

<기술논문>

자동차 밀폐형 워터펌프의 토출구 형상이 수력성능에 미치는 영향

허형석* · 이기수 · 배석정

자동차부품연구원

Effect of Shape of Discharge Port on Hydraulic Performance of Automotive Closed Type Water Pump

Hyungseok Heo* · Geesoo Lee · Sukjung Bae

Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjung-ri, Pungse-myun, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea
(Received 11 March 2005 / Accepted 17 October 2005)

Abstract : Recent trend in pursuit of high performance and effectiveness for automotive cooling system has changed the application of material for impeller of automotive water pump from metal to high ability engineering resin, which can achieve optimization of design of impeller geometry and realize lightweight high efficiency water pump. Closed type water pump improves hydraulic loss of fluid through the clearance between volute casing and impeller compared with that of the existing open type water pump(Although closed type is heavier than open type for the same size and same material, adoption of plastics can solve the problem.). In the present study, the characteristics of hydraulic performance of closed type water pump were investigated with respect to the angle between shroud and hub of impeller and the shape of discharge port of volute casing. Performance tests were carried out for 4 cases, that is, for 2 impellers and 2 casings. The modification of shape of only discharge port can enhance the hydraulic performance by 10 percent and the pump efficiency by 4 - 6 percent.

Key words : Closed type water pump(밀폐형 워터펌프), Discharge port(토출구), Hydraulic performance(수력성능), Shroud(슈라우드), Hub(허브), Blade(블레이드), Suction side(흡입면), Pressure side(압력면)

Nomenclature

D : impeller diameter, mm
 h : blade height, mm
 α : blade angle, deg.
 β : shroud angle, deg.
 γ : hub angle, deg.
 Z : blade number, ea
 N : rotational speed, rpm
 Q : flow rate, ℓ /min

ΔP : pressure rise, bar
 η : efficiency, -

Subscripts

i : inlet
 o : outlet
 d : design point
 s : static pressure
 t : total pressure

*To whom correspondence should be addressed.
hsheo@katech.re.kr

1. 서론

일반적으로 벨트에 의해 구동되는 자동차용 원심식 워터펌프의 구성은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 냉각수를 흡입하여 원심력을 주고 송출하는 작용을 하는 임펠러, 임펠러에서 증가한 속도에너지를 압력에너지로 전환시켜 주는 흡입구와 토출구를 갖는 볼류트 케이싱, 구동축과 베어링으로 이루어진 베어링 어셈블리와 풀리로 구성된다.¹⁻²⁾

지금까지 자동차용 워터펌프의 임펠러는 주로 금속 소재를 적용해왔으나 최근에 자동차 냉각시스템의 고성능, 고효율화를 추구하면서 임펠러의 형상 설계 최적화와 아울러 소재 적용에도 경량화를 통한 효율 향상을 위해 고기능성 엔지니어링 플라스틱 소재를 적용하고 있다. 또한 기존에는 자동차 워터펌프의 임펠러 구조는 Fig. 1에 나타난 임펠러와 같은 개방형(open type) 임펠러가 주를 이루었다. 개방형 임펠러의 경우에는 볼류트 케이싱과 임펠러의 틈새(clearance)가 블레이드 마멸에 의해 커지기 때문에 이에 따른 유동 손실이 발생하는 단점이 있다.¹⁾ 따라서 최근에는 이와 같은 점을 개선시키기 위하여 Fig. 2와 같은 유동 손실을 최소화할 수 있는 밀폐형(closed type) 임펠러를 적용하고 있다. 이는 동일 크기 및 소재에 대하여 밀폐형 임펠러가 중량이 커 금속소재에서는 적용하지 않았으나 경량 플라스틱 소재의 적용으로 가능해졌다.

워터펌프의 성능에 영향을 미치는 설계 인자는 임펠러의 기하학적 형상뿐만 아니라 볼류트 케이싱의 유로와 토출구 형상도 중요하게 작용한다. 그러나 지금까지 자동차용 워터펌프에 대한 연구들을 보면 주로 개방형 임펠러의 형상, 특히 블레이드의 높이, 각도 등이 성능에 미치는 특성에 대해서 연구가 진행되어왔다.¹⁻⁸⁾ 일부 연구자들에 의해 볼류트 케이싱의 유로 형상이 수력성능에 미치는 영향에 대해서 연구가 진행된 바 있으나²⁾ 토출구 형상에 따른 성능 고찰은 이루어진 바 없다.

