

상사성을 이용한 model 사류펌프의 성능 예측

이덕형

Performance Prediction of Model Mixed Flow Pump Using Similarity

Duck-Hyong Lee

Key words: Similarity(상사), Performance curve(성능곡선), Model test(모델 테스트)

ABSTRACT

As one of the useful and powerful methods for designing the optimum pump is using model pump, it is based on the similarity characteristics of turbomachinery. With this theory, we can predict the performance of various pumps. In fact we have performed huge pumps using this, the experimental results were to be sufficient to prove the similarity characteristics. In this study, we predicted the performance of the huge proto-type pump that cannot be installed and made a test. First of all, we had calculated the model ratio between proto-type and model. There were two ways to estimate the performance. One was the application of CFD code, and the other way was model field test. So We selected both of them to guarantee the dependable data and evaluated each other.

1. 서론

실제 산업현장에서 사용되는 펌프는 그 용도에 따라 작게는 농업용 양수기에서부터 크게는 선박용 펌프나 발전소용 펌프에 이르기까지 수 많은 형태가 존재한다. 펌프의 용량에 따라서는 제조 MAKER사내에서의 FIELD TEST가 불가능한 경우가 있는데 보통 펌프의 용량이 매우 커서 성능시험장에서는 설치할 수 없는 경우, 혹은 수조(WEIR) 크기의 한계로 인한 필요흡입수두(NPSHr)를 만족시키지 못하는 경우가 이에 속한다. 이렇게 본품의 성능시험이 불가능할 경우 보통 실시하게 되는 방법이 MODEL TEST이다. 이 MODEL TEST는 기본적으로 펌프의 상사성에 기반을 둔 방법으로 본품과 MODEL PUMP의 MODEL RATIO를 계산하여 동역학적 상사를 만족시키면서 MODEL을 제작하는 방법이다.

1.1 model 펌프와 상사성과의 관계

펌프의 상사성에 관한 이해는 차원해석(dimensional analysis)에서부터 출발한다. 차원해석은 기본적으로는 농축화기법을 사용하여 주어진 물리현상에 영향을 주는 인자의 개수와 그 복잡한 과정을 줄이는 방법에서 생겨났으며, 그 목적은 변수를 줄이고 또 그들을 모아서 무차원형태로 만드는 것에 있다. 그 덕택으로 몇 가지 부수적인 이득을 얻을 수 있는데 첫째는 시간과 경비에 있어서 막대한 절약이 가능해진다는 점, 두 번째 이점은 실험이나 이론을 생각하고 계획할 때에 도움이 된다는 점이다. 차원해석을 통하여 때로는 어느 변수를 무시할 수 있는가를 즉각 판별할 수 있고, 때로는 몇 개의 변수가 조합된 것을 몇 가지 간단한 실험에 의해 중요하지 않다고 하여 추려낼 수도 있다. 마지막 이점은 이번 연구와 밀접하게 관련되어 있는데 바로 작은 모형에서 얻은 자료를 큰 원형에 대한 설계자료로 변환시킬 수 있는 축척법칙을 얻을 수 있다는 점이 우리가 주목해야 할 사항이다.

1.2 상사성의 원리와 이론

위의 차원해석의 원리가 적용되는 방법 중 pi theorem을 통해 펌프의 특성을 결정하는 다음의 무차원 parameter를 구할 수 있다.

$$P = f(\rho, N, \mu, D, Q, (gH))$$

$$P = \text{상수} \times (\rho^a, N^b, \mu^c, D^d, Q^e, (gH)^f) =$$

$$(ML^2/T^3) = \text{상수} \times (M/L^3)^a (1/T)^b (M/LT)^c (L)^d (L^3/T)^e (L^2/T^2)^f$$

$$P = \text{상수} \times [\rho^{1-c} N^{3-c-e-2f} \mu^c D^{5-2c-3e-2f} Q^e (gH)^f]$$

$$\frac{P}{\rho N^3 D^5} = \text{상수} \times \left[\left(\frac{\rho N D^2}{\mu} \right)^c \left(\frac{Q}{N D^3} \right)^e \left(\frac{gH}{N^2 D^2} \right)^f \right]$$

