

비속도 150급 수직배럴형 다단 원심펌프 개발

유일수^{*†} · 박무룡^{*} · 황순찬^{*} · 김성기^{**} · 윤의수^{*}

Development of Vertical Barrel Type Multistage Pump

IlSu Yoo^{*†}, MuRyong Park^{*}, SoonChan Hwang^{**}, SungKi Kim^{**}, EuiSoo Yoon^{*}

Key Words : Vertical axis pump(수직축 펌프), Barrel type pump(배럴형 펌프), Multistage pump(다단펌프), High efficiency(고효율), Low specific speed(저비속도)

ABSTRACT

A vertical-axis multistage pump with low specific speed was developed, satisfying performance requirements such as flow rate, total head, and NPSH. The developed pump was designed through conceptual design, configuration design, and performance analysis by CFD which were established in KIMM. The prototype pump's mechanical wholesomeness besides hydraulic performances were verified by running test, performance test, and reliability test.

1. 서론

본 연구 대상은 API(American Petroleum Institute, 미국석유협회) 610 VS6 형식으로서, 주로 정유·석유화학플랜트에서 사용된다. 정유 플랜트의 시장규모는 2010년 이후 경기 회복에 따른 개발도상국 중심의 수요 증가로 인해 지속적인 성장이 예상되고 있다. 특히 정유 플랜트 규모는 국가 경제의 성장 단계와 밀접한 연관관계가 있기 때문에 중국, 인도, 브라질 등 개발 도상 국가를 중심으로 지속적인 수요 증대가 예상되고 있다.

고기술, 고부가가치 펌프인 정유 및 석유화학용 펌프는 사용 조건상 다른 용도에서 볼 수 없는 특수한 조건이 요구된다. 이 요구 조건은 광범위하고 정성적인 성격을 갖고 있는데, 국제적으로 API(American Petroleum Institute) 610 규격과 같은 최소 한도 필요 사항을 정한 규격이 적용되어 오고 있다. API 규격은 펌프 관련 규격 중에서 최고 수준이며 안전성이나 신뢰성을 희생시키지 않고 에너지의 효율적인 이용과 펌프 설비의 수명 비용의 저감을 추구하고 있다. 이로 인해 API 펌프는 설계 조건이 보수적이고 까다로워 국산화 및 국제 경쟁력 제고가 이루어지지 못하고 있어 선진업체와 경쟁하기 어려운 실정이다. 특히 수직축 펌프에 대한

국내 설계 능력이 현저히 저급한 수준이기 때문에 자체 기술 개발보다는 선진 외국 업체와의 라이선스 계약에 의해 생산되고 있는 실정이다.

본 연구에서는 독자 설계 기술을 정립하기 위해 설계 및 제작, 성능 검증의 전주기적 개발과정을 수행하였다. 펌프 개발 과정은 일반적으로 Fig. 1의 순서를 거친다. Fig. 1의 개발 과정을 수행할 때, 요구되는 수력사양을 만족시키지 못하거나 성능 저하 요인이 발견되면 설계를 수정하고 다시 해석하는 반복과정을 거친다. 본 연구에서는 이와 같은 수력설계 과정을 일관되게 수행할 수 있도록 개발 펌프에 적합한 설계기법을 확립하였으며, 요구사항의 만족 여부를 신속하고 용이하게 판단할 수 있도록 성능해석기법을 적용하였다. 이론적 수력 설계와 성능 해석으로 형상 설계를 수행하였으며, 정밀 제작과 단품 성능 시험 및 시제품 성능 시험 단계를 거쳐 개발을 완료하였다.

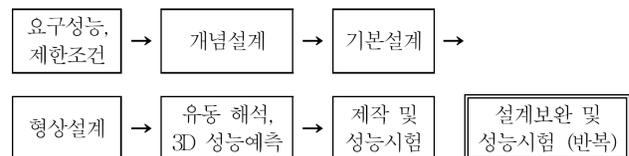


Fig. 1 Pump development procedures

* 한국기계연구원 국한기계부품연구본부
** (주)동양화학기계
† 교신저자, E-mail : isyoo@kimm.re.kr

2. 수력 설계

2.1 개념 설계

본 개발 대상의 정격 유량 및 양정은 120 m³/hr, 1,100m 이며, 유효흡입양정은 4m이다. 개발 펌프 형식은 수직축 다단 펌프이며, 각 단은 임펠러와 베인 디퓨저, 리턴채널의 조합으로 구성된다. 정격 유량과 양정에 대하여 펌프의 회전수와 임펠러 단수는 흡입 성능, 펌프의 크기 등의 요구 조건을 고려하여 설계자의 재량으로 결정된다.

펌프 형상을 결정하는 대표적인 펌프 형식수로는 비속도와 비직경이 있다. 비속도는 펌프의 형상 및 효율, 흡입 성능을 결정하고, 비직경은 임펠러의 직경을 결정하는 중요한 인자이다. 비속도는 무차원 비속도 n_s [rad/s, m³/s, m] 또는 차원 비속도 N_s [rpm, m³/min, m]로 식(1)과 같이 정의된다.

