

로켓엔진용 연료펌프 전산유동해석

노준구*, 최창호**, 김진한***

Computational Flow Analysis of a Fuel Pump for a Liquid Rocket Engine

Jun-Gu Noh*, Chang-Ho Choi**, Jinhan Kim***

Abstract

The performance analysis of a fuel pump for a liquid rocket engine has been performed numerically on its design condition. A commercial three-dimensional Navier-Stokes flow solver has been used for the computation. All of the fuel pump components - inducer, impeller, volute and secondary flow passages - are included in computation for the accurate estimation of the leakage flow rate which affects the performance and axial thrust. A pitchwise-averaged mixing plane method was used on the boundaries among the fuel pump components to save computational time. The predicted overall performance satisfied the design requirement. However, the axial thrust exceeded a permissible limit. In order to reduce the axial thrust, the secondary flow passage design has been changed. With this change, the axial thrust level has been reduced to 30% as compared with the original value.

초 록

액체로켓용 연료펌프의 설계를 검증하기 위해 상용 3차원 유동해석 소프트웨어를 이용하여 설계점 성능을 예측하였다. 연료펌프의 성능과 축추력에 영향을 미치는 누설유량에 대한 예측의 정확도를 높이기 위해 인듀서, 임펠러, 볼류트 및 2차 유로를 계산영역으로 설정하였으며 인듀서/임펠러/누설유로/볼류트 사이의 경계면에 혼합면 기법을 적용하여 계산에 소요되는 시간을 줄이고자 하였다. 유동해석을 통해 예측된 수력성능은 설계요구조건을 만족시키는 것으로 나타났으나 축추력이 허용치에 비해 크게 예측되어 이를 감소시키기 위한 설계변경이 이루어졌다. 변경된 설계안에 대한 유동해석을 수행한 결과 연료펌프의 수력성능은 유지되면서 축추력은 처음의 설계안에 비해 30% 수준으로 크게 감소하였음을 확인할 수 있었다.

키워드 : 터보펌프(turbopump), 연료펌프(fuel pump), 전산유동해석(computational flow analysis), 혼합면 기법(mixing plane), 축추력(axial thrust)

* 터보펌프개발그룹/jgnoh@kari.re.kr

** 터보펌프개발그룹/cch@kari.re.kr

*** 터보펌프개발그룹/jhkim@kari.re.kr

1. 서 론

터보펌프는 액체로켓엔진의 중요한 구성요소로 추진제로 사용되는 산화제와 연료를 연소실에 고압으로 공급하는 역할을 하며 일반적으로 추진제를 이송하는 원심펌프와 이를 구동하는 가스터빈으로 이루어져 있다. 터보펌프는 발사체에 탑재되므로 크기와 무게를 최소화시켜야 하는 반면 연소실에 공급되는 추진제의 압력은 일반적인 산업용펌프에 비해 상당히 높은 수준을 요구하기 때문에 높은 회전수에서 작동하게 된다. 그러나 빠르게 회전하는 임펠러에서는 작동유체의 기화로 인한 캐비테이션 현상이 발생하여 펌프의 흡입성능이 떨어지고 진동이 유발되므로 이를 방지하기 위해 임펠러 전방에 인듀서를 설치한다. 그림 1은 인듀서, 임펠러, 볼류트와 누설유로를 포함하는 추진제펌프의 일반적인 레이아웃이다.

최근 들어 인듀서나 임펠러와 같은 추진제펌프의 구성요소 일부에 대한 유동해석을 수행하여 수력성능을 예측하거나[1] 인듀서와 임펠러 또는 임펠러와 볼류트 등 추진제펌프 일부분의 상호작용에 대한 수치해석적 연구가 활발히 이루어지고 있으며[2][3] 이 경우 추진제펌프의 전체성능은 누설유동 등에 의한 손실을 가정함으로써 예측이 가능하다. 그러나 이러한 방법으로는 인듀서/임펠러/누설유로/볼류트 사이의 상호작용과 펌프의 성능 및 축추력에 영향을 미치는 누설유량을 정확히 예측하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 격자생성이 복잡해지지만 2차 유로를 포함한 추진제펌프의 모든 구성요소를 계산영역으로 설정