이렇게 유도된 위 식의 각각의 항은 펌프의 특성을 결정짓는 중요 parameter가 된다.

$$\frac{P}{\rho N^3 D^5} = \bar{P} : \text{동력계수}$$

$$\frac{\rho N D^2}{\mu} = \frac{\rho V D}{\mu} = \text{Re} : \text{레이놀드 상수} \quad \bar{P} = f(\text{Re}, \phi, \varphi)$$

$$\frac{Q}{N D^3} = \phi : \text{유량계수}$$

$$\frac{gH}{N^2 D^2} = \varphi : \text{수두계수}$$

앞으로 시행될 model test에서 proto-type 펌프와 model 펌프 사이의 상관관계는 위의 무차원수 parameter에 근간을 두고 있으며, 한국 산업규격 KSB 6325의 “모형에 의한 성능시험 방법”에 자세한 내용이 서술되어 있다.

1.3 유동해석의 필요성

proto type의 성능특성을 알아보기 위하여 model pump의 제작이 이루어지지만 이는 순전히 상사법칙에 따른 식에 의해 계산한 결과이므로 동역학적인 상사를 고려하여 model을 제작한다고 하더라도 이 결과를 그대로 proto type에 투영할 수는 없다. 실제 큰 펌프의 경우 작은 펌프에 비해 임펠리직경에 대한 표면조도의 비와 틈새의 비가 작기 때문에 완벽한 상사를 구현한다는 것 자체에 무리가 있으며, 이런 기하학적 상사성을 완벽히 구현한다고 하더라도 그 외의 역학적 상사성을 맞추는 것도 대단히 어려운 일이다. 이번 실험에서는 model pump의 field-test에 앞서 유동해석을 통해 성능을 예측한 후, field-test를 통해 앞의 해석과 비교함으로써 실제 data상의 차이를 계산해보고 그 원인을 분석하여 향후 proto type에 어떻게 그 결과를 반영해야 할지 살펴보기로 하였다.

* 모델 시험의 조건

- (1) 모델과 원형의 기하학적 상사성
- (2) 모델과 원형의 운동학적 상사성 (속도비가 위치에 관계없이 항상 일정)
- (3) 모델과 원형의 역학적 상사성 (힘의 비가 위치에 상관없이 항상 일정)

기하학적 상사성과 역학적 상사성을 만족하면 운동학적 상사성이 만족된다.

MODEL PUMP에서의 PROTOTYPE PUMP로서의 성능 환산은 모형 펌프의 성능 시에 얻은 모든 값으로부터 모델 펌프의 토출량, 양정 및 축동력을 다음 식으로 구한다.

$$Q_m : Q_p \left[\frac{N_m}{N_p} \right] \left[\frac{D_m}{D_p} \right]^3$$

$$H_m : H_p \left[\frac{N_m}{N_p} \right]^2 \left[\frac{D_m}{D_p} \right]^2 \left[\frac{\eta_m}{\eta_p} \right]$$

$$L_m : L_p \left[\frac{N_m}{N_p} \right]^3 \left[\frac{D_m}{D_p} \right]^5 \left[\frac{\rho_m}{\rho_p} \right]$$

$$\eta_m : 100 - \frac{100 - \eta_p}{\left[(1 - V) + 1.07 V \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^{-0.18} \right]}$$

위에서 계산한 식에 의거, MODEL PUMP의 DESIGN PARAMETERS를 계산하였다.
(MODEL RATIO = 1/6)

