

안쪽 축이 회전하는 환형관내 천이유동에 관한 연구

김 영 주, 황 영 규*, 우 남 섭
 성균관대학교 기계공학과 대학원, *성균관대학교 기계공학부

A Study on the Transitional Flows in a Concentric Annulus with Rotating Inner Cylinder

Young-Ju Kim, Young-Kyu Hwang*, Nam-Sub Woo

Graduated School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

(Received July 19, 2002; revision received August 28, 2002)

ABSTRACT: The present experimental and numerical investigations are performed for the characteristics of transitional flow in a concentric annulus with a diameter ratio of 0.52, whose outer cylinder is stationary and inner one rotating. The pressure losses and skin-friction coefficients have been measured for the fully developed flow of water and glycerine-water solution (44%) with the inner cylinder rotating at speed of 0~600 rpm, respectively. The transitional flow has been examined by the measurement of pressure losses to reveal the relation of the Reynolds and Rossby numbers with the skin-friction coefficients. The occurrence of transition has been checked by the gradient changes of pressure losses and skin-friction coefficients with respect to the Reynolds numbers. The increasing rate of skin-friction coefficient due to the rotation is uniform for laminar flow regime, whereas it is suddenly reduced for transitional flow regime and, then, it is gradually declined for turbulent flow regime.

Key words: Transitional flow(천이유동), Concentric annulus(동심환형부), Pressure losses(압력손실), Rotating flow(회전유동), Critical Reynolds number(임계 레이놀즈수)

기 호 설 명

C_f : 관마찰계수	e : 편심 [mm]
$C_{f,R}$: 회전시 표면마찰계수	h : 수두 [mm]
$C_{f,s}$: 비회전시 표면마찰계수	m : 편심도
C_f^* : 정규화된 상대적 표면마찰계수	N : 회전수 [rpm]
D_h : 등가수력직경, $2(R_o - R_i)$	R_i : 안쪽 축 반경 [mm]
dp/dz : 축방향 압력손실 [Pa/m]	R_o : 바깥 실린더 반경 [mm]
	Re : 축방향 유동 레이놀즈수, $Re = \overline{v_z}^{2-n} D_h^n / \nu$
	Re_c : 임계 레이놀즈수
	$Re_{i,t}$: 층류+Taylor 와 영역과 순수층류영역을 구분짓는 레이놀즈수
	Ro : 로스비수, $Ro = 2\overline{v_z} / \omega R_i$
	v_z : 축방향 유동속도 [m/s]

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7437; fax: +82-31-290-5849

E-mail address: ykhwang@yurim.skku.ac.kr

Δz : 탭 사이 거리 [mm]

그리스 문자

η : 반경비, R_i/R_o
 θ : 경사 마노메타의 각도
 μ : 절대점성계수 [Pa·s]
 ρ : 유체밀도 [kg/m³]

상첨자

- : 평균값

하첨자

c : 입계값
 h : 수력

1. 서 론

안쪽 축이 회전하고 바깥쪽 실린더가 고정된 환형부 내에서의 유동은 축회전수가 증가할수록 원심력에 의한 Taylor 와의 발생으로 유동교란이 증진되고 유동장에 많은 영향을 미친다는 것은 처음 Taylor⁽¹⁾에 의해 규명되었으며, 그후 비선형이론을 적용하여 Taylor 수와 안정성관계를 Stuart⁽²⁾와 Diprima⁽³⁾가 밝혔다. 또한, 바깥쪽 축이 회전할 때는 상대적으로 유동이 안정하여 축방향으로의 입계 레이놀즈수(Re_c)는 안쪽 축이 회전할 때의 값보다 크고 압력손실이 적다는 것이 밝혀졌다.⁽⁴⁾ Nakabayashi et al.,⁽⁵⁾ Nouri et al.,⁽⁶⁾ Nouri and Whitelaw⁽⁷⁾는 축방향으로의 입계 레이놀즈수는 회전 레이놀즈(Re_w)수와 편심률이 증가할수록 감소함을 발견하였다.

굴착작업시 직접적인 굴착경비뿐만 아니라 드릴링 유체 및 굴착물의 이송에 필요한 소요동력까지 포함한 전체 굴착소요경비는 굴착경(bore-hole), 굴착 벽면과 드릴링 축간의 간극면적에 비례하기 때문에 굴착경과 간극이 작은 Slim-Hole 굴착기법이 요구된다.⁽⁸⁾

본 연구는 Slim-Hole 굴착작업시 발생하는 헬리컬 유동에 관한 기초적 연구로서 굴착 벽면에서 상대적으로 증대되는 전단응력, 굴착물 및 드릴링 유체의 이송에 필요한 헬리컬 유동형태를 규

명하고자 한다. 이러한 연구결과는 Slim-Hole 굴착시 공내 압력, 벽면 전단응력 등을 적절한 허용범위 내에서 제어하는 데 필수적인 정보들이다.

환형부 내에서의 압력손실은 안쪽 축과 벽면 사이의 간극, 축의 회전속도, 편심비에 의해 크게 영향을 받는다. 특히, 굴착 안전성을 고려하여 1,000 rpm 이하의 적절한 축회전수로 작동되어질 경우 환형부 간극이 비교적 작은 환형부에서의 드릴링 유체유동은 천이영역에서의 헬리컬 유동 특성을 갖는다.

따라서 본 연구에서는 드릴링 유체유동에 대한 모형을 단순화시켜 적용한 안쪽 축이 회전하고 바깥쪽 실린더가 고정된 실험장치를 사용하였다. 작동유체는 뉴턴 유체인 물과 글리세린 수용액을 택하였고, 완전히 발달된 유동장에 대하여 축방향으로의 레이놀즈수 $Re=500\sim 12000$ 인 영역에서 안쪽축이 0~600 rpm으로 회전할 경우의 압력손실값과 마찰계수 등을 측정하였다. 이로부터 유량과 회전수 변화에 따른 유동천이와 함께 환형부내 층류, 천이, 난류영역별 압력손실 특성을 파악하였다.

