

자동차용 양토출 단흡입 워터펌프의 성능 예측에 관한 연구

허형석^{*1)} · 박경석²⁾ · 이기수¹⁾ · 원종필¹⁾

자동차부품연구원¹⁾ · 경희대학교 기계공학부²⁾

A Study on the Performance Prediction of Automotive Water Pump with Double Discharge Single Suction

Hyungseok Heo^{*1)} · Kyoungsuk Park²⁾ · Geesoo Lee¹⁾ · Jongphil Won¹⁾

¹⁾Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjung-Ri, Pungse-Myun, Chonan-si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Kyunghee University, Gyeonggi-do 449-701, Korea

(Received 18 December 2003 / Accepted 19 March 2004)

Abstract : A Numerical analysis has been used to predict the performance in the automotive water pump with double discharge single suction. The influence of parameters such as coolant flow rate, rotational speed, ratio of blade height and clearance has been investigated. Also, the prediction of hydraulic performances such as static pressure rise, shaft power, hydraulic power and pump efficiency is carried out on the water pump including an impeller and a volute casing. A full size water pump test bench has been developed to validate the CFD flow model. Discharge flow rate, suction pressure, discharge pressure, rotational speed and torque measurements are provided. Coolant temperature is 80 °C, water tank pressure is 1 kgf/cm² and flow rates vary.

Key words : Water pump(워터 펌프), Hydraulic performance(수력성능), Hydraulic power(수동력), Shaft power(축동력), Pump efficiency(펌프 효율), Impeller(임펠러), Volute casing(볼류트 케이싱)

Nomenclature

D : impeller diameter, mm
 h : blade height, mm
 α : blade angle, deg.
 Z : blade number, ea
 t : blade thickness, mm
 N : rotational speed, rpm
 Q : flow rate, m³/min
 ΔP_s : static pressure rise, mAq

Subscripts

i : inlet
 o : outlet
 d : design point

1. 서론

워터펌프의 성능이나 효율에 가장 큰 영향을 미치는 설계 인자는 임펠러의 기하학적 형상, 즉 임펠러의 내경과 외경, 블레이드 수, 블레이드 입, 출구의 폭과 각도 등을 들 수 있다. 또한 임펠러의 회전 에너지에 의해 증가한 냉각수의 속도 에너지를 압력 에너지로 바꾸어 토출 압력을 높여주는 역할을 하는 볼류트 케이싱의 설계에서도 유로를 따라 마

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

찰손실이 없이 속도에너지를 압력에너지로 서서히 바꾸어 최대의 토출 압력을 얻는 것이 중요하다.^{1,2)}

자동차용 양토출 단흡입형 워터펌프는 엔진 연소실 실린더가 좌우 대칭적으로 배치된 V6 및 V8 등의 자동차 엔진에 적용되며 냉각수를 강제 순환시키는 역할을 하게 된다. 양토출 단흡입형 워터펌프의 설계에서 중요한 고려 사항은 펌프의 수력성능, 펌프 효율뿐만 아니라 좌·우의 대칭 구조로 된 냉각수 순환 회로의 통수 저항에 따라 토출유량을 정밀하게 등분배될 수 있도록 유로 형상을 설계하는 것이다.

많은 연구자들이 워터펌프의 설계와 해석에 관한 논문을 발표하였다.³⁻⁸⁾ 이들 대부분은 볼류트 케이싱을 제외한 임펠러 형상 특성만을 고려한 1차원 설계 해석 방법으로써 오일러 식과 임펠러 형상 함수와 같은 출구 속도 삼각형을 조정하기 위한 수정 인자들에 바탕을 둔 이론과 경험에 의한 출구 속도 삼각형에 기본을 두고 있다. 이러한 1차원적 해석 방법은 2차 유동(secondary flow)을 무시하고 주 유동을 유효 유동 단면적과 블레이드 방향에 근거하여 처리하기 때문에 임펠러 유로를 통과하는 불균일 속도 분포와 경계층 및 유동 박리를 포함하는 펌프 내부의 상세한 물리적 특성을 고려하지 못한다. 이러한 인자들에 의한 효과는 슬립 계수(slip factor) 하나로 포괄하여 처리되어진다.³⁾ 1차원적 해석 방법의 또 다른 한계점은 이 방법이 경험에 바탕을 두기 때문에 주로 설계점에 초점이 맞추어져 있어 탈 설계점에서의 성능 예측 결과가 실제 실험과는 많이 다르다는 것이다.

1990년대 초반 이후부터 워터펌프 설계에 3차원 CFD 기법을 이용하여 보다 상세한 유동 특성을 규명하고자 하였으며, 1990년대 중반 이후에는 상용 코드를 이용한 연구사례가 발표되기 시작하였다. 이러한 3차원 CFD 해석에 의한 연구는 주로 임펠러의 형상 함수에 따른 내부 유동 특성 평가를 통한 임펠러 성능개선을 이루고자 하였다. 워터펌프의 볼류트 케이싱 형상에 따른 성능 예측에 관한 연구는 일부 연구자들에 의해 수행된 바 있으나⁷⁾ 이들도 단 토출 워터펌프의 경우로 연구 방향이 집중되어 있다.

