

원반형 경계층 펌프의 전산 설계

정수윤* · 장세명*** · 양재삼***

Computational Design of a Disk-Shape Boundary-Layer Pump

S. Y. Jeong*, S. M. Chang***, J. S. Yang***

Key Words : Disk Pump(디스크 펌프), Boundary Layer(경계층), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학)

ABSTRACT

A kind of disk-shape boundary layer pump is designed numerically by using a software of computational fluid dynamics, which is widely used for the special purposes such as artificial hearts, bio-fluidics and transportation of oceanic lives, etc. From the numerical simulation with an axisymmetric model, some benchmark problems are tested and compared with experimental results. The performance of disk pump is graphically visualized from the computational results, and converted to the dimensionless parameters. Finally, the obtained numerical data in the present investigation can be used for the baseline for new design to achieve a more efficient disk pump.

1. 서론

원반형 경계층 펌프는 전단력 펌프(shear-force pump) 혹은 디스크 펌프(disk pump)라고도 불리며, 최소 두 장의 원반형 디스크로 만들어진 회전차와 그 회전차를 둘러싸고 있는 케이싱으로 구성된 펌프이다. 일반 원심형 펌프와 유사하게, 유체는 디스크 가운데 구멍으로 유입되며 디스크 테두리 케이싱에 천공된 유출구로 흘러나간다.

일반적으로 날개 형 임펠러(impeller)가 있는 경우, 고속으로 회전하는 블레이드에 플랑크톤과 같은 해양 생명체가 충돌하여 으깨지기 때문에 특수한 용도의 생체 유동에서는 이를 피하기 위한 펌프 설계가 필요하다. 디스크 펌프는 이러한 특수한 용도에 적합하고, 낮은 NPSH(net positive-suction head)를 요구하며, 고점성 유체에 대해서 효율이 높고, 내마모성이 뛰어나다.

본 논문에서는 이러한 디스크 펌프를 설계하기 위하여 축대칭 모델에 기초한 수치 시뮬레이션을 통하여 지배방정식의 타당성을 실험 결과와 비교 및 분석하고 주어진 기하학적 설계 형상에 대한 전산 해석을 다양한 영역에서 수행함으로

써 펌프의 성능 지표에 해당하는 여러 가지 특성 파라미터들 사이의 관계에 대하여 연구하였다.

2. 지배방정식 및 이론적 모델

2.1 지배방정식

본 논문에서 분석하고자 하는 디스크 펌프의 회전차는 두 장의 디스크로 하나의 간격을 만든다. 디스크는 완전한 원반이므로 중심에서부터 원주방향의 모든 변화량은 무시되는 것으로 가정한다. 디스크의 내부유동을 해석하기 위한 지배방정식은 정상 상태의 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 사용한다.

$$\frac{u}{r} + \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v^2}{r} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} + 2 \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

여기서 u , v , w 는 각각 반경방향(r), 원주방향(θ), 축방향(z)의 속도 성분이며, p 는 정압이다. ρ , μ 는 작동 유체인 물의 물성치인 밀도와 점성 계수이며, 각각 998 kg/m^3 , $1.0 \times 10^{-3} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$ 라고 놓는다.

* 군산대학교 일반대학원 기계공학과
 ** 군산대학교 공과대학 기계자동차공학부
 *** 군산대학교 해양과학기술대학 해양학과
 † 교신저자, smchang@kunsan.ac.kr

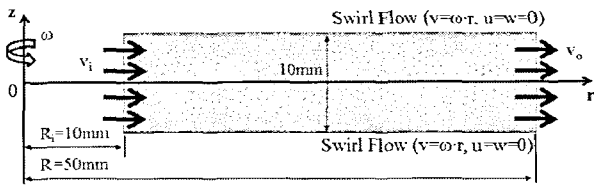
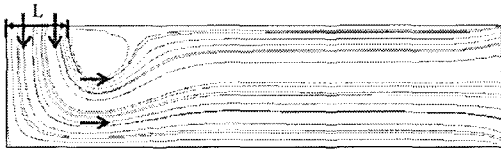
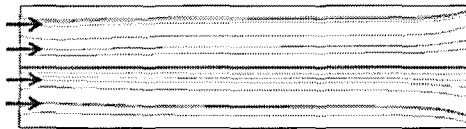