2. 관련이론

2.1 동심환형부 마찰계수

비회전시 동심환형부내 축방향 평균 속도식은 단위길이당 압력손실 dp/dz 의 항으로 표현하면 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\bar{v}_z = \left(\frac{dp}{dz} \right) \frac{R_o^2}{8\mu} \cdot \left\{ \frac{1-\eta^4}{1-\eta^2} - \frac{1-\eta^2}{\ln\left(\frac{1}{\eta}\right)} \right\} \quad (1)$$

여기서, 반경비 $\eta = R_i/R_o$ 이다.

표면마찰계수의 식으로 표현하면,

$$C_f = \frac{dp}{dz} \cdot \frac{D_h}{2\rho v_z^2} \quad (2)$$

여기서, $D_h = 2(R_o - R_i)$ 이다.

식(1)과 (2)를 연립하면,

$$C_f = \frac{16}{Re} \left\{ \frac{1-\eta^4}{1-\eta^2} - \frac{1-\eta^2}{\ln\left(\frac{1}{\eta}\right)} \right\} (1-\eta)^2 \quad (3)$$

위 식에서 본 연구에 관련된 변수들은 $D_h=18.4 \times 10^{-3} \text{ m}$, $R_o=19.2 \times 10^{-3} \text{ m}$, $\eta=0.52$.

동심환형부의 경우,

$$C_f = \frac{23.8}{Re} \quad (4)$$

2.2 편심환형부내 이론적 마찰계수

비회전 편심환형부내 이론적 마찰계수값은 Yamada and Watanabe⁽¹⁰⁾가 제시한 것으로서 편심비에 관한 이론식을 마찰계수식에 대입하여 다음과 같이 나타내었다.

$$C_f = \frac{23.8}{Re \left(1 + \frac{3}{2} m^2 \right)} \quad (5)$$

여기서, 편심도 $m = e / (R_o - R_i)$ 로 나타낸다.

2.3 실험적 표면마찰계수

실험적 표면마찰계수값은 임의의 두 지점에서 측정된 수두값을 식(6)에 대입하여 단위길이당 압력손실을 구한 후 마찰계수식(2)에 대입하여 구한다.

$$\frac{dp}{dz} = \frac{gh \sin \theta (\rho_{ccl_1} - \rho)}{\Delta z} \quad (6)$$

여기서, ρ , ρ_{ccl_1} , θ , h , Δz 는 각각 유체의 밀도, 사업화탄소의 밀도, 마노메타의 각도, 마노메타의 수두차, 차압을 측정한 탭 사이 거리다.

3. 실험 및 수치해석방법

3.1 실험방법

바깥쪽 실린더는 직경이 38.4 mm인 구리(황동) 파이프를 사용하였고, 안쪽 축은 회전부와 고정부로 구성되어 있으며 개략적인 실험장치를 Fig. 1에 도시하였다. 회전부는 직경이 20 mm인 스테인레스 강재 연마봉을 사용하고 비회전부는 축방향으로 유동을 완전히 발달시키기 위해 시험부

(test section)로부터 하단부의 회전하지 않는 축의 길이를 2.32 m(116 D_h)로 직경이 20 mm인 스테인레스 파이프 안에 직경 17 mm인 스테인레스 강재 연마봉을 삽입하였다. 길이가 1.5 m인 회전축과 고정축 안에 들어가는 회전부를 커플링으로 연결하였고, 축의 회전에 의한 진동과 편심을 막기 위해 회전하지 않는 파이프의 하단부분과 중간부분, 상단부의 회전축과 연결되는 부분 등 3곳에 커넥터를 설치하였다. 회전축이 회전할 때 생기는 편심도는 $\pm 0.1 \text{ mm}$ 이내이며 차압을 측정하기 위해 시험부의 길이방향으로 0.1 m 간격으로 2개의 압력 탭을 설치하였으며 가시화 실험을 하기 위한 0.6 m의 간격을 아래방향으로 두고 0.1 m 간격으로 2개의 압력 탭을 설치하였다.⁽¹¹⁾ 또한 실험장치 윗부분에 부압이 발생하는 것을 방지하기 위해서 직경이 60 mm인 고압호수를 사용하였다. 80 L의 용적을 가지는 수조로부터 작동 유체를 공급하는 마그네틱 펌프는 온양정 9 m일 때 최대 80 LPM(L/min)의 용량을 갖고, 펌프와 유량계 사이의 압력을 일정하게 유지하기 위해서 서지탱크를 설치하였다. 안쪽 축은 1,500 rpm까지 회전이 가능한 모터(A.C. motor)를 사용하여 회전시키고, 회전수는 근접 스위치와 연결된 회전속도계(tachometer)를 통하여 알 수 있으며, 모터의 회전수는 인버터(inverter)에서 제어한다. 유량

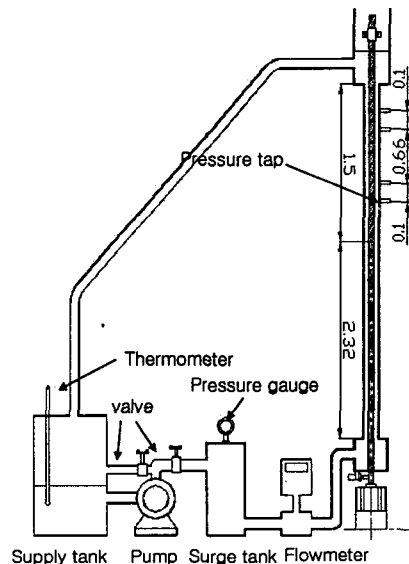


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

은 6~60 LPM의 측정범위를 갖고 정확도가 0.5% 이내로 보정된 마그네틱 유량계를 사용하여 측정하였다. 작동유체의 온도는 디지털 멀티미터를 사용하여 측정하였다.