본 연구에서는 양토출 단흡입 워터펌프에 대한 3차원 유동해석을 위하여 상용코드인 Fluent 6.1을 이용하여 첫 번째로 워터펌프의 임펠러부만을 해석 도메인으로 취하여 임펠러 형상 함수에 따른 유동특성을 평가하여 최적의 임펠러 형상을 제안하였고, 두 번째로는 제안된 임펠러 형상을 가지고 볼류트 케이싱부까지 전체 양토출 단흡입형 워터펌프에 대한 성능해석을 수행하였으며, 또한 수력성능 시험 결과와 비교 평가를 통한 해석 결과 값의 타당성을 검증하였다.

2. 시험장치 및 방법

본 연구에 사용된 양토출 단흡입 워터펌프에 대한 수력 성능시험 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 실선으로 나타낸 화살표는 냉각수의 유동방향을 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 측정하였으며 모터의 동력을 워터펌프에 전달하기 위하여 모터와 워터펌프 풀리에 평 벨트를 장착하였다.

냉각수를 실제 운전 조건으로 가열하기 위하여 냉각수 탱크 내에 15kW의 전기히터를 삽입하였으며, 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

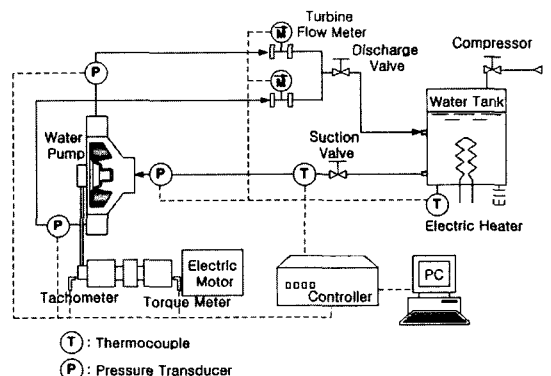


Fig. 1 Schematic diagram of test rig

장치는 밀폐형(closed loop type)으로 설계하여 워터 펌프의 실제 운전 상태를 실 엔진과 유사하게 재현 시키도록 하였다.

양토출 단흡입 워터펌프의 흡입 압력과 토출 압력을 측정하기 위하여 시험 워터펌프의 흡입구에 저압 센서(±100kPa) 한 개와 양쪽 토출구에 각각 고압센서(0~0.5MPa) 두 개를 이용하여 취득하였으며, 토출 유량은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 토출구 회로측의 좌, 우측에 터빈 타입의 유량계(Max. 380LPM)를 2개 설치하여 좌, 우 토출유량을 측정하였으며, 유량계를 통과한 냉각수는 합류하여 냉각수 탱크로 순환되도록 하였다. 모든 측정 데이터는 콘트롤러의 인디케이터에 디지털화 하여 나타나도록 하였으며, 데이터는 PC에 저장되도록 하였다.

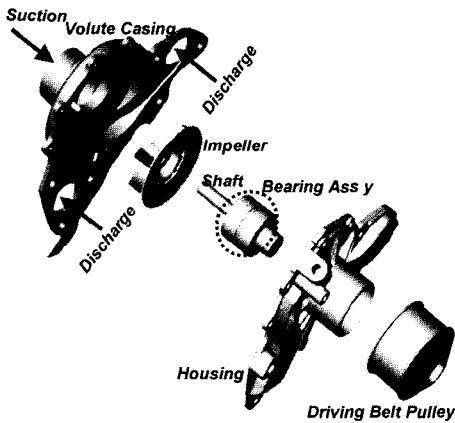


Fig. 2 Water pump with double discharge single suction

본 시험에 사용된 워터펌프는 3,000 cc급 V8 엔진에 적용되는 양토출 단흡입 워터펌프로써 Fig. 2에 나타난 바와 같이 회전에너지 주는 원심식 임펠러, 임펠러에서 증가한 속도에너지를 압력에너지로 전환시켜 주는 한 개의 흡입구와 두 개의 토출구를 갖는 볼류트 케이싱, 구동축과 베어링으로 이루어진 베어링 어셈블리와 풀리로 구성된다.

시험 조건은 냉각수 탱크의 압력을 공기 압축기로 1.0 kgf/cm²로 가압하였으며, 냉각수 온도는 80℃로 고정하였다. 펌프의 회전수는 일정 회전수로 고정된 상태에서 토출구 밸브로 유량을 조절하면서 입, 출구의 압력과 모터의 소요동력을 측정하였다. 하나의 펌프 회전수에 대한 시험을 수행한 후에 펌

프 회전수를 바꾸어서 동일한 방법으로 시험을 수행하였다. 시험 회전수는 1,150 rpm에서 5,000 rpm 까지 총 5단계로 설정하여 수행하였다.