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (1)$$

$$N_s = 410 \times n_s$$

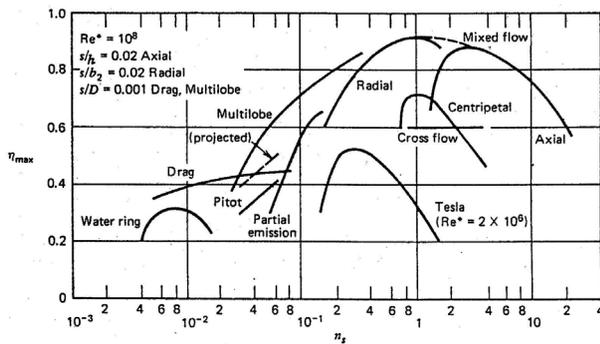


Fig. 2 Attainable maximum efficiencies versus specific speed⁽¹⁾

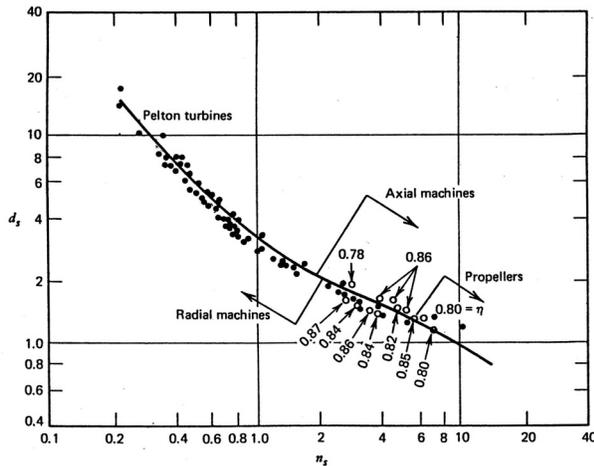


Fig. 3 Cordier line of turbomachines (n_s vs d_s)⁽¹⁾

식(1)에서 ω (각속도, rad/s), H (양정, m), Q (유량, m³/s), g (중력가속도, 9.81m/s²)가 사용된다.

비속도가 정해지면 펌프 형식 및 형상은 큰 틀에서 결정되고, 효율 및 임펠러의 직경도 대략적으로 예측할 수 있다. Fig. 2는 무차원 비속도에 따른 최대 총효율⁽¹⁾에 대하여 경험적인 경향을 보여준다. Fig. 3은 Cordier 선⁽¹⁾로서 무차원 비속도에 대한 비직경 d_s 의 관계를 나타낸 것이다. 임펠러 출구 직경 d_2 에 대하여 무차원 비직경 d_s 는 식(2)와 같이 정의된다.

$$d_s = \frac{d_2 (gH)^{1/4}}{\sqrt{Q}} \quad (2)$$

펌프의 비속도를 알면 Fig. 3으로부터 임펠러의 직경을 대략적으로 구할 수 있다.

Wright⁽²⁾는 Fig. 3의 Cordier 곡선으로부터 비속도와 비직경의 상관식을 식(3)과 같이 도출하였으며, 이를 Fig. 2의 최대 총효율 곡선과 조합하여 식(4)와 같은 효율 상관식을 도출하였다.

$$n_s \cong \begin{cases} 9.00d_s^{-2.103} & (\text{for } d_s \leq 2.8) \\ 3.25d_s^{-1.126} & (\text{for } d_s \geq 2.8) \end{cases} \quad (3)$$

$$\eta_{max} = \begin{cases} 0.149 + 0.6250d_s - 0.1250d_s^2 & (\text{for } d_s \leq 2.5) \\ 0.864 + 0.0531d_s - 0.0106d_s^2 & (\text{for } 2.5 \leq d_s \leq 5) \\ 1.1285 - 0.0529d_s & (\text{for } 5 \leq d_s \leq 20) \end{cases} \quad (4)$$

모터의 극수에 따라 가용한 7가지 회전수에 대하여 식(3)과 식(4)를 이용하여 펌프 임펠러의 직경 및 최대효율을 계산한 것을 Table 1에 실어 두었다. Table 1의 계산 결과는 단수를 10단으로 고정한 경우에 대한 것이다. 회전수 875 rpm 이하의 비속도에 대해서는 식(4)의 적용범위를 벗어나 최대 효율을 산정할 수 없다. Table 1의 결과 중 효율이 가장 높은 것은 회전수가 3,550rpm 인 경우이므로, 본 설계에서는 설계 사양으로 유량 120 m³/hr, 양정 1,100m, 10단, 3,550 rpm을 최종 선정하였다. 단별 비속도는 150급이며, 펌프 형식은 원심형 펌프이다. 본 개발품과 같은 형식의 선

Table 1 Preliminary calculation results

N [rpm]	Ns [rpm, m ³ /min, m]	d _s [-]	d ₂ [mm]	η _{max} [%]
3,550	148	7.05	225	75
1,770	74	13.08	417	43
1,180	49	18.74	597	13
875	36	24.44	779	-
700	29	29.80	950	-
580	24	35.22	1,122	-
500	21	40.18	1,280	-

진 제품을 분석한 결과 외국 선진사 펌프의 효율은 72% 수준이었다. 본 설계에서는 외국 선진업체와 동등 또는 그 이상의 개발 수준 달성을 목표로 하기 위해 설계점 효율을 72% 이상으로 선정하였다.

2.2 기본 설계

임펠러의 기본설계는 1차원 해석인 평균 유선 해석법에 의해 설계하였다. 먼저 Stepanoff⁽³⁾가 제시한 비속도만의 경험적 상관식을 이용하여 임펠러의 대략적인 외형을 결정하였다. 초기 결정된 형상으로부터 평균 유선을 따라 발생하는 손실량을 예측하는 손실 모형과 결합하여 최적 설계를 수행하였으며, 효율을 최대화 하는 기본 형상을 도출하였다.

전체 10단 임펠러 중에서 첫 번째 단은 고흡입성능에 초점을 두어 설계하였고, 나머지 단은 동일한 임펠러로서 효율 및 설계 양정을 충족시키는데 설계 초점을 두었다. 디퓨저 및 리턴채널은 모든 단에 대해 동일하게 적용하였다.

