

미소 수중 생물체 이송용 단판 디스크 펌프의 성능 실험

장젠칭* · 장세명**† · 정용훈*** · 양재심****

Experiments on Single-Disk Pumps for the Transportation of Micro-scale Water Life

Z. Q. Zhang*, S. M. Chang**†, Y. H. Jeong***, J. S. Yang****

Key Words : Disk Pump(디스크 펌프), Shear force(전단력), Turbulence(난류), Bullhead(동자개), Zooplankton(동물성 플랑크톤)

ABSTRACT

A boundary-layer pump with a single disk has been experimented to obtain its characteristic curve by changing the impeller of a centrifugal pump to a single disk. The primary objective to use of these types of pumps is to avoid hurting water life during transportation unnecessarily. The change of impeller should degrade the performance of pump, so we used the method to increase the roughness on the disk with sandpaper and mesh. The enhancement of shear force from the rotation of disk to the internal flow brought an augmentation of momentum transport, and the characteristics were far improved from the original single-disk pump without decreasing the survival rate of water life in the case of *Pseudobagrus fulvidraco* (bullhead fish). However, in the case of *Artemia cyst* (zooplankton), the survival rate was very degraded due to the micro scale smaller than turbulent eddy size. The result of this study could be used for the design of transportation and bio-filtering of water lying on a specific bandwidth of its scale of size.

기호설명

C_H	무차원 수두계수(head coefficient)
C_P	무차원 동력계수(power coefficient)
C_Q	무차원 유량계수(flow rate coefficient)
C_T	무차원 토크계수(torque coefficient)
g	중력 가속도(gravitational acceleration)
h	수두(head)
i	전류(electric current)
K	손실 계수(loss coefficient)
Δp	출구 압력차(pressure difference)
Q	체적 유량(volume flow rate)
T	유동 토크(flow torque)
V_{ac}	교류전압(AC voltage)
ϵ	표면조도(roughness)
η	효율(efficiency)

μ	점성계수(viscosity coefficient)
ρ	사용 유체 밀도(fluid density)
ϕ	교류 동력인자(power factor)
τ	전단응력(shear stress)
Ω	회전 각 속도(rotational speed)

1. 서론

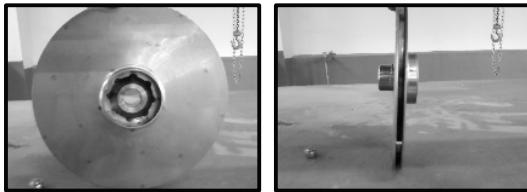
일반적으로 원심형 펌프 내부에 날개 형 임펠러(impeller)가 있는 경우 고속으로 회전하는 블레이드에 양식장의 치어 또는 동물성 플랑크톤과 같은 수중 생명체가 충돌하여 으깨지기 때문에, 특수한 용도의 생체 유체에서는 이를 피하기 위한 펌프 설계가 필요하다. 한 가지 기술적 대안은 임펠러를 단판형 디스크로 교체하여 원반의 표면에 작용하는 전단력을 이용하여 내부 유체로 운동량을 전달하는 방식이다.

기존 디스크 펌프의 가장 큰 단점은, 점성 경계층의 전단력에 의존하는 전달 메커니즘 때문에, 펌프 효율이 상용 임펠러 펌프에 비하여 1/4~1/5 수준에 불과하다는 데 있다¹⁾. 이에 본 논문의 저자들은 디스크 표면에 사포(sandpaper)

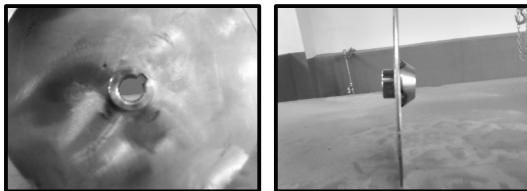
* 군산대학교 일반대학원 기계공학과
** 군산대학교 공과대학 기계자동차공학부
*** 군산대학교 일반대학원 해양학과
**** 군산대학교 해양과학대학 해양학과
† 교신저자, E-mail : smchang@kunsan.ac.kr

Table 1 Performance of a commercial pump with impellers (Hanil PSS 120-096, Stainless steel pump)

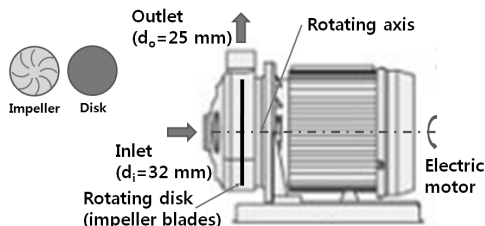
Item	Value
Volume flow rate	$2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, at 20 m head
Head	15 ~ 28 m
Electrics	220 V - 60 Hz, AC Single phase 1,550 W (rated)



(a) Impeller blades(left: planform, right: side view)



(b) Single disk model (left: planform, right: side view)



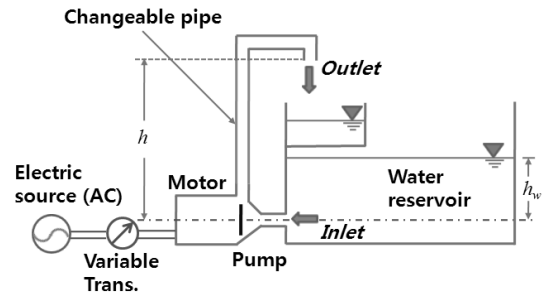
(c) Schematic of a centrifugal pump

Fig. 1 Shape of blade and schematic of a centrifugal pump used in this experiment

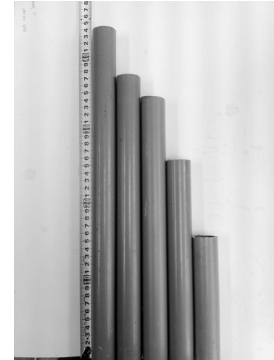
또는 메쉬망(mesh screen)과 같은 보조 재료를 부착하여 유동 전단력을 증대시키는 방법으로 펌프의 효율을 개선한다는 아이디어를 제시하였다²⁾.

