

# 난류발생기를 가지는 원형 파이프내에서의 마찰저감 및 열전달율에 관한 실험적 연구

김 성 수, 조 성 환\*, 윤 석 만\*

전주대학교 대학원, 전주대학교 기계자동차공학과\*, 한국지역난방공사 기술연구소\*

## Experimental Study on the Drag Reduction & Heat Transfer Ratio in the Circular Pipe with Swirl Generater

Seong-Su Kim, Sung-Hwan Cho\*, Seok-Mann Yoon\*

Graduate School, Jeonju University, Korea

\* Department of Mechanical and Automotive Engineering, Jeonju University, Korea

\*District Heating Technology Research Institute, Korea District Heating Corporation, Korea

**ABSTRACT:** Total lengths of domestic pipe network for district heating system are above about 2,500Km. A lots of pumping power for heat transportation through long pipe are required by the flow friction of pipe surface. Until now there have been considered about various methods to reduce the flow friction for district heating system such as using surfactants and turbulence promoters by swirl flow and baffles etc..

At this study, swirl flow generator was tested about the possibility to increase the heat transfer ratio at the heat exchanger in the case which the suppling water temperature increased from 50°C until 120°C.

Experimental results showed that the heat transfer ratio increased and also pressure increase ratio increased simultaneously in the case which swirl flow generator installed. The amount of the increasing ratio for heat transfer and pressure were reached until 4.33% and 11% at the case of 120°C suppling temperature which domestic district heating system were using.

**Key words:** Heat Transfer augmentation(열전달 증진), Drag reduction(압력강하), Swirl generator(난류발생기)

### 기 호 설 명

$T$  : 온도[°C]

$P$  : 압력 [kgf/cm<sup>2</sup>]

$P.R$ : 압력 상승 비율 [%]

$Q.R$ : 열전달률 향상 비율 [%]

$C_p$  : 정압비열 [kJ/kg · K]

$\dot{m}$  : 유량 [lpm]

$p$  : screw의 피치 [mm]

$t$  : screw의 두께 [mm]

$d_o$  : screw의 외경 [mm]

† Corresponding author

Tel.: +82-63-220-2663; fax: +82-63-220-2056

E-mail address: shcho@jj.ac.kr

$d_i$  : screw의 지지봉의 외경[mm]  
 $\Delta$  : 차이

### 하첨자

$c$  : 저온 유체  
 $h$  : 고온 유체  
 $o$  : 출구  
 $i$  : 입구  
 $s$  : 난류 발생기가 있는 경우  
 $n$  : 난류 발생기가 없는 경우

## 1. 서론

최근 에너지 가격의 급등으로 에너지에 대한 관심이 증폭되고 있으며, 소비에 비해 적절한 공급이 이루어지지 않아 심각한 부족현상을 겪고 있다. 에너지 수요가 급증하면서 이에 따른 환경 오염 문제도 발생하고 있다. 집단에너지 사업은 효율적인 에너지 이용과 환경 친화적인 시설로서 에너지의 효율 측면에서 매우 효과적인 사업으로 알려져 있다.

현재 집단에너지 사업의 대표적인 지역난방 시스템은 지역난방공사의 배관망만하더라도 약 2,500km에 이르고 있다. 이러한 장거리 배관망을 통한 열수송에서는 마찰저항으로 인해 많은 펌프동력이 필요하게 된다. 효율적인 장거리 열수송을 위한

연구로서 대표적인 방법 중 하나는 마찰저감을 투입하는 것이다. 이러한 마찰저감제는 파이프 내 표면의 마찰 저항을 감소시킴으로서 유체의 유동을 향상시키게 되는 것이다.<sup>(1-3)</sup>

유체의 관내 마찰저항 저감효과는 탐스효과(Toms Effect)라는 현상으로 알려져 있다. 탐스효과는 난류의 층류화 현상에 의하여 일어나는 것으로, 사슬모양의 고분자 물질을 적용하는 경우 고분자 물질이 코일모양으로 변형되거나 서로 연결됨으로써 실모양으로 전환되게 된다. 이때 이들이 난류영역에서 발생하는 유체의 유동변형을 억제하는 효과에 의해 관내 마찰이 저감되는 것이다. 그러나 유체의 마찰저감은 필연적으로 열교환기에서의 열전달 저감을 동반하기 때문에 열전달량이 감소하게 되는 원인이 된다.<sup>(4)</sup>