3.2 수치해석

본 연구에서는 3차원, 비압축성 유체에 대하여 수치해석을 수행하였고 지배방정식은 다음과 같은 연속방정식과 운동량방정식을 사용하였다.

$$\nabla \cdot u = 0 \tag{7}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u(\nabla \cdot u) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 u \tag{8}$$

윗 식에서 u, ρ, ν, p 는 각각 유체의 속도, 밀도, 동점성계수, 압력을 나타낸다.

위 지배방정식은 수학적으로 이산화하기가 편리하고 수렴성이 좋은 유체 유동장 해석에 많이 사용되는 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용하였다. 대류항의 이산화는 1계 상류도식(Upwind Differencing Scheme)을 사용하였다. 본 논문에서 환형관 유동장의 해석에 사용된 격자계를 Fig. 2에 간단히 도시하였다. 축방향으로 200개의 격자점을 반경방향과 회전방향에 대해서는 똑같이 11개씩의 격자점을 주었고, 특히 반경방향은 양쪽 벽면으로 조밀하게 주었다.⁽¹²⁾

본 연구에서는 기존의 물을 이용한 실험조건과 동일한 조건에 대하여 수치해석을 수행하였다. 회전수를 변화시키면서 압력손실값과 속도장을 계산하였다. 수치해석시 경계조건은 입구유동은 유체가 축방향과 평행하게 유입하도록 가정하였고, 출구는 일정압력조건을 주었다.

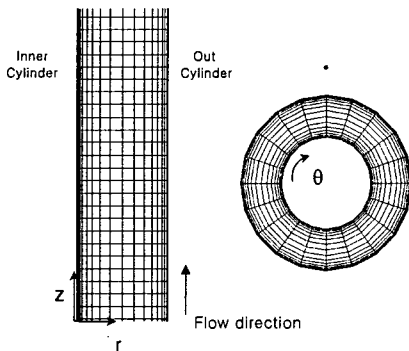


Fig. 2 Computational grid.

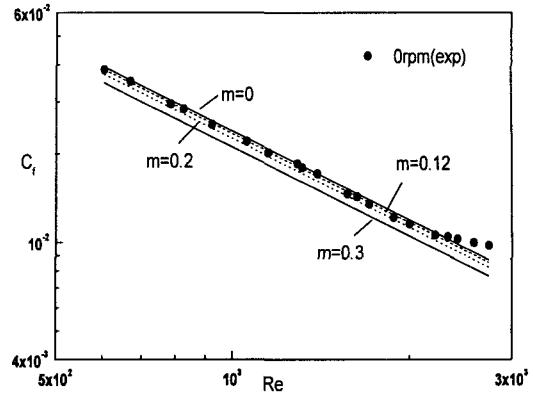


Fig. 3 Skin friction coefficient of glycerine-water solution (44%) as a function of Re at 0 rpm.

3.3 편심도 확인

실험장치의 환형부 조립시 동심을 이루도록 하였으나, 실제 축회전이 없는 환형부에서 정확한 편심도를 알 수 없기 때문에 식(5)에 편심을 변화시켜 구한 이론 표면마찰계수를 실험을 통하여 얻은 실제 표면마찰계수와 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. 작동유체가 물일 때는 층류영역인 $Re_c < 2300$ 에서의 표면마찰계수는 동심인 경우의 이론식(4)에 평균 2.3%의 오차를 가진다. 글리세린 수용액(44%)일 때는 편심도 $m=0.12$ 를 식(5)에 대입한 다음 식에 관하여

$$C_f = \frac{23.2}{Re} \tag{9}$$

1% 이내 오차를 가짐을 확인하였다.⁽¹³⁾

또한, Fig. 3로부터 회전축이 편심됨에 따라 마찰계수가 감소함을 알 수 있다. 그러므로 물과 글리세린 수용액(44%) 실험시 장치 재조립에 의하여 다소 변동이 있었지만 환형부에서의 편심도는 $m \leq 0.12$ 이다.

4. 실험 및 수치해석결과

4.1 압력손실 및 유동특성

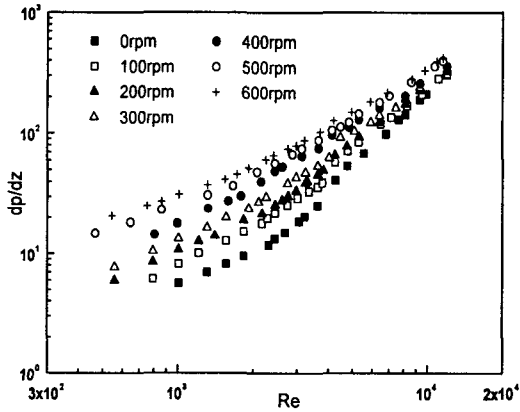
내경 38.4 mm인 바깥 실린더는 고정되어 있고, 축경 20 mm인 안쪽 축이 $N=0\sim 600$ rpm으로 회

전하는 직경비 0.52, 편심도 0.12 이내인 환형부에서 물이 축방향 유량 0~60LPM을 가질 때($500 \leq Re \leq 12000$) 압력손실을 측정하여 레이놀즈수에 대한 압력손실구배 관계를 Fig. 4(a)에 표면마찰계수와의 관계를 Fig. 4(b)에 나타내었다.