지금까지 다판 원반형 경계층 펌프에 대해서는 많은 연구가 있어 왔다^{1),3)}. 기존 연구의 목적은 주로 디스크 펌프에 적합한 해석 방법을 확립하는데 있었다. 실험 대상은 주로 동축 회전하는 디스크 모델과 같은 단순화된 형상⁴⁾이거나, 난류 영역의 회전 유동⁵⁾에 관한 것들이었다. 디스크 펌프에 대해서는 미국 Discflo사가 원천 기술에 대한 특허⁶⁾를 가지고 있으나, 기초 물리적 이해를 바탕으로 펌프 성능에 대한 일반적인 공학 연구는 아직까지 체계적으로 이루어지지 못했다.

본 연구에서는 사포나 메쉬망 같이 표면 조도(roughness)를 증가시키는 전단력 보강재가 디스크 펌프에 미치는 영향을 실험적으로 연구하고, 두 가지 스케일의 미소 수중 생명체들을 이송시켜 생존률을 조사한다. 실험을 통하여 저자들



(a) Schematic diagram for apparatus



(b) Changeable pipes

Fig. 2 Experimental apparatus for pump characteristics

이 기보유 하고있는 특허를 정량적으로 형상화하고, 추후 상용화 가능성을 제시하고자 한다.

2. 실험 방법

2.1 성능 실험 장치 및 측정 방법

기존 상용 원심 펌프(한일 PSS 120-096, Table 1)의 임펠러(Fig. 1(a))를 두께 2 mm의 스테인레스 스틸 원반(Fig. 1(b))으로 단순 교체하여 설치하였다. 블레이드는 핀을 이용하여 모터의 회전축에 연결된다(Fig. 1(c)). 복수 개의 원반이 겹쳐져 있는 다판형 회전차의 경우 원심 펌프로 유입된 유동이 90도 각도로 꺾이면서 상판의 날카로운 모서리에 수중 생물체의 연약한 조직이 부딪쳐 찢어지기 때문에 이를 방지하고자 단판 회전차를 사용한다.

실험 장치의 구성은 Fig. 2(a)와 같다. 그림에서 수조(water reservoir, 580x440x450)에 연결된 원심펌프의 유출구에 각각 길이가 다른 파이프(Fig. 2(b), 중심축으로부터의 기하학적 높이: h)를 연결하여 유출 수두(head)를 조정한다. 주어진 수두로부터 모터를 작동하여 체적 유량을 측정한다. 체적 유량은 펌프 작동 후 $V^* = 0.0522 \text{ m}^3$ 의 물을 이송하는 데 걸리는 시간을 측정하여 그 값으로 나눈 값을 이용한다. 즉 펌프 작동 시간을 시작(t_i)부터 끝(t_f)까지라고 하면, 평균 유량은 다음과 같이 정의된다.

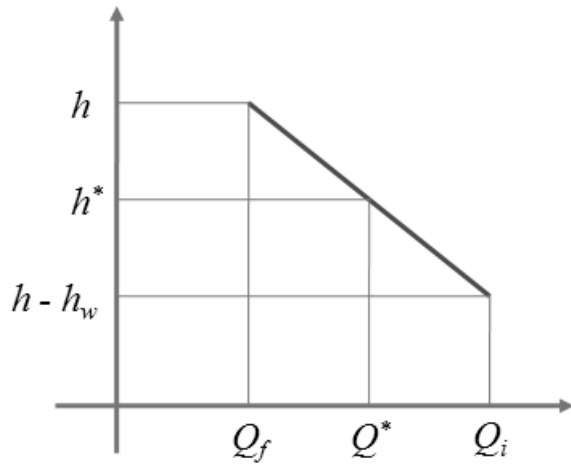
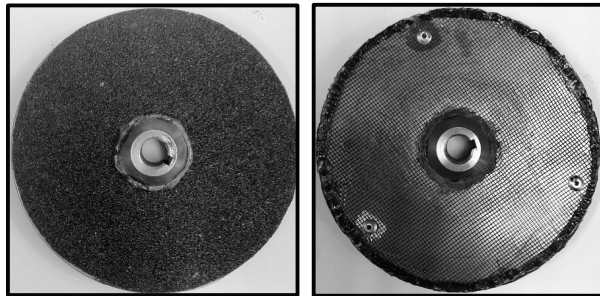


Fig. 3 Interpolation of the effective head



(a) Sandpaper (b) Mesh screen

Fig. 4 Examples of attached materials to enhance surface roughness

$$Q^* = \frac{V^*}{t_f - t_i} \quad (1)$$

그러나 실험 도중 수조의 수위가 낮아지므로, 식 (1)의 계산 값은, Fig. 3과 같이 선형 보간하여 생각하면, 초기 유량 (Q_i)과 끝 유량(Q_f)의 평균값으로 근사할 수 있으므로,

$$Q^* \approx \frac{Q_i + Q_f}{2} \quad (2)$$

식 (2)로부터 유효한 수두의 값은, 실험을 시작하는 시점의 기준점 수심(h_w)에 대해서

$$h^* \approx h - \frac{1}{2}h_w \quad (3)$$

와 같이 계산되며, 본 실험에서 $h_w = 240 \text{ mm}$ 이다. 파이프의 길이가 기준점 수심에 비해 충분히 길 때, 식 (3)과 같은 보정은 무시될 수도 있지만, 낮은 수두에 대해서는 그렇지 않다.