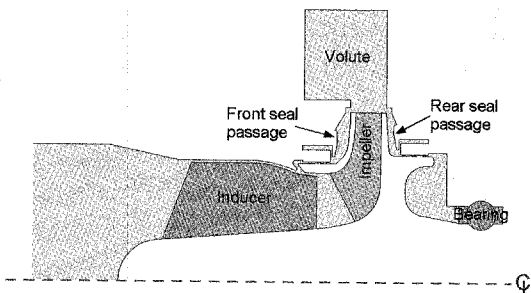


그림 1. 추진제펌프 레이아웃

표 1. 연료펌프 설계요구조건 및 제원

Flow coefficient, ϕ		0.103
Total head coefficient, ψ		1.152
Specific speed, n_s		126.108
Efficiency		Higher than 65%
Inducer	Number of blades	3
	Inlet hub/tip ratio	0.471
	Outlet hub/tip ratio	0.519
Impeller	Number of blades	9
	Inlet/outlet diameter ratio	0.413

하여 펌프성능 예측의 정확도를 높이고자 하였으며 이를 연료펌프의 설계과정에 직접 적용하여 설계의 타당성을 검증하였다. 연료펌프는 표 1의 설계요구조건을 기준으로 설계되었다. 표 1의 유량계수, 압력계수, 비속도의 정의는 각각 식 (1), (2), (3)의 정의를 따른다.

$$\phi = Q/(A_1 U_{T1}) \quad (1)$$

$$\psi = 2gH/U_{T2}^2 \quad (2)$$

$$n_s = NQ^{1/2}/H^{3/4} \quad (3)$$

여기서, Q 는 연료펌프 출구유량(m^3/s , 비속도의 경우 m^3/min), A_1 은 인듀서 입구면적(m^2), U_{T1}, U_{T2} 는 각각 인듀서와 임펠러 출구 팁 속도(m/s), g 는 중력가속도($9.81 m/s^2$), H 는 전압력 수두(m), N 은 펌프의 회전수(RPM)이다.

2. 본 론

2.1 격자생성 및 해석방법

실제 연료펌프의 경우 임펠러 출구 전방으로 흐르는 누설유동은 임펠러 앞쪽 플로팅 링 실(floating ring seal)을 거쳐 인듀서 중간부의 쉬라우드 부분으로 유입되며 임펠러 출구 뒤쪽의 누설유동은 임펠러 후방에 위치하는 플로팅 링 실과 베어링을 지나 바이패스 관(bypass pipe)을 통해 인듀서 입구로 다시 들어가게 된다. 따라서 전방 누설유량은 임펠러 출구와 인듀서 쉬라우드 사이의 압력차에 의해, 후방 누설유량은 임펠러