3. 수치해석

3.1 지배 방정식 및 난류모델

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

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \\ & - \frac{\partial p}{\partial x_i} - 2\rho \epsilon_{ijk} \Omega_j u_k \\ & - \rho(\Omega_m x_m \Omega_i - \Omega_n \Omega_n x_i) \end{aligned} \tag{2}$$

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 외력항으로 각각 원심력과 코리올리 힘(coriolis force)을 나타낸다. 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였으며, 벽 근처의 처리는 일반적인 벽 함수를 적용하였다.

3.2 수치해석 모델 및 해석조건

3.2.1 임펠러부

본 연구에서는 비속도 263(m³/min, m, rpm)급 자동차 워터펌프용 개방형 원심식 임펠러의 설계를 위하여 블레이드 입, 출구의 높이 비($h^* = h_o/h_i$)와 임펠러와 하우징 사이의 간극(clearance)에 따른 성능 해석을 수행하였다. 자동차용 워터펌프의 설계에서 임펠러 외경은 자동차 OEM에서 결정하는 경우가 대부분이며 블레이드 수는 보통 6개에서 8개로 선정하는 경우가 많다. 따라서 이를 고려해서 블레이드 입, 출구의 높이와 간극을 제외한 기본 형상 제원은 워터펌프의 설계에 기본적으로 적용되는 1차원적인 오일러 식에 의해 계산된 Table 1과 같이 하였다.

Table 1 Basic geometry specification of impeller

N_s (m ³ /min, m, rpm)	263	α_i (deg.)	37
D_o (mm)	80	α_o (deg.)	44
D_i (mm)	43	N_d (rpm)	4,000
Z (ea)	6	Q_d (LPM)	215
t (mm)	2	$\Delta P_{s,d}$ (mAq)	13

Fig. 3은 임펠러 성능 해석에 적용된 임펠러의 기본 형상을 나타낸 것이며, Fig. 4는 CFD 해석을 위해 적용된 해석 도메인을 나타낸 것이다. 해석에 적용된 설계 변수조건을 Table 2에 나타내었다.

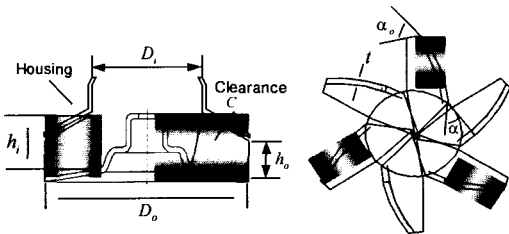


Fig. 3 Basic geometry of impeller for CFD analysis

Table 2 Design parameter conditions for CFD analysis

Case	#1	#2	#3
h^*	0.9	0.8	0.7
	h_i : 21.8 mm (fixed) Clearance: 1 mm		
Clearance	1 mm	2 mm	3 mm
	h^* : 0.7		

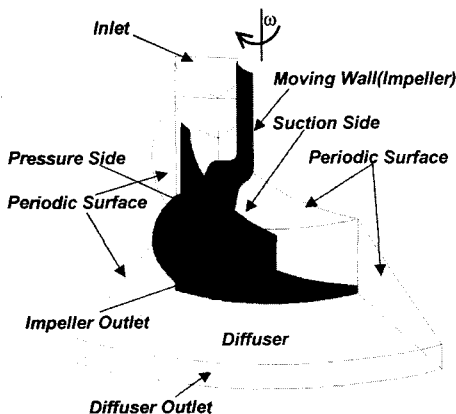


Fig. 4 Computational domain for impeller CFD analysis

임펠러 형상 제원에 따른 성능 해석에서는 Fig. 4에 나타난 바와 같이 블레이드 수 6개의 임펠러에 대해서 1/6 형상만을 취하여 회전 방향에 대해서 주기 조건(periodic conditions)을 주었으며, 임펠러 끝에 블레이드 없는 디퓨저를 가상적으로 두어 계산 도메인을 설정하였다. 이는 펌프의 토출조건이 실제 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.

입구 조건은 설계 유량에 대한 유량 비, $\alpha(Q/Q_d)$ 를 0.8, 1.0, 1.2 및 1.4로 하였으며, 펌프 회전수는 설계점인 4,000 rpm으로 하였다. 냉각수의 물성치는 80°C에서의 값으로 하여 밀도를 971.8 kg/m^3 , 점성계수를 $352.06 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 로 하였다.

3.2.2 양토출 단흡입 워터펌프

양토출 단흡입 워터펌프에 대한 성능 해석에서는 임펠러의 형상 제원에 따른 성능 해석 평가에 적용된 h^* 가 0.7인 임펠러로 선정하였으며, 간극은 1mm로 하였다. 회전체인 임펠러와 볼류트 케이싱을 포함하는 워터펌프의 전체 모델을 해석 도메인으로 하였다. 해석 결과는 성능 시험 결과 값과 다양한 각도로 비교 검증하였다.

Fig. 5는 각각 워터펌프 전체 모델에 대한 해석 도메인과 격자 생성 모델을 나타낸 것이다. 워터펌프 전체 모델에 대한 해석 총 격자 수는 약 40만개이다.

