

공학석사 학위논문

오프셋핀의 열유동 성능에 대한
수치해석적 연구

A Numerical Study on the Thermal and Fluid Flow
Performance of Offset Fins

지도교수 방 광 현

2008년 2월

한국해양대학교 해사산업대학원

기계시스템공학과

김 평 수

A Numerical Study on the Thermal and Fluid Flow
Performance of Offset Fins

Pyung-Su Kim

*Department of Mechanical System Engineering
Graduate School of Maritime Industrial Studies
Korea Maritime University*

Abstract

A numerical study on the thermal and fluid flow performance of the offset fins has been conducted using Fluent code. Flow in the offset fin passage was modelled in 3-dimensions. A unit cell of offset fin geometry modelled for the computational domain was given the symmetric condition at the right and left side of the cell and the periodic condition at the entrance and exit of the cell. The ranges of the major flow parameters in this study are $30 \leq Re \leq 1200$ and $0.7 \leq Pr \leq 335$. The results were compared with the predictions of existing correlations. The f-factor results agreed well with the existing correlations except thicker and short length fins. Based on the Fluent analysis, a new f-factor correlation has been proposed and this new correlation showed better predictions for the thicker and shorter fins. The numerical result showed that j-factor was affected by Prandtl number.

목 차

Abstract

사용기호

표목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
제 2 장 선행연구 고찰	3
2.1 서론	3
2.2 유동특성에 관한 연구.....	4
2.2.1 내부유동.....	4
2.2.2 읍셋환에서의 유동.....	9
2.3 선행연구 고찰 요약.....	11
제 3 장 해석결과 및 검토.....	21
3.1 개 요.....	21
3.2 격자구성 및 경계조건.....	22
3.2.1 격자구성.....	22
3.2.2 경계조건.....	23
3.3 해석결과.....	24

3.3.1	압력손실.....	25
3.3.2	열전달계수.....	28
제 4 장	결 론	46
참고문헌	48

사 용 기 호

A	단면적 [m ²]
D	직경 [m]
f	마찰인자 (friction factor)
h	국소 열전달계수 [W/m ² · K], 환높이[m]
\bar{h}	평균 열전달계수 [W/m ² · K]
j	Colburn j계수, $St \times Pr^{2/3}$
k	열전도도 [W/m · K]
L	길이 [m]
l	환길이 [m]
Nu	Nusselt number, $h_o D_h / k$
P	압력 [pascal]
Pr	Prandtl number, $c_p \mu / k$
Q	열전달률 [W]
Re	Reynolds number, $\rho u D / \mu$
s	환간격 [m]
St	Stanton number, $h / (\rho u c_p)$
t	환두께 [m]
u	속도 [m/s]
x	특성길이 [m]

하첨자

d	발달
E	입구영역
h	수력
i	입구
lm	로그평균
o	출구
s	표면
t	온도
w	벽
∞	자유유동 조건

그리스문자

ρ	밀도 [kg/m^3]
μ	점도 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]
α	s/h
β	s/l
γ	t/s
δ	t/l, 경계층 두께
τ	전단응력
ν	동점도 [m^2/s]

표 목 차

Table 2.1	Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts
Table 2.2	Turbulent forced convection correlations through a circular ducts with constant properties(Nu)
Table 2.3	Chronological listing of heat transfer and friction factor correlations for offset fin
Table 2.4	The range of geometrical parameter for correlations
Table 3.1	Dimensions of offset fins
Table 3.2	Boundary layer thickness (Fin A)
Table 3.3	Boundary layer thickness (Fin B)
Table 3.4	Boundary layer thickness (Fin C)
Table 3.5	Boundary layer thickness (Fin D)
Table 3.6	Boundary layer thickness (Fin E)
Table 3.7	Mesh size
Table 3.8	Parameters of offset fin

그림 목 차

- Fig. 2.1 Laminar flow in circular duct
- Fig. 2.2 Turbulent flow in circular duct
- Fig. 2.3 Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts
- Fig. 2.4 Moody diagram
- Fig. 2.5 Geometrical description of a typical offset fin
- Fig. 2.6 Comparison of the correlations for f-factor
- Fig. 2.7 Comparison of the correlation for j-factor
- Fig. 3.1 An effect of z-direction mesh size
- Fig. 3.2 Schematic diagram of a offset fin array
- Fig. 3.3 Contour of static pressure at $Re=500$
- Fig. 3.4 Comparison of the calculation data with correlations (Fin A)