본 연구에서는 임펠러의 슈라우드(shroud)와 허브(hub) 각도 및 볼류트 케이싱의 토출구 형상에 따른 밀폐형 워터펌프의 수력성능 특성을 고찰하였다. 슈라우드와 허브 각도에 따른 수력성능 해석은 상용코드인 FLUENT 6.1을 이용하였으며, 해석을

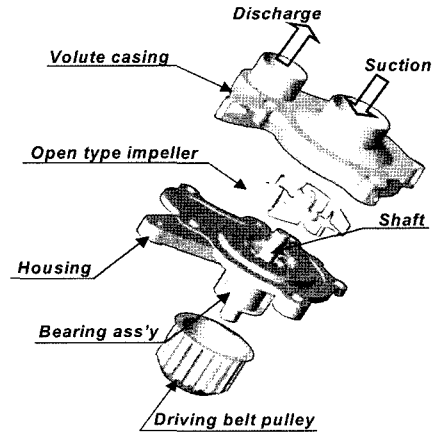


Fig. 1 Water pump assembly with open type impeller

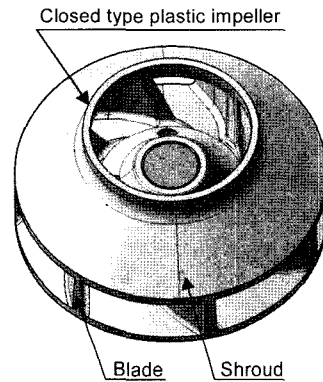


Fig. 2 Closed type plastic impeller

수행한 임펠러를 제작하여 두 가지 토출구 형상을 갖는 볼류트 케이싱에 장착하여 수력성능 평가를 실시하였다. 임펠러 형상이 동일하더라도 토출구 형상에 따라 수력성능에 미치는 영향이 매우 크다는 결과를 얻을 수 있었다.

2. 수치해석

본 연구에서는 임펠러 외경, 임펠러 출구의 블레이드 높이, 흡입구 직경 등의 기본적인 설계안의 결정된 상태에서 플라스틱 임펠러 사출 성형상의 편의성을 고려하여 임펠러 슈라우드와 허브 각도에 따라 세 가지 설계안을 두고, 우선적으로 이들에 대한 3차원 CFD 해석 방법을 이용하여 수력성능을 비교, 고찰하였다. 기본적 임펠러 형상 조건은 Table 1에 나타난 바와 같으며, 주 성능 설계점은 3,928rpm에

서 토출압력 1.53bar 이상, 토출유량 122 ℓ/min 이상이다. 또한 동일 통수저항에서 4,424rpm, 토출압력 1.95bar 이상이 두 번째 요구 성능 사양이다.

Table 1 Basic geometry specifications of impeller

N_s (m ³ /min, m, rpm)	175	α_i (deg.)	41
D_o (mm)	85	α_o (deg.)	35
D_i (mm)	43	N_d (rpm)	3,928
Z (ea)	7	Q_d (ℓ/min)	122
h (mm)	14.3	$\Delta P_{s,d}$ (bar)	1.53

2.1 지배 방정식 및 난류모델

본 연구에서는 원심펌프를 통과하는 작동유체로서 물을 대상으로 하고 유체의 속도가 크므로 비압축성 난류모델을 다룬다. 또한 3차원 정상상태에서 회전 좌표계에서의 연속 방정식, 운동량 방정식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{2}$$

$$- \frac{\partial p}{\partial x_i} - 2\rho e_{ijk} \Omega_j u_k$$

$$- \rho(\Omega_m x_m \Omega_i - \Omega_n \Omega_n x_i)$$

여기서 u 는 상대속도, p 는 압력, μ_{eff} 는 유효점성 계수, Ω_j 는 각속도이다. 운동량 방정식에서 우변의 마지막 두 항은 회전 좌표계에서 나타나는 외력 항으로 각각 원심력과 코리올리 힘(coriolis force)을 나타낸다. 난류모델은 표준 $\kappa-\omega$ 모델을 적용하였으며, 벽 근처의 처리는 일반적인 벽 함수를 적용하였다. 차분방법으로는 Power law scheme을 적용하였다.

2.2 수치해석 모델 및 해석조건

수치해석은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 동일 임펠러 형상에서 슈라우드와 허브 각도를 변화시켜주었다. Model-1의 슈라우드 각도 β 는 27.3°, 허브 각도 γ 는 18°이다. Model-2와 Model-3의 슈라우드 각도는 Model-1의 슈라우드 출구 측의 설계점에서 입구 측의 높이를 줄여 23.5°로 하였다. 그리고 Model-3의

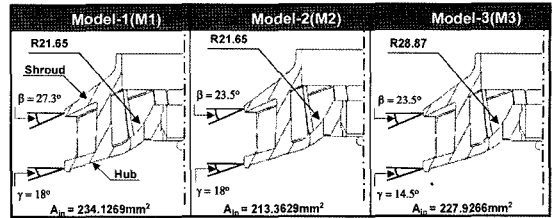


Fig. 3 Basic geometries of impellers for CFD analysis

허브 각도는 Model-1과 Model-2의 허브 출구 측의 설계점에서 입구 측을 내려 14.5°로 하였다.