펌프 회전수는 성능 시험과의 비교를 위하여 시험 조건과 동일한 조건에서 해석을 수행하였다. 입구 조건은 냉각수 유량으로 하여 펌프 회전수별로 실험 조건과 동일하게 하였다. 출구 측 압력 조건은 실험값으로 하였으며, 냉각수의 물성치는 실험 조건인 냉각수 온도 80°C에서의 값으로 하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 임펠러 형상 제원에 따른 성능 해석

Fig. 6과 Fig. 7은 펌프 회전수 4,000 rpm에서 유량의 변화에 따른 임펠러 출구(R=40mm)에서의 정압계수(C_s)와 전압계수(C_T)의 변화에 대한 성능곡선

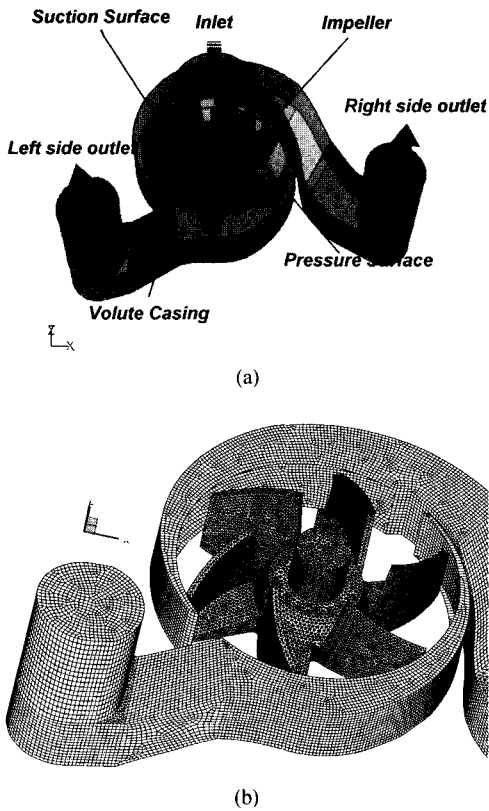


Fig. 5 Computational domain and CFD mesh for water pump CFD analysis

을 블레이드 입, 출구 높이 비(h^*)별로 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 정압계수와 전압계수는 각각 다음 식과 같이 임펠러 출구와 입구에서의 정압 차 (ΔP_s)와 전압 차(ΔP_T)를 출구에서의 임펠러 회전속도로 나누어 무차원화 시킨 값이다.

$$C_s = \frac{\Delta P_s}{v^2/2g} \quad (3)$$

$$C_T = \frac{\Delta P_T}{v^2/2g} \quad (4)$$

여기서, 임펠러 출구에서의 회전속도, v 는 다음과 같이 구하였다.

$$v = \frac{\pi \times D_2 \times N}{60} \quad (5)$$

Fig. 6과 Fig. 7의 해석 결과를 보면 정압계수와 전압계수는 유량이 증가할수록 감소하고 있으며, h^* 가 작을수록 증가하는 경향을 보이고 있다. h^* 변화

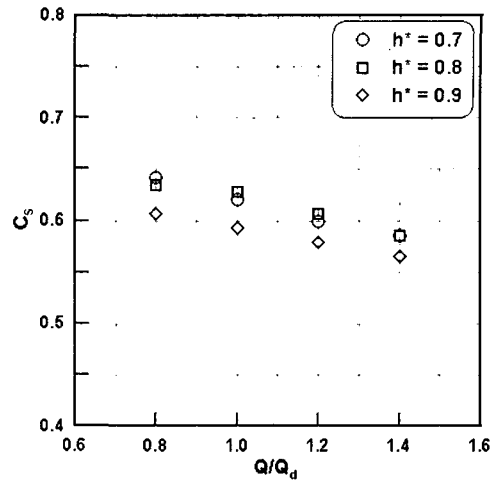


Fig. 6 $C_s - \phi$ performance characteristics at impeller

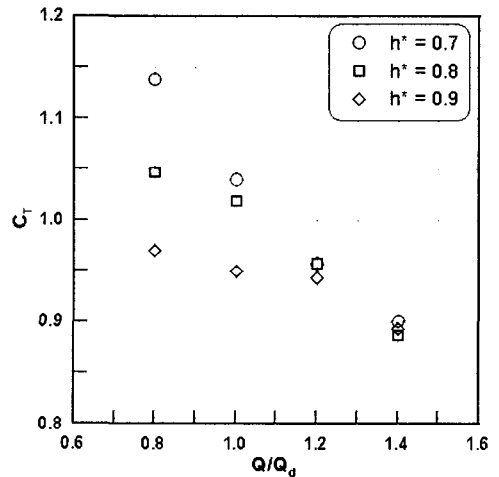


Fig. 7 $C_T - \phi$ performance characteristics at impeller

에 따른 정압과 전압성능은 설계유량을 포함하여 저유량으로 갈수록 보다 큰 차이를 보이고 있다. 특히 h^* 가 0.9인 경우 0.7과 0.8인 경우보다 정압과 전압성능 모두 매우 낮게 나타나고 있으며, 설계 유량을 포함하여 저유량으로 갈수록 정압계수 차이보다는 전압계수 차이가 훨씬 크게 나타나고 있다. 전압은 정압에 속도수두를 합한 결과로써 정압보다는 전압계수 차이가 크게 나타나는 것은 정압보다는 속도에너지가 전압성능에 미치는 영향이 더 크다고 볼 수 있다. 즉, 블레이드 입구 높이를 고정한 상태에서 h^* 를 증가시키면 임펠러 출구 단면적이 증가하게 되고, 또한 출구 단면적이 지나치게 커져 유로