이러한 열전달 저감으로 인한 손실을 줄이고 열교환기에서의 열전달을 증가 시키고자 다양한 방법들이 검토되고 있다. 이러한 방법 중에는 선회유동(swirl flow) 발생장치, 파형 덕트(corrugate ducts), 리브(ribs), 배플(baffles)와 같은 난류발생장치(turbulence promoters)를 설치하는 것이 있다.<sup>(5)</sup>

본 연구에서는 장거리 열수송에서 중요한 인자 중 하나인 열교환기의 열전달을 증가시키기 위한 방법으로 고온(50℃~120℃)의 유체가 흐르는 관내에서 난류발생기(swirl generator)를 설치할 경우 어느 정도 효과를 가질 수 있는지를 평가하기 위해 실험적 연구를 수행하였다.

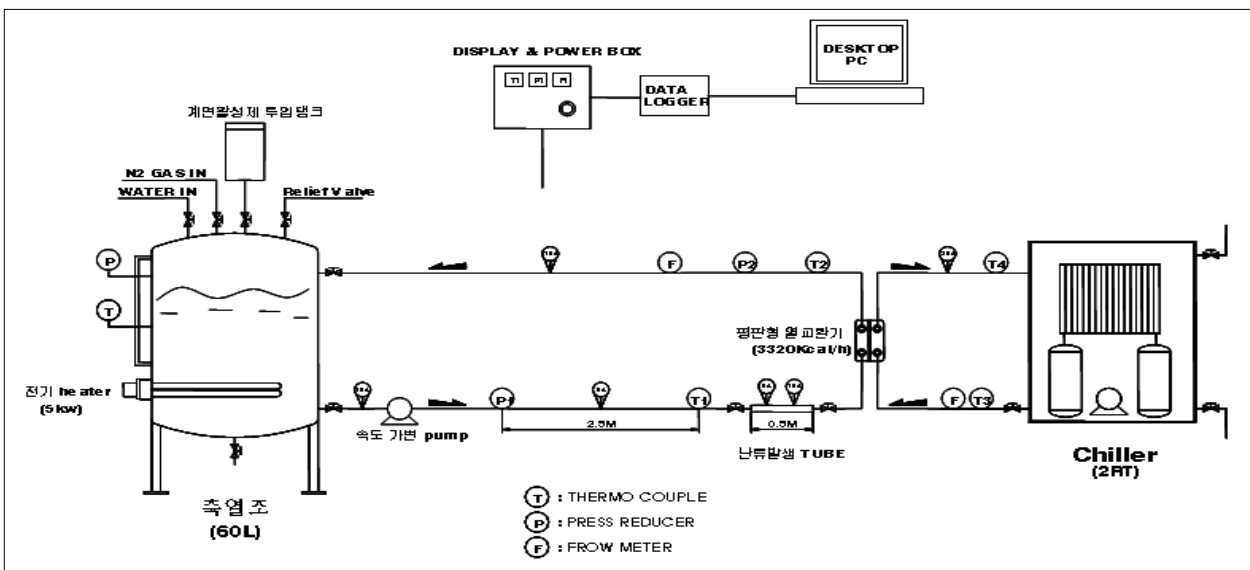


Fig. 1 실험장치 개략도

## 2. 실험장치의 구성 및 성능 평가방법

### 2.1 실험장치의 구성

본 연구에서는 지역난방 시스템에서의 장거리 열수송을 모사하기 위해 실험 장치를 제작하였다. 지역난방 시스템은 대형 축열조로부터 약 120℃의 고온수가 배관망을 통해 수용가로 공급된다. 이때 수용가로의 열공급은 열교환기를 통해 이루어진다.



Fig. 2 실험장치가 설치된 실험실 전경

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험장치를 간략하게 나타낸 개략도이며, Fig. 2는 실험장치가 설치된 실험실의 전경이다. 그림에서 보면 축열조 부분은 지역난방 시스템에서의 대형 축열조를, Chiller 부분은 수용가에서의 열부하를 모사한 것이다. 축열조의 고온수는 펌프를 사용하여 순환시키고, 냉각기에서 공급된 저온수와 열교환기에서 열교환이 이루어지도록 구성되어있다. 고온수 측의 배관에서 열교환기로 들어가기 직전에 난류발생장치를 설치하는 것에 따라 열교환기에서의 열전달 효과와 압력 강하가 어느 정도인지를 평가 하는 것이다. 본 연구에서 사용된 장치들의 세부 사양은 Table 1에서 보는 바와 같다.