Fig. 4(a)와 (b)에서는 각각 사포와 메쉬망을 디스크의 전단력 보강재로 사용한 예를 보여준다. 보강재는 각각 접착제와 리베팅으로 디스크 표면에 밀착되었으며, 실리콘으로 가장자리를 단단히 마감하였다. 사포의 경우 AA40($\epsilon = 0.143 \text{ mm}$)⁷⁾ 규격을, 메쉬망의 경우 가는 직경($\epsilon = 0.25 \text{ mm}$)의 철사를 일정($\lambda = 1.6 \text{ mm}$) 간격 정방형으로 배치한 것을 사용한다.

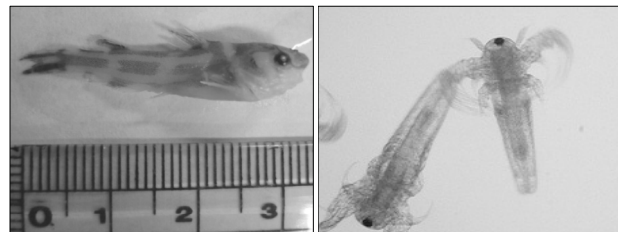
실험은 모두 네 가지 경우에 따라 수두를 바꾸어가면서 시행한다: 1) 매끄러운 원판, 2) 사포 보강재를 사용한 원판, 3) 메쉬망 보강재를 사용한 원판, 4) 원래 부착된 상용 임펠러 블레이드. 유출구에 Fig. 2(b)에서 제시된 각각 다른 길이의 파이프를 부착해 가면서, 슬라이다스의 전압(100 ~ 220 V)을 조정하면, 원하는 회전 수에서의 유량과 수두 관계를 구할 수 있다. 회전수는 부하 상태에서 모터 회전축과 직결된 냉각팬에 반사지를 부착하고 레이저를 이용한 디지털 타코미터(DT 2534)를 이용하여 측정한다. 또한 교류 전원에서의 입력 전압과 전류를 측정(DW6090, Lutron)하여 다음과 같이 동력을 구한다.

$$P = i V_{ac} \phi \eta_{elec} \eta_{mech} \quad (4)$$

식 (4)에서 실제 축동력은 모터의 전기적 효율(η_{elec})뿐 아니라 베어링 등에서 마찰 손실 등이 발생하고 케이싱과 토출구에서의 유체저항이 있으므로 이들을 고려해야 한다. 원판 또는 임펠러의 순수한 제동마력(braking horse power)은 이 값에 참고문헌 1)의 수치 시뮬레이션을 통해 구한 원판 표면의 유체 점성 마찰 계수가 적용된 제동마력 값과 본 실험의 결과를 비교하여 효율(η_{mech})을 적용한다.

2.2 생존율 실험 장치 및 측정

생존율 실험은 소형 어류와 동물 플랑크톤(zooplankton)에 대하여 수행한다. 소형 어류는 담수성 어류인 동자개 (*Pseudobagrus fulvidraco*, Fig. 5(a))의 치어를 사용하였으며, 동물성 플랑크톤 실험은 시판되고 있는 *Artemia cyst* (Diversified Technologies International, INC., Fig. 5(b))를 이용하여 실험 1-2일 전에 실험실에서 부화시킨 후 사용하였다.



(a) *Pseudobagrus fulvidraco* (b) *Artemia cyst*

Fig. 5 Small water lives used for the present experiment

실험에 사용된 동자개의 체장은 $2.8 \pm 0.3 \text{cm}$ ($n=50$)로 각 펌프마다 12-20개체씩 전부 펌프를 통과시켜 3회 반복하여 생존율을 측정한다. Artemia(브라인 새우의 일종)는 각 펌프를 통과시키기 전에 개체수의 밀도를 2-3개체/ml로 조절한 후에 약 10l 씩 펌프를 통과시켜 생존율을 측정한다. Artemia의 생존율은 펌프를 통과한 물을 다시 100 μm 망에 거른 후 현미경 하에서 5회 반복 측정한다.

모든 실험에서 유효 수두는 360 mm로 고정한다. 앞 절에서와 같이 슬라이다스의 전압을 조정하여 회전수를 변화시켰으며, 네 가지 종류의 디스크 모델을 사용하여 반복한다.

3. 이론 전개

3.1 손실 계수

하우징과 토출구를 고려한 축대칭 유동 해석을 실시하면, 주어진 반경 위치 r 에서 다음과 같은 관계식을 얻는다⁸⁾.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 (1-K)^2 r^2 \quad (5)$$

식 (5)에서 손실 계수 값 K 에 대하여 다음과 같이 새로운 무차원 파라미터를 정의할 수 있다.

$$\frac{\beta}{\Omega} = 1 - K \quad (6)$$

식 (6)의 물리적 의미는 펌프 회전축 중심부의 강체 회전하는 핵(core)과 디스크의 회전 속도 비다. 이 값에 대해서는 많은 논문에서 실험으로 값을 구하고 있다⁹⁾. 본 연구에서는 식 (6)에 의한 무차원수 β/Ω 를 실험적으로 추출하여 기존 실험 및 이론과 비교한다.