2. CFD Simulation procedure

유동해석에는 상용 소프트웨어인 CFX-10.0 가 사용되었다. 격자 node의 총 개수는 1,099,391개였으며, 임펠러의 날개매수는 6개, 케이싱의 VANE 매수는 9매였다. rotor와 stator사이의 interface면에는 stage기법이 사용되었는데 별도로 임펠러와 케이싱 사이의 tip clearance에는 상세한 해석을 위해 격자를 집중시켰다. 그리고 난류모델에는 turbomachinery part에 적합한 SST(shear stress transport) 모델을, advection model은 값이 가장 이상적으로 도출되는 high resolution(bounded 2st order)를 사용하였으며, convergence residual target은 0.00005로 setting하였다. 해석결과 inlet과 outlet사이의 mass imbalance는 거의 없었으며, Y-plus도 blade전반부에서 100을 넘지 않아 격자의 상태는 양호한 것으로 판단하였다. 해석을 지배하는 방정식은 다음과 같다.

Continuity equation (검사체적에 대해 질량유량 일정)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0$$

Momentum equation

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{u_i}$$

Total energy equation

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \tau_{ij}) + S_T$$

이외에 회전하는 turbomachinery에 관련되어 추가된 항은 다음과 같다.

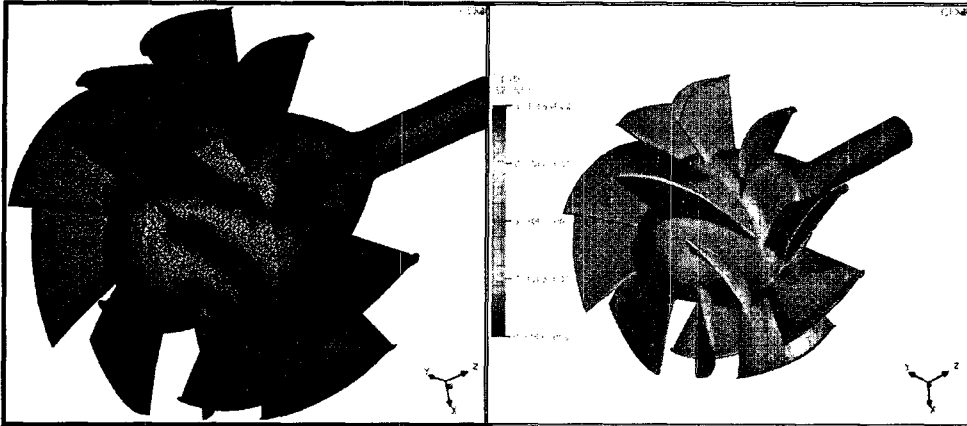
Additional terms in momentum

$$\vec{S}_u = -2\vec{\Omega} \times \vec{U} - \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (\text{코리올리 & 원심력})$$

Replace total enthalpy by rothalpy in energy

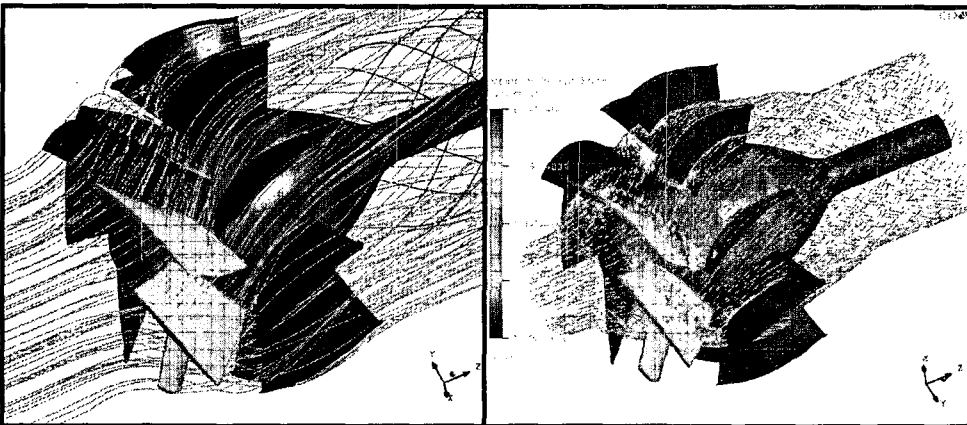
$$I = H_{rel} - \frac{\omega^2 R^2}{2}$$