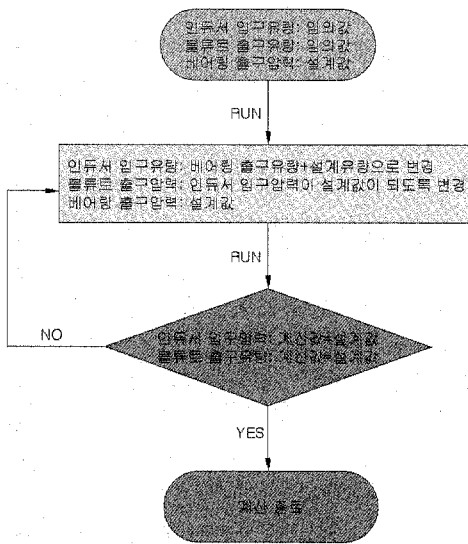


그림 2. 연료펌프 경계조건 설정 및 계산순서

출구와 인듀서 입구 사이의 압력차에 의해 결정되며 블류트 출구에서 설계유량이 빠져나가기 위해서는 인듀서 입구유량이 설계유량에 후방 누설유량을 더한 값이 되어야한다. 유동해석에서는 격자생성 작업을 최대한 단순화하고 계산에 소요되는 시간을 줄이기 위해 임펠러 후방 베어링을 동일한 압력손실 특성을 갖는 단순 실(seal)로 대체하였고 바이패스 관도 생략하였다. 후방 누설유동이 바이패스 관을 통과하면서 발생하는 압력손실량은 인위적으로 조절가능하기 때문에 바이패스 관을 계산영역에 넣지 않아도 베어링 출구압력을 인듀서 입구압력에 바이패스 관의 특정 압력차를 더한 값으로 설정하여주면 정확한 후방 누설유량을 계산할 수 있다. 그러나 비압축성 유동해석의 특성상 인듀서 입구압력은 블류트 출구에 경계조건으로 설정된 압력에 의해 결정되므로 계산을 하기 전에 정확한 인듀서 입구압력을 미리 알 수 없다. 누설유량 역시 계산 전에 정확한 값을 알 수 없으므로 인듀서 입구유량도 결정할 수 없다. 결론적으로 주어진 설계회전수, 설계유량에서 연료펌프 성능을 예측하기 위한 경계조건을 계산 전에 알 수 있는 방법이 없기 때문에 그림 2에 나타난 순서로 반복계산을 수행하여 주어진 조건에 맞는 경계조건을 찾아야한다.

상용 소프트웨어인 FINE™/Turbo를 이용하여 유동해석을 수행하였다. 해석을 위해 생성된 격자는 모두 16개의 정렬격자(structured grid) 블록으로 이루어져 있고 전체 격자점 수는 634,156개이다. 벽면에서 첫 번째 격자점의 y^+ 값이 20 이하가 되도록 첫 번째 격자의 폭을 0.015 mm로 정하였다. 인듀서와 임펠러는 축을 중심으로 블레이드가 주기적으로 배치되어 있으므로 블레이드 통로 하나에 해당하는 격자만 생성하여 각각 3개, 9개의 주기조건(periodic condition)을 설정하여 주었고 블류트는 전체에 해당하는 격자가 생성되었다. 인듀서 격자의 경우 블레이드 끝부분에 얇은 격자블록을 삽입하여 틈 간극을 모델링하였다. 임펠러 출구 전방 누설유로는 플로팅 링 실 출구까지는 임펠러와 같은 9개의 주기조건을 갖도록 하였고 나머지 인듀서 슈라우드와 연결되는 부분은 인듀서와 같은 3개의 주기조건을 주었다. 후방 누설유로 역시 플로팅 링 출구까지는 임펠러와 같은 9개의 주기조건이고 이후 캐

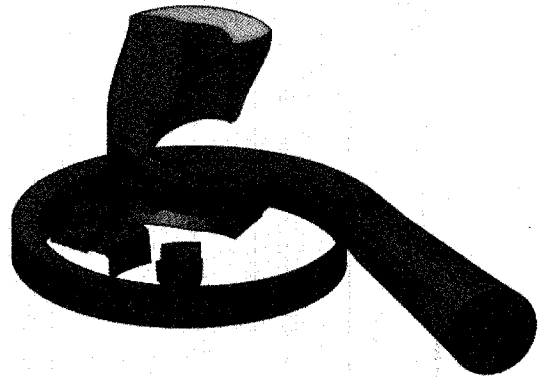


그림 3. 연료펌프 계산격자 (16 블록, 634,156 격자점)

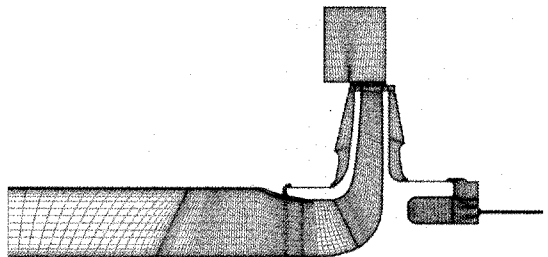


그림 4. 연료펌프 자오면 계산격자

표 2. 연료펌프 유동해석결과

Parameters	Original	Modified
Inducer inlet / design flow rate ratio	1.077	1.061
Volute outlet / design flow rate ratio	1.001	1.000
Front leakage / design flow rate ratio	0.066	0.053
Rear leakage / design flow rate ratio	0.076	0.061
Inducer+impeller total head coefficient	1.284	1.297
Vaneless diffuser total head drop ratio	0.060	0.069
Volute total head drop ratio	0.035	0.028
Overall total head coefficient	1.162	1.171
Axial thrust (N)	2091(+)	681(-)
Inducer+impeller efficiency (%)	95.1	94.0
Leakage efficiency (%)	87.6	89.8
Disk efficiency (%)	95.3	95.6
Vaneless diffuser efficiency (%)	94.0	93.1
Volute efficiency (%)	96.3	97.0
Overall efficiency (%)	71.9	72.8