3.2 난류이론

임펠러 펌프와 디스크 펌프의 근본적 차이는 유체에 압차를 만드는 방법이다. 원심 펌프에서 유체의 회전 원심력을 이용하여 압차를 만드는 원리는 동일하다. 그러나 임펠러 펌프는 회전차의 블레이드로 유체를 강하게 직접 가속시키지만, 디스크 펌프는 회전에 의한 마찰 전단력을 유체에 전달한다^{1),2)}.

기존 문헌의 연구^{8),11),12)}를 참조하면, 표면 조도(ϵ/R)가 있는 디스크에 의해 발생하는 회전 난류 유동에 대해서 다음과 같은 유동 상사성이 있음을 추론할 수 있다.

$$c_T Re^{1/5} = f(\epsilon/R) \quad (7)$$

여기에서

$$c_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho \Omega^2 R^5} \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho \Omega R^2}{\mu} \quad (9)$$

식 (7)에 의하면, 표면 조도는 유동에 전달되는 토크를 증대시키고, 그 결과가 마찰에 의한 전단응력을 증가시킨다. 즉, 난류 강도가 증가하고, 그 결과 식 (5)의 출구 차압(Δp)을 증가시키게 된다. 마찰 보강재(사포, 메쉬망 등)의 사용은 같은 유량대비의 출구 차압을 증대시켜 전반적으로 난류 효과에 의하여 펌프 효율을 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

4. 결과 및 토의

4.1 펌프의 성능 및 마찰 보강재의 영향

Fig. 2(a)와 같은 실험 장치에서 출구 차압은 유효 수두 (h^*)에 대하여 중력 항과 입출구 속도차를 고려한 값을 사용한다. 입출구 속도차는 유효 수두의 차이에 비하여 무시할 만큼 작으므로, 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta p &= \rho g(h^* - R) + \frac{2\rho Q^2}{\pi} \left(\frac{1}{d_o^4} - \frac{1}{d_i^4} \right) \\ &\approx \rho g(h^* - R) \end{aligned} \quad (10)$$

슬라이다스의 전압을 조정하여 모터의 회전수를 조절하여 일정 수두에서 각각의 유량 값을 측정한다. 이런 방법으로 각각의 회전수에 대하여 특성 곡선을 얻는다.

Fig. 6은 식 (5), (6)과 같이 무차원 파라미터 β/Ω 를 구한 결과이다. 실험에서 디스크나 임펠러의 종류에 관계없이 같은 유출구 정압 조건(동일한 유효 수두)을 사용하였기 때문에, 같은 회전 속도에서 데이터들이 한 곡선 위에 위치한다. 유량은 다음과 같이 수두 계수를 구하여 무차원화한다¹⁾.

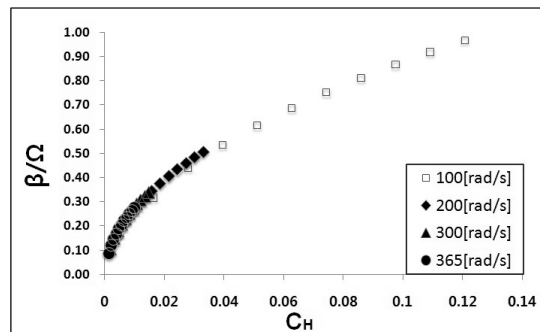


Fig. 6 Ratio of core to disk angular velocity

$$C_H = \frac{gh^*}{\Omega^2(2R)^2} \quad (11)$$

가장 속도가 낮은 100 rad/s ($Re = 4.2 \times 10^5$)에서, 유출구 유량이 최소일 때 $\beta/\Omega \rightarrow 1$ ($K=0$)임을 알 수 있다. 따라서 이렇게 낮은 속도에서 임펠러 펌프의 유효 수두는 거의 손실이 없는 것으로 평가되지만, 모터의 회전 속도가 빨라지면 난류의 영향으로 펌프 하우징 내부에서 에너지 손실이 상당 수준 발생한다.

기존 문헌에 의하면, 이론 또는 실험으로 구한 β/Ω 의 범위는 다양한 실험 조건에 대하여 대략

$$0.14 < \frac{\beta}{\Omega} < 0.5 \quad (12)$$

범위 안에 있다고 알려져 있다^{8),9)}. 식 (12)의 하한값은 유출 유량과 하우징이 설치되지 않은 자유 디스크 상태에서의 이론적 유량이 거의 일치할 때의 조건이다. 통상 유출구에서의 부가적 손실을 고려할 때, Fig. 6에서 각 회전 속도의 최대 유량 지점에서 이 조건과 유사한 수준의 값을 보이는 것을 관찰할 수 있다. 식 (12)의 상한값은 하우징이 거의 밀폐되었을 때의 조건인데, 임펠러 이외에 디스크 펌프들(단판 및 보강재)에서 대략 만족시키고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7(a)-(d)는 회전 속도 100~365 rpm에 대한 단판 디스크, 사포, 메쉬망 등으로 표면 처리를 한 디스크, 그리고 임펠러 펌프에 대한 성능 곡선이다. 여기에서 다음과 같이 변수를 무차원화한다.