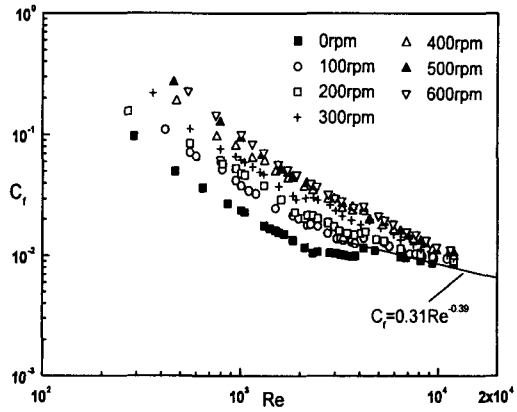
작동유체가 물이기 때문에 저레이놀즈수의 층류영역에서는 압력손실이 작아 정확한 측정이 매우 어렵다. 그러나 글리세린 수용액(44%)의 경우, 점도가 물보다 4배 이상 커서 압력손실 측정이 비교적 용이하다. 그러므로 작동유체를 글리세린 수용액(44%)으로 바꾸어 $500 \leq Re \leq 5000$ 인 범위에서 실험하였으며, 레이놀즈수에 대한 압력손실구배 관계를 Fig. 5(a)에 표면마찰계수와의 관계

Table 1 Variation of Re_c with respect to N and Ro

N (rpm)	Water		Glycerine-water solution (44%)	
	Ro	Re_c	Ro	Re_c
0	∞	2300	∞	2300
100	1.83	2170	8.21	2200
200	0.89	2100	4.01	2130
300	0.53	1900	2.26	2050
400	0.37	1736	1.62	1917
500	0.27	1597	1.25	1758
600	0.21	1500	0.99	1630

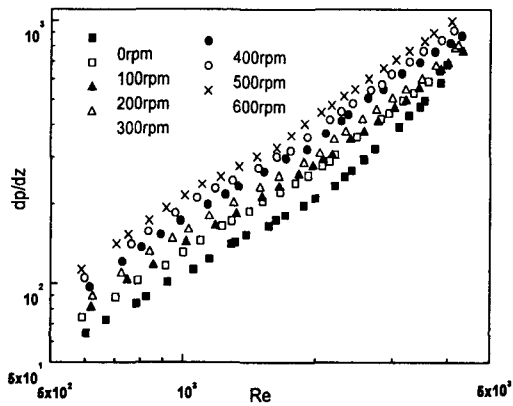


(a)

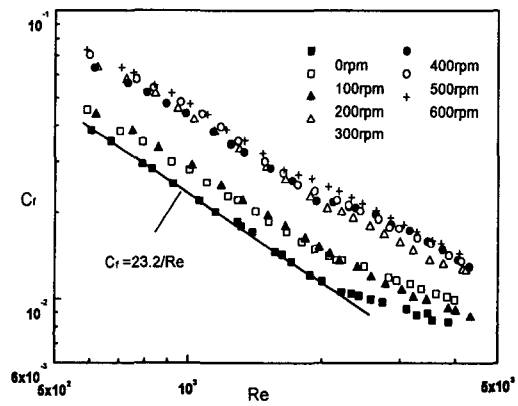


(b)

Fig. 4 Pressure loss and skin friction coefficient of water as a function of Re for $0 \leq N \leq 600$ rpm.



(a)



(b)

Fig. 5 Pressure loss and skin friction coefficient of glycerine-water as a function of Re for $0 \leq N \leq 600$ rpm.

를 Fig. 5(b)에 나타내었다.

본 연구에서는 축회전이 압력손실에 미치는 영향을 알아보기 위하여 축방향 유동에 대한 회전 유동의 영향을 나타내는 무차원수인 로스비수를 고려하였다. 동일 축회전수 일지라도 로스비수의 영향으로 글리세린 수용액의 임계 레이놀즈수는 물의 임계 레이놀즈수 값보다 다소 큰 값을 가짐을 확인할 수 있었다(Table 1 참조). 실험결과는 유동영역별로 구분하여 다음 부분에 기술하였다.

4.2 층류영역

고려대상이 되는 층류영역은 $Re < Re_c$ 인 경우에 국한하였다 (Re_c 는 축회전수 증가에 따라 Table 1과 같이 감소한다). 압력손실에 관한 물 및 글리세린 수용액(44%)의 실험결과로부터 층류영역에서 레이놀즈수 변화에 따른 압력손실 및 표면마찰계수의 구배는 축회전수 200 rpm까지는 회전수에 관계없이 거의 같으나, 300 rpm 이상에서는 회전수가 증가할수록 그 기울기가 급해진다(Figs. 4, 5 참조).

축회전이 마찰손실에 미치는 영향을 살피고자 비회전인 경우의 표면마찰계수 ($C_{f,s}$)와 축회전이 있는 경우의 표면마찰계수 ($C_{f,R}$)를 다음 식을 이용하여 비교하였다.

$$C_f^* = [(C_{f,R} - C_{f,s}) / C_{f,R}] \quad (10)$$

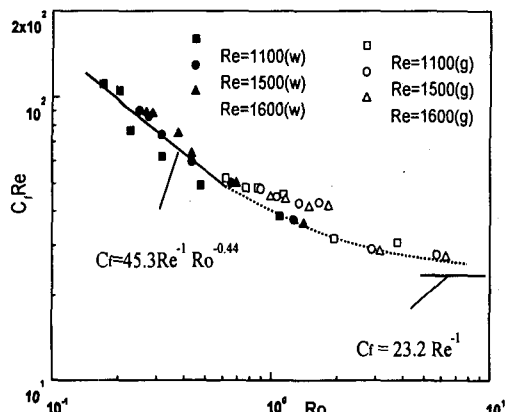


Fig. 6 Relation of $C_f Re$ with Ro for lamimar flow in water and glycerine-water solution.