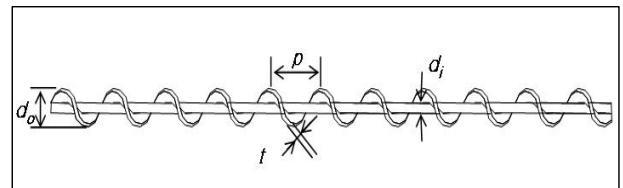
축열조부분에서는 5kW로 물을 가열할 수 있는 전기식 가열장치를 사용하여 최대 용량 60L의 물을 수용할 수 있도록 제작되었다. 또한, 이 축열조는 최고 온도 140℃까지 설정하여 사용할 수 있고, 최대압력 20bar까지의 고압에서도 사용해도 문제없도록 특수 제작되었다. 고온수의 온도를 원하는 온도로 유지할 수 있도록 ±0.5℃의 편차를 가지는 on-off 컨트롤러를 사용하였다.

Table. 1 실험 장치의 주요 구성 장치의 사양

구성 장치	사양
Heater	용량: 60L 사용전력: 5kW 최대 허용온도: 140℃ 최대 허용 압력: 20bar
Chiller	냉동성능: 4000~5000 kcal/h 냉각 탱크용량: 30L 순환펌프: 1/2HP
난류발생기	pipe type: 15A(D=21.7mm) $d_o$ : 14mm, $d_i$ : 7mm, $t$ : 2mm, $p$ : 40mm
열교환기	종류: 평판형, 대향류형 전열량: 3320kcal/hr
고온수 순환 펌프	최대 회전속도: 3750rpm 출력: 0.75kW

지역 난방 시스템에서 수용가의 열부하를 모사하는 Chiller는 2RT급 냉동기를 사용 하였으며, 1.5kW의 출력을 가지는 압축기가 사용되었다. 순환 펌프는 열교환기로 최대유량 40lpm으로 공급할 수 있다.

고온수로부터 저온수로의 열교환을 위한 열교환기는 300×200×50mm의 크기로 제작된 전열량 3,320kcal/hr의 대향류 판형 열교환기를 사용하였다.



$d_o$ : 14mm,  $d_i$ : 7mm,  $t$ : 2mm,  $p$ : 40mm

(a) 난류발생기의 형상과 세부 규격



(b) 실제 난류발생 장치가 설치된 파이프

Fig. 3 난류발생장치 (a)와 난류발생기가 설치된 Pipe의 실제 사진 (b)

축열조에서 열교환기로 연결되는 배관에서는 0.75kW의 고온고압용 펌프를 사용하여 고온 측의 유체를 순환 시켰으며, 펌프의 회전속도를 변화시켜 유량을 조절할 수 있도록 회전속도 가변형 컨트롤러를 사용하였다. 또, 고온수 측 배관에서 열교환기로 들어가기 직전에는 50cm 길이로 난류발생기를 설치할 수 있도록 하였다. 이 부분에서 교체되는 파이프는 Fig. 3(a)과 같은 난류발생기 (swirl generator)를 내부에 설치하여 난류발생이 일어나도록 하였다. Fig. 3(b)은 실험에 사용된 실제 파이프의 사진이다. 이 파이프의 규격은 15A ( $D=2.71\text{mm}$ )이며, 난류발생기에서 스크류부분의 외경( $d_i$ )은 14mm, 스크류 부분을 지지하는 봉의 직경( $d_o$ )은 7mm, 스크류의 피치( $p$ )는 40mm, 스크류의 두께( $t$ )는 2mm이다.

본 연구에서는 2개의 압력센서로 고온수가 난류발생기를 통과하기전의 압력과 통과후의 압력을 측정하였다. 측정범위는 0~20 kgf/cm<sup>2</sup>이다. 또한, 온도센서는 4개의 RTD를 사용하였고, 고온수와 저온수의 열교환기 입·출구에 설치하였다. 유량센서는 고온수와 저온수 배관에 각각 하나씩 설치되었다. 유량센서의 측정범위는 2~20lpm이다. 각 센서들로부터 측정된 데이터들은 Agilent사의 34970A를 통해 PC로 수집되었다.