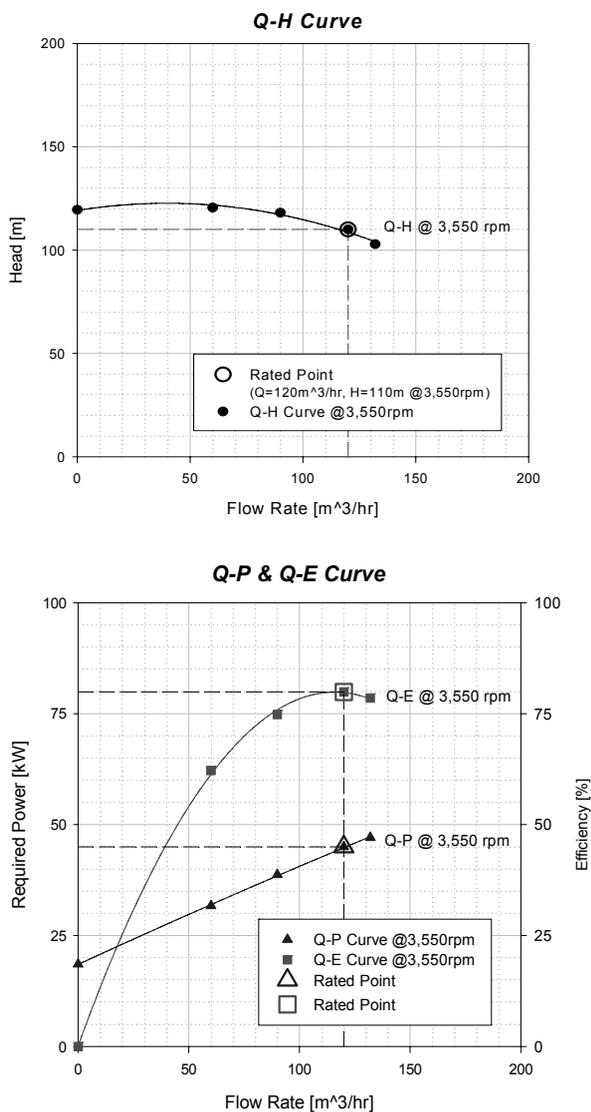


Fig. 4 Performance curve of preliminary design result

기본 설계를 통해 임펠러 입·출구경 및 출구폭, 블레이드 각도, 블레이드 개수 등 3차원 형상 설계를 위해 요구되는 기본 형상 변수들을 결정하였다. Fig. 4는 본 연구를 통해 개발한 기본 설계 프로그램으로 도출한 성능 곡선이다.

2.3 형상 설계

기본 설계 결과에 따라 3차원 형상을 설계한 후, 이에 대한 유동 해석을 수행하였다. 본 연구에서는 기본 설계 단계에서 결정한 자오면 및 블레이드 형상에 대한 일차적 유동 해석 이후 형상 수정 및 재해석의 반복 과정을 통해 요구 성능을 만족하는 최종 형상을 도출하였다.

Fig. 5는 최종 형상의 단면도이며, 10단으로 구성되어 있다. Fig. 6은 1단 및 2단 임펠러의 형상과 단단 펌프 조립 형상을 나타낸 것이다. 임펠러의 직경은 265mm이며, 날개의 매수는 5개이다. 디퓨저의 직경은 345mm이며, 디퓨저 및 리턴채널의 날개 매수는 8개이다.

2.4 축추력 평형 장치 설계

펌프의 전방 측벽과 후방 측벽에 작용하는 정압 차이에 의해 일반적으로 전면 방향으로 축추력이 발생한다. 특히 고압 다단 펌프의 경우에는 정압 차이가 단수에 비례하여 증가하기 때문에 축추력 평형 장치가 필수적이다. 본 개발 펌프는 수직축 펌프이기 때문에 임펠러에 작용하는 축추력은 물론 펌프 자중을 고려해야 하며, 이로 인한 축추력은 108,984N 이 된다.

축추력 평형 장치로는 평형공, 배면깃, 평형디스크, 평형 피스톤 등 여러 방법이 사용되는데, 본 설계에서는 Fig. 5에 도시된 바와 같이 평형 피스톤을 사용하였다. Fig. 7은 평형

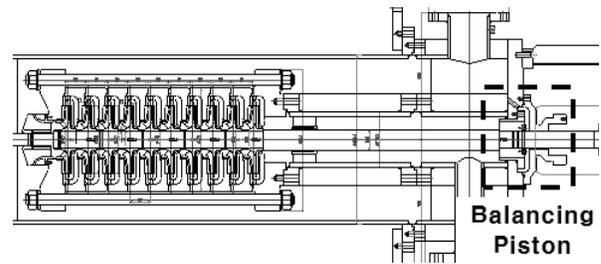
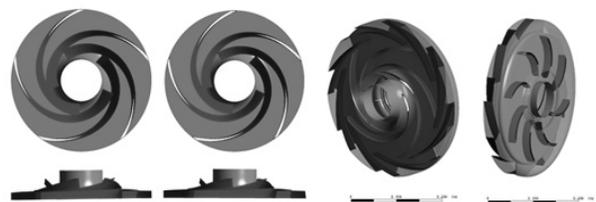