$$C_Q = \frac{Q}{\Omega D^3} \quad (12)$$

여기에서 D 는 원판 또는 임펠러의 직경으로서, 본 실험에서의 값은 135 mm이다. 단판 디스크의 유체 이송 능력이 떨어지기 때문에, 아무 처리도 하지 않은 디스크 펌프는 100 rad/s(Fig. 7(a))에서 작동하지 않았다. 마찰 보강재를 사용하면, 유량이 약간씩 발생하기 시작하지만 임펠러 펌프보다는 이송 능력이 낮다. Fig. 7(b)-(d)에서 마찰 보강재 사용의 효과는 대략 단판 디스크 펌프와 임펠러 펌프 중간 정도의 수준이다. 또한 메쉬망의 경우 사포에 비하여 약간 더 개선된 성능을 나타냈는데, 그 이유는 표면 조도가 다소 높았기 때문으로 분석된다. Fig. 7(c)-(d)에서 회전수가 높아져 정격에 가까워질수록 대체로 상사성(similarity)을 만족시키지만, 디스크의 회전수가 낮을수록 다소 높은 수두 계수와 유량 계수를 나타낸다.

같은 시간에 같은 유량을 이송시킬 경우 상대적으로 낮은 속도에서 높은 수두 계수를 보이는 것은 속도가 빨라질수록

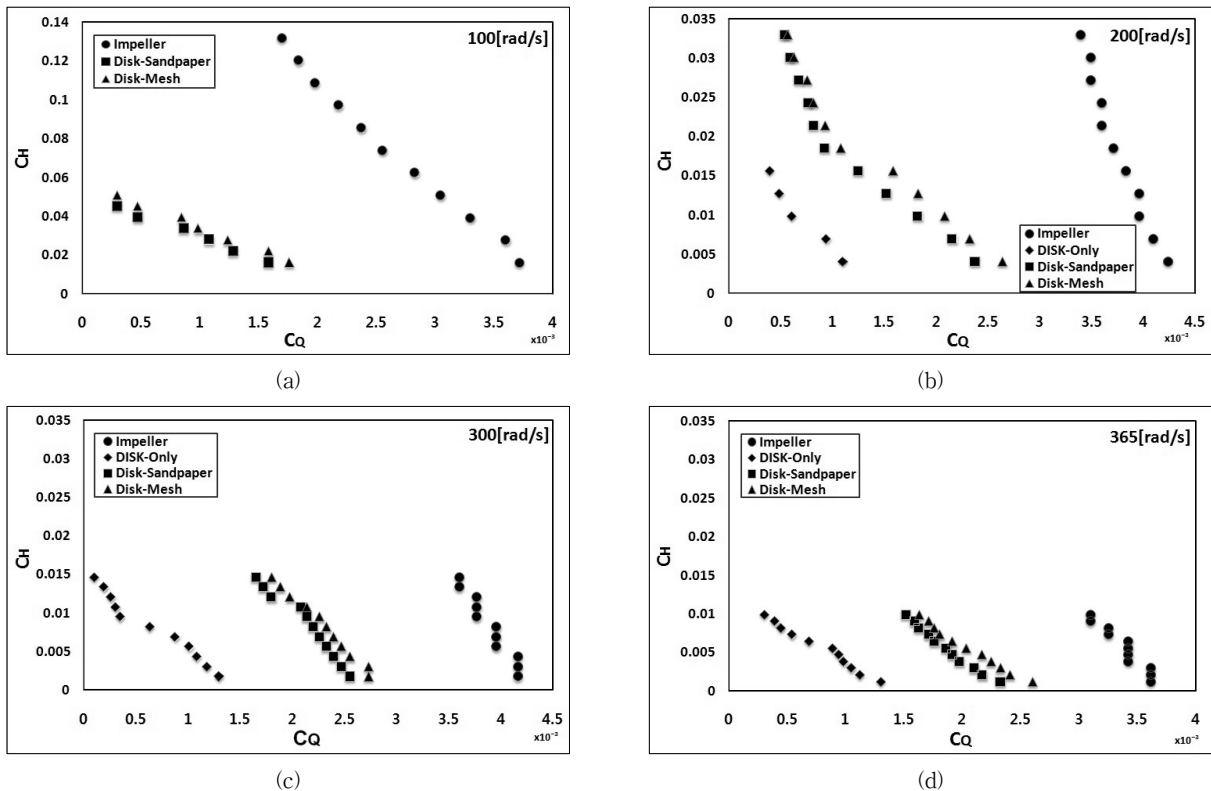


Fig. 7 Characteristic curves, C_H vs. C_Q

미소 수중 생물체 이송용 단판 디스크 펌프의 성능 실험

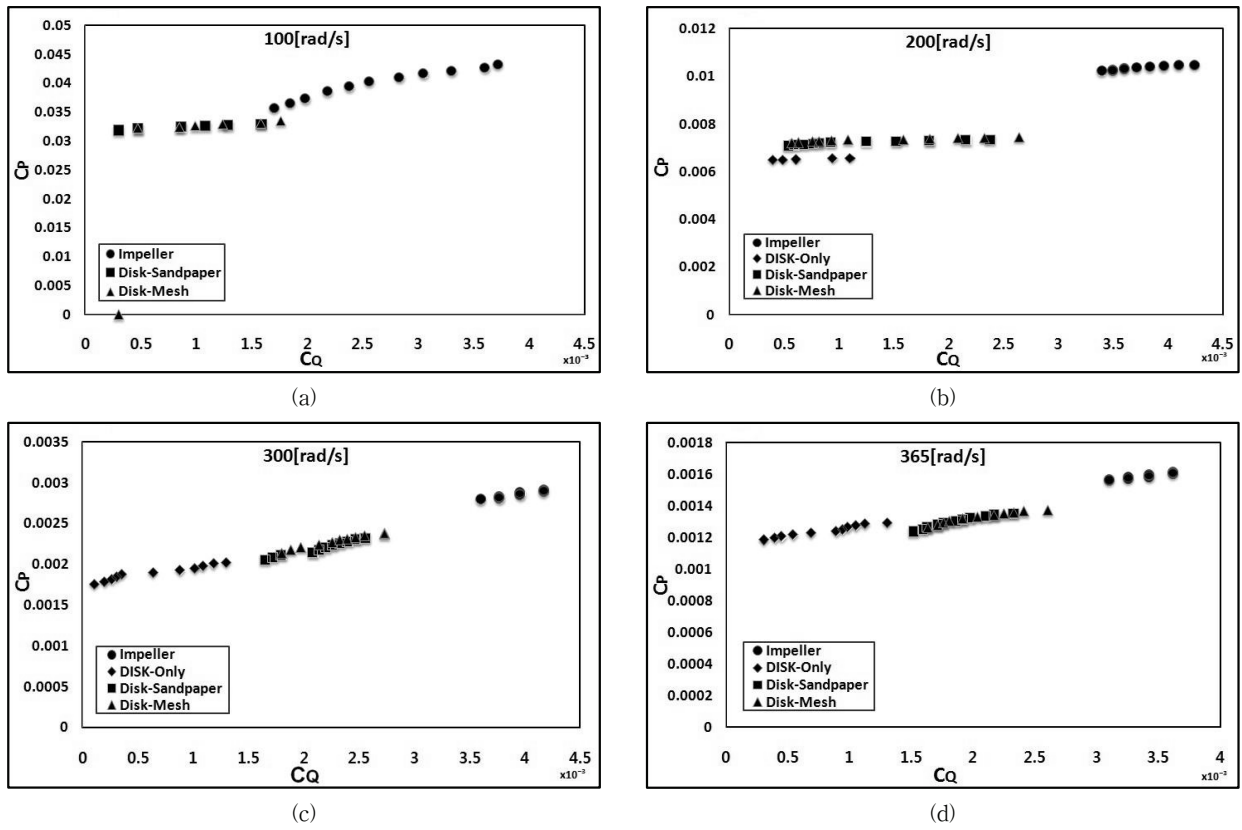


Fig. 8 Characteristic curves, C_p vs. C_Q

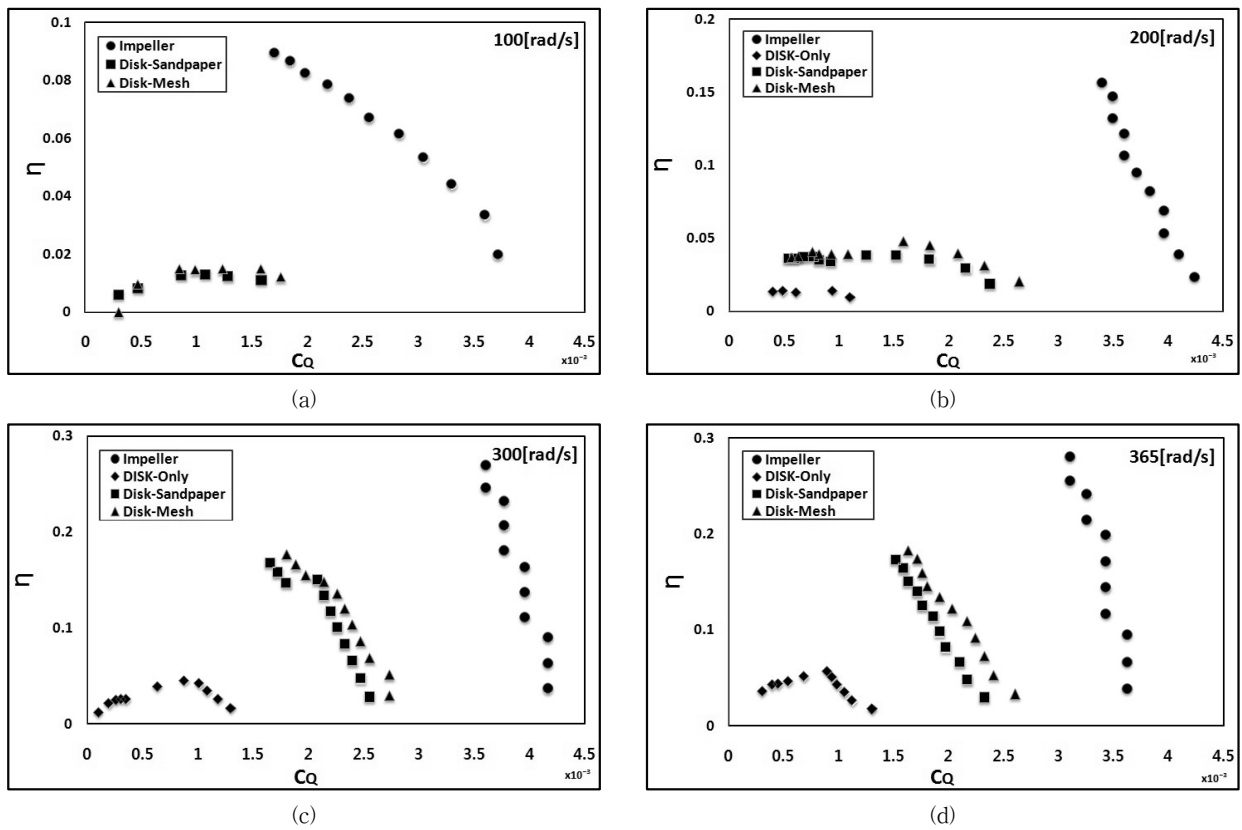


Fig. 9 Characteristic curves, η vs. C_Q