버티(cavity) 및 베어링 부분은 격자점 수를 줄이기 위해 12개의 주기조건을 갖도록 격자를 생성하였다. 주기조건이 서로 다른 임펠러, 인듀서, 볼류트, 누설유로 격자는 혼합면 기법(mixing plane)으로 연결되었다. 혼합면 기법은 정상해석에서 상류와 하류의 주기조건이 다른 경우 일반적으로 사용되며 전체성능예측의 정확도가 비교적 높은 편이다. 그림 3과 4에 연료펌프의 전체 격자와 자오면에 투영된 격자를 나타내었다.

실제 연료펌프의 작동유체는 케로신이지만 유동해석에서는 향후 이루어질 수류시험 결과와 쉽게 비교하기 위해 물을 선택하여 계산을 수행하였다. 펌프의 회전속도도 수렴특성과 격자점 수를 고려하여 설계회전수의 25%로 낮추어 해석하였다. 난류모델로 standard k-ε 모델을 선택하였고 수렴속도를 가속시키기 위해 3단계의 다중격자기법(multi-grid method)을 적용하였다.

2.2 재설계 및 해석결과 비교

그림 2의 방법을 이용한 유동해석결과 전체 수두와 효율은 표 1의 설계요구조건을 만족하는 것으로 나타났으나 축추력(axial thrust)이 2 kN 이상으로 예측되었다. 베어링의 허용하중은 축추력과 반경방향하중(radial force)을 합쳐 4 kN 보다 작아야 하므로 각각의 허용하중은 2 kN 이하가 되어야한다. 따라서 축추력 감소에 대한 필요

성이 제기되어 전·후방 플로팅 링 실 간극을 0.02 mm 줄이고 후방 플로팅 링 실의 반경을 3 mm 증가시킨 재설계가 이루어졌으며 이에 대한 유동해석 결과 전체성능이 설계요구조건을 만족시키는 동시에 축추력의 크기도 0.7 kN 이하로 감소됨을 확인하였다. 표 2에 원설계안과 재설계안에 대한 유동해석 결과를 정리하였다. 표 2는 회전수 25%, 물 조건의 해석결과를 회전수 100%, 케로신 조건으로 환산한 것으로 원설계안과 재설계안 모두 그림 2의 방법에 의해 볼류트 출구유량이 설계유량과 같은 값을 갖도록 조절되었으며 인듀서 입구유량은 후방 누설유량에 따라 약간의 차이를 보이고 있다. 기계적 손실을 배제한 펌프의 전체효율은 재설계안이 더 높게 나타났는데 이는 전·후방 누설유량의 감소로 누설효율이 원설계안에 비해 향상되었기 때문이다. 표 2의 펌프 내부유동과 관련된 임펠러효율, 누설효율, 베인리스디퓨저(vaneless diffuser)효율, 볼류트효율, 전체효율은 각각 식 (4), (5), (6), (7), (8), (9)에 의해 산출된 것이다.

$$\eta_{impeller} = \frac{\Delta P_{impeller}(\dot{m}_{out} + \dot{m}_{l1} + \dot{m}_{l2})}{\rho w T} \quad (4)$$

$$\eta_{leakage} = \frac{\dot{m}_{out}}{\dot{m}_{out} + \dot{m}_{l1} + \dot{m}_{l2}} \quad (5)$$