Fig. 5 Low specific speed multistage pump with balance piston



(a) 1st & 2nd stage impellers (b) Single stage pump

Fig. 6 3D Configuration of impeller and pump

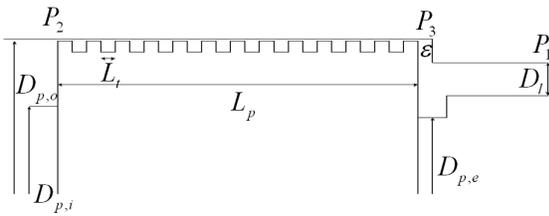


Fig. 7 Geometric dimension in balance piston

피스톤 형상의 개략도이다. 평형 피스톤을 사용함으로써 인해 축추력 평형 또는 감소 효과가 발생하지만 누설 유량이 증가하기 때문에 체적 효율이 감소하게 된다. 따라서 평형 피스톤 형상 설계를 위해서는 축추력 뿐만 아니라 누설 유량의 예측이 필요하다. 본 연구에서는 간단한 유체역학적 손실 모델을 이용하여 누설 유량을 예측하였다. Fig. 7에서 평형 피스톤 전후에 정상상태 에너지 방정식을 적용시키면 식(5)와 같다.

$$P_2 = P_3 + (1 + K_p) \rho \frac{V_p^2}{2} \quad (5)$$

식(5)에서 P_2 와 P_3 는 평형 피스톤 입구와 출구의 정압력이며, V_p 는 평형 피스톤 틈새 출구 유속, K_p 은 평형 피스톤에서 발생하는 손실 계수이다. 평형 피스톤 입구 압력 P_2 는 펌프 토출 압력과 동일하게 간주하였다. 평형 피스톤을 통해 누설되는 유량은 식(6)과 같다.

$$Q_l = A_p V_p = A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_2 - P_3}{1 + K_p}} \quad (6)$$

식(6)에서 A_p 는 평형피스톤과 외벽케이싱 사이의 틈새면적이다.

평형 피스톤 후단에 위치하는 평형관에 대해서도 정상상태 에너지 방정식을 적용시키면 식(7)과 같다.

$$P_3 = P_1 + (1 + K_q) \rho \frac{V_q^2}{2} \quad (7)$$

식(7)에서 P_1 는 평형관 출구 정압력으로, 누설 유량은 펌프 입구로 재유입되므로 펌프 입구 압력과 동일하다. V_q 은 평형관을 통과하는 평균 유속이며, K_q 는 평형관 손실 계수이다. 평형관을 통과하는 유량 역시 식(6)과 동일한 방법으로 산출할 수 있다.

$$Q_l = A_q V_q = A_q \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_3 - P_1}{1 + K_q}} \quad (8)$$

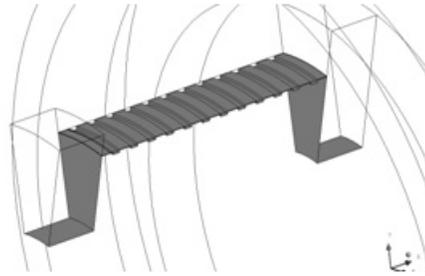


Fig. 8 Calculation domain for balance piston

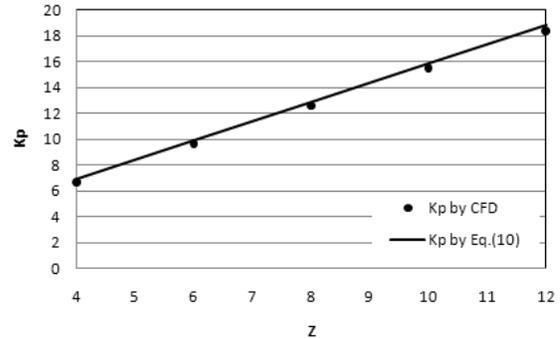


Fig. 9 Comparison result in loss coefficient of balance piston

식(6)과 식(8)의 누설 유량은 동일하므로 두 식을 같게 놓으면 누설 유량을 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_l = \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(P_2 - P_1) A_p^2 A_q^2}{(1 + K_p) A_q^2 + (1 + K_q) A_p^2}} \quad (9)$$

식(9)는 평형 피스톤을 통해 발생하는 누설 유량 산출식으로서, 펌프 양정 및 평형 피스톤 틈새 면적, 평형관 면적, 손실 계수만 알면 적용시킬 수 있다. 평형 피스톤 손실 계수인 K_p 는 레비린스 형태의 웨어링에서 발생하는 손실계수⁽⁴⁾를 사용하였다.

$$K_p = \frac{1}{2} + C_f \frac{L_p - ZL_t}{2\epsilon} + Z \quad (10)$$

식(10)에서 Z 는 홈의 개수이며, ϵ 은 틈새 간격이다. 표면 마찰 계수인 C_f 는 평형 피스톤 회전의 영향을 고려한 난류 유동에서의 표면 마찰 계수로서 본 연구에서는 0.04를 사용하였다.

식(10)의 타당성을 검증하기 위해 3차원 점성 유동 해석을 수행하였다. 평형 피스톤의 홈의 개수 변화에 따른 누설량을 비교하였다. Fig. 8은 점성 유동 해석을 위한 계산 영역을 나타낸 것이다. 전체 형상의 1/18에 해당하는 영역만을 모델링한 후 주기 조건을 적용하였다. 평형 피스톤의 입구 압력은 10MPa, 출구 압력은 대기압조건으로 하였다. 평형 피스톤의

회전수는 3,550rpm이며 작동 유체로는 상온의 물을 사용하였다. ICFM CFD를 사용하여 약 90만개의 정렬 격자를 생성하였으며, k- ω 기반의 SST 모델을 사용하였다. Fig. 9는 식 (10)과 CFD 해석 결과를 비교한 것이다. 두 계산 결과는 3% 이내의 오차범위에서 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다.