## 2.2 성능평가 방법

고온수 측과 저온수 측의 열전달률은 식 (1)과 식 (2)을 이용하여 계산하였다.

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2)$$

식(3)은 난류발생기의 설치 유무에 따라 열전달률의 증가를 비율로써 나타내는 식이다. 여기에서  $\Delta Q_s$ 는 난류발생기가 설치됐을 때 열전달률이고,  $\Delta Q_n$ 은 난류발생기가 설치되지 않았을 경우 열전달률이다.

$$Q.R = \frac{\Delta Q_s - \Delta Q_n}{\Delta Q_n} \times 100 [\%] \quad (3)$$

식(4)은 난류발생기를 통과하기전과 통과한 후

의 압력 차이를 계산한 식이며,  $P_1$ 은 난류발생기를 통과하기 전의 유체의 압력이고,  $P_2$ 는 난류발생기를 통과한 후의 압력이다. 식(5)은 압력의 변화를 비율로써 나타내는 식이다. 여기에서  $\Delta P_s$ 는 난류발생기가 설치됐을 때 압력차이고,  $\Delta P_n$ 는 난류발생기가 설치되지 않은 경우 압력차이다.

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (4)$$

$$P.R = \frac{\Delta P_s - \Delta P_n}{\Delta P_n} \times 100 [\%] \quad (5)$$

본 실험에서 계산되어진 열전달률은 저온 측에서의 열전달률을 가지고 Q.R를 계산 하였고, Q.R 값이 클수록 열교환기에서의 열전달이 좋다는 것을 의미하며, 압력의 비율을 나타내는 P.R은 %값이 낮을수록 펌프동력이 적게 들어가는 것을 의미한다.

## 3. 실험 조건 및 방법

Table 2는 열전달 향상을 위해 본 실험에서 사용한 실험 조건들을 나타낸다. 표에서 보는 바와 같이 고온수 측의 온도를 각각 50, 80, 120℃로 설정하여 실험을 수행하였다. 이때 각 온도에서 유량은 2.5lpm, 5lpm, 10lpm, 15lpm, 20lpm으로 변경해 가며 난류발생기가 설치된 경우와 설치되지 않은 경우를 비교 실험하였다. 저온수 측인 냉동기에서의 공급 온도는 15℃로 설정하였으며 유량은 3lpm으로 고정하여 실험하였다. 또한, 실험장치가 실내에 설치되어 있어 Heater와 냉동기에서 나오는 열로 실내의 온도가 상승되기 때문에 동일조건으로 실험하기위해 실내공조기를 사용하여 실내온도를 25℃로 유지하였다.

Table 1 각 실험 조건

구분	실험 조건
온수 공급 온도 (℃)	50 / 80 / 120
유량 (lpm)	2.5 / 5 / 10 / 15 / 20
Swirl Generator 유무	None Swirl Generator / Swirl Generator

각 조건별 실험시간은 온수가 공급되기 시작하는 시점에서 10분 동안 실시하였다.

#### 4. 실험결과

본 실험은 난류가 발생되었을 때 열교환기에서의 열전달률 향상을 분석하기 위해 각 경우별로 열교환기의 저·고온수의 입출구 온도 및 난류발생기 통과 전후의 압력을 측정하였다.