$$\eta_{disk} = \frac{T}{T_{disk}} \quad (6)$$

$$\eta_{vaneless} = \frac{\Delta P_{impeller} - \Delta P_{vaneless}}{\Delta P_{impeller}} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \eta_{volute} &= \frac{\Delta P_{impeller} - \Delta P_{vaneless} - \Delta P_{volute}}{\Delta P_{impeller} - \Delta P_{vaneless}} \\ &= \frac{\Delta P_{overall}}{\Delta P_{impeller} - \Delta P_{vaneless}} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \eta_{overall} &= \eta_{impeller} \cdot \eta_{leakage} \cdot \eta_{disk} \cdot \eta_{vaneless} \cdot \eta_{volute} \\ &= \frac{\Delta P_{overall} \dot{m}_{out}}{\rho w T_{disk}} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, $\Delta P_{impeller}$ 는 임펠러에 의한 전압력 상승(Pa), $\Delta P_{vaneless}$ 는 베인리스 디퓨저에서 발생하는 전압력 손실(Pa), ΔP_{volute} 는 볼류트 내부의 전

압력 손실(Pa), $\Delta P_{overall}$ 은 연료펌프 전체 전압력 상승(Pa), \dot{m}_{out} 은 볼류트 출구유량(kg/s), \dot{m}_{in} 은 전방 누설유량(kg/s), \dot{m}_b 는 후방 누설유량(kg/s), ρ 는 작동유체 밀도(kg/m³), w 는 펌프 회전속도(s⁻¹), T 는 임펠러 토크(Nm), T_{disk} 는 실 디스크를 포함한 임펠러 토크(Nm)를 의미한다.

위의 식에서 $\Delta P_{impeller}$ 와 T 는 임펠러와 더불어 인듀서 부분의 전압력 상승과 토크를 더하여 계산되었기 때문에 임펠러효율 $\eta_{impeller}$ 는 표 2에서 "inducer+impeller efficiency"로 표현되었다.

그림 5에 원주방향으로 평균된 연료펌프 내부의 유선분포를 나타내었는데 인듀서 전연 쉬라우드 앞쪽에서 인듀서 블레이드 팁 간극 부분까지 크게 형성되어 있는 역류영역과 인듀서 쉬라우드로 들어오는 전방 누설유량에 의한 임펠러 전연의 2차 흐름을 볼 수 있다. 인듀서 부분의 역류영역과 임펠러 전연 쉬라우드의 2차 흐름을 제외한 인듀서와 임펠러 내부의 유동은 인듀서 입구에서 임펠러 출구까지 매끄럽게 흐르고 있는 반면 회전하는 벽면과 정지해 있는 벽면이 근접하여 존재하는 누설유로, 캐비티 부분에는 상당히 복잡한 2차 흐름이 생성된다. 플로팅 링 실 간극의 차이로 인해 전·후방 누설유량이 서로 다르게 예측되었지만 원설계안과 재설계안의 유선분포는 두드러진 차이점 없이 매우 유사한 경향을 보이고 있다.

그림 6과 7은 원주방향으로 평균된 연료펌프 내부의 정압력계수와 전압력계수로 원설계안과 재설계안 사이에 큰 차이는 없다. 연료펌프의 정압상승은 대부분 임펠러를 거치는 동안 발생하며 누설유로에서는 플로팅 링 실을 지나며 압력이 크게 떨어짐을 알 수 있다. 인듀서 전연 전방에 음압영역이 존재하는 것을 볼 수 있는데 이는 실제 연료펌프를 작동할 때 이 곳에서 캐비테이션이 발생할 수 있음을 의미한다. 전압력의 경우 정압력과 같이 대부분 임펠러를 통해 증가하나 인듀서도 전체 상승분의 약 6% 정도를 담당하고 있다.