CFD 유동해석을 위해 Fig. 4와 같이 블레이드 수 7개의 임펠러에 대해서 1/7 형상만을 취하여 회전 방향에 대해서 주기 조건(periodic conditions)을 주고, 임펠러 끝에 블레이드 없는 디퓨저를 가상적으로 두어 해석 도메인을 구성하였다. 이는 임펠러 출구조건이 실 설계 조건과 같아야 하고, 동시에 임펠러 출구를 바로 계산 도메인의 출구로 하는 경우 출구에서의 불균일한 유동으로 인하여 계산의 수렴성이 떨어져 수치계산의 결과에 대한 신뢰도가 낮아진다는 점을 고려한 것이다. 각 Model의 블레이드 입구 유동 단면적은 Model-1이 가장 크고, Model-2의 경우가 가장 작다. 수치해석을 위한 격자 구성은 Fig. 5와 같이 전체 유동체 격자로 하였으며, 총 격자 수는 약 20만개이다.

입구 조건은 1/7 입구 단면으로 들어오는 유량을 변화시켜주었으며, 펌프 회전수는 설계점인 3,928 rpm과 4,424rpm을 포함하여 1,000rpm에서 5,000rpm

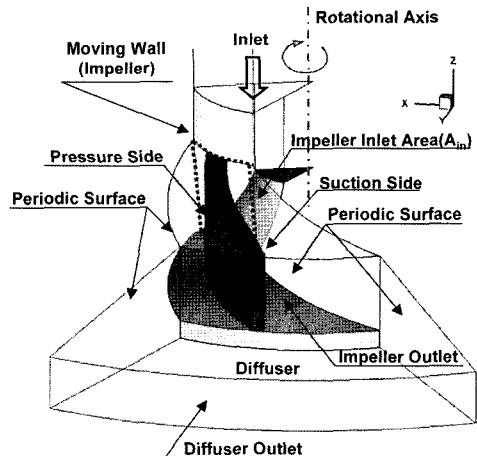


Fig. 4 Computational domain for impeller CFD analysis

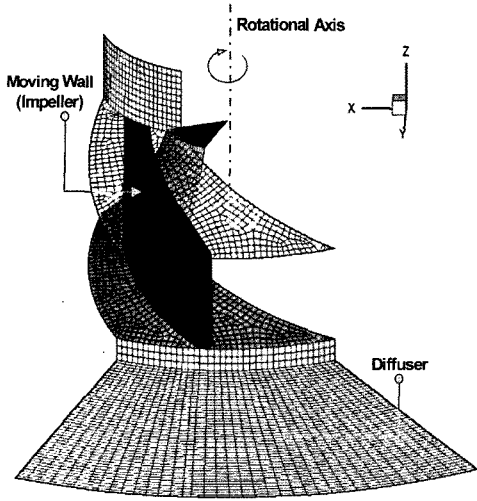


Fig. 5 CFD mesh for water pump CFD analysis

까지 총 6단계로 설정하였다. 냉각수의 물성치는 80°C에서의 값으로 하여 밀도를 971.8kg/m^3 , 점성 계수를 $352.06 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 로 하였다.

3. 수력성능 시험

3.1 시험 모델

수력성능 시험에 적용된 임펠러는 수치해석에서 적용된 Fig. 3의 Model-1과 Model-2로 하였다. 볼류트 형상은 Fig. 6에 나타난 바와 같이 토출구 쪽으로의 볼류트의 팽창각도는 동일하고, 토출구 형상이 다른 2가지 모델에 대해서 각 임펠러를 적용하여 총 4가지 경우에 대해서 수력성능 시험을 수행하였고 모든 시험조건에서 흡입 연결관과 토출 연결관의 직경은 48mm로 동일하다. 각 시험 샘플에 대한 임펠러와 볼류트의 조합을 Table 2에 나타내었다.

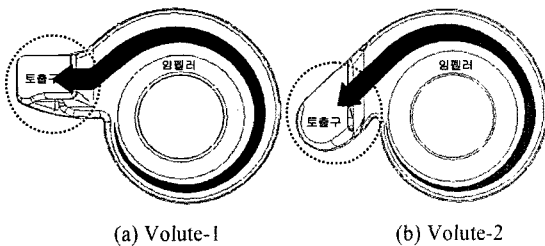


Fig. 6 Geometries of volute casings

Table 2 Combinations of test samples

	Case-1	Case-2	Case-3	Case-4
Impeller	Model-1	Model-2	Model-1	Model-2
Volute	Volute-1	Volute-1	Volute-2	Volute-2

3.2 시험 장치

본 연구에 사용된 워터펌프의 수력성능 시험 장치의 개략도를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 실선으로 나타낸 화살표는 냉각수의 흐름을 나타내며, 점선은 시험 데이터의 흐름을 나타낸다. 시험은 워터펌프를 AC 인버터로 제어되는 전기모터(10 HP)와 직결해서 구동하였다. 또한 워터펌프와 전기 모터 사이에 위상차 방식의 토크미터를 설치하여 펌프의 구동 동력을 측정하였다.