출구 역류 영역의 순환(circulation)이 발생하여 펌프의 효율이 저하되기 때문이다¹⁾.

Fig. 8(a)-(d)는 회전 각속도별로 유량계수 대비 동력계수를 구한 것이다. 동력계수는 다음과 같이 정의한다.

$$C_P = \frac{P}{\rho \Omega^3 D^5} \quad (14)$$

Fig. 8(a)-(b)에서 디스크 펌프와 임펠러 펌프는 그 특성이 확연히 다를 수 있다. 그러나 Fig. 8(c)-(d)와 같이 회전수가 늘어 정격에 가까워지면, 비록 영역은 다르지만 특성 값들이 거의 일직선상에 놓임을 관찰할 수 있었다. 낮은 회전 속도에서의 축동력 계수가 가장 크다는 결과를 얻었는데, 회전 속도가 크면 난류 전단 응력이 커지므로 보다 작은 축 동력으로 원하는 유량을 만들 수 있기 때문으로 해석된다. 이는 이전 연구에서의 수치해석 결과와 경향이 같다¹⁾.

Fig. 9(a)-(d)는 효율에 관한 특성 곡선인데, 효율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta = \frac{C_H C_Q}{C_P} \quad (15)$$

임펠러 펌프의 정격보다 훨씬 더 낮은 수두에서 작동하므로, 펌프의 효율은 제원 표상의 최대 효율보다 낮다. 참고문헌¹⁾에서도 예측된 바에 의하면, 디스크 펌프의 효율은 일반적인 임펠러 펌프의 1/4~1/5 정도에 불과하다. Fig. 9(a)-(b)에서 측정된 단판 디스크 펌프의 성능은 정격 이하에서 이전 예측 값에도 한참 못 미친다. Fig. 9(c)-(d)에서 마찰 보강재를 사용하면, 정격 유량을 2 배가량 증가시키면서 그 효율을 단판 디스크의 2~3 배까지 상승시킬 수 있음을 알 수 있다.