위 식을 정규화된 상대적 표면마찰계수로 사용하여 작동유체가 물인 경우 Fig. 4(b)의 결과를 Fig. 9와 같이 재정리하여 보면, 축회전수가 100~600 rpm으로 증가함에 따라 층류 구간에서 C_f^* 의 평균 증가율은 40~76%로 변화하게 된다. 반면에, 글리세린 수용액의 경우는 축회전수가 100~600 rpm으로 증가할 때 C_f^* 의 평균값은 3~50% 정도 증가하여 물의 경우에 비해 마찰손실에 대한 축회전수의 영향이 낮게 나타난다. 그 이유는 글리세린 수용액의 로스비수가 물의 경우보다 큰 $Ro \geq 0.6$ 인 영역이기 때문이다(Fig. 6 참조 : Fig. 6에서의 w 는 작동유체가 물이고, g 는 글리세린 수용액(44%)을 뜻한다).

글리세린 수용액의 경우 층류영역에서 레이놀즈수가 증가함에 따른 압력손실구배의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 특정 $Re_{l,t}$ 에서 압력손실구배가 변화하는 특성을 알 수 있으며 선행연구자들은 특정한 레이놀즈수 영역에서는 층류+Taylor 와가 존재함을 관찰하였다.⁽⁶⁾

본 실험을 통하여 층류+Taylor 와가 $0 \leq Re \leq Re_{l,t}$ 인 영역에서 존재하며 이 $Re_{l,t}$ 의 값은 회전수 증가하고 로스비수가 감소할수록 커짐을 Table 2에서와 같이 확인하였다. 축방향 유동 증가에 따라 $Re > Re_{l,t}$ 이면 Taylor 와의 영향이 거의 무시되는 층류유동이다. 작동유체가 물인 경우 Table 2에서는 층류+Taylor 와의 데이터를 제시하지 않았는데 그 이유는 점도가 작으므로

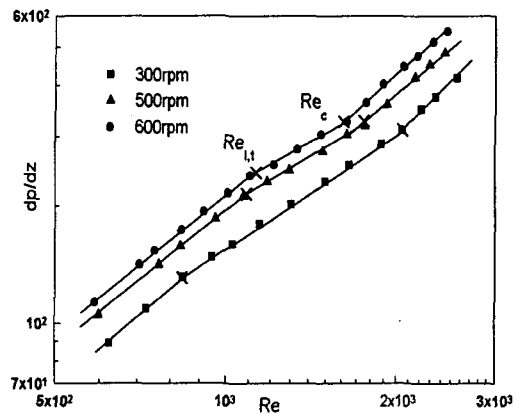


Fig. 7 Pressure loss of glycerine-water solution (44%) as a function of Re at $N=300, 500$ and 600 rpm.

Table 2 Variation of $Re_{l,t}$ of glycerine-water solution (44%) with respect to N and Ro

N (rpm)	Ro	$Re_{l,t}$
300	0.93	840
400	0.86	980
500	0.76	1075
600	0.68	1140

압력손실 측정상의 난이점이 있기 때문이다.

층류영역에서 레이놀즈수를 변화시켜 가면서 얻은 로스비수와 $C_f Re$ 의 관계를 Fig. 6에 나타내었다. 이 그림으로부터 Ro , $C_f Re$ 의 관계는 $Ro \leq 0.8$ 인 경우 다음 식으로 표현되며,

$$C_f Re = 45.3Ro^{-0.44} \quad (11)$$

실험치는 평균 오차 $\pm 18\%$ 로 표현될 수 있으며 로스비수가 무한히 커지는 경우 점근적으로 비회전시의 마찰계수값에 관한 식(9)에 일치하는 경향을 갖는다.

4.3 천이영역

작동유체가 각각 물과 글리세린 수용액인 경우에 대하여 임계 레이놀즈수를 Table 1에 나타내었다. 이로부터 천이점인 임계 레이놀즈수는 Fig.

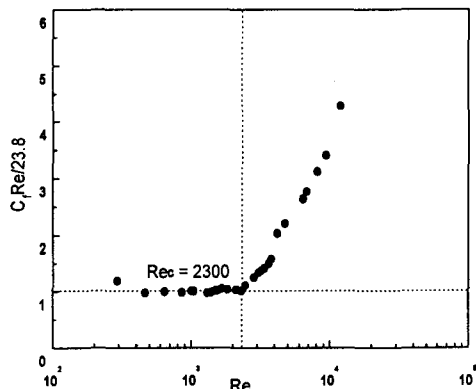


Fig. 8 Variation of $C_f Re/23.8$ of water with Re at 0 rpm.

7에서와 같이 축회전수가 증가함에 따라 작아지며, 반면에 로스비수가 증가할수록(즉, 회전 레이놀즈수가 감소) 임계 레이놀즈수는 감소한다.

비회전시 물의 실험 표면마찰계수에 대한 이론식(4)와의 비를 나타낸 Fig. 8는 층류영역에서는 거의 1의 값을 갖는다. 유동이 층류에서 천이로 바뀌게 되면 $C_f Re/23.8$ 값이 1보다 커지게 되고 $Re_c=2300$ 에서 천이가 발생하는 것을 알 수 있다.

축회전 임계 레이놀즈가 표면마찰계수에 미치는 영향을 나타내기 위하여 식(10)로 정의된 C_f^* 를 사용하여 $Re < Re_c$ 인 층류유동에서는 Fig. 9에서와 같이 C_f^* 가 일정하지만 난류로 바뀌어 $Re \approx Re_c$ 인 천이영역에서는 C_f^* 가 증가하다가 $Re \gg Re_c$ 이면 감소하는 경향이 있다. 그러나 $N=600$ rpm인 경우와 같이 회전수가 높아질수록 Taylor 와로 인해 이러한 경향은 모호하게 된다. 축회전의 영향에 의해 나타난 표면마찰계수 증가분 ($C_{f,R} - C_{f,s}$)의 C_f^* 에 대한 점유비율은 40%로 나타난다.

