlet

3.2 임펠러/벌류트 유동해석

본 절에서는 임펠러/벌류트의 유동해석을 수행하여 임펠러만의 유동해석 결과와 전체 성능 예측에 있어서 그 차이를 비교해 보았다.

Fig. 9는 벌류트의 입구 및 외면(out wall)에서의 원주방향 정압분포를 나타내었다. 정압분포는 벌류트 혀에서 최저가 되며 디퓨저로 갈수록 완만한 기울기를 가지며 증가하는 것을 알 수 있다. 임펠러/벌류트 유동해석결과를 보면 정익/동인 경계면에서의 국소 보존 커플링기법과 피치방향 보존 커플링기법의 계산결과가 서로 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 다양한 입구조건에서 계산을 수행하고자 하므로 수치적 강건성이 우수한 피치방향 보존 커플링 기법을 사용하고자 한다.

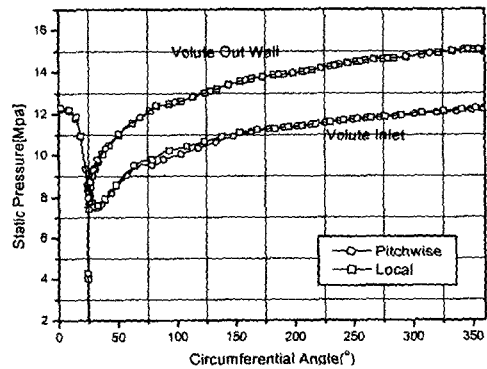


Fig. 9 Circumferential static pressure distributions at the volute inlet & outwall

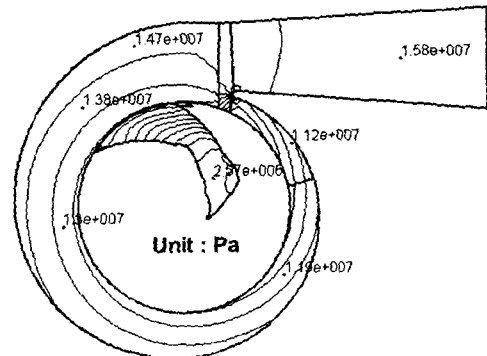


Fig. 10 Static pressure distributions at H/2

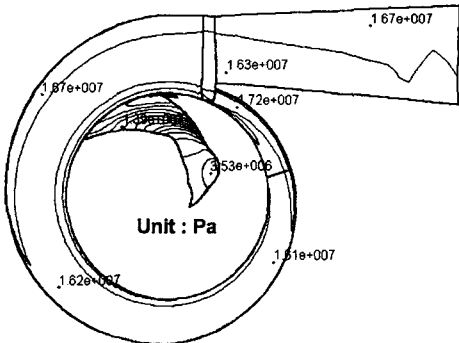


Fig. 11 Total pressure distributions at H/2

Fig. 10과 Fig. 11은 임펠러/벌류트의 정압 및 전압분포를 나타낸 것이다. 벌류트에서의 정압분포는 유로를 따라 선화하면서 그 크기는 작지만 선형적으로 증가하다 디퓨저에서 상승함을 알 수 있다. 벌류트 혀의 중심에서 큰 압력이 형성되며, 디퓨저로 빠져나가지 못한 유동과 임펠러 출구의 유동이 만나는 유로의 폭이 좁아지는 곳에서 저압이 형성한다. 임펠러에서 상승된 전압은 벌류트를 지나면서 조금씩 감소한다.