냉각수를 실제 운전 조건으로 가열하기 위하여 냉각수 탱크 내에 15kW의 전기히터를 장착하였으며, 냉각수의 온도는 탱크 내부와 워터펌프 입구 회로의 두 곳에 K-type의 열전대를 삽입하여 냉각수를 순환시키면서 콘트롤러에서 원하는 시험 온도로 제어하도록 하였다. 전체 워터펌프의 수력성능 시험 장치는 폐회로로 설계하여 워터펌프의 실제 운전 상태를 실 엔진과 유사하게 재현시키도록 하였다.

압력은 시험 워터펌프의 흡입구에 저압센서 ($\pm 100\text{kPa}$)와 토출구에 고압센서($0 \sim 0.5\text{MPa}$) 두 개를 설치하여 정압을 취득하여 그 차이를 압력 상승으로 나타내었다. 토출유량은 토출구 회로측에 터빈 타입의 유량계(Max. 380 l/min)를 설치하여 측정하였다. 모든 측정 데이터는 콘트롤러의 인디게이터에 디지털화 하여 나타나도록 하였으며, 데이터는 PC에 저장되도록 하였다.

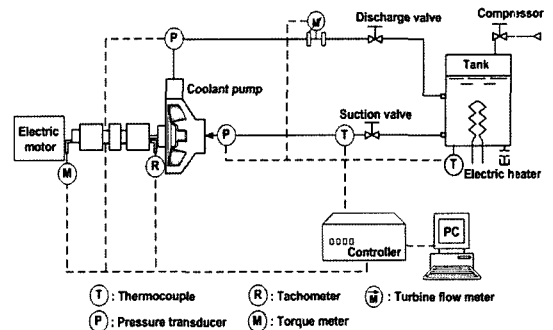


Fig. 7 Schematic diagram of test rig

시험 조건은 냉각수 탱크의 압력을 공기 압축기로 1.0kgf/cm²로 가압하였으며, 냉각수 온도는 80°C로 고정하였다. 펌프의 회전수는 일정 회전수로 고정된 상태에서 토출구 밸브로 유량을 조절하면서 입, 출구의 압력과 모터의 소요동력을 측정하였다. 시험 회전수는 1,000 ~ 5,000rpm까지 총 6단계로 설정하여 변화를 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 슈라우드 각도에 따른 성능 해석

기본 형상 조건이 동일한 임펠러에서 슈라우드와 허브 각도에 변화를 주었을 때의 수력성능 예측 값을 나타낸 Fig. 8과 Fig. 9를 보면 전반적으로