4.4 난류영역

난류영역에서는 Fig. 4(b)에서 $Re \geq 9000$ 인 경우, 실험에 의한 표면마찰계수는 다음 상관식으로 표현될 수 있었다.

$$C_f = 0.31Re^{-0.39} \quad (12)$$

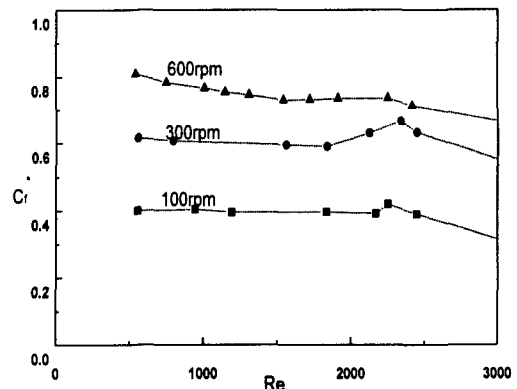


Fig. 9 Normalized relative skin friction coefficient C_f^* of water with Re at $N=100$, 300, and 600 rpm.

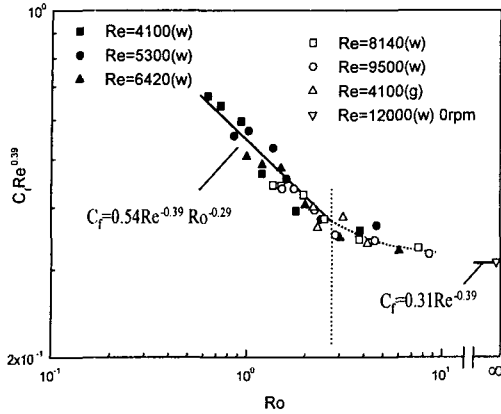


Fig. 10 Relation of $C_f Re^{0.39}$ with Ro for turbulent flow in water and glycerine-water solution (44%).

유동이 임계 레이놀즈수 부근에서는 저레이놀즈수의 난류이므로 상관식의 표면마찰계수값은 실험치와 차이를 보이지만, 레이놀즈수가 증가할수록 상관식(12)에 근접해 감을 볼 수 있다. 또한, Nouri et al.⁽⁶⁾이 제시한 상관식

$$C_f = 0.36Re^{-0.39} \quad (13)$$

과 비교하면, 본 실험에서 사용한 관의 재질과 환형부의 반경비($\eta=0.5$)의 차이를 감안할 때 실질 데이터에 거의 일치함을 확인할 수 있었다.

난류영역에서 유량과 축회전수를 변화시켜 가면서 얻은 압력손실에 관한 실험자료로부터 축회전이 표면마찰계수에 미치는 영향을 Fig. 10에

Ro 와 $C_f Re^{0.39}$ 관계로 나타냈다.

이 결과로부터 $Ro \leq 3$ 인 경우 다음 식으로 표현되며,

$$C_f Re^{0.39} = 0.54Ro^{-0.29} \quad (14)$$

실험치는 평균 오차 $\pm 10\%$ 로 표현될 수 있으며 로스비수가 무한히 커져 비회전 유동에 접근할 경우, $Re=12000(0 \text{ rpm})$ 일 때 상관식(12)에 수렴된다.⁽¹³⁾

4.5 수치해석결과

내경이 38.4 mm인 바깥쪽 실린더는 고정되어 있고, 직경이 20 mm인 안쪽 축이 $N=0\sim 600$ rpm으로 회전하는 환형관 내에서 물을 작동유체로 하여 층류영역인 $500 < Re < 2500$ 구간에서의 속도 및 압력분포를 Fig. 11에 나타내었으며, 300 rpm으로 회전하고 레이놀즈수가 1006일 경우 축방향 유동이 완전히 발달된 환형관의 중간부분 z 단면에서 속도벡터 및 압력장을 나타낸 그림이다. Fig. 11(a)는 $r-\theta$ 평면에서 속도분포를 나타내었으며 안쪽 축이 회전하므로 속도벡터는 안쪽에서 최대 (0.3 m/s)가 되고 바깥쪽으로 갈수록 작아짐을 알 수 있다. 압력장은 바깥쪽으로 갈수록 증가함을 Fig. 11(b)에서 알 수 있다.

축방향 유동이 존재하고 회전수가 100, 300 rpm인 $r-z$ 평면에서의 유동장을 Fig. 12에 나타내었다. 이는 실험 가시화를 통하여 확인한 유동형태와 동일한 형태를 보임을 알 수 있다. 즉, 한 쌍

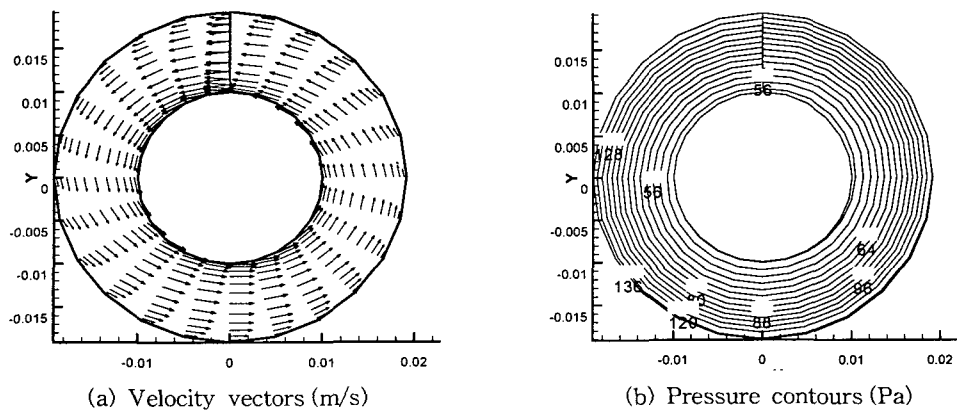


Fig. 11 Flow characteristics at 300 rpm.