평형관 손실 계수인 K_f 는 평형관 입구에서 발생하는 돌연 수축 손실과 평형관내 손실의 합으로 평가할 수 있다. 본 연구에서는 평형관 손실 계수를 돌연 수축 손실 계수인 0.42와 관내 마찰 손실 계수를 고려하여 3.0을 사용하였다. 설계 결과 평형 피스톤에 작용하는 축추력은 108,984N, 흡의 개수 24개, 평형 피스톤 길이 168mm, 틈새 간극 0.2mm로 결정하였으며, 이때의 체적 효율은 94%로 산출되었다.

3. 성능해석

3.1 성능특성 해석

요구조건에 따라 기본설계된 임펠러에 대하여 ANSYS BladeModeler를 이용하여 임펠러 3차원 형상을 설계한 후, ANSYS TurboGrid를 이용하여 격자를 생성하였다. 디퓨저 및 리턴채널은 ANSYS ICFM CFD를 이용하여 격자를 생성하였다. 전체 펌프는 총 10단으로 구성되어 있지만, 계산은 첫 번째 단과 두 번째 단에 대해서만 수행하였으며, 두 번째 단 펌프의 리턴채널 출구에는 가상의 토출관을 장착하였다. 계산 시간을 단축하기 위하여 임펠러와 디퓨저 및 리턴채널

Table 2 Calculation conditions for performance analysis

Solver	ANSYS CFX 11.0
Working fluid	Water liquid at 25°C
Turbulence model	k- ω based SST turbulent model
Heat transfer model	Isothermal
Boundary conditions	inlet : total pressure
	outlet : bulk mass flow rate
Rotational speed	3,550 rpm
Flow	120 m ³ /hr

Table 3 Grid generation for performance analysis

Region	Mesh type	# of Elements	
Suction pipe	Hexahedra	71,280	
1st stage	impeller	Hexahedra	159,300
	diffuser	Tetrahedra	141,247
	return channel	Tetrahedra	408,582
2nd stage	impeller	Hexahedra	168,858
	diffuser	Tetrahedra	141,247
	return channel	Tetrahedra	408,582
Discharge pipe	Hexahedra	54,000	

블레이드 1개만을 포함하는 유로의 주기 형상에 대하여 유동 해석을 수행하였다. 해석을 위한 경계 조건으로는 입구에 전압력을 고정하고 출구에 유량을 고정하였으며, 허브와 블레이드 그리고 슈라우드 벽면에 대해서는 점착(no-slip) 조건을 적용하였다. 난류 유동을 해석하기 위해 벽 격자의 상태에 덜 민감하며 역압력구배의 유동장 해석에 유리한 k- ω SST 모델을 사용하였다. Table 2은 수치해석을 위해 사용한 계산 조건 및 경계 조건을 정리한 것이다. 본 해석에 사용한 격자계는 Table 3에 정리하였으며, 약 156만개의 격자를 사용하여 해석하였다. Fig. 10은 CFD 해석을 위한 계산 영역 및 경계 조건을 나타낸 것이다. Fig. 11은 유동해석에 의한 1단 및 2단 펌프의 성능 특성을 나타내고 있으며, 70~130% 유량 범위에 대해서 도시하였다. 이 그림을 보면 설계점 유량에서의 전양정은 1단 및 2단 모두 120m로서 단별 평균 전양정인 110m에 대하여 9.1% 여유가 있는 것으로 나타났다. 단별 소요 동력은 50kW이므로 펌프 동력은 500kW로 예상된다. 펌프의 설계점 효율은 80%로 예측되고 있으며, 정격 유량에서 최대 효율을 갖는 것으로 나타났다. 계산된 효율은 디스크 마찰 손실, 누설 손실 등 외부 동력 손실이 고려되지 않았기 때문에 높게 산출되었다.

3.2 흡입성능 해석

이론적으로 공동현상은 유체의 국부적 정압력(local static pressure)이 작동 유체의 포화증기압보다 낮아지는 지점에서 발생하게 된다. 펌프 유동에서 작동 유체의 정압력이 가장 낮은 지점은 임펠러 입구의 슈라우드 근처이다. 펌프의 유효흡입양정은 요구흡입양정에 안정율 1.3을 곱한 값보다 크게 설계하는 것이 일반적이다.

1단 펌프의 흡입 성능은 전산유동해석 뿐만 아니라 성능 시험을 통해 검증하였다. 흡입 성능의 경우 실제 시제품으로 시험하기에는 무리가 있어 1단 임펠러 및 디퓨저, 케이싱을 제작하여 흡입 성능 시험을 수행하였다. 흡입 성능 계산을 위한 계산 영역 설정 및 경계 조건은 Table 2와 동일하며, 다상 유동 모델 및 공동 현상 모델을 추가하였다. 본 연구에서는 다상 유동 모델로 Homogeneous flow model을 사용하였으며, 공동 현상 모델로는 Rayleigh Plesset model을 사