해석에서는 실제의 inlet과 outlet에서의 point에서 일어날 수 있는 recirculation zone을 피하고자 각 부위에서 좀 더 떨어진 곳에 해석상에서의 inlet과 outlet을 설정하였다. 실제 point에서 simulation을 실시할 경우 outlet 근방에서 recirculation이 종종 발생하게 된다. 이는 casing vane 말미에서 단면적의 변화가 일반적으로 급작스럽게 커지기 때문에 flow separation이 일어나 recirculation zone을 형성할 수 있기 때문이다. 단, 해석상에서는 outlet은 오로지 나가는 것으로만 인식하게 되어있고 재순환으로 인해 outlet으로 역류하는 흐름은 벽으로 차단시키므로 결국은 해석 상에서의 outlet의 면적이 실제보다 작아져 오류를 발생시키므로 이를 피하기 위해 이보다 떨어진 곳에 outlet을 설정하였다.



<그림 1. mesh generation>

<그림 2. Y-plus plot>



<그림 3. streamline plot>

<그림 4. vector plot>

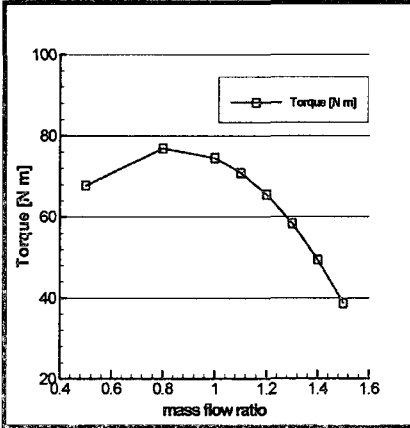
<그림 1>은 현재 임펠러와 케이싱의 격자생성을 나타낸 모습이다. 격자의 주안점은 임펠러와 케이싱 사이의 tip clearance, 임펠러의 leading edge, trailing edge 그리고 케이싱 vane의 leading edge, trailing edge였다. 하나 더 고려했던 사항은 케이싱 vane의 span 50%아래에서 많이 일어나는 flow separation을 검토해야 했는데 기존의 해석의 경우 임펠러로부터 에너지를 받아 나가더라도 케이싱의 형상에 따라 span 30%미만에서부터 swirl이 발생하여 케이싱에서의 압력손실이 발생하였기 때문에 이 부분의 해석에도 중점을 두었다. 격자생성에는 unstructure mesh를 사용하였으며 이 격자에 대한 신뢰도를 나타내는 Y-plus는 max가 100을 넘지 않았기 때문에 격자생성상 태는 양호하다고 보아도 무방했다. 해석결과 leading edge의 압력 변화가 적고 압력 구배가 적었으며, trailing edge에서의 압력 구배는 컸는데 이 부분은 임펠러의 S2 cut을 통해 해소할 수 있다고 예측했다.

<그림 3>과 <그림 4>에서 보는 것처럼 inlet에서부터 outlet까지의 streamline에서는 속도구배가 크지 않았으

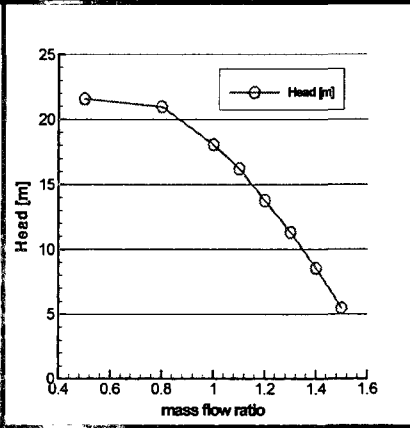
나 케이싱 vane을 벗어난 영역에서 vector의 y성분이 크다는 것은 케이싱 vane의 길이가 짧아서 임펠러에서 받은 에너지를 z방향의 에너지로 전부 전환시키지 못했다는 것을 의미한다. 향후 vane의 길이를 길게 해서 이 부분에 의한 손실을 보상해야 할 것으로 보인다.