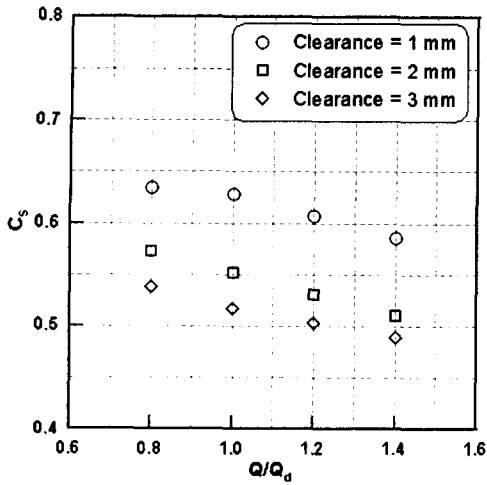


Fig. 8 $C_s - \phi$ performance characteristics at impeller

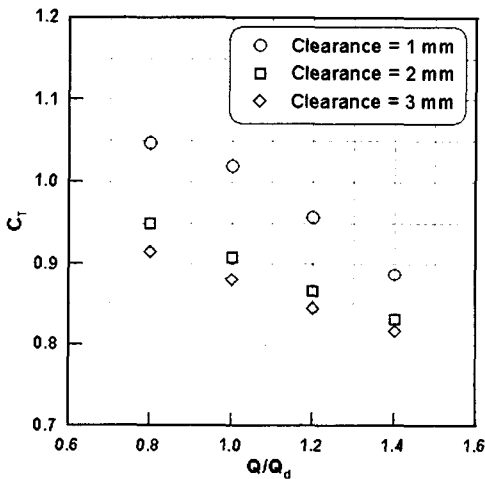


Fig. 9 $C_T - \phi$ performance characteristics at impeller

면적 증가에 따른 정압 상승보다는 속도에너지 감소가 펌프 성능에 더 큰 영향을 미치는 것으로 나타나고 있는 것이다.

Fig. 8과 Fig. 9는 펌프 회전수 4,000 rpm에서 유량의 변화에 따른 임펠러 출구에서의 정압계수(C_s)와 전압계수(C_T)의 변화에 대한 성능곡선을 나타낸 것이다.

해석 결과를 보면 임펠러와 펌프 하우징과의 간극이 작을수록 정압계수와 전압계수 모두 증가하고 있으며, 특히 간극이 1mm인 경우 그 증가 폭이 매우 크게 나타나고 있다. 또한 블레이드 높이 비에 따른 성능해석과는 달리 정압계수의 차와 전압계수의 차

는 크지 않다. 이로부터 개방형 원심식 임펠러의 경우 간극의 변화는 회전체의 유로 내부에서 속도에너지 보다는 정압 상승에 더 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

4.2 양토출 단흡입 워터펌프의 성능 시험 및 해석 결과 비교

Fig. 10은 양토출 단흡입 워터펌프의 유량에 따른 정압 상승을 펌프 회전수별로 시험 값과 계산 값을 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 유량은 좌, 우 토출구의 합류 유량으로 나타내었으며 정압 상승은 펌프 입, 출구에서의 정압 차로써 출구의 정압은 좌, 우 토출구의 정압을 평균한 것이다.

펌프 회전수 전 구간에서 계산 값은 시험 값의 최대 오차범위 3% 이내에서 매우 잘 일치하였으며, 특히 설계점에서는 매우 잘 일치함을 알 수 있었다. 전체적으로 유량이 증가함에 따른 정압 상승(ΔP_s)의 감소율이 시험 값보다는 계산 값이 크게 나타나 저 유량에서는 계산 값이 시험 값에 비해 압력 상승이 높게 나타나고 고유량에서는 낮게 나타나는 경향을 보였다. 설계점, 즉 펌프 회전수 4,000 rpm, 정압 상승 13 mAq에서의 유량은 설계 목표치인 215 LPM 이상으로 우수한 성능을 보여주었다.

Fig. 11은 유량에 따른 축동력(L)을 펌프 회전수별로 시험 값과 계산 값을 비교하여 나타낸 것이다.