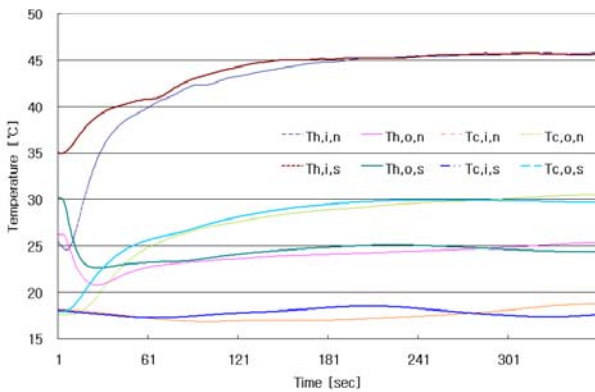


Fig. 4 공급온도 50°C, 유량 2.5lpm일 때의 고온수 측과 저온수 측의 입출구 온도 변화 그래프

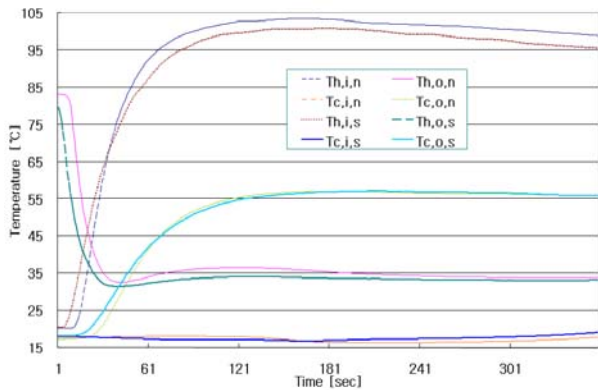


Fig. 5 공급온도 120°C, 유량 2.5lpm일 때의 고온수 측과 저온수 측의 입출구 온도 변화 그래프

Fig. 4와 Fig. 5는 공급 온수의 온도를 50°C와 120°C에서 유량을 2.5lpm의 실험하였을 때 열교환기의 고온 및 저온부의 입출구 온도를 보여주고 있다. 여기에서  $Th_{i,n}$ 과  $Th_{o,n}$ 는 각각 난류발생기가 설치하지 않은 경우에서 고온수의 열교환기 입출구 온도이며,  $Tc_{i,n}$ 과  $Tc_{o,n}$ 은 저온수 측의 입출구 온도를 나타낸다. 또,  $Th_{i,s}$ 와  $Th_{o,s}$ 는 난류발생기를 설치했을 때 고온수 측 입출구온도이

며,  $Tc_{i,s}$ 와  $Tc_{o,s}$ 는 저온수 측의 입출구 온도를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯 50°C, 120°C의 정상상태 도달 시간은 각각 180초와 120초 정도가 소요되는 것으로 나타났다. 본 연구에서는 고온수 측의 공급온도가 정상 상태가 되는 시점인 실험 시작 후 180초의 부분에서 360초까지의 측정 데이터를 평균하여 열전달률 및 압력의 변화를 분석하였다.

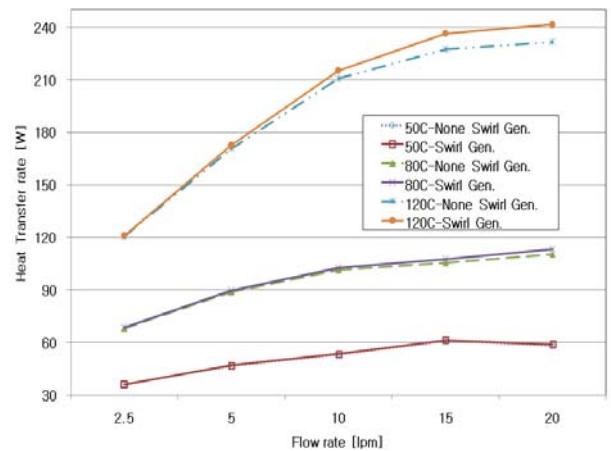


Fig. 6 유량변화에 따른 열교환기에서의 열전달률 변화 그래프

Fig. 6은 유량의 증가에 따른 열전달률을 나타내고 있다. 가로축은 고온부의 유량[lpm]을 나타내며, 세로축은 열전달률[W]을 나타낸다. 전체적으로 유량이 증가할수록 열전달률이 증가하는 것으로 나타났다. 그러나 공급수의 온도가 낮은 50°C와 80°C 보다는 120°C인 경우에 증가율이 크게 나타났다. 이때 난류 발생기의 설치 유무에 따른 열전달률의 차이는 50°C와 80°C의 경우는 난류발생기가 설치된 경우와 설치되지 않은 경우의 차이는 미미한 것으로 나타났다. 그러나 120°C에서의 유량이 증가함에 따라 열전달률의 차이값이 크게 증가 하는 것으로 나타났다. 결과적으로 120°C의 경우 최대유량 20lpm에서 열전달률의 증가 비율은 4.33% 정도가 증가하는 것으로 나타났다.