해석결과

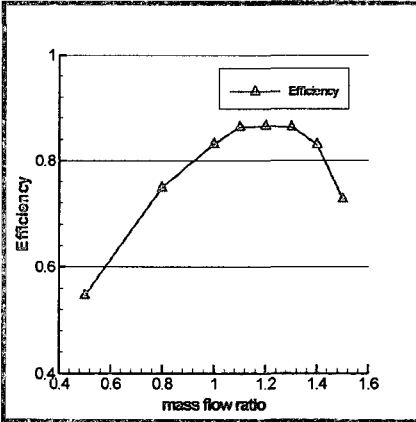
<그림 5. Q-Torque curve>



<그림 6. Q-H curve>



<그림 7. Q-efficiency curve>



<그림 5>, <그림 6>, <그림 7>은 유량에 대한 양정, 효율, 동력의 performance curve이며, 유량 120%정도에서 최고효율점을 보였다. 이 curve는 해석을 위해 입출구를 연장한 케이스이기 때문에 실제 입출구로 보았을 때는 양정과 효율을 측정할 경우 1-3%의 효율증가가 이루어졌다. 이 결과는 다름이 아닌 관내 입출구가 연장되면서 관내 마찰손실이 더 컸음을 의미한다.

3. 실제 model field-test

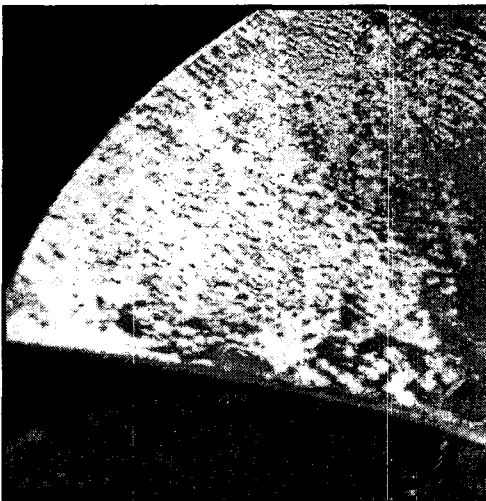
이번 실험에서는 실제와 유동해석간의 상호비교를 위해 문제를 단순화하여 기하학적 상상성을 일치시키는데 주력하였는데, 우선 추력을 상쇄시켜주는 balancing hole를 없애고 wearing 간극을 무시하기로 하였다. 또한 해석에 사용된 모델과 실제 모델을 일치시키기 위해 3d cad로부터 임펠러 blade의 line을 추출하여 실제 주조형상을 체크할 수 있도록 임펠러 측정 gauge를 제작하였다. 이것을 임펠러 6매에 올려놓고 gauge로 측정하여 불일치하는 부분에 있어서는 사상을 실시하여 3d model과 실제 주조된 모델의 기하학적 상상성을 일치시켰다. 또한 해석

상에서 표면 조도를 smooth wall로 setting하면서 실물과의 해석오차를 줄이기 위해 실제 모델 중 하나를 polishing해서 표면을 매끄럽게 하였다.

field-test system 상으로는 model의 필요흡입수두(NPSH_{re})값이 크기 때문에 유효흡입수두(NPSH_{av})를 높여주기 위해 일반 수조(WEIR)가 아닌 closed loop system에서 실험을 시행하였다. 이는 cavitation을 막아주기 위함이며, 흡입관 하단에는 vortex의 생성을 차단하기 위해 십자 가로 형태로 vortex 방지날개를 부착하였다. vortex는 유량이라는 parameter에 크게 영향을 받으므로 대유량점에서 실험에서 펌프의 성능에 영향을 끼친다. 또한 임펠러와 케이싱 사이의 tip clearance의 간극을 정밀조정하여 가능한 proto type과의 기하학적 상사성을 일치시키려고 하였다.