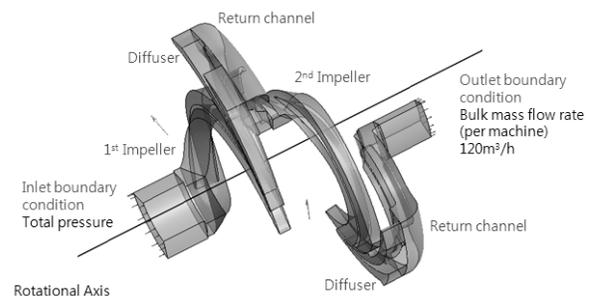


Fig. 10 Computation domain and boundary conditions

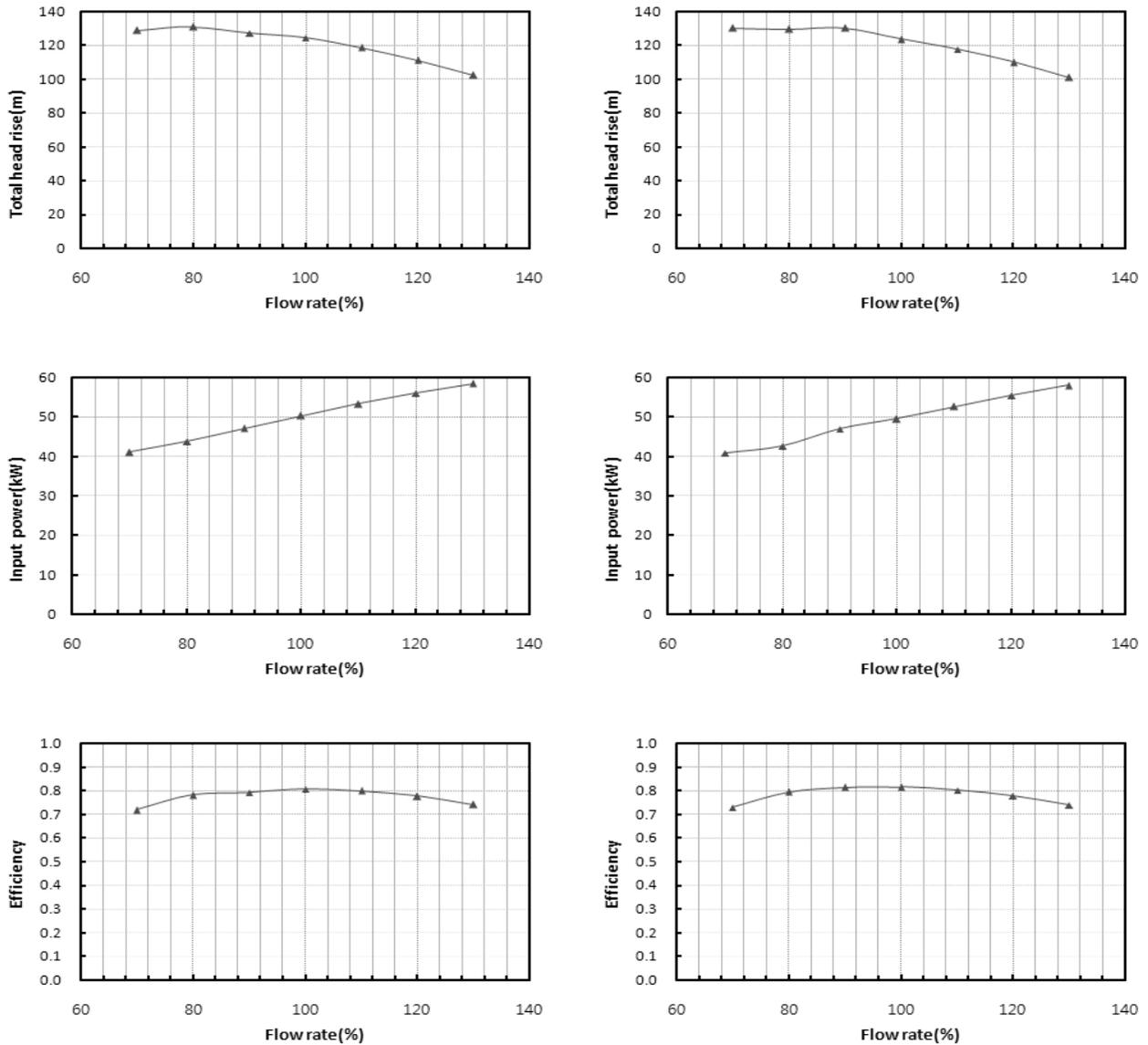


Fig. 11 Calculation results of pump performance characteristics (left : 1st stage, right : 2nd stage)

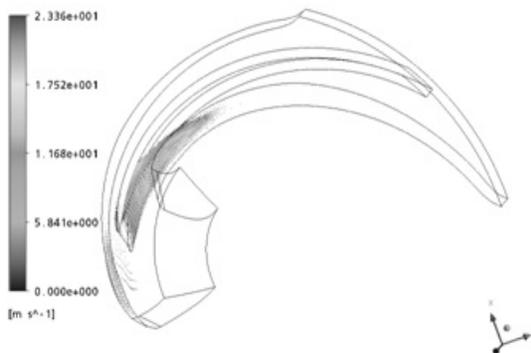


Fig. 12 Water vapor superficial velocity at rated flow rate

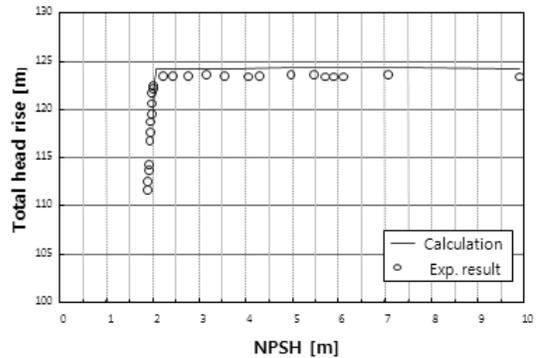


Fig. 13 Total head vs NPSH at rated flow rate

용하였다.