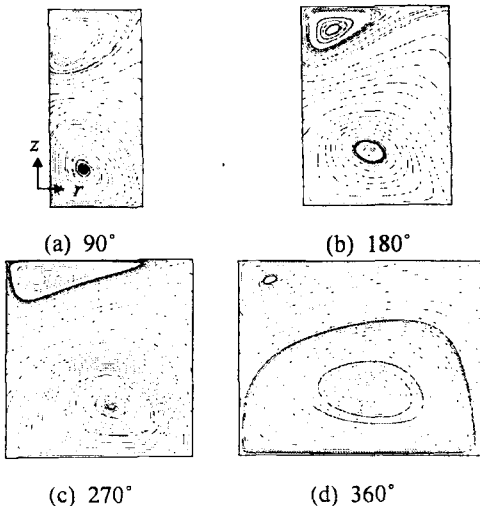


Fig. 12 Streamlines in volute cross sections

Fig. 12는 벌류트 원주방향에 따른 각 단면의 유선분포를 나타낸 그림이다. Fig. 5에서 관찰되듯이 임펠러 출구의 허브에서 쉬라우드 방향으로 속도분포는 벌류트 입구의 쉬라우드 방향의 큰 속도를 형성하게 된다. 따라서, 2차유동

은 쉬라우드 보다 허브쪽에서 보다 크게 형성되며, 벌류트 혀 근처의 강하게 형성된 2차유동은 디퓨저에 이르기까지 벌류트의 중심으로 이동하면서 그 크기는 커지지만 세기는 약하게 형성된다. 벌류트 유로내에서의 2차유동은 손실은 주요원인이 된다.

Table 2는 주어진 설계점에서 3.1절의 임펠러 유동해석 결과와 벌류트를 고려한 본질의 계산 결과를 비교하였다.

Table 2 Comparison of head rise on Impeller/Volute

Component	Head Rise at Impeller[m]	Head Rise at Volute[m]
Impeller	1,287	-
Impeller/volute	1,305	-142.5

임펠러/벌류트 유동해석에 있어서 임펠러의 수두증가는 임펠러 입구와 임펠러/벌류트의 경계면의 차이로 정의했으며, 임펠러만의 유동해석의 경우보다 약 1.43% 수두상승을 예측했다. 그 이유는 뭉툭한 임펠러 블레이드 출구에서 유동의 박리에 의한 손실과 미끄러짐에 의한 손실을 임펠러/벌류트 경계면이 상쇄시켜주기 때문으로 판단된다. 또한, 벌류트의 큰 손실은 벌류트 단면이 사각형이고, 원주방향을 따라 면적이 급격하게 증가하여 유동속도가 과다하게 줄어들었기 때문으로 판단된다. Table 3은 벌류트 입구에서부터 목, 출구까지 각 단면에서 평균된 속도와 정압비를 나타내었는데, 목과 출구에서 속도비가 비교적 낮게 나타난 것을 관찰할 수 있다.

Table 3 Losses in Volute

	inlet	throat	outlet
u/u_{in}	1	0.45	0.29
p/p_{in}	1	1.33	1.43

3.3 임펠러/벌류트의 탈설계점 성능예측

원심펌프의 탈설계점 성능을 예측하기 위하여 설계유량을 포함한 4개의 유량조건에서 수치해석이 수행되었다. 유량계수(ϕ , flow coefficient) 및 수두계수(ψ , head coefficient)는 식(1)과

같이 정의된다.

$$\phi = \dot{m}/(\rho A_1 U_{T1}), \quad \psi = \Delta P_t/(\rho U_{T2}^2) \quad (1)$$

여기서, A_1 은 임펠러 입구면적, U_{T1} , U_{T2} 은 각각 입, 출구 익단속도, ΔP_t 는 임펠러 입구와 벌류트 출구의 전압력 차를 나타낸다.

Table 4 Performance results for Impeller/Volute case

\dot{m}/\dot{m}_d	ϕ	ψ	η
0.9	0.129	1.896	0.764
1.0	0.142	1.849	0.783
1.4	0.2	1.606	0.803
1.6	0.228	1.431	0.805

Table 4에 그 결과를 나타내었는데 유량이 증가할수록 수두계수는 감소하는 반면 효율은 증가한다. 유량이 증가하면 자오면에서의 유동속도가 증가하고 임펠러 입구 상대 유동각이 작아진다. 따라서, 유로내 역류현상이 소멸되므로 효율이 증가한다. 그와 반대로 유량이 감소하게 되면 임펠러 입구의 역류의 크기가 증가되므로 손실이 증가한다.