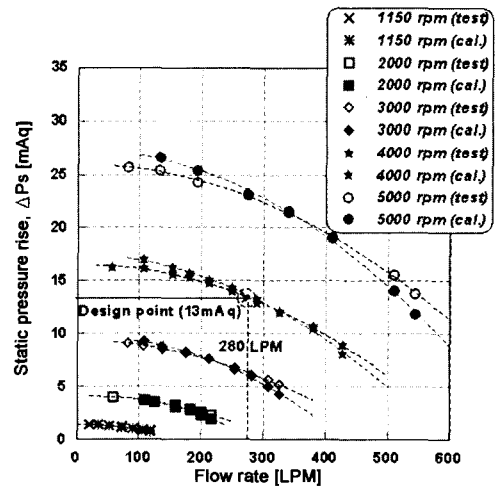


Fig. 10 Comparison of static pressure rise between test data and CFD analysis

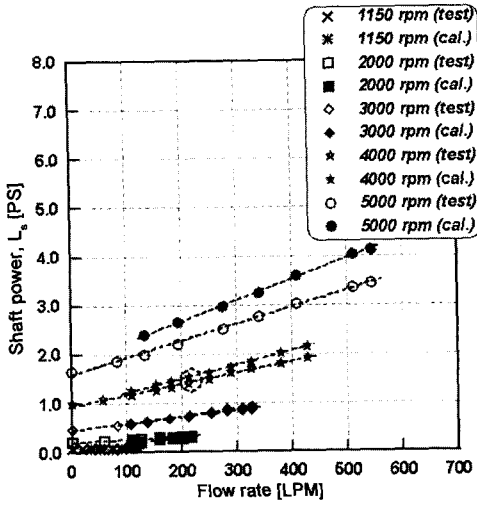


Fig. 11 Comparison of shaft power between test data and CFD analysis

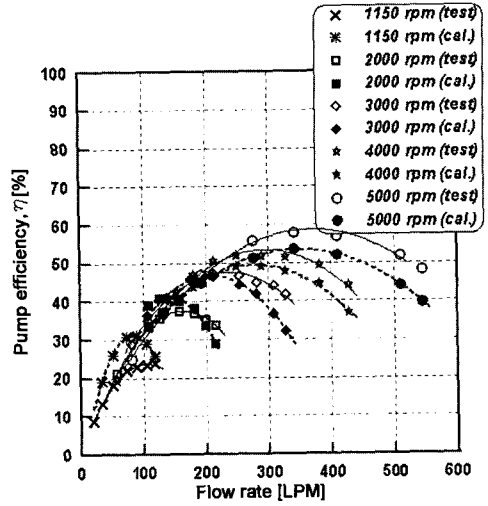


Fig. 13 Comparison of pump efficiency between test data and CFD analysis

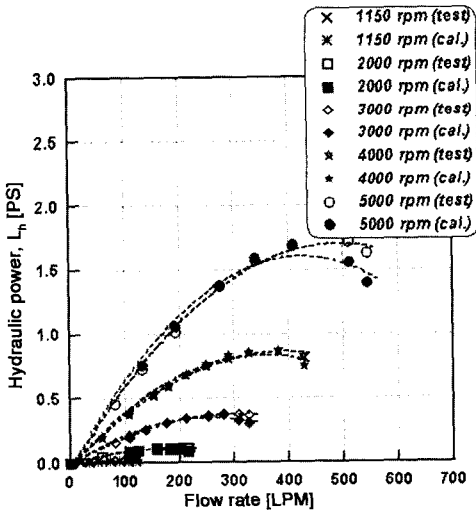


Fig. 12 Comparison of hydraulic power between test data and CFD analysis

여기서 축동력은 펌프의 소요 동력으로써 다음과 같이 구하였다.

$$L_s = T \times \omega \times 0.00135962 \quad [PS] \quad (6)$$

where T : Torque ($N \cdot m$)

ω : Angular velocity (rad/s)

축동력의 계산 값은 시험 값과 최대 15%의 오차 범위로 다소 크게 나타났다. 그러나 그림의 점선 원호로 표시된 설계점, 즉 4,000 rpm의 토출유량 215

LPM 근처에서는 8%의 오차범위로 만족스러운 결과를 보여주었다.

Fig. 12는 유량에 따른 수동력(L_h)을 펌프 회전수 별로 시험 값과 계산 값을 비교하여 나타낸 것이다. 수동력은 펌프가 실제로 한 일에 해당하는 것으로 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$L_h = \gamma_w \times \Delta P_s \times Q / 75 \quad [PS] \quad (7)$$

Fig. 13은 유량에 따른 펌프 효율을 펌프 회전수 별로 시험 값과 계산 값을 비교하여 나타낸 것으로서 펌프의 효율은 펌프가 한 일, 즉 수동력을 축동력으로 나누어 백분율로 나타낸 것이다. 따라서 수동력 성능 계산은 시험 값과 매우 잘 일치하나 축동력 성능 계산이 오차가 다소 크게 나타났기 때문에 펌프 효율도 시험 값과의 오차가 다소 크게 나타났다. 그러나 각 펌프 회전수에 대한 최고 효율점에서의 효율 계산 값은 비교적 잘 일치하며, 설계점에서는 7% 이내의 오차 정도로 해석의 타당성을 보여주었다. 펌프 회전수 4,000 rpm에서 최고 효율은 시험과 해석에서 모두 50% 정도의 효율을 보여주었다.