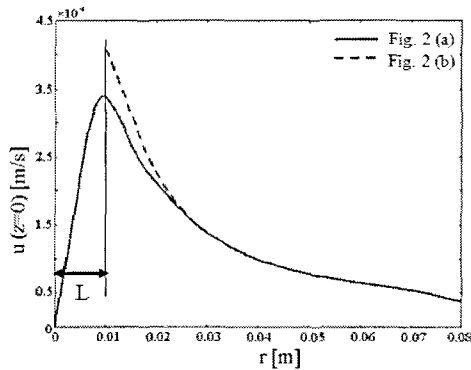
Fig. 1 Computational domain and boundary condition



(a) Streamline: practical inlet boundary condition



(b) Streamline: simplified inlet boundary condition



(c) Flow velocity distribution along centerline

Fig. 2 Comparison of inlet boundary condition

2.2 경계조건

계산영역은 Fig. 1에서와 같고, 회전 중심축에 대하여 수직 방향으로의 유동의 유입과 유출을 주로 고려했다. 일단 입구에서 주어진 유량에 대해 입사 유동 평균 속도(v_i)를 결정하면, 출구에서 유출유동의 평균 속도(v_o)는 정상유동의 연속 방정식(식 (1))에 의해 결정할 수 있다. 위아래 벽면에서의 경계조건은 각속도 ω 로 회전하는 강체 회전 조건에 의해 점착 조건(no-slip condition)을 적용하였다.

Fig. 2의 (a)는 Fig. 3~4와 동일한 문제에 대하여 실제와 유사한 입구조건을 주고 계산한 것으로, 유입된 유동이 90도로 꺾이면서 중심선을 기준으로 비대칭 유동속도 형태를 보이고, 유동박리 및 부착 현상이 나타난다. (b)는 계산의 편의를 위하여 반지름 방향의 구배를 무시한 해석 결과이다. 반경 위치에 대한 중심선에서의 속도 분포 (c)를 보면 알 수 있

듯이 입구 영역(L)의 영향은 전체 유동장의 20% 이내로 한정되어 있고 나머지 부분에서는 거의 동일하다. 디스크 간격이 작고 난류 강도가 크며 고속 회전일 경우, 이러한 영역은 더욱 작아진다. 따라서 본 연구에서는 계산의 편의를 위하여 (b)와 같이 간략화된 근사 입구 경계 조건을 이용하여 계산하며, 입구 정압은 대기압과 동일하다고 가정하였다.

2.3 난류모델

본 논문에서 사용한 $k-\epsilon$ 난류 모델은 2 방정식 모형으로서 난류영역에서 가장 빈번하게 사용되는 것으로서 다양한 공학 분야에서 널리 사용된다⁽¹⁾. 본 연구에서는 원통좌표계에 이를 적용하였다.

수치 해석에 있어서는 그 성능이 잘 검증되어 있는 소프트웨어인 COMSOL™을 사용하였는데, 이 코드는 기존 MATLAB™과의 Script 연동이 용이하고, 다중물리(multiphysics) 문제를 해결할 수 있다는 장점이 있다. 전산 유체 해석을 위한 지배방정식의 이산화와 수치 해석 알고리즘은 주로 유한요소법(FEM: finite element method)에 근거하는데, 유선 확산(streamline diffusion)을 적용하며, 갤러킨 최소 자승법(GLS: Galerkin least square method)⁽²⁾을 사용하고 있다.

3. 해석 결과

3.1 수치모사를 이용한 검증

3.1.1 전산유체 해석 모델

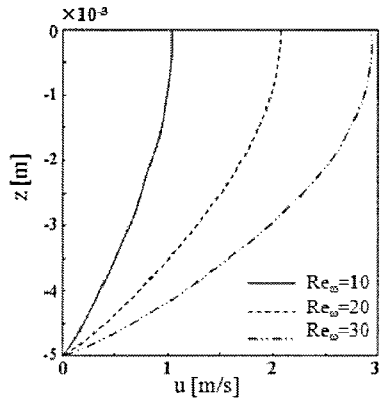
본 논문에서 해석할 형상은 Fig. 1에서 도시하였으며, 상하의 디스크의 판이 왼쪽 점선을 축으로 회전하는 형태이다. 회전 할 때 왼쪽 입구의 반경 10 mm지점으로부터 유체가 유입되며, 반경 50 mm지점으로 유출된다. COMSOL의 Chemical Engineering Module: Incompressible Navier–Stokes Equation을 이용하여 Swirl Flow 모드에서 모든 해석들을 수행하였으며, 해석을 위해 사용된 요소(element)는 4,096개, 풀이를 위한 계산 행렬의 자유도는 43,850이다.