4.2 이송되는 수중 생물체의 생존율에 미치는 영향

임펠러 블레이드보다 효율이 떨어지는 디스크 회전차를 굳이 사용하는 이유는 수중 생물체를 안전하게 이송하기 위함이다. 실제로 이러한 기대를 충족시키는지 시험하기 위해 Fig. 5(a)-(b)와 같이 동자개 치어와 Artemia를 사용하여 두 가지 스케일에 대한 생물 실험을 실시하였으며, 그 결과는 Fig. 10(a)-(b)에 제시되어 있다.

동자개(Fig. 10(a))의 경우, 기대했던 바와 같이 단판형 디스크 펌프를 사용했을 때 생존율을 크게 높일 수 있음을 알 수 있다. 그리고 사포나 메쉬망과 같은 보강재를 사용했을 경우, 생존율에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 이는 디스크 표면에 난류 경계층이 형성되기 때문에 이 부분이 쿠션 역할을 하여 동자개의 몸체가 디스크에 닿지 않기 때문인 것으로 해석된다.

한편 크기가 μm 스케일인 Artemia(Fig. 10(b))의 경우, 동자개와는 상반된 결과가 나왔다. 기대했던 바와 달리 단판형 디스크 펌프를 사용하면 저속 회전에서는 다소 생존율이 좋아지지만, 고속 회전에서는 오히려 생존율이 떨어짐을 알 수 있다. 이는 난류 소와동(eddy)보다 스케일이 작은 미생물이 그대로 경계층을 통과하여 디스크 표면에 부딪히기 때문으로 해석된다. 이러한 가설을 뒷받침하는 것은 보강재의 사용이 미생물의 생존율을 더욱 떨어뜨린다는 사실이다. 동자개는 와동 스케일보다 크기 때문에 별로 영향을 받지 않지만, Artemia와 같은 동물성 플랑크톤은 와동 입자들을 뚫고 디스크 표면에까지 도달하여 마찰에 의해 파괴되는 것으로 보인다.