Fig. 14는 펌프 회전수 4,000 rpm에서의 좌, 우 토출구의 유량차를 나타낸 것으로서 유량 차는 좌, 우의 유량차를 합류 유량으로 나누어 백분율로 나타내었다. 유량이 증가할수록 계산 값과 시험 값의 오차가 커지는 경향을 보이거나 전체적으로 3% 이내에

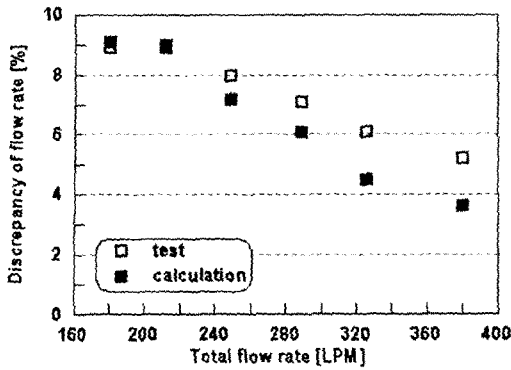
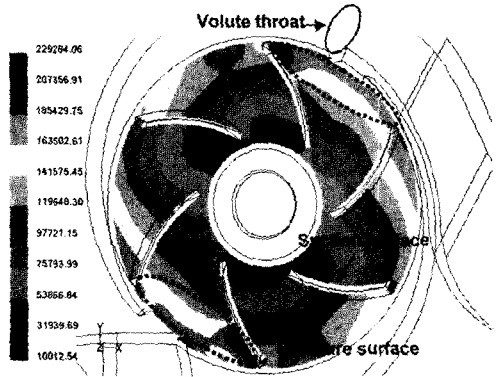


Fig. 14 Comparison of discrepancy of flow rate between test data and CFD analysis(4,000 rpm)

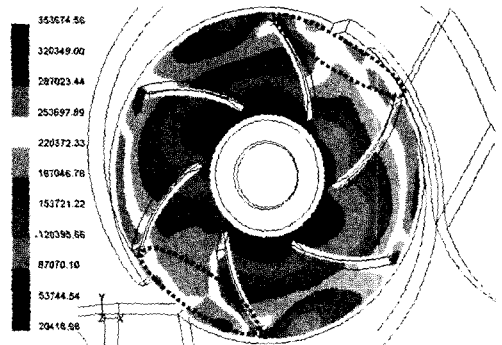
서 매우 잘 일치하였다. 좌, 우 토출구의 유량 차는 저유량으로 갈수록 증가하는 경향을 보이며, 설계점(13 mAq)에서는 7% 정도로 만족할 만한 결과를 보였다.

Fig. 15는 4,000 rpm, 215 LPM에서의 유동특성 해석결과를 임펠러 중간면에서 나타낸 것이다. 임펠러에서의 속도, 정압 및 전압 분포 모두 블레이드 유로를 지나면서 펌프 입구로부터 유입된 냉각수가 임펠러 회전에 의한 수력 에너지를 공급받음으로써 상승함을 알 수 있다. Fig. 15(c)에 나타낸 상대속도 분포를 보면 압력면(pressure surface)에서는 빠른 속도가 형성되고 흡입면(suction surface)의 경우 블레이드 앞전(leading edge)에서 경계층이 크게 발달하여 흡입면 뒷전(trailing edge)에서 와류가 형성되는 것을 알 수 있다. 또한 볼류트 케이싱 목(throat) 부근에 위치한 블레이드 사이의 유로 뒷전(점선 원호)에서 국부적인 정압상승을 보이고, 이에 따라 이 부근에서 전압도 높게 나타나고 있다.

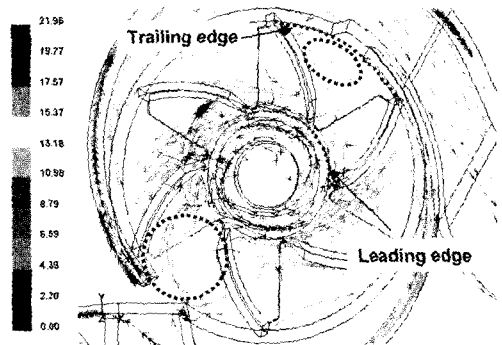
Fig. 16은 설계점(4,000 rpm, 215 LPM)에서의 유동특성 해석결과를 볼류트 중간면에서 나타낸 것이다. 볼류트 유로를 따라 속도는 점차 감소하고 있으며, 반면에 정압은 상승하고 있다. 이는 임펠러 내부 유로에서 상승한 속도에너지가 압력에너지로 대부분 전환되어 결국 펌프의 역할인 엔진에서의 냉각수 유로의 압력 저항을 극복하여 냉각수를 순환시키는 데 필요한 압력만큼 상승시키게 되는 것이다. 볼류트에서의 전압 분포는 유동 손실의 지표를 나



(a) Static pressure(Pa)



(b) Total pressure(Pa)



(c) Relative velocity vectors(m/s)

Fig. 15 Analysis results at mid surface of impeller(4,000 rpm, 215 LPM)

타내는 것으로써 임펠러 출구로부터 나온 유동이 볼류트를 지나면서 급격한 유동변화로 인하여 손실이 발생하며 따라서 전압은 볼류트 유로를 따라 다소 감소하고 있음을 알 수 있다. 볼류트 양쪽 토출구에서의 정압은 거의 동일한 분포를 보였다.