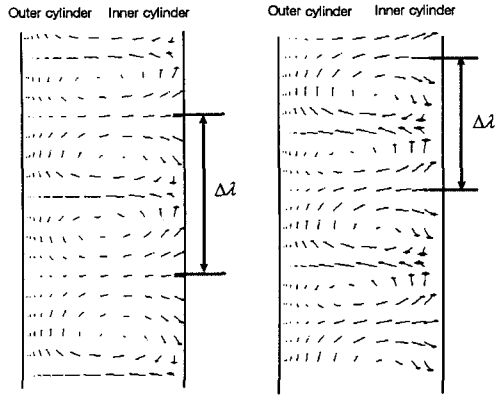


Fig. 12 Resultant velocity vectors of the flow used for particle tracking studies; note location of vortex.

의 Taylor 와가 서로 반대 방향으로 회전하는 것을 볼 수 있으며 동일한 유량에서 회전수가 증가할수록 파장은 작아짐을 확인하였고 이는 실험 가시화에서도 동일한 경향을 보인다. 100 rpm의 경우에는 레이놀즈수가 40까지, 300 rpm의 경우에는 회전의 영향이 크기 때문에 레이놀즈수 128에서도 파장이 형성된다. 안쪽 축이 회전할 때 Taylor 와는 원심력의 작용으로 발생하므로 Taylor 와의 발달은 압력손실과 마찰계수값을 증가시키는 요인으로 작용한다. 회전시 축방향 레이놀즈수가 증가함에 따라 실험과 수치해석 모두 압력손실이 증가하는 경향을 보인다. 물에 대해 압력손실값을 실험을 통하여 측정하여 마찰계수값으로 계산하여 수치해석으로 구한 결과값의 차이를 Figs. 13~16에 나타내었다.

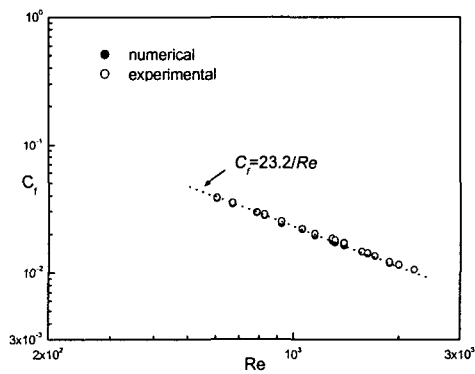


Fig. 13 Skin friction coefficients glycerine-water solution (44%) as a function of Re at 0 rpm.

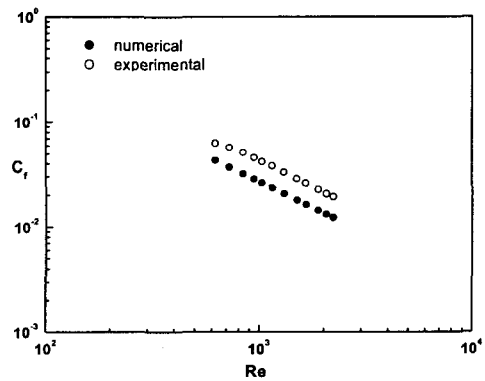


Fig. 15 Skin friction coefficients glycerine-water solution (44%) as a function of Re at 300 rpm.

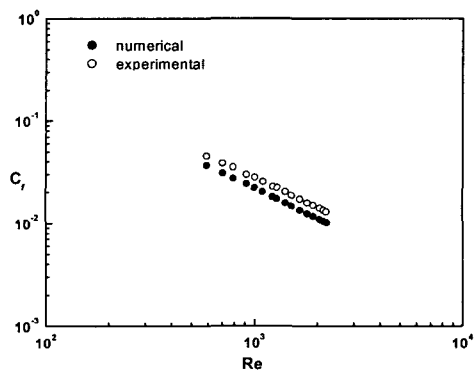


Fig. 14 Skin friction coefficients glycerine-water solution (44%) as a function of Re at 100 rpm.

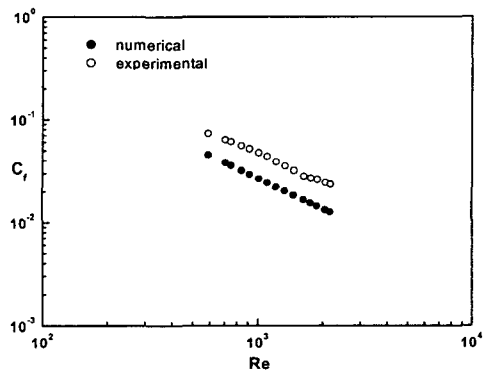


Fig. 16 Skin friction coefficients glycerine-water solution (44%) as a function of Re at 600 rpm.

글리세린 수용액의 표면마찰계수값을 비회전시 이론값과 실험값을 비교해 보면 층류영역에서 거의 일치하는 경향을 Fig. 13에서 볼 수 있으며, 식(9)의 이론값 및 수치해석값이 잘 일치하는 경향을 볼 수 있다. Figs. 14~16에서 회전수가 증가함에 따라 이론값과 실험값의 표면마찰계수 차는 점점 증가함을 볼 수 있다.

층류영역인 레이놀즈수 500 이하에서는 유량제어가 힘들어 실험상으로는 측정하기가 곤란하였지만 수치해석상으로는 이 문제를 해결할 수 있었다. 회전수를 증가시키면 Figs. 14~16의 마찰계수값이 증가하는 경향을 볼 수 있으며 해석값과 실험값의 오차도 증가함을 볼 수 있다. 이는 층류영역에서 회전수가 증가함에 따라 진동, 편심 등의 실험적 오차가 증가하는 영향 때문인 것으로 사료된다.