요구흡입양정을 구하기 위해서는 공동 현상이 발생하는 시점을 알아야 한다. 요구흡입양정의 기준으로는 일반적인

로 전양정의 감소가 이용된다. Fig. 12는 설계점 유량에서 전양정이 3% 감소했을 때의 가상 속도(superficial velocity)를 나타낸 그림이며, Fig. 13은 수치해석을 통해 해석한 결

과와 1단 임펠러 시험 결과를 비교한 것이다. 흡입 압력이 감소하면서 전양정은 일정하게 유지되다가 특정 시점에서 급격하게 떨어짐을 관찰할 수 있다. 전양정이 3% 떨어지는 시점을 요구흡입양정으로 정의하므로 그림에 나타나 있듯이 정격 운전점에서의 요구흡입양정은 2m가 된다. 안전율 1.3을 곱하면 3.6m가 되므로 설계 요구 조건인 4m를 만족시키는 것으로 나타났다.

4. 성능시험

개발 펌프의 성능을 검증하기 위하여 시제품을 제작하여 시험을 수행하였다. 시제품 성능 검증을 위한 시제품 조립에 앞서 제작된 부품들이 제대로 제작되었는지를 확인한 후 조립 및 시험을 수행하였으며, 시험 전경은 Fig. 14와 같다.

펌프를 정격 속도로 운전하여 작동 유체가 정상온도에 도달한 후, 유량, 압력, 동력, 회전수 등의 측정치가 안정화되었을 때 데이터를 획득하였다. 성능시험은 공장시험, 성능평가시험 및 설계평가시험의 3가지 항목에 걸쳐 수행하였다. 시험 방법 및 인수 조건은 API 610(ISO 13709)⁽⁵⁾을 기본으로 하여 ANSI/HI 1.6⁽⁶⁾ & 2.6⁽⁷⁾, ISO 9906⁽⁸⁾, AMSE PTC 8.2⁽⁹⁾, KS B 6301⁽¹⁰⁾ 등을 참조하였다.

4.1 공장시험

공장시험 항목으로는 수압시험, 정상상태도달 및 용량시험, 진동시험이 있다. 수압시험은 부품의 내압성능 및 누설 여부를 확인하기 위함으로 설계압의 1.5배의 압력을 30분 동안 가하여 누수 및 소성 변형 유무를 육안 판별한다. 흡입측에는 1.5 bar의 압력을 토출측에는 165 bar의 압력을 가하여 시험한 결과 누수 및 소성변형은 발견되지 않았다.

정상상태도달 및 용량시험은 기계적 건전성을 확인하기 위함으로 규정 운전 상태에서 2시간 이상 연속 운전하면서



Fig. 14 Pump test setup

펌프 베어링 부위의 온도가 포화상태가 될 때 베어링 외부 온도를 측정하도록 되어 있다. 시험 시작 온도가 27.5°C일 때 베어링 포화 온도는 55.5°C로, 상승 온도는 28°C로써 베어링 온도 허용 조건(40°C)을 만족하였다.

개발된 시제품의 회전 진동측정을 위해 모터 스톱 상단에 속도센서를 부착하였다. 유동 토출 방향과 직각방향(X축)과 평행방향(Y축)에 부착하였으며, 센서 부착 위치는 API 610에 준하여 결정하였다. 진동측정은 정격속도인 3,550rpm에서 속도 신호를 샘플링하여 수행되었으며, API 610 규정에 따라 필터링을 취하지 않았다. 측정결과 X축과 Y축 방향 진동값은 각각 1.79mm/s, 2.89mm/s로서 규정 진동 5mm/s를 초과하지 않는 것으로 나타났다.

4.2 성능평가시험

시제품의 수력 특성 곡선을 작성하기 위하여 정격점을 포함하여 5 측정점에서 시험을 수행하였다. Fig. 15는 3,550 rpm 조건에서 측정된 성능 곡선이다. 정격 유량 조건에서 전양정은 1,068m로 측정되었다. 전양정이 설계 조건에 비해 미달된 이유는 앞서 해석 결과에서 9.1%의 전양정 여유가 있었기 때문에 이를 줄이고자 임펠러의 출구경을 5% 트림하였기 때문이다. 이로 인해 양정 정확도는 -3%가 되었으나 API 610 승인 기준은 만족하고 있다.

축동력은 전력계와 모터 효율 곡선을 이용하여 산출하였다. 산출 결과, 정격 유량 조건에서 482kW가 소요되었다. 유량과 전양정, 축동력 측정 결과로부터 효율을 산출한 결과 72.4%로, 설계 목표인 72%에 비해 0.4% 높게 나타났다. 이는 선진 외국 업체와 동등 이상의 결과로 평가할 수 있다. Table 5는 설계점에 대한 성능을 정리한 것이다.

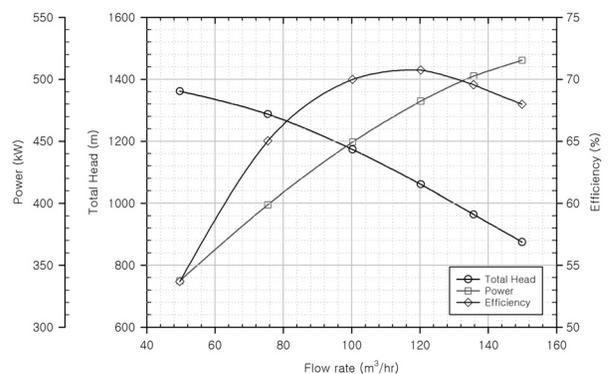


Fig. 15. Performance characteristic curves (@3,550 rpm)

Table 5 Measured performance data at rated flow rate

Speed [rpm]	Performance requirements	Test results			
		Flowrate [m³/h]	Head [m]	Power [kW]	Efficiency [%]
3,550	1,100 m (@ Q=120m³/h)	120	1,068	482	72.4

4.3 설계평가시험

시제품의 기계적 건전성을 확인하기 위해 8시간의 내구성 시험 및 용량변화 시험, 수력성능 재시험을 수행하였다. 시제품의 내구성을 검증하기 위한 시험 방법을 찾기 위해 여러 규격을 검토하였지만 범용 규격에서는 언급된 바 없었다. 시제품의 정격 축동력은 482kW로서 전기 비용 등 시험 비용 지출을 감안하여, 정격 조건에서 8시간, 저유량 및 고유량 각각 2시간씩 연속 운전 시험을 수행하였다.