- Fig. 3.5 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin B)
- Fig. 3.6 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin C)
- Fig. 3.7 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin D)
- Fig. 3.8 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin E)
- Fig. 3.9 Comparison of predictions for f-factor given by the
proposed correlation Eq.(3.7) with Fluent calculations
- Fig. 3.10 Comparison of f-factor given by the proposed
correlation(Eq. 3.7) with other correlations (Fin B)
- Fig. 3.11 Comparison of f-factor given by the proposed
correlation(Eq. 3.7) with other correlations (Fin C)
- Fig. 3.12 Contour of static temperature at $Re=500$
- Fig. 3.13 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin A)
- Fig. 3.14 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin B)

- Fig. 3.15 Comparison of the calculation data with correlations (Fin C)
- Fig. 3.16 Comparison of predictions for f-factor given by the proposed correlation Eq.(3.11) with Fluent calculations
- Fig. 3.17 Comparison of j-factor given by the proposed correlation(Eq. 3.7) with other correlations (Fin B)
- Fig. 3.18 Comparison of j-factor given by the proposed correlation(Eq. 3.7) with other correlations (Fin C)

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

유압변속기는 엔진에서 전달되는 동력을 이용하여 펌프를 회전시키고 이 회전력을 터빈에 전달시켜 출력을 얻게 된다. 유압변속기는 펌프와 터빈사이의 속도비가 작으면 유체의 미끄럼이 많이 생겨 변속기에서 많은 방열량을 방출하게 된다. 변속기에서 발생하는 방열량은 엔진 냉각시스템에서 큰 비중을 차지하고 있으며 여기서 발생하는 열은 냉각수와 열 교환되어 변속기의 성능을 유지하게 된다. 엔진이 저속일 때는 큰 토크를 전달할 수 있으나 매우 많은 열을 발생시키게 된다. 유압변속기는 펌프와 터빈의 회전수비가 작을수록 큰 토크를 전달할 수 있기 때문에 저속에서는 출력 토크를 크게 할 수 있는 유체 커플링 모드상태가 되고 고속에서는 큰 에너지를 전달시키기 위해 펌프와 터빈의 회전수를 기계적으로 같게 만들어주는 Look-up Mode 상태로 만들어준다. 이 때문에 변속기의 방열량을 계산하기 위해서는 두 가지 상태를 모두 고려해 주어야 한다.

또한 변속기용 오일열교환기는 오일통로에서 순간적으로 높은 압력을 받을 경우가 생기므로 설계와 제작할 때 신뢰성에 대한 고려도 빼놓을 수 없는 부분이다. 즉 오일은 온도에 따른 점도의 변화가 심하기 때문에 구조적으로 큰 강도를 견딜 수 있도록 오일유로 설계와 탱크부문의 설계 및 용접에 특히 신경을 써야만 한다. 따라서 사용되는 오일의 점도변화에 따른 오일의 통로도 확보하면서 최대한의 방열량을 얻을 수 있는 설계가 필요하다.

1.2 연구목적

대형 디젤엔진 변속기에 쓰이는 오일열교환기는 오일온도를 낮추기 위해 고밀도, 소형, 경량화, 고효율화로 설계하며 방열량을 최대화하기 위해 오일통로에 읍셋훤을 적용하여 냉각수와 직교류(cross flow)된 복잡한 유로로 설계된다. 기존의 연구발표에 따르면, 기본적인 유동배열(flow arrangement)인 평행류(parallel flow), 대향류(counter flow), 직교류(cross flow)의 유동배열을 적절한 조합에 의해 복합된 유동배열로 구성할 경우, 단순유동배열에 비해 더 큰 전열효율을 얻을 수 있으며, 이로 인해 열교환기의 전열성능 향상을 촉진시킬 수 있는 근거를 제시하고 있다.

하지만 그동안의 연구는 단순 유동배열형태에 대한 연구는 많이 행해졌지만 복잡한 유로형태의 열교환기의 열전달 및 압력 손실을 예측하기 위한 이론적 모델은 잘 이루어지지 않았다. 또한 오일통로에 적용한 읍셋훤을 순방향과 역방향으로 배열하여 열전달과 압력손실에 대한 해석은 찾아보기 힘들었다.