5. 결 론

본 연구에서는 반경비 0.52일 때 축회전수, 유량, 작동유체 등의 변화에 따른 압력손실 및 표면마찰계수 변화 특성을 살펴보았다.

(1) 축회전수 증가에 따라 압력손실값이 증가하지만, 그 증가폭은 천이 및 난류영역에서는 레이놀즈수가 증가할수록 감소한다. 또한, 임계 레이놀즈수의 값은 축회전수 증가와 로스비수의 감소에 따라 작아진다.

(2) 레이놀즈수 $0 < Re < Re_{l,t}$ 영역에서 압력손실구배가 순수층류에 비해 상대적으로 큰 층류+Taylor 와의 구간이 글리세린 수용액을 사용한 실험을 통하여 분명히 존재함을 확인하였다. 이는 저레이놀즈수의 층류에서 축회전에 의한 와가 유동특성에 중요한 영향을 미침을 의미한다.

(3) 안쪽 축이 회전하는 환형관내 원심력의 작용으로 발생한 Taylor 와로 인한 유동교란의 증진은 표면마찰계수의 증가와 더불어 임계 레이놀즈수를 더욱 작아지게 한다. 그리고 전체 압력손실 중 축회전의 영향이 차지하는 비율 증가폭은 층류영역에서는 거의 일정하며, 난류영역에서는 천이점 이후 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다.

(4) 층류영역의 표면마찰계수와 레이놀즈수 및 로스비수의 관계에서 $Ro \leq 0.8$ 일 때는 상관식(11)로 나타나지만, 로스비수가 증가함에 따라 $C_f Re$ 의 기울기가 점점적으로 감소하여 비회전의 이론

식에 접근한다(Fig. 9 참조). 한편 난류영역에서의 표면마찰계수와 레이놀즈수 및 로스비수의 관계는 $Ro \leq 3$ 인 경우 상관식(14)로 표현된 후, 로스비수가 증가할수록 점점적으로 감소하여 비회전시 ($Ro \rightarrow \infty$)의 식(13)에 수렴된다.

(5) 층류와 난류영역의 표면마찰계수에 관한 상관식에서 로스비수의 지수가 0.44, 0.29이므로 난류영역에서는 축회전이 압력손실에 미치는 영향이 상대적으로 약하다는 것을 알 수 있다.

(6) 수치해석과 실험에서 회전수가 증가하면 압력손실도 증가하는 경향을 알 수 있다. 따라서 회전수를 증가시키면서 실험에서 얻은 압력손실값을 표면마찰계수값으로 바꾸어 이론으로 얻은 값과 비교한 결과 층류영역에서 회전수가 증가할수록 이론값과 수치해석값의 차이가 증가함은 진동, 편심 등의 실험적 오차임을 확인하였다.

후 기

본 논문은 에너지관리공단의 지원하에 자원기술 학술진흥사업비에 의해 수행되었으며 관계자분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Taylor, G. I., 1923, Stability of a viscous fluid contained between two rotating cylinder, *Phil. Trans. A*, Vol. 223, pp. 28-343.
2. Stuart, J. T., 1958, On the nonlinear mechanics of hydrodynamic stability, *J. Fluid Mech.*, Vol. 4, pp. 1-22.
3. Diprima, R. C., 1960, The stability of a viscous fluid between rotating cylinders with an axial flow, *J. of Fluid Mech.*, Vol. 366, pp. 621-631.
4. Yamada, Y., 1962, Resistance of a flow through an annulus with an inner rotating cylinder, *Bull. JSME*, Vol. 5, No. 18, pp. 302-310.
5. Nakabayashi, K., Yamada, Y. and Seo, K., 1974, Rotational and axial through the gap between eccentric cylinders of which the outer one rotates, *Bull. JSME*, Vol. 17, No. 114, pp. 564-571.
6. Nouri, J. M., Umr, H. and Whitelaw, J. H.,

- 1993, Flow of Newtonian and non-Newtonian fluids in concentric and eccentric annuli, J. Fluid Mech., Vol. 253, pp. 617-641.
7. Nouri, J. M. and Whitelaw, J. H., 1994, Flow of Newtonian and non-Newtonian fluids in concentric annulus with rotation of the inner cylinder, J. Fluids Eng., Vol. 116, pp. 821-827.
 8. Delwiche, R. A., Stratabit, D. B. and Lejeune, M. W. D., 1992, Slimhole drilling hydraulics, SPE 24596, 67th Annual Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers, Washington, DC., pp. 527-541.
 9. Becker, K. M. and Kaye, J., 1962, Measurements of diabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder, J. of Heat transfer, Vol. 84, pp. 97-105.
 10. Yamada. Y. and Watanabe. S.. 1973. Frictional moment and pressure drop of the flow through co-axial cylinders with an outer rotating cylinder, Bull. JSME, Vol. 16, No. 93, pp. 551-559.
 11. Kim, Y. J. and Hwang, Y. K., 2002, A Study on the Non-Newtonian Fluids in a Concentric Annulus with Rotating of the Inner Cylinder, J. Of Mineral and Energy Resources, Vol. 39, No. 2.
 12. Hwnag, J. Y and Yang, K. S., 2001, Numerical Study of Wavy Taylor-Couette flow(I), J. of KSME. B, Vol. 25, No. 5, pp. 697-704.
 13. Hwang, Y. K. and Kim, Y. J., 2000, A Experimental Study on the Helical Flow in a Concentric Annulus with Rotating of the Inner Cylinder, J. of KSME. B, Vol. 24., No. 5, pp. 822-833.