3.1.2 검증 문제의 풀이

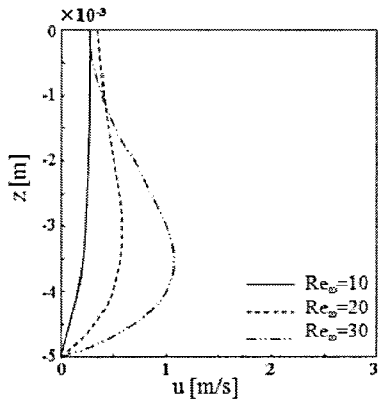
Fig. 3은 회전하는 디스크의 내부가 층류유동일 경우 ($Re_m = 10 \sim 30$)에 대한 축 방향 속도 분포 곡선이다. 가로 방향 중심선인 $z=0$ 을 기준으로 상하 대칭이므로 여기에서는 아래쪽 절반만 도시하였다.

벽면에서의 반경방향 속도는 점착 조건에 의해 0이 된다. 입구영역(a)에서는 층류영역에서의 일반적인 속도 분포 곡선 형상(Hagen–Poiseuille 유동)이 나타났지만, 출구영역(b)에서는 역압력 구배(adverse pressure gradient)에 의한 속도 분포의 변형이 발생하였다.

디스크의 회전 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의할 수 있다.



(a) Inlet



(b) Outlet

Fig. 3 Velocity distribution curves: laminar flow

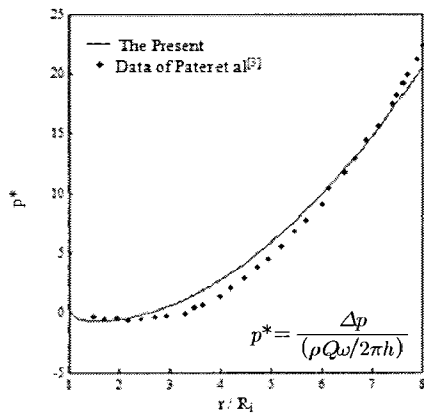
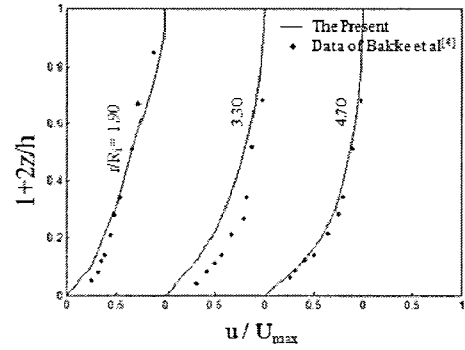


Fig. 4 Pressure distribution curve: laminar flow

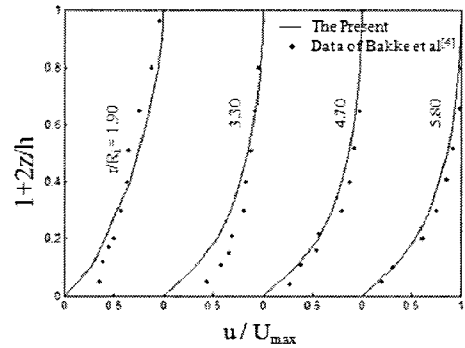
$$Re_w = \frac{\rho \omega h^2}{\mu} = \frac{\omega h^2}{\nu} \quad (4)$$

여기에서 h 는 두 디스크 사이의 간극 길이, 그리고 ν 는 동점성 계수(dynamic viscosity)를 의미한다.