본 연구의 목적은 이러한 복잡한 유로 및 읍셋훤의 배열에 따른 열 해석을 간편하고도 비교적 정확히 수행할 수 있는 모델을 구축하고, 기존에 발표된 f, j-factor에 대한 상관식간의 비교분석을 통해 복합유로 열교환기에 대한 해석 방법론을 개발함으로써 복합유로 읍셋훤 열교환기의 열 유동설계에 필요한 이론적 해석 모델을 정립하고자 하였다.

제 2 장 선행연구 고찰

2.1 서론

현재 상용으로 사용되고 있는 열교환기는 난방, 공기조화, 자동차 방열기등과 같은 다양한 분야에서 사용되고 있는데, 각각의 경우에서도 기술적인 복잡성, 열교환량의 크기 등에 따라 매우 다양한 형식과 종류가 존재하게 된다. 특히 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)는 원이 달린 관 또는 평판들의 밀집된 배열을 가지는 장치로, 단위체적당 큰 열전달표면면적($\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$)을 얻을 수 있다. 따라서 적어도 한 유체가 기체이어서 작은 대류 열전달계수를 가지는 특성이 있는 경우에 주로 사용된다. 단위체적당 큰 열전달표면면적을 얻기 위해 확장표면을 사용하게 되는데 이 확장표면 또한 형상에 따라서 여러종류로 나누어지게 된다. 그 중에 읍셋훤은 단위체적당 열전달표면면적이 아주 크고 유동이 교란되어 경계층이 발달하지 못하는 구조로 되어있어서 열전달 측면에서 아주 우수한 성능을 나타낸다.

지난 수십 년 간의 연구를 통하여, 읍셋훤의 열전달계수와 압력손실에 관한 자료들이 제시되었다. 이를 통하여 수많은 종류의 열교환기에 대한 전열 현상 및 압력 손실이 해석되었으며, 이러한 연구들은 최근 열교환기의 경량화 및 고효율화에 대한 연구로 발전되어 왔다.

이 장에서는 읍셋훤의 열유동에 관한 기존 연구 결과들을 검토하고 앞으로 소개할 본 연구의 기초 자료로서 사용될 것이다.

2.2 유동특성에 관한 연구

2.2.1 내부유동

관내에서의 유동은 층류 또는 난류유동으로 분류가 된다. 층류유동에서 각각의 유체입자는 이웃하고 있는 유체입자들과 운동량 등의 혼합이 없다. 하지만 난류유동은 불규칙적인 유체운동으로, 속도와 압력 등의 유동특성이 시간과 위치의 함수로써 매우 불규칙하게 변한다. 따라서 속도나 압력 등의 물리량들은 통계적인 평균값으로 표현된다. 이러한 맥락에서 “정상” 난류유동은 일정시간에 걸쳐 측정된 속도나 압력 등의 물리량들에 대한 평균값이 시간의 함수로서 변하지 않는 유동이다. 유동이 층류유동인지 난류유동인지를 판단하는 기준으로 Reynolds수가 이용된다.

$$Re \equiv \frac{\rho u D}{\mu} \quad (2.1)$$

Reynolds수는 점성력에 대한 관성력의 비로 정의되어있다. 그러므로 이 비가 커지면 관성력이 점성력을 지배하게 된다. 완전발달유동에서 난류의 시작에 해당하는 임계 Reynolds수는 약 2300부터다. 하지만 완전난류조건에 도달하는 데에는 훨씬 더 큰 Reynolds수($Re \approx 10000$)가 요구된다.

유동양상이 중요하게 작용하는 이유는 발달된 유동이 되기 전의 입구영역이 달라지기 때문이다. 층류유동 입구영역에서는 Fig. 2.1과 같이 유동 방향으로 속도 형상이 변한다. 유동이 시작되는 부분에서는 점점 경계층이 발달하게 된다. 경계층은 비점성 코어길이 L_1 까지 점점 자라서 점성 응력이 전 단면을 지배하게 된다. 속도 형상은 점성 효과에 의해

발달된 영역이 형성될 때까지 형상발달영역에서 계속 변하게 된다. 입구 길이는 Re수에 따라 변하게 되는데 입구에서 균일 형상을 갖는 원형 관 내 층류유동에 대한 입구길이는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{L_E}{D} \approx 0.05Re \quad (2.2)$$