Fig. 16은 정격 조건에서 8시간 연속 운전한 시험 결과이다. 전동기 권선의 최대 온도 편차는 18℃, 전동기 베어링의 최대 온도 편차는 4.6℃로 측정되었다. 펌프의 베어링 온도는 작동 후 급격한 증가 후 2시간 이후 포화 상태에 도달하였다. 펌프의 흡입 및 토출 압력, 유량, 동력, 회전수 등 정상 거동을 하였으며, 비정상적인 소음 및 진동은 발생하지 않았다. 정격 유량의 64% 및 122% 조건에 대한 용량 변화 시험을 2시간씩 수행한 결과, 전동기 권선의 최대 온도 편차는 저유량 조건일 때 17.2℃, 고유량 조건일 때 16℃로 측정되었으며, 전동기 베어링의 최대 온도 편차는 저유량의 경우 6.3℃, 고유량의 경우 1.8℃로 측정되었다. 용량 변화 시험 역시 비정상적인 소음 및 진동은 발생하지 않았다.

연속 운전 시험 이후 성능 변화 유무를 확인하기 위해 수력성능시험을 재수행 하였으나 성능 변화는 없는 것으로 나타났다.

5. 결 론

비속도 150급 저비속도 수직배럴형 다단 원심펌프에 대한 개발을 완료하였다. 설계된 펌프를 제작, 시험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 시험결과 정격유량에서 펌프의 전양정은 1,068m로서 설계양정의-3% 오차를 보였으나 API 610 인수 요건을 만족하는 것으로 나타났다.
- 2) 1단 펌프 흡입 성능을 시험한 결과, 안전율 1.3을 고려한 유효흡입양정은 3.6m로서 설계 조건 4m를 만족하였다.
- 3) 개발 펌프에 대하여 공장시험, 성능평가시험 및 설계평가시험을 수행한 결과, 펌프가 성능요구조건을 만족할 뿐만 아니라 신뢰성(구조건전성, 작동신뢰성, 내구성 등)이 있음을 입증하였다.

개발 펌프의 효율은 72.4%로서 선진기술사와 동등한 성능을 보유하고 있는 것으로 평가받고 있다.

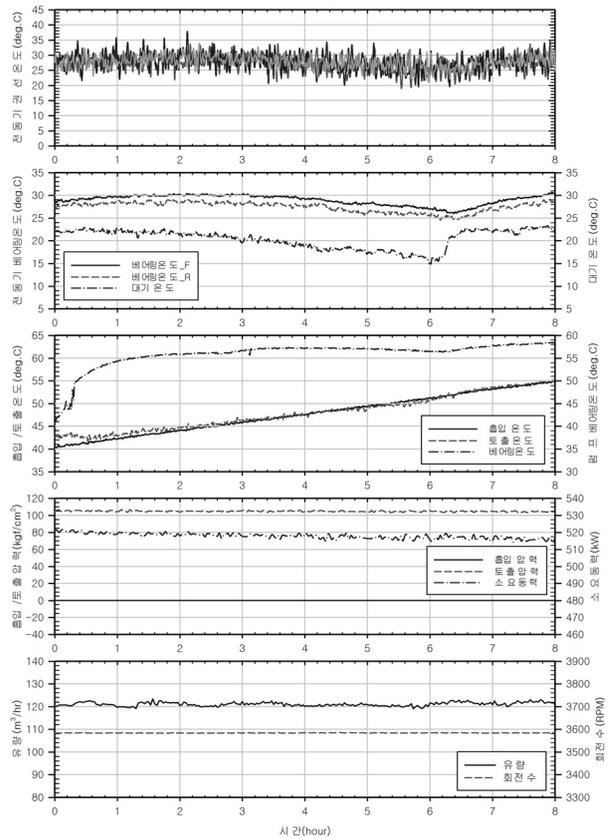


Fig. 16. Continuous running test results at rated flow rate

후 기

본 연구는 지식경제부의 플랜트엔지니어링원천기술개발 사업 “정유/석유화학 Hydrocarbon용 특고온 다단펌프 개발” 과제의 일부로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) O. E. Balje, 1981, “Turbomachines,” John Wiley & Sons, pp. 55, 58.
- (2) T. Wright, 1999, “Fluid machinery,” CRC Press, pp. 61.
- (3) A. J. Stepanoff, 1993, “Centrifugal and axial flow Pumps,” Krieger Pub. Co.
- (4) Gulich, J. F., 2008, “Centrifugal Pumps, Springer,” Berlin, pp. 131~144.
- (5) ISO 13709, Centrifugal Pump for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries, 2009.
- (6) ANSI/HI 1.6, Centrifugal Pump Tests, 2000.
- (7) ANSI/HI 2.6, Vertical Pumps Tests, 2000.
- (8) ISO 9906, Rotordynamic Pumps, 1999.
- (9) ASME PTC 8.2, Centrifugal Pumps, 1990.
- (10) KS B 6301, 원심펌프, 사류펌프 및 축류펌프의 시험 및 검사 방법, 2001.