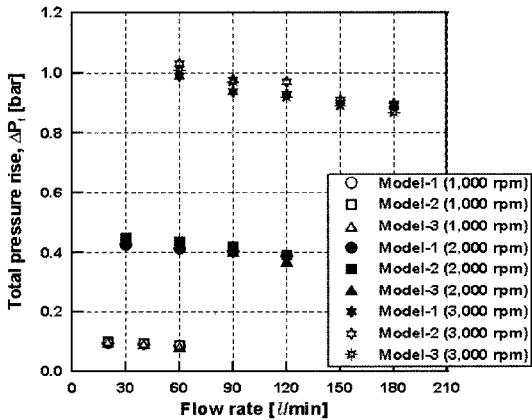


Fig. 8 Pump performance prediction from CFD analysis in low pump speed

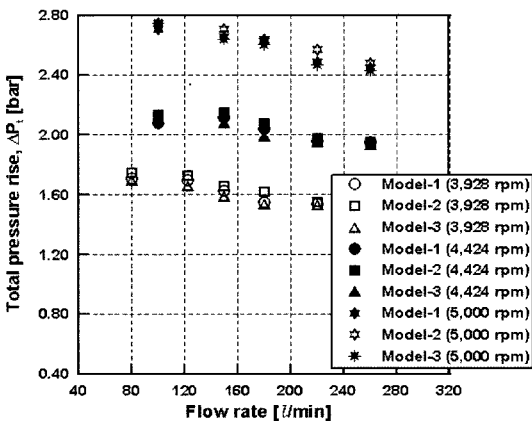


Fig. 9 Pump performance prediction from CFD analysis in high pump speed

Model-2의 경우가 가장 성능이 높게 나타나고 Model-3의 경우가 가장 낮게 나타나고 있다. 그러나 펌프 회전수가 높을수록, 그리고 동일 펌프 회전수에서 고유량으로 갈수록 Model-1에 대한 Model-2와 Model-3의 수력성능 차이 비율은 점점 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이는 동일 펌프 회전수와 토출 유량에서의 토출압력을 Model-1에 대한 증감 비율로 나타낸 Table 3을 보면 명확히 알 수 있다. Model-2의 경우 3,928rpm까지 Model-1 보다는 확실히 성능이 높게 나타나고 있으며, 이 보다는 고 회전수에서도 전반적으로 3% 범위 내에서 성능이 높게 나타나는 경향을 보여주고 있다. Model-3의 경우 3,000rpm까지는 Model-1에 비해 성능이 높게 나타나는 구간이 일부 보이지만 전반적으로 성능이 낮게 나타나고 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 펌프 회전수 2,000rpm, 토출유량 60 l/min에서의 유동 패턴을 나타낸 것이다. Fig. 10은 두 블레이드 사이의 유로 중간면에서 유선과 상대속도 분포를 나타낸 것이며, Fig. 11은 임펠러 입구 단면에서의 상대속도 분포를 나타낸 것이다. 유로 중간면에서의 유선을 보면 전반적으로 임펠러 출구 측의 허브에서 유동이 임펠러로 들어간 후 수

Table 3 Comparison of performance of the pump models from CFD analysis

Q (l/min)	M2/M1	M3/M1	Q (l/min)	M2/M1	M3/M1
	1,000 rpm			2,000 rpm	
20	6.3%	4.2%	30	5.2%	4.9%
40	5.6%	2.2%	60	5.3%	4.1%
60	3.5%	-3.5%	90	3.7%	-0.7%
			120	0.8%	-4.4%
	3,000 rpm			3,928 rpm	
60	4.0%	2.0%	80	2.3%	-0.6%
90	4.0%	3.2%	122	1.8%	-2.4%
120	4.3%	-1.1%	150	1.8%	-2.5%
150	1.1%	-1.1%	180	4.5%	-0.6%
180	0.8%	-2.2%	220	0.6%	-0.65%
	4,424 rpm			5,000 rpm	
100	2.9%	1.9%	100	1.5%	1.5%
150	1.4%	-1.9%	150	1.9%	-0.8%
180	2.0%	-2.5%	180	0.4%	-1.1%
220	1.0%	-0.5%	220	3.2%	-0.8%
260	0%	-1.0%	260	1.2%	-0.82%

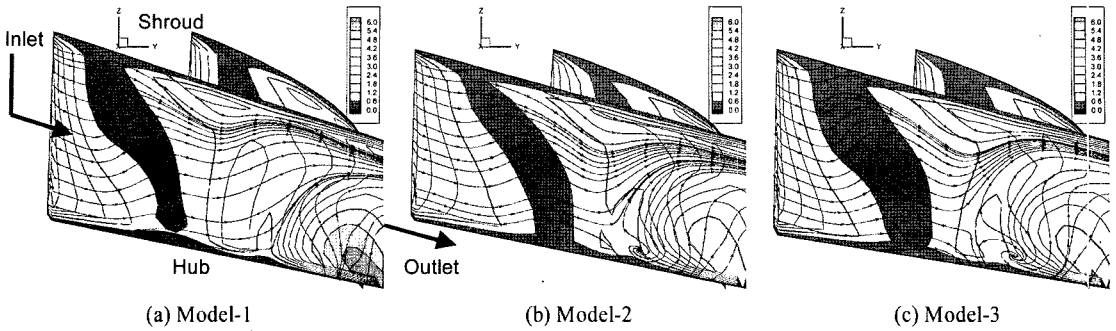


Fig. 10 Streamlines and distributions of relative velocity in the middle of flow path between two blades ($N=2,000\text{rpm}$, $60 \ell / \text{min}$)

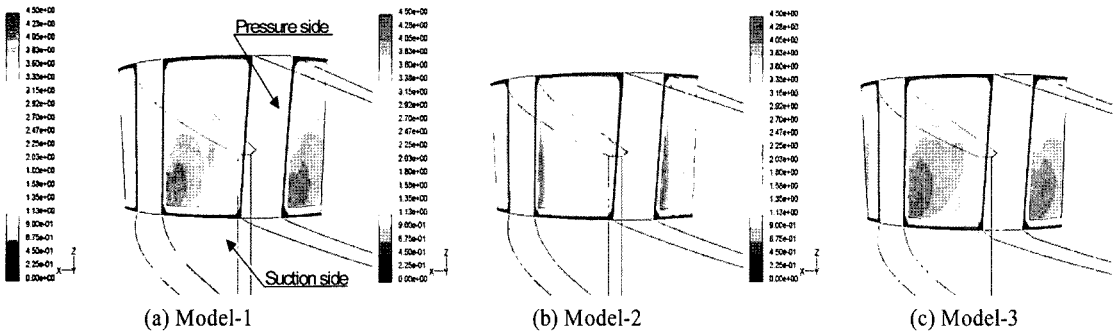


Fig. 11 Distributions of relative velocity on the cross sections of impeller inlets ($N=2,000\text{rpm}$, $Q=60 \ell / \text{min}$)