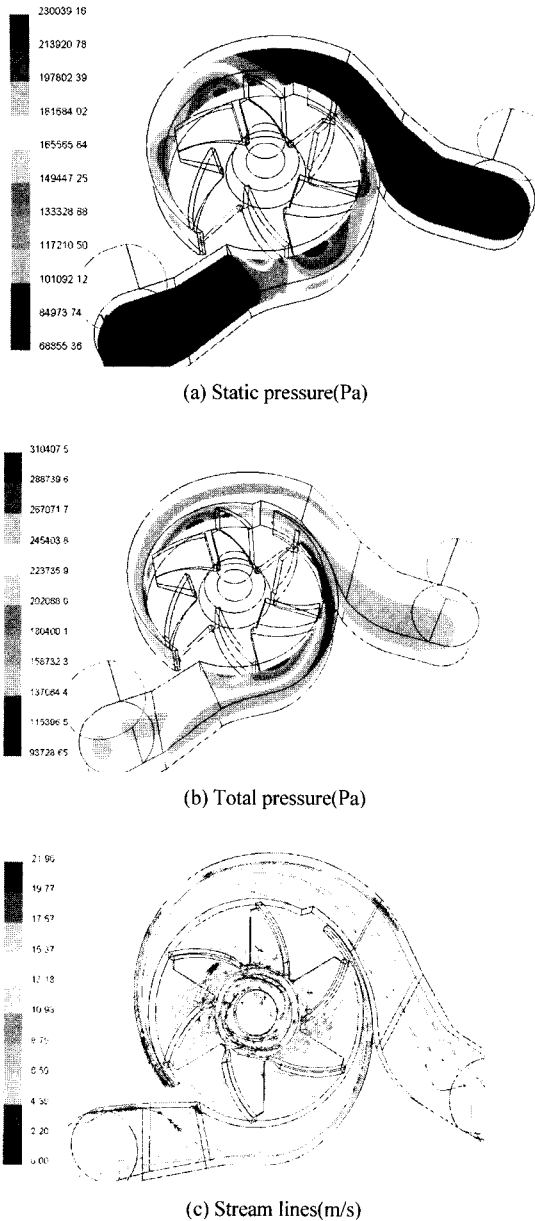


Fig. 16 Analysis results at mid surface of volute casing (4,000 rpm, 215 LPM)

5. 결론

본 연구에서는 자동차용 양토출 단흡입 워터펌프에 대한 성능 해석과 시험을 수행하였다. 이 과정을 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 블레이드 높이 비에 따른 성능해석 결과 높이 비가 0.7인 경우가 정압계수와 전압계수 모두 가장

높게 나타났으며, 본 해석에서 적용된 모델에서는 블레이드 높이 비는 정압보다는 속도 에너지에 더 큰 영향을 미쳤다.

- 2) 블레이드와 펌프 하우징 사이의 간극에 따른 성능해석 결과 간극이 1 mm인 경우가 정압계수와 전압계수 모두 가장 높게 나타났으며, 간극 변화는 속도에너지보다는 정압에 더 큰 영향을 미쳤다.
- 3) 양토출 단흡입 워터펌프의 해석 결과, 유량 변화에 따른 정압상승 성능 곡선은 성능시험과의 최대 오차범위 3% 이내에서 매우 잘 일치하였다.
- 4) 유량 변화에 따른 축동력과 펌프효율 성능 곡선은 성능시험과의 최대 오차범위 15% 정도로 다소 크게 나타나 설계점에서의 오차는 8% 이내에서 해석의 타당성을 보여주었다.
- 5) 볼류트 목 부위에 위치한 블레이드 사이의 유로 뒷전(trailing edge)에서 높은 정압상승을 보였고, 이 곳에서 심한 와류(wake flow)가 발생하였다.
- 6) 본 연구에서 설계한 양토출 단흡입 워터펌프의 성능은 설계점에서 설계 토출유량 이상의 성능을 보였으며, 펌프효율은 50% 정도로 나타났다.

References

- 1) J. Tuzson, Centrifugal Pump Design, John Wiley Inc., 2000.
- 2) K. C. Kim, M. S. Chon, J. E. Yun, S. K. Min, "An Experimental Study on Engine Cooling System Improvement," KSAE 2000-03-2128, 2000.
- 3) S. Zoz, W. Thelen, T. Alcenius, M. Wiseman, "Validation of Methods for Rapid Design and Performance of Water Pumps," SAE 2001-01-1715, 2001.
- 4) A. Deguchi, 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, H. E. Siekmann, "Calculation of Secondary Flow in a Centrifugal Pump Using 3D Viscous Flow Computation Techniques," Proceedings of the 6th International Sympo-

- sium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Vol.2, 1996.
- 7) A. Kaps, 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, 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.