Fig. 4는 회전 디스크 내부가 층류유동일 때 반경 방향으로의 압력 분포 계산 결과를 기존 문헌의 실험 데이터와 비



(a) $Re_r = 2200 \sim 10400$, $R_i/h = 6.03$



(b) $Re_r = 2660 \sim 15400$, $R_i/h = 9.05$

Fig. 5 Velocity distribution curve: turbulent flow

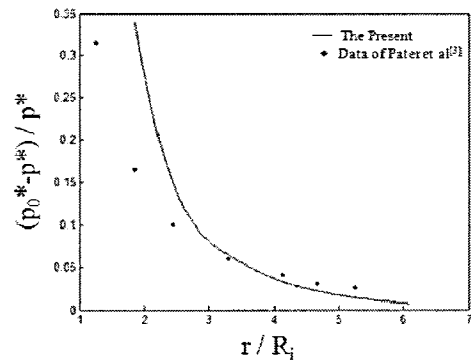


Fig. 6 Pressure distribution curve: turbulent flow

교한 것이다. 해석 유동장의 회전 속도 대비 레이놀즈 수는 $Re_w = 5.07$ 로서, 실험과 계산 결과가 대체로 일치한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 정지한 디스크 사이의 난류유동장에서 반경 방향의 속도 분포에 대한 계산과 실험 결과를 비교한 것이다. 국부 레이놀즈 수(Re_r)는 역전이(reverse transition)가 일어난다고 알려진 2,000보다 크게 유지되는 범위를 했다. 입구영역($r/R_i < 3.5$)을 제외한 영역에서 실험값을 잘 따르고 있다. 여기서 디스크의 국부 레이놀즈 수는 다음과 같다.

$$Re_r = \frac{Q}{\pi r \nu} \quad (5)$$

Fig. 6은 회전하는 디스크 내의 난류 압력에 대한 계산 결과와 실험을 비교한 것이다. 난류영역에서 회전유동의 실험 데이터는 극소수에 불과하며, 난류모델을 사용하여 실험과 계산을 일치시킨다는 것은 매우 어렵다. Fig. 5와 마찬가지로 입구에서는 잘 맞지 않지만, 대체로 정성적 경향은 일치하는 것으로 보인다. 또한 Fig. 4의 층류와 비교해 보았을 때 계산 결과에서 벽면 경계에서의 미끄럼이 크다는 것을 알 수 있으며, 이것이 출구 쪽에서 동압의 감소로 이어진다.

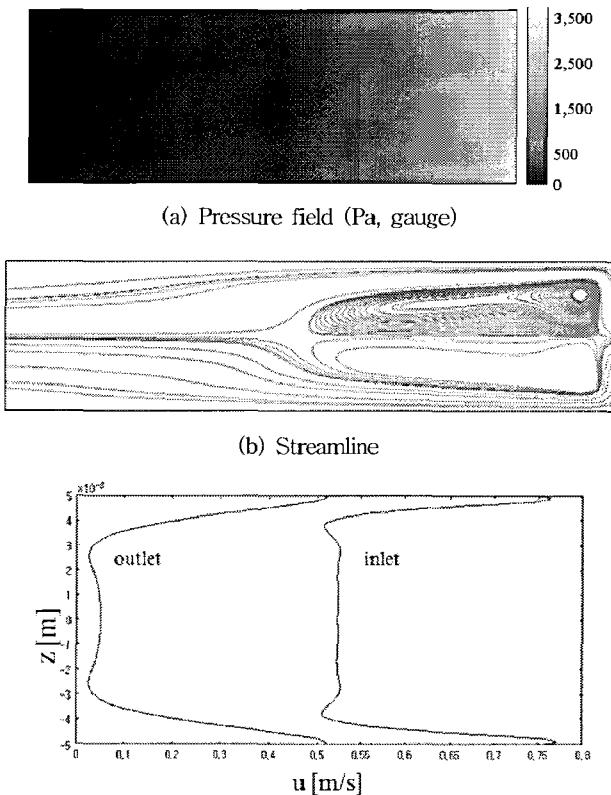
3.2 해석결과

먼저 반경 방향의 유량 계수는 다음과 같이 정의할 수 있다. 여기에서 Q 는 디스크 사이를 통과하는 유체의 체적유량(volume flow rate)이다.