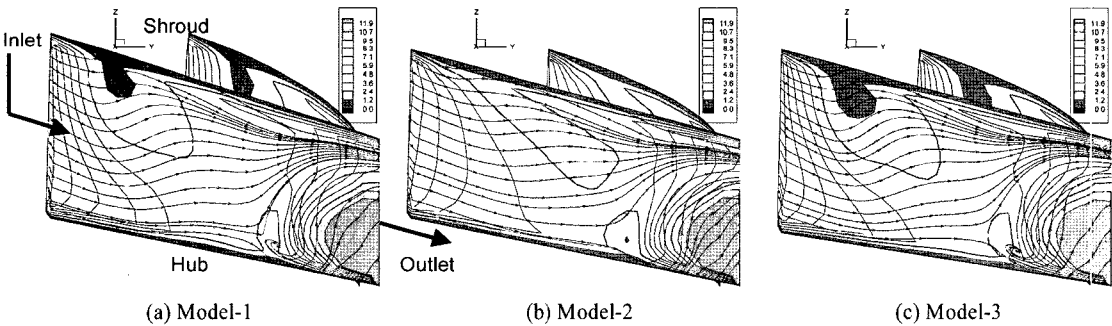


Fig. 12 Streamlines and distributions of relative velocity in the middle of flow path between two blades ($N=4,424\text{rpm}$, $Q=220 \ell / \text{min}$)

라우드 부근으로 돌아 나가는 역류가 발생하여 속도가 빨라지는 경향을 보이는데, 이러한 현상은 Model-1의 경우가 가장 심하게 나타나 허브와 슈라우드 부근의 속도가 큰 차이를 보이고 있다. 임펠러 입구 단면에서의 상대속도 분포를 보면 Model-1과 Model-3의 경우는 흡입면(suction side)의 허브 근처에 유동이 집중되는 현상을 보이고 있는 반면 Model-2의 경우는 비교적 균일한 분포를 보여주고 있다. 슈라우드와 허브 각도에 따라 임펠러 출구에

서의 역류와 입구에서의 유동 불균일 분포가 유동 손실을 초래하게 되며, 비교적 유동 손실이 작은 Model-2의 경우가 수력성능이 가장 높게 나타나고 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 펌프 회전수 4,424rpm, 토출유량 220 l/min에서의 유동 패턴을 나타낸 것이다. 두 블레이드 사이의 유로 중간면에서 유선과 상대속도 분포를 나타낸 Fig. 12를 보면 Fig. 10과 마찬가지로 임펠러 출구 측의 허브 근처에서 역류가 발생하며,

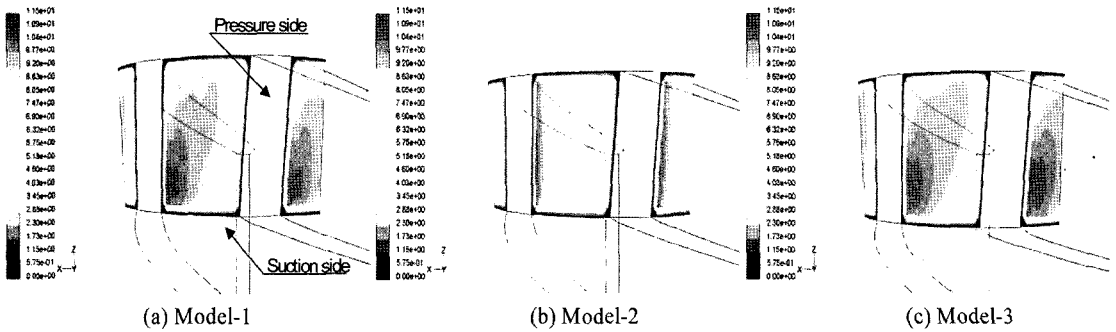


Fig. 13 Distributions of relative velocity on the cross sections of impeller inlets (N=4,424rpm, Q=220 ℓ/min)

이 현상은 세 가지 모델 모두 비슷한 양상으로 나타나고 있다. 그러나 임펠러 입구에서 출구쪽으로는 유선 분포를 보면 Model-2에 비해 Model-1과 Model-3의 경우 유동 패턴의 변화가 크게 나타나고 있다. 임펠러 입구 단면에서의 상대속도 분포를 나타낸 Fig. 13에서도 전반적으로 흡입면과 허브 근처에 유동이 집중되고 있으나 Model-2의 경우 이러한 현상이 많이 감소되고 있다. 세 가지 모델에 있어 이러한 유동 손실을 가져올 수 있는 유동 패턴은 펌프 회전수 2,000rpm, 토출유량 60 ℓ/min의 저속, 저유량 구간에서 보다는 그 차이가 많이 감소하였음을 알 수 있다. 따라서 Table 3에서 나타나듯이 Model-2의 경우가 수력성능의 전반적으로 높게 나타나나 펌프 회전수가 높을수록, 그리고 동일 펌프 회전수에서 고유량으로 갈수록 성능 차이 비율이 많이 좁혀짐을 알 수 있다.