Table 2는 온도 및 유량 변화에 따른 열전달률 향상 비율(Q.R)과 압력상승 비율(P.R)을 보여주고 있다. 이 표에서 볼 수 있듯이 유량이 증가할수록 Q.R과 P.R이 모두 증가 하였다. 공급수 온도가 50°C와 80°C에서 Q.R은 최대 약 1.2%와 2.5%의 증가율을 보였으며, P.R은 약 15.9%까지 증가하는 것으로 나타났다. 지역난방 시스템에서 고온수

의 공급온도로 사용되는 120℃에서는 Q.R이 최대 4.33%가 증가하는 것으로 나타났으며, P.R 역시 최대유량인 20lpm에서 약 11%가 증가하는 것으로 나타났다.

Table 2 온도 및 유량 변화에 따른 열전달률 향상 비율(%)과 압력상승 비율(%)

온도 \ 유량	50℃		80℃		120℃	
	Q.R	P.R	Q.R	P.R	Q.R	P.R
2.5 lpm	0.41	8.38	0.47	5.27	0.46	2.32
5 lpm	0.54	10.60	0.67	7.42	1.90	3.25
10 lpm	0.84	12.77	1.14	9.82	2.20	4.63
15 lpm	1.06	14.17	2.02	13.82	4.08	9.27
20 lpm	1.21	15.91	2.54	15.60	4.33	11.02

## 5. 결론

본 연구에서는 지역난방을 하는 고온의 열공급 시스템에서 난류발생기가 원형 파이프 내에 장착 되었을 때 장착되지 않은 경우와 대비하여 압력 및 열전달률에 미치는 영향을 실험 및 분석한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 공급온수의 온도가 증가할수록 열교환기에서의 열전달률의 증가율은 증가 하였고, 난류발생기의 영향이 크게 나타났다.

(2) 공급온수의 온도가 낮은 온도인 50℃와 80℃에서는 난류발생기의 유무에 따른 열전달률의 증가율은 상대적으로 작은 1.2%와 2.5%로 나타났고, 최대 압력증가 비율은 약 16%로 크게 나타났다.

(3) 공급온수의 온도가 상대적으로 높은 온도인 120℃에서는 유량이 증가할수록 열전달률 증가율(Q.R)과 압력 증가율(P.R)도 증가하여 최대유량(20lpm)에서 열전달률의 증가율(Q.R)이 4.33%로 증가하였고, 압력 증가 비율(P.R)은 11%로 나타났다.

향후 연구에서는 지역난방 시스템에서의 실제 열공급 온도인 120℃에서 열전달률 증가율을 좀

더 높이고 압력 증가율을 낮추는 연구가 필요할 것으로 사료된다.

본 연구는 산업자원부 [에너지자원기술개발]사업의 “광역에너지 이용 네트워크 구축”과제 - 광역에너지이용 장거리 열수송 및 저장 최적화 기술 (세부3): 2007-E-ID25-P-04-0-000 일환으로 이루어진 것으로 본 연구의 지원에 감사드립니다

## 참고 문헌

1. Kenis P. R., 1971, J. Appl. Polym. Sci., 15, 607
2. Sellin R. H. S. and R. T. Moses, 1989, Drag Reduction in fluid flows: Techniques for Friction Control, Ellis Horwood Limited Press, Chichester, England
3. Hoechst AG et al, 1996, Use of Smooth Water in a One-Pipe, Pulsating District Heating System
4. H. K. Kang et al, 2007, Experimental & numerical Analysis for Effects of Two Inclined Baffles on Heat Transfer Augmentation in a Rectangular Duct, Proceedings of the SAREK, Vol.19, No.11, pp.751~760.
5. S. M. Yoon et al, 1998, Characteristics of Drag Reduction Additives in the Application of District Heating System, 1998, Proceedings of the SAREK 1998 Summer Annual Conference, pp.958~964.
6. Rose G. D. and Poster K. L., 1989, Drag reduction and rheological properties of cationic visco-elastic surfactant formulations, J.Non-Newtonian Fluid Mech., 31, 59-85
7. Lu B. et. al., 1998, Effect of variations in counter ion to surfactant ratio on rheology and micro-structures of drag reducing cationic surfactant systems, Rheol. Acta, 37, 528
8. Harwigsson I. and Hellsten M., 1996, Environmentally acceptable drag-reduction surfactants for district heating and cooling, JAOCS, 73, 7, 921
9. Myska J. and Chara Z., 2002, The effect of a Zwitterionic and cationic surfactant in turbulent flows, Experimental in Fluids 30, 229