5. 결론

본 논문의 저자들은 최근 일련의 선행 연구¹⁾를 통하여 수중 생물체의 이송에 원심형 디스크 펌프를 사용할 것을 제안하였다. 그러나 디스크 펌프는 기존 임펠러 펌프에 비하여 효율이 현저하게 떨어지기 때문에 이를 보완하는 방법으로

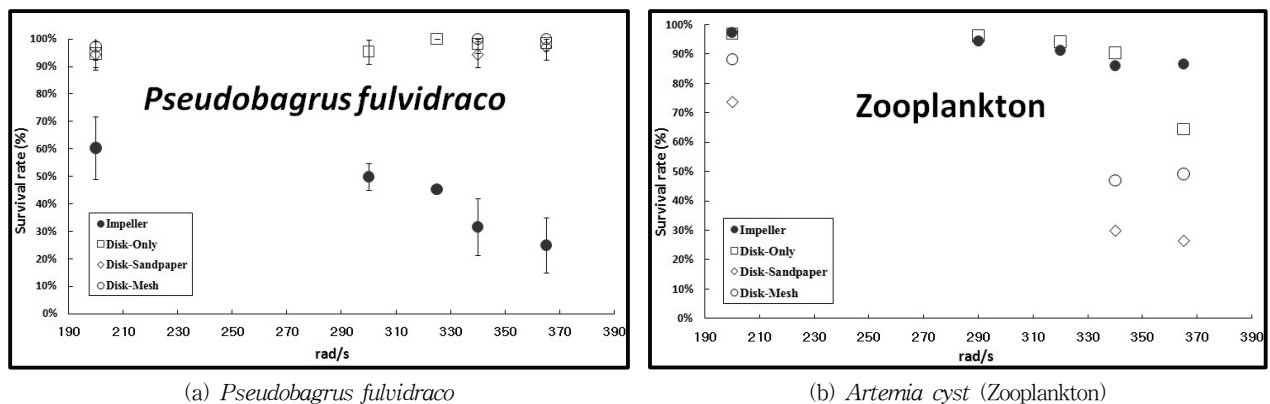


Fig. 10 Survival rates

서 표면에 보강재를 부착하는 방식을 제안하여 관련 특허²⁾를 취득한 바 있다.

본 연구에서는 이러한 보강재의 부착 효과를 정량적으로 분석하고, 수중 생물의 생존율에 미치는 영향을 실험적으로 조사하였다. 그 결과 다음과 같은 결론들을 얻게 되었다:

(1) 사포나 메쉬망과 같은 보강재의 부착은, 표면 조도를 증가시켜 유체의 난류 강도를 증대시킨다. 따라서 혼합 효과가 강화되고 전단응력이 증가하여 디스크 펌프의 출구 차압을 상승시키기 때문에, 같은 유효 수두에서의 유량을 증가시킨다. 실험 결과 현재 제안된 보강재를 사용하면, 대략 단판형 디스크와 임펠러 블레이드 중간 정도의 유량을 발생시킬 수 있는 것으로 판단된다.

(2) 동자개와 같이 일반적인 소형 어류의 치어인 경우, 본 연구에서 사용하는 디스크 펌프가 이송 생존율에 크게 공헌할 수 있었다. 그러나 Artemia와 같은 현미경적 스케일의 초소형 미생물(동물성 플랑크톤)에는 고속 회전할 경우 오히려 반대 효과를 가져왔다. 이는 크기가 상이한 두 생물체에 대하여 난류 소와동 규모에 따른 물리적 차이 때문으로 추측되며, 이에 대해서는 후속 연구가 필요할 것으로 보인다.

본 연구를 통하여 결론 (1)에서와 같이 디스크 펌프의 구동 원리에 대한 물리적 이해를 확대하고 앞으로 원하는 수준의 펌프를 설계하는데 필요한 기초 실험 데이터를 취득하였다. 또한 (2)에서와 같이 수중 생물을 이송하면서 원하는 스케일의 수생 생물 생존율을 제어할 수 있는 생물학적 '필터(filter)'를 발명할 수 있다는 단서를 얻을 수 있었다.

후 기

이 논문은 2009년도 미래해양기술개발사업의 일환으로 한국해양수산기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구(No. F20811408H140000110) 결과의 일부임.

참고문헌

- (1) Jeong, S. Y., Chang, S. M., Yang, J. S., 2010, "Computational Design of a Disk-Shape Boundary-Layer Pump," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 13, No. 2, pp. 12~17.
- (2) Yang, J. S., Chang S. M., Yang, Y. H., 2011, "Pump that can Transport Small Live Fish Without Damage," Korean Patent, 10-1027336.
- (3) Son, H. J., 1996, "Computational Study on the Flow Characteristics of a Boundary-layer Pump Rotor," KAIST Master Thesis.
- (4) Pater, L. L., Crowther, E., Rice, W., 1974, "Flow Regime Definition for Flow Between Corotating Disks," *ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 96, pp. 29~34.
- (5) Bakke, E., Kreider, J. F., Kreith, F., 1973, "Turbulent source flow between parallel stationary and co-rotating disks," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 58, pp. 209~231.
- (6) <http://www.discflo.com>
- (7) <http://www.nanovea.com/Application%20Notes/SandPaper.pdf>, accessed on 27 April, 2011.
- (8) Polkowsky, J. W., 1980, "Turbulent Flow Between a Rotating Disk and a Stationary Wall," 7th Australian Hydraulics and Fluid Mechanics Conference, Brisbane, 18-22 August, pp. 393~396.
- (9) Daily, J. W., Nece, R. E., 1960, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks," *Journal of Basic Engineering*, March, pp. 217~232.
- (10) White, F. M., 1991, *Viscous Fluid Flow*, 2e, McGraw-Hill.
- (11) Schlichting, H., 1979, *Boundary-Layer Theory*, 7e, McGraw-Hill.
- (12) Yoon M. S., Hyun, J. M., Park J. S., 2007, "Flow and Heat Transfer over a Rotating Disk with Surface Roughness," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, pp. 262~267.