그림 8은 볼류트 단면의 유선분포를 나타낸 것으로 임펠러의 경우와 같이 원설계안과 재설계

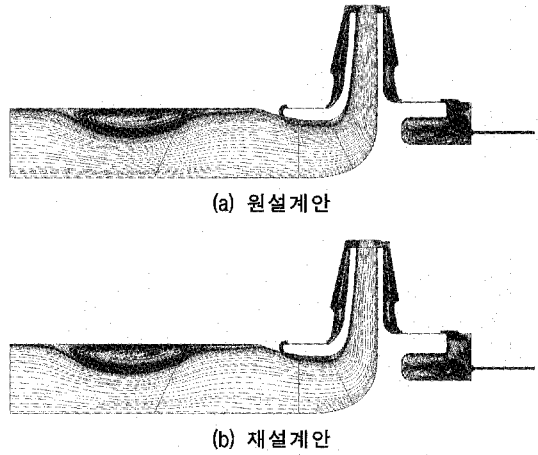


그림 5. 연료펌프 내부 유선분포

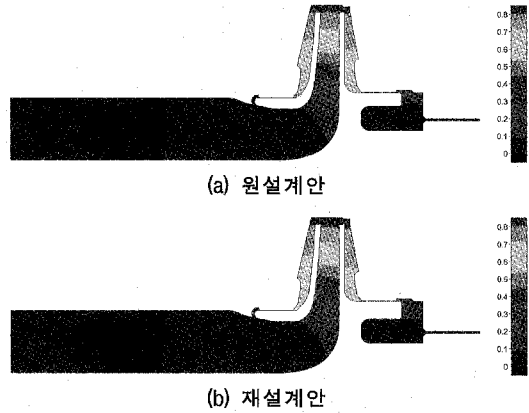


그림 6. 연료펌프 내부 정압력계수

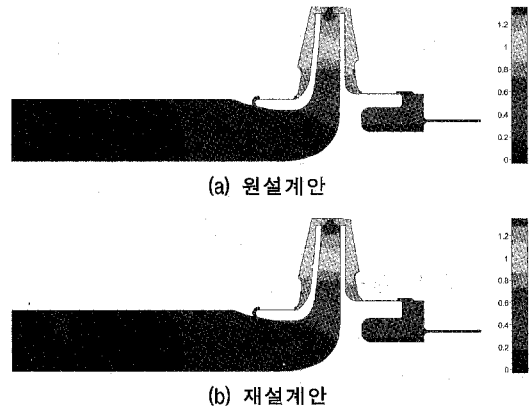
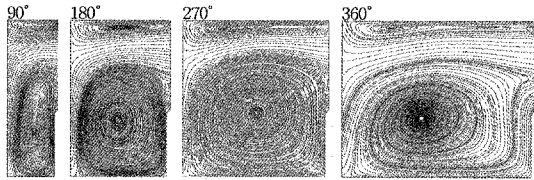
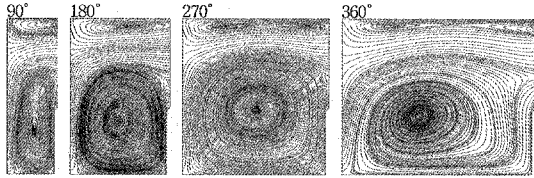