4.2 토출구 형상에 따른 성능특성 시험

Fig. 6(a)의 동일한 볼류트 케이싱에 Fig. 3의 Model-1과 Model-2의 임펠러를 장착하여 수력성능 시험을 수행한 결과를 각각 Fig. 14의 Case-1과 Case-2로 나타내었다. 수치해석 결과에서 보여준 경향과 마찬가지로 Model-2의 임펠러를 장착한 Case-2의 워터펌프가 성능이 높게 나타났다.

Fig. 6(b)의 동일한 볼류트 케이싱에 Fig. 3의 Model-1과 Model-2의 임펠러를 장착하여 수력성능 시험을 수행한 결과를 각각 Fig. 15의 Case-3과 Case-4로 나타내었다. 수치해석 결과에서 보여준 경향과 마찬가지로 동일 볼류트 케이싱 형상에 대해서는 Model-2의 임펠러를 장착한 Case-4의 워터펌

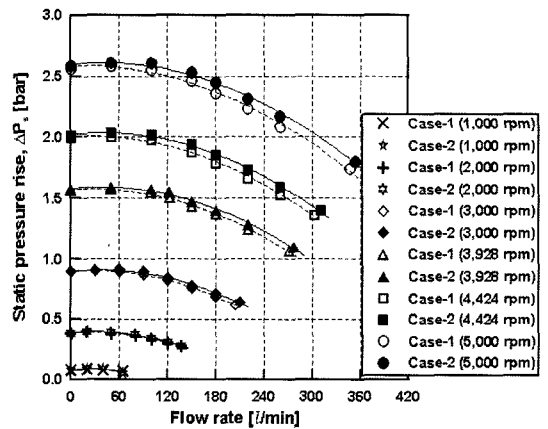


Fig. 14 Hydraulic performance test results (Case-1, 2)

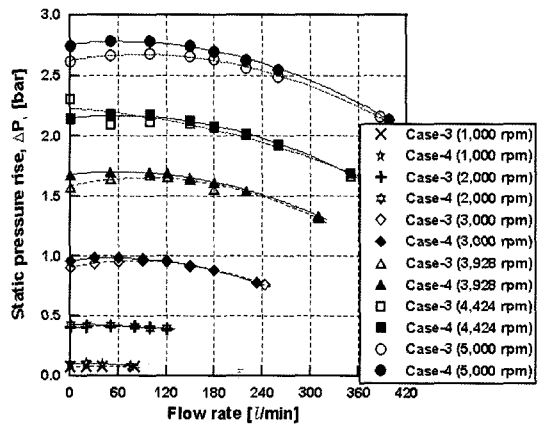


Fig. 15 Hydraulic performance test results (Case-3, 4)

프가 성능이 높게 나타났다. 또한 두 가지 경우의 성능 차이 비율은 동일 펌프 회전수에서는 고유량으로 갈수록 감소하였다. 이는 Table 4의 Case-3에 대한 Case-4의 성능 비교표를 보면 명확히 알 수 있다.

Table 4 Comparison of performance of the pump cases from test results

Q (ℓ/min)	Case-4/Case-3	Case-3/Case-1	Case-4/Case-2
	2,000 rpm		
0	7.5%	5.5%	12.5%
20	3.2%	2.8%	6.6%
50	1.9%	9.8%	8.8%
80	1.0%	13.5%	11.6%
100	-1.73%	22.1%	17.1%
120	2.3%	27.2%	27.2%
3,000 rpm			
0	6.1%	1.3%	7.5%
30	4.5%	4.1%	8.3%
60	3.0%	6.6%	8.1%
90	2.0%	10.5%	9.6%
120	-0.31%	16.6%	13.3%
150	-0.87%	21.6%	18.0%
180	-0.45%	28.3%	23.6%
3,928 rpm			
0	6.5%	0.9%	6.7%
50	3.5%	4.5%	6.9%
100	1.8%	8.2%	8.4%
122	1.6%	10.6%	9.2%
150	0.8%	14.5%	12.2%
180	3.5%	14.4%	15.2%
220	0.3%	24.3%	20.8%

Table 4는 동일 펌프 회전수와 토출유량에서의 토출압력을 각 경우에 대한 증감 비율로 나타낸 것이다. 먼저 Case-3에 대한 Case-4의 성능 비교표는 Fig. 6(b)의 동일 볼류트 케이싱에 Fig. 3의 Model-1과 Model-2의 임펠러 조합으로 이루어진 워터펌프의 수력성능 시험 결과를 백분율로 비교하여 나타낸 것이다. 동일 볼류트 케이싱에 대해서는 Model-2의 임펠러가 성능이 우수하며 또한 동일 펌프 회전수에서는 고유량으로 갈수록 이 성능 차이 비율이 감소하고 있다.