<Impeller A : 일반가공 flow에 따라 가공된 임펠러, polishing 미 실시>

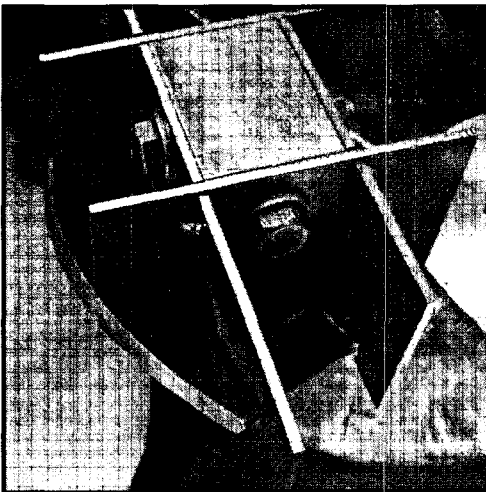
<impeller B : 형상 gauge에 맞추어 사상 실시, polishing 실시>



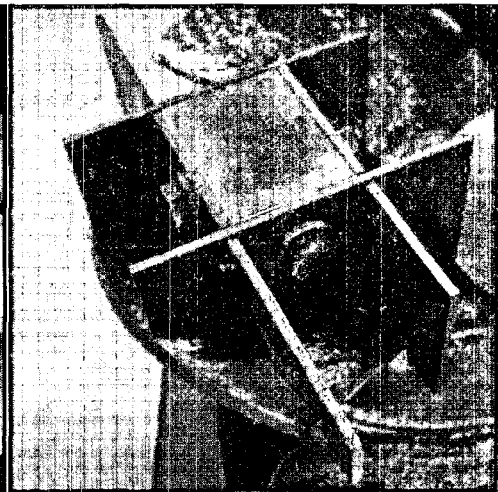
<그림 8. polishing을 실시하지 않은 임펠러>



<그림 9. polishing을 실시한 임펠러>

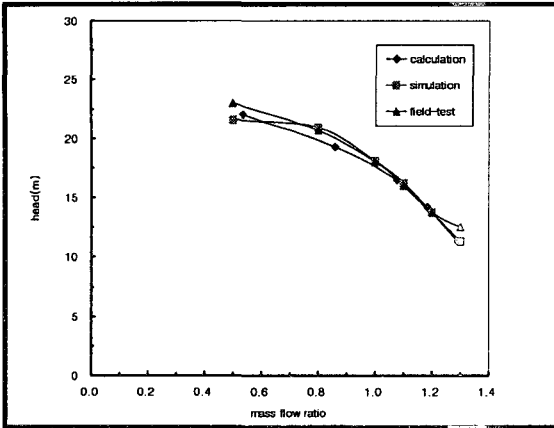


<그림 10. 임펠러 측정 gauge-1>

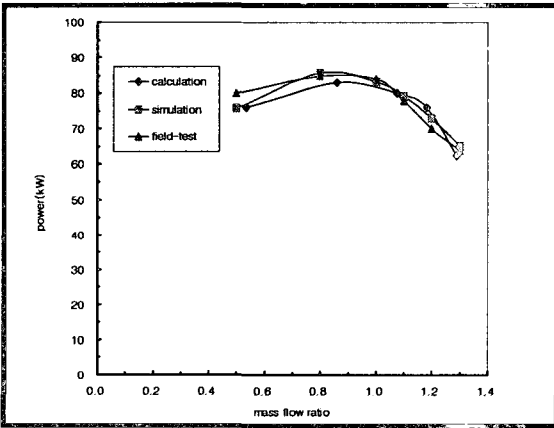


<그림 11. 임펠러 측정 gauge-2>

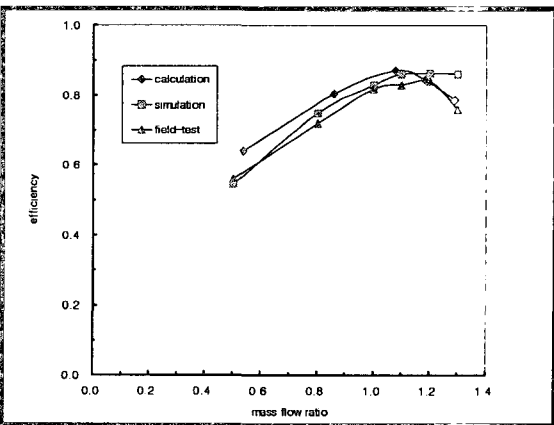
4. CFD simulation vs 실제 model test vs 상사법칙을 이용한 model calculation data



<그림 12. Q-H performance curve>



<그림 13. Q-power performance curve>



<그림 14. Q-efficiency performance curve>

5. 결론

위의 결과를 비교해 보았을 때 Q-H curve에서 simulation과 실제 test는 거의 비슷한 추이를 보이는 것으로 드러났으며, 동력 curve에서는 시방점의 앞점에서는 상사법을 이용한 calculation이 다른 두 값보다 작아서 마지막 그래프인 효율곡선 그래프가 여타 값보다 더 높음을 확인하였다. calculation 자체는 proto type을 기준으로 이루어지는데 기본적으로 ideal한 식이기 때문에 저유량점이면 양정이 높을 경우에는 펌프 내부의 유동자체가 매끄럽지 못하고 유체가 vane으로 들어갈 때 발생하는 충격손실이나 압력손실을 다 고려할 수는 없기 때문이다. 