그림 7. 연료펌프 내부 전압력계수

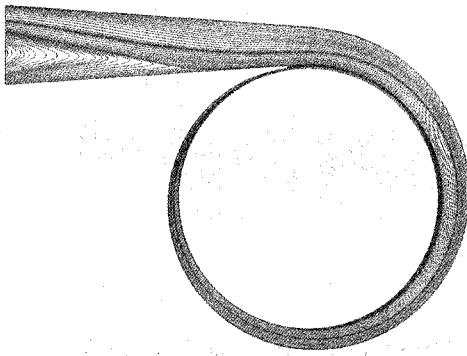


(a) 원설계안

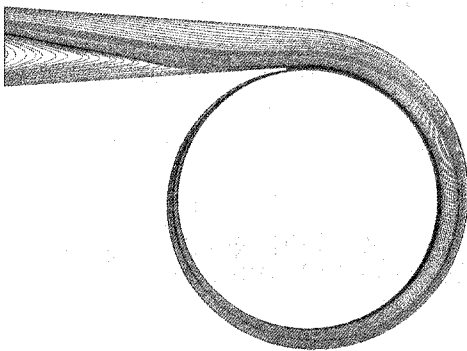


(b) 재설계안

그림 8. 볼류트 단면의 유선분포



(a) 원설계안



(b) 재설계안

그림 9. 볼류트 중간 높이면의 유선분포

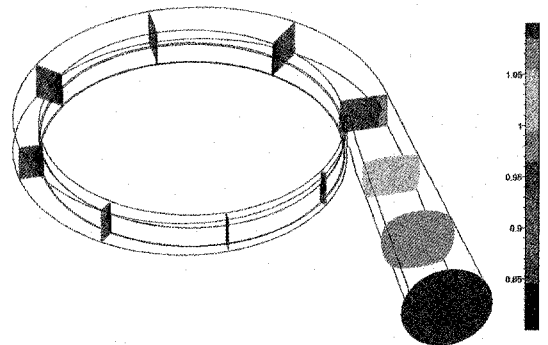
안 사이에 두드러진 차이점은 없다. 볼류트 내부에 쌍으로 형성되어 있는 2차 흐름을 볼 수 있으며 임펠러와 볼류트를 동시에 계산하였기 때문에 볼류트 입구의 유동이 그림 5에 보이는 임펠러

출구 유동과 맞물려 복잡한 형태를 나타낸다.

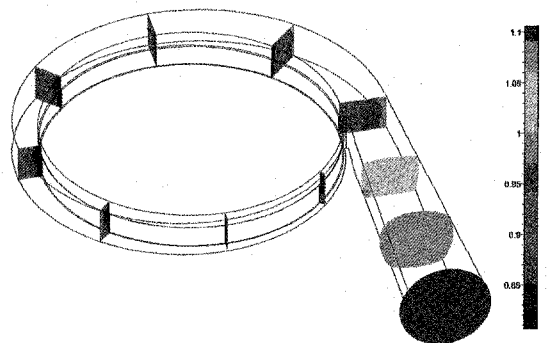
그림 9는 볼류트 중간 높이면의 유선분포이다. 볼류트 혀 부분의 흐름이 깨끗한 것으로 보아 볼류트 혀의 설계가 잘 된 것으로 판단된다. 디퓨저 아랫면에 박리가 일어나는 것을 볼 수 있는데 이를 감소시키기 위해서 디퓨저의 확산각을 줄여 줄 필요가 있다. 이 경우 디퓨저의 길이가 늘어나기 때문에 터보펌프의 설치공간이 허락하는 한도 내의 최장 길이를 확보해야 할 것이다.

그림 10은 볼류트 내부의 정압력계수를 나타낸 것으로 볼류트와 디퓨저를 거치며 정압이 회복됨을 알 수 있다. 볼류트 단면의 정압력계수를 보면 임펠러 출구의 압력이 맞은편 벽면에 비해 낮은 것을 볼 수 있는데 이는 볼류트 내부 유속보다 임펠러 출구의 유속이 빠르기 때문에 나타나는 현상인 것으로 판단된다.

그림 11은 볼류트 단면의 전압력계수이다. 임

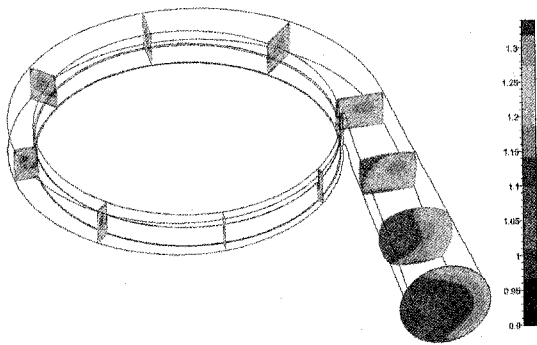


(a) 원설계안

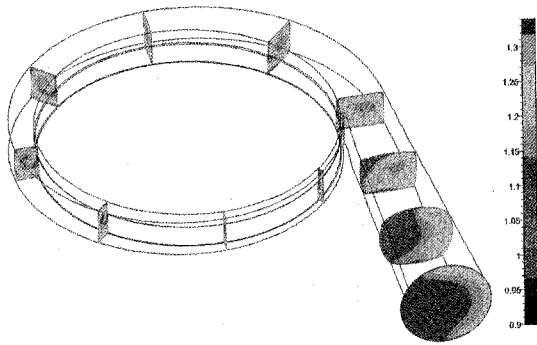


(b) 재설계안

그림 10. 볼류트 단면의 정압력계수



(a) 원설계안



(b) 재설계안

그림 11. 볼류트 단면의 전압력계수

펠러에 의해 상승한 전압력이 볼류트 내부의 2차 흐름, 벽면에서의 마찰, 디퓨저 내부에서 발생하는 박리 등에 의해 감소되고 있음을 알 수 있다.