Case-1에 대한 Case-3의 성능 비교표는 Fig. 3에 나타낸 Model-1의 동일한 임펠러와 Fig. 6에 나타낸 두 가지 볼류트 케이싱의 조합으로 이루어진 워터펌프의 수력성능 시험 결과를 백분율로 나타낸 것이다. Fig. 6(b)의 볼류트 케이싱의 경우가 Fig. 6(a)의 볼류트 케이싱 보다 성능이 높게 나타나고 있으며, 동일 펌프 회전수에서 고유량으로 갈수록 이 성능 차이 비율은 점점 증가하는 경향을 보여주고 있

Table 5 Performance of the pump cases at design (3928rpm, Q=122 l/min)

	Case-1	Case-2	Case-3	Case-4
ΔP_s (bar)	1.505	1.548	1.665	1.691
η (%)	37.96	38.07	44.25	42.43

다. Case-2에 대한 Case-4의 성능 비교표는 Fig. 3에 나타낸 Model-2의 동일한 임펠러와 Fig. 6에 나타낸 두 가지 볼류트 케이싱의 조합으로 이루어진 워터펌프의 수력성능 시험 결과를 백분율로 나타낸 것이다. 마찬가지로 Fig. 6(b)의 볼류트 케이싱의 경우가 Fig. 6(a)의 볼류트 케이싱 보다 성능이 높게 나타나고 있으며, 동일 펌프 회전수에서 고유량으로 갈수록 이 성능 차이 비율은 점점 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이것은 볼류트 케이싱의 토출구 형상에 따라 이곳에서의 유동 손실이 고유량으로 갈수록 커진다는 것을 의미한다.

Table 4 및 Table 5를 보면 동일 볼류트 케이싱에서 Model-1과 Model-2의 임펠러에 대한 성능 차이 보다는 동일 임펠러에서 볼류트 케이싱의 토출구 형상에 따른 성능 차이가 더 크게 나타나고 있다. 성능 설계점인 펌프 회전수 3,928rpm, 토출유량 122 ℓ/min에서의 경우 동일 임펠러에 대해서 볼류트 케이싱의 토출구 형상만 달리 할 경우 수력 성능은 약 10%, 펌프 효율은 4 - 6% 정도 향상됨을 알 수 있다.

5. 결론

자동차 밀폐형 워터펌프의 임펠러 슈라우드와 허브 각도가 다른 세 가지 모델에 대해서 성능 비교를 위하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석은 수력성능 시험 결과와의 경향성이 매우 잘 일치하는 결과를 보여주었다.

또한 수치해석을 수행한 임펠러를 프로토타입 제작하여 토출구가 다른 두 가지 볼류트 케이싱에 장착하여 수력성능 시험을 하였다. 동일한 임펠러에 대해서 볼류트 케이싱의 토출구 형상만 바꾸더라도 설계점에서의 수력성능과 펌프 효율 모두 크게 향상되었고, 이를 통하여 토출구 부분이 형상에 따른 영향이 크게 작용함을 알 수 있었다. 따라서 볼류트 케이싱의 엔진 블록에 설계되는 경우 토출구 위치와

형상은 워터펌프 성능 설계 관점에서 고려되어야 할 것으로 판단된다.

References

- 1) H. S. Heo, K. S. Park, G. S. Lee and J. P. Won, "A Study on the Performance Prediction of Automotive Water Pump with Double Discharge Single Suction," Transactions of KSAE, Vol.12, No.6, pp.103-110, 2004.
- 2) S. Zoz, W. Thelen, T. Alcenius and M. Wiseman, "Validation of Methods for Rapid Design and Performance of Water Pumps," SAE 2001-01-1715, 2001.
- 3) J. Tuzson, Centrifugal Pump Design, John Wiley & Sons Inc., New York, 2000.
- 4) A. Deguchi and Y. Nomoto, "Development of Design Method for a High-Efficiency Water Pump," JSAE 9838688, 1998.
- 5) F. J. Wiesner, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," ASME, 1967.
- 6) K. Majidi and H. E. Siekmann, "Calculation of Secondary Flow in a Centrifugal Pump Using 3D Viscous Flow Computation Techniques," Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Vol. 2, 1996.
- 7) A. Kaps and H. E. Siekmann, "Numerical Flow Analysis in a Centrifugal Pump for Optimization of the Casing with regard to Hydraulic Efficiency and Bearing Forces," Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Vol.2, 1996.
- 8) E. Torbergsen and M. F. White, "Numerical and Experimental Study of Impeller/Diffuser Interactions in Centrifugal Pumps," Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 1998.