이 부분은 유동해석에도 적용되어 저유량, 고양정의 해석에서는 streamline의 형태도 좋지 않아 임펠러 blade나 케이싱의 vane면에서 심한 압력손실이 있었으며, 케이싱 후단부나 vane의 span 30% 이하에서 swirl이 발생하였다. 이런 부분들이 조밀한 격자안에서 이루어지고 있다보니 수렴 측면에서도 대유량점보다 simulation에 오랜 시간이 소요되었다. 일단 해석과 실제 field test의 값은 유사하게 이루어졌으므로 향후 model 설계시에 이 점을 참고하면 좋은 결과를 얻으리라고 예측해본다. 단, field test시에 사용했던 임펠러는 polishing이 완료되어 조도가 좋은 상태의 것이었으며, polishing 되지 않은 임펠러와의 효율차이는 테스트 값으로 약 3%정도의 차이가 발생하였다. 이 효율차이는 proto type에서는 좀 더 줄어드리라 예상하는데 이는 구경이 커질수록 조도가 영향을 미치는 인자가 작아지기 때문이다. 물론 비교시에는 proto type도 polishing이 이루어진다는 가정을 전제로 한다. 아직 시방점 이외의 포인트에서는 3가지의 비교 data들이 일치하지 못하여 이 부분에 대해서는 결론을 성급히 내리기 보다는 더 많은 실험을 통한 data획득이 필요하다고 보며, 향후 proto type의 제작시에 이 부분을 반영하고자 한다.

참고문헌

- (1) Frank M. White, 1995, "Fluid Mechanics", pp. 760-766
- (2) A. J. Stepanoff, 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", pp. 69-79
- (3) 한국산업규격 KSB 6325 "모형에 의한 성능시험방법 (Testing methods for performance of pump, using model pump)"
- (4) Kensaku Imaichi, Yoshinori Murakami, Hiromu Tsurusaki, 1985, "펌프 설계의 기초", pp. 47-51