$$Q(r) = 2\pi r \int_{-h/2}^{h/2} u(r,z) dz \quad (6)$$

$$\phi = \frac{Q}{2\pi R_c^2 \omega h} \quad (7)$$

Fig. 7은 $\phi = 0.2$, $\omega = 300$ rad/s일 때의 압력장(a)과 유



(c) Velocity distribution curve

Fig. 7 Computational result

선(b)의 모습을 도시화한 것이다. 입구조건에 의하여 입구에서는 계기압력 0 Pa의 낮은 압력을 시작으로 회전하는 힘을 받아 출구에서는 3.081×10^3 Pa의 압력이 회전유동의 원심가속도에 의하여 발생하였다. 출구로 진행할수록 역류영역(back flow)이 발생하여 반경방향 속도가 0에 가까운 곳도 관찰된다. 이때, 입구에서는 본 논문에서 연구하는 대상인 디스크펌프의 형상이 세로축에 대해서 대칭이기 때문에 입구는 반경이 작고 출구는 반경이 크다. 따라서 단면적이 작으므로 입구보다 출구에서의 최대 속도가 1/2 가량 낮으며, 이것은 질량보존에 대해서도 만족한다.

또한, Fig. 7의 (c)에서 디스크 펌프의 작동특성을 알 수 있다. 디스크 펌프는 상하의 두 디스크가 회전하고 유체의 점성에 의한 전단력으로 회전하므로 디스크와 가까울수록 빠른 속도를 낸다. 이때 벽면의 점착 조건에 의한 경계층 두께는 매우 작은 영역에 한정된다.

4. 성능곡선

4.1 디스크 펌프의 특성곡선

Fig. 8은 본 논문에서 연구한 디스크 펌프의 성능곡선이다. 모든 곡선은 회전하는 디스크의 난류 내부유동에서 해석하였으며, $\phi = 0.05 \sim 1.5$, $\omega = 100 \sim 500$ rad/s의 영역에서 해석하였다.

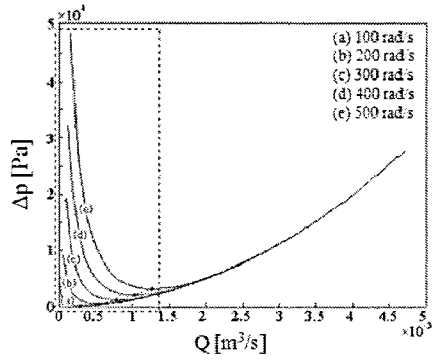
(a)는 유량과 압력변화와의 관계를 그린 특성곡선이다. 회전 속도가 빠를수록 압력변화가 컸으며, 출구 압력이 최대로 나타났다. 이때, $\phi = 0.46$ 이상일 경우 회전속도에 관계없이 유량과 압력변화 관계가 일정하게 나타났다. 이것은 순간적인 짧은 시간에 많은 유량이 같은 크기의 출구로 튀어나가기 때문에 나타나는 일종의 성류(choked flow)현상이다. 본 연구의 계산에서는 입구 속도인 v_i 를 임의로 주었기 때문에 이러한 현상이 일어났으나, 실제 펌프 구동에서는 이러한 영역에까지 유량이 증가되지는 못한다. 이러한 영역의 해는 단순히 수학적으로 얻어지는 비물리적인 해라고 해석할 수 있다. 따라서 실제 디스크 펌프의 성능을 예측할 수 있도록 물리적인 의미를 갖는 $\phi = 0.005 \sim 0.46$ 까지 영역을 확대시켜 도시화(b)하였다.

입 출구의 압력차(Δp)로부터 다음 식에 의하여 수두(head)를 구할 수 있다

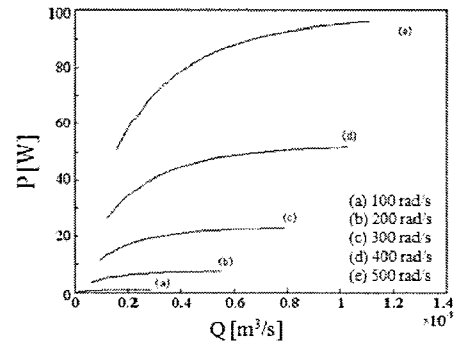
$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (8)$$

이 식을 이용하여 (c)는 유량에 따른 최대 수두를 나타낸 그래프이다. 회전 속도가 빠를수록 최대 수두 및 최대 유량이 가장 크게 나타났다.