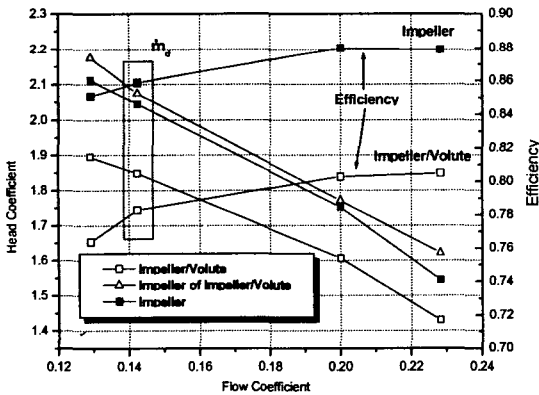


Fig. 13 Comparison of the performance for Impeller and Impeller/Volute cases

Fig. 13에 입구 유량계수 변화에 따른 임펠러와 임펠러/벌류트 성능예측 결과를 비교해 보았다. 주어진 유량계수 범위에서 임펠러만의 성능예측 결과는 임펠러/벌류트의 계산결과와 큰 차이가 없다고 사려된다. 그러나, Fig. 5와 Fig. 6에서 관찰되듯이, 임펠러 출구 유동이 상당히 불균일하므로 벌류트 계산시, 입구에서의 경계조건의 부여가 어려우며, 벌류트 성능에 대한 입구경계조건의 영향 또한 크므로, 임펠러와 벌류트의 동시해석을 통해 그 성능을 평가해야만

한다. 유량계수에 따른 효율은 벌류트의 손실을 포함한 임펠러/벌류트의 계산효율이 임펠러만의 계산효율보다 작게 나타난다.

4. 결론

본 연구에서는 원심펌프의 주요 구성품인 임펠러와 벌류트에 관한 수치해석을 수행하였고, 이를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 임펠러만의 성능예측 결과는 임펠러 출구의 영향이 내부유동장에 미치는 영향이 적어, 임펠러/벌류트의 동시계산 결과와 큰 차이가 없었다. 그러나 벌류트만의 단독계산은 계산입구조건을 결정하는데 어려움이 있으므로 벌류트의 입구조건을 요구하지 않는 임펠러/벌류트의 동시해석이 필요한 것으로 판단된다.
- (2) 수치해석을 수행한 원심펌프는 저유량 지점에 설계점이 위치하고 있어 임펠러 입구의 큰 역류가 발생하여 성능저하를 가져오므로 형상과 설계변수의 재설계가 필요한 것으로 판단된다. 또한, 벌류트의 사각형 단면은 손실을 유발하는 구석와류의 생성을 촉진하였으며, 원주방향을 따라 과도하게 넓어지는 단면적은 손실을 증가시키기 때문에 형상에 대한 최적화가 요구되었다.

참고문헌

- [1] Huzel, D. K. and Huang, D. H., 1992, "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines," AIAA Press.
- [2] Brennen, C. E., 1994, "Hydrodynamics of Pumps," Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press.
- [3] Hillevaert, K. and Van den Braembussche, R. A., 1999, "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 603-608.
- [4] Chen, S. H. and Liaw, L. F., 1997, "The Flowfield Calculations of a Centrifugal Pump with volute," ASME paper No. 97-GT-49.
- [5] Choi, C. H. and Yoo, J. Y., 2000, "Unsteady Blade-Row Flows Calculations Using a Low- Reynolds-Number Turbulence Model," Journal of Propulsion and Power, Vol. 16, No. 5, pp. 768-776.
- [6] 최창호, 김진한, 양수석, 2001, "2단 압축기 성능예측에 대한 수치해석적연구", 한국항공우주학회 춘계학술대회 논문집, pp. 65-70.
- [7] Fine/Turbo 4.11 Mnaul, 2000, Numeca Inc.