볼류트 면적이 적절히 설계되었는지의 여부를 판단하기 위해 볼류트 벽면의 정압력계수를 그림 12에 나타내었다. 원설계안과 재설계안 모두 볼류트 각도가 증가함에 따라 압력이 상승하지만 기울기가 완만하여 볼류트 단면적이 적절히 설계되었음을 알 수 있다.

연료펌프의 회전축에 가해지는 힘의 크기와 방향을 표 3에 정리하였다. 표 3의 각 성분별 힘의 크기는 볼류트 입구 경계면 부근의 압력을 적분하여 산출한 것으로 100% 회전수일 때의 값으로 환산한 크기이다. 임펠러와 볼류트의 상호작용 모사에 혼합면 기법이 이용되었기 때문에 볼류트 입구의 압력을 근거로 산출된 값이 실제 임

표 3. 연료펌프 반경방향 하중

Case	F_x	F_y
Original	61.1 N	-396.3 N
Modified	61.2 N	-323.9 N

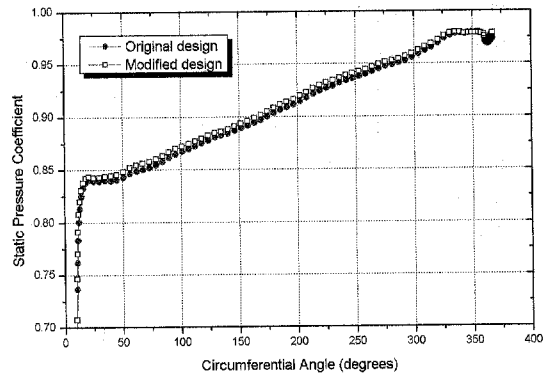
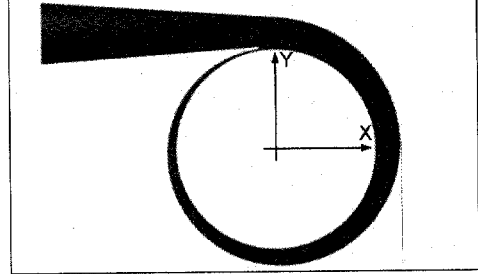


그림 12. 볼류트 표면압력분포

펠러에 가해지는 힘을 대변한다고 보기는 어렵지만 개략적인 힘의 크기를 파악하는데 도움을 줄 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결 론

연료펌프의 설계과정에서 수력성능 예측에 대한 정확도를 높이기 위해 인두서, 임펠러, 볼류트 및 2차 유로를 계산영역으로 유동해석을 수행하였다. 유동해석을 통해 예측된 성능은 설계요구 조건을 만족시키는 것으로 나타났으나 축추력이 허용치에 비해 크게 예측되어 설계변경에 대한 필요성이 제기되었다. 따라서 플로팅 링 실을 포함한 2차 유로의 형상을 변경하게 되었으며 이에 대한 유동해석을 수행한 결과 펌프의 수력성능은 유지되면서 축추력은 처음의 설계안에 비해 약

30% 수준으로 크게 줄어들었음을 확인할 수 있었다. 한편 원설계안과 재설계안의 축추력이 서로 상당한 차이를 보임에도 불구하고 내부 유동장은 두드러진 차이 없이 매우 유사하게 묘사되었다. 향후 본 연구를 통해 형상이 확정된 연료펌프의 수류시험을 통해 유동해석을 이용한 연료펌프의 설계에 대한 신뢰성을 검증할 예정이다.

참 고 문 헌

1. 최창호, 홍순삼, 김진한, "인듀서 성능예측에 대한 수치해석적 연구", 한국항공우주학회지, 제31권, 제6호, 2003, pp.72-78.
2. 최창호, 김진한, "액체로켓용 터보펌프 인듀서/임펠러 상호작용에 대한 연구", 유체기계저널, 제6권, 제4호, 2003, pp.50-57.
3. 노준구, 최창호, 김진한, "로켓엔진용 산화제 펌프 전산유동해석", 한국항공우주학회지 2003년도 추계학술발표회 논문집(II), 2003, pp.1063-1068.