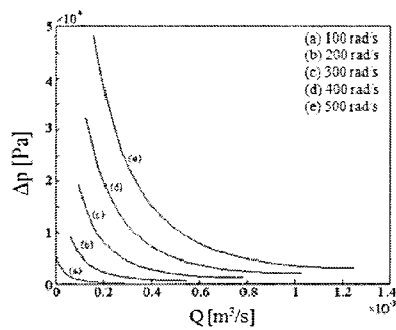
(d)는 (c)를 무차원화 시킨 그래프이다. 이 때, 각 무차원



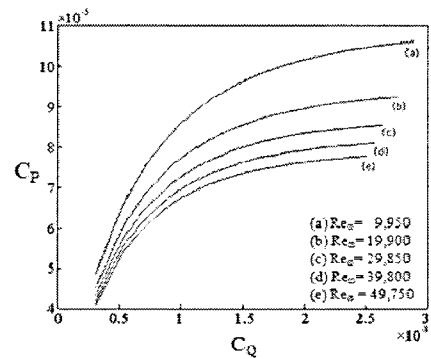
(a) Volume flow rate vs. pressure difference



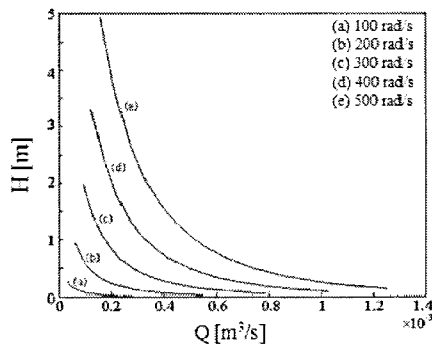
(e) Volume flow rate vs. braking horse power



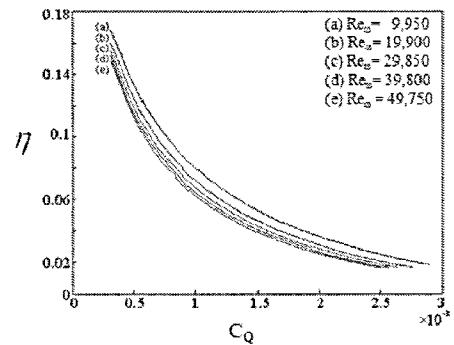
(b) Volume flow rate vs. pressure difference: magnified



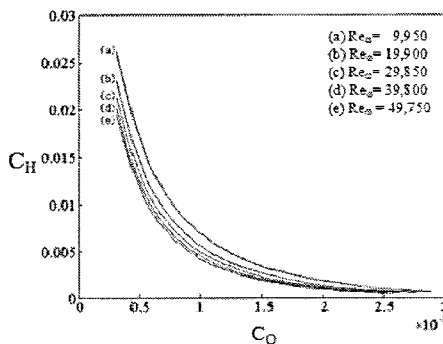
(f) Volume flow rate coefficient vs. power coefficient



(c) Volume flow rate vs. head



(g) Volume flow rate coefficient vs. efficiency



(d) Volume flow rate coefficient vs. head coefficient

Fig. 8 Characteristic curves of the disk pump

계수 값은 다음 식들과 같이 구한다.

$$C_Q = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (9)$$

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (10)$$

$$C_P = \frac{P}{\rho \omega^3 D^5} \quad (11)$$

무차원 계수들은 식 (9), (10), (11)을 이용하여 계산했으며, 펌프의 성능을 3개의 새로운 파라미터로 나타냈다. 결과를 무차원화 시킴으로써 상사법칙을 이용하여 기하학적으로 동일한 원하는 크기의 펌프 제작 시에 용이하게 쓰인다.

(d)를 보면 계수 값 사이에 거의 상사성(similarity)을 만족시키지만, 디스크의 회전수가 낮을수록 다소 높은 수두 계수와 유량 계수를 나타낸다. 같은 시간에 같은 유량을 이동시킬 경우 상대적으로 낮은 속도에서 높은 수두가 작용하는 것은 속도가 빨라질수록 출구 역류 영역의 순환(circulation)이 발생하여 펌프의 효율이 저하되기 때문이다.

(e)는 유량과 축동력(bhp, braking horse power)의 관계이다. 디스크 펌프는 회전 방향에 대한 유체의 전단 응력에 의하여 다음과 같이 축 토크가 발생하므로, 이를 구하여 각 속도를 곱하면 축동력을 구할 수 있다.

$$T = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} \tau r^2 dr = 2\pi \mu \int_{R_i}^{R_o} \frac{du}{dz} r^2 dr \quad (12)$$

$$P = T\omega \quad (13)$$

식 (12)에서는 우선 상하 디스크에 수평하게 작용하는 유동 전단응력만을 고려한다. 여기에서 전단력의 방향은 디스크의 회전 속도에 대한 접선 방향이다.

회전 속도가 빠를수록 높은 축동력을 요구하며 그에 맞게 많은 유량을 이동시킬 수 있다. 이 그래프는 앞선 (b), (c)와 함께 본 논문에서 모델링한 펌프의 크기에 한해서 원하는 유량과 수두에 따른 축동력, 즉 모터를 선정할 수 있다. 그러므로 (b), (c), (e)를 이 디스크 펌프의 특성곡선이라 할 수 있다.

(f)에서는 (e)에서와는 반대로 낮은 회전 속도에서의 축동력 계수가 가장 크다는 결과를 얻었다. 회전 속도가 크면 난류 전단 응력이 커지므로 보다 작은 축동력으로 원하는 유량을 만들 수 있기 때문으로 해석된다.

(g)는 이미 무차원화가 되어 있는 3개의 파라미터의 조합으로 표현되는 효율을 유량 계수(C_Q) 변화에 따라 나타낸 그래프이다. 효율은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\eta = \frac{C_H C_Q}{C_P} \quad (14)$$

같은 유량 계수에 대하여 회전수가 낮을수록 효율이 좋다고 할 수 있다. 그러나 최대 효율은 약 15~17%에 불과하여, 일반적인 임펠러형 원심 펌프의 1/4~1/5 수준이다.

5. 결론

본 연구는 회전하는 두 원반 사이의 유동에 대한 연구 범위를 넓혀 난류 회전유동에 대한 축대칭 해석 가능성을 보였

다. 이는 공학적 견지에서뿐만 아니라 유체 역학적 기본 현상의 해석으로도 흥미롭다. 실제의 디스크 펌프는 입구와 출구에서 설치 효과(installation effect)의 영향을 받아서 3차원 유동을 형성하지만, 본 연구에서는 이를 단순화한 축대칭 경계조건을 부여하였다. 추후 Fig. 2(a)와 같이 유동 입구 정체 점(stagnation point)에서 회전하도록 하는 새로운 경계조건을 사용한다면 정확도가 지금보다 다소 개량된 수치 데이터들을 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

디스크 펌프 회전차 내부의 유동장을 모사하여 유동특성을 파악할 수 있고 설계에 필요한 파라미터를 찾을 수 있었다. 전산유체해석을 이용하여 층류뿐만 아니라 난류에서의 유동특성도 파악할 수 있었다. 전반적으로 본 연구의 대상인 디스크 펌프에서 유량 대비 수두나 효율은 기존의 임펠러형 원심 펌프보다 낮지만 인공심장 등의 바이오 유체기계, 해양 생물 이송용 펌프, 기타 저소음 구동 또는 정밀한 유량을 유지해야 하는 인공위성의 액체 추진제 공급 장치와 같은 정밀기계 등의 특수 용도에 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 2008년도 미래해양기술개발사업의 일환으로 한국해양수산기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구(No. F20811408H140000110) 및 2009년 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 “중저온 이중열원 배열회수 냉동기술 개발” 연구 결과의 일부임.

참고문헌

- (1) 노의근, 2003, 난류론, 2nd ed. 시그마프레스(주), pp. 172~174.
- (2) Johnson, C., 1987, Numerical solution of partial differential equations by the finite element method, Studentlitteratur.
- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) Son, H. J., 1996, Computational Study on the Flow Characteristics of a Boundary-layer Pump Rotor, KAIST Master Thesis.
- (6) Gresho, P. M., Sani, R. L., 2000, Incompressible Flow and the Finite Element Method, Isothermal Laminar Flow, Vol 2, John Wiley and Sons, Ltd.
- (7) Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Nithiarasu, P., 2005, The Finite Element Method for Fluid Dynamics, 6th ed., Elsevier.