하지만 관내 유동이 난류가 되면 상황이 조금 달라진다. 유동 방향으로 유동의 모든 특성들이 변하지 않을 때 발달된 유동이 형성된다. 비점성 코어가 존재하고 $x=L_d$ 에서 끝나는 속도형상 발달영역이 이어진다. 그러나 난류 유동의 세부적인 구조까지 발달되기 위해서는 추가길이가 요구된다. 난류의 상세한 구조는 벽에서의 열전달에 대한 정확한 평가와 같은 계산에서 중요하다. Fig. 2.2에서는 난류유동에서 속도형상발달에 대해 나타내었다.

관내 유동형상에 따라 내부유동을 유지하는데 필요한 압력손실이 달라진다. 압력손실은 펌프나 팬의 동력의 요구조건을 결정하기 위해서 필요한 파라미터다. 압력손실을 결정하기 위해서는 Moody나 Darcy의 f-factor를 이용하는 것이 편리하고 다음과 같이 정의된다.

$$f \equiv \frac{-(dp/dx)D}{\rho u^2/2} \quad (2.3)$$

f-factor는 마찰계수(friction coefficient)와 혼동하기 쉬운데 f-factor는 마찰계수의 4배 값을 가진다.

층류의 경우 이론적으로 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.4)$$

하지만 완전 발달된 난류유동에 대해서는 해석이 훨씬 복잡하기 때문에 궁극적으로 실험결과에 의존할 수밖에 없다. 난류유동에서의 압력손실에 대한 연구는 많은 연구자들이 수행하였고 각자의 실험결과에 따른 상관식들을 제시하고 있다. 많이 사용되고 있는 상관식들을 Table. 2.1에 나타내었고 상관식들간의 차이를 Fig. 2.3에 나타내었다. 그 결과 상관식들간의 형식은 다르지만 값은 거의 비슷한 것을 알 수 있었다.

Fig. 2.4에서와 같이 Moody(1944)는 Re수와 f-factor의 관계를 한 장의 선도로 정리하였다. 이것을 ‘Moody 선도’라고 부르며, 현재까지도 관마찰손실을 계산할 경우에 널리 사용되고 있다.

Olsson and Sunden(1995)은 열 가지의 방열기 튜브에 대해서 실험적으로 연구하였다. 매끄러운 관뿐만 아니라 관내에 여러 형상이 있는 관까지 실험을 하여 압력손실을 측정하였다. Re수는 500 ~ 6000까지 실험을 하였고 결과는 f-factor와 손실계수로 나타내었다. 매끄러운 관에서 Re수가 높은 영역은 Blasius equation과 유사함을 보이고 있는 반면에 낮은 영역에서는 실험데이터가 낮게 나타나고 있다. Re수가 500에서는 약 11%의 차이를 보인다.

Hwang et. al.(2003)은 다양한 티타늄 튜브에서 발생하는 압력손실에 대해서 연구하였다. 실험대상인 티타늄 튜브는 총 5가지를 사용하였는데 일반적인 관을 중심으로 관내에 핀이 있는 튜브를 사용하였다. 실험범위는 난류 영역인 Re수 15000 ~ 65000까지 실험을 하였고, 압력손실을 측정하여 f-factor를 산출하였다. 실험결과는 Blasius equation과 비교를 하였다. Blasius equation은 다음과 같다.

$$f = 0.0791 Re^{-0.25} \quad (2.5)$$

그 결과 일반적으로 매끈한 관내에서는 실험과 상관식이 잘 맞는 것을 알 수 있고, 핀이 있는 매끄럽지 못한 관에서는 f-factor가 크게 나타난다고 보고하였다.

Son and Park(2005)은 이산화탄소를 이용하여 수평튜브에서의 압력손실에 대해 실험적으로 연구하였다. 실험조건은 입구압력이 7.5 ~ 10.0 MPa이고 질량유속이 200 ~ 400 kg/m²s이다. 같은 질량유속에서 압력이 높으면 압력손실은 낮은 것을 확인하였고 이유는 압력에 따른 밀도 차이라고 생각하였다. Hwang et. al.과 마찬가지로 실험결과를 Blasius equation과 비교를 하였고 상대적으로 잘 일치함을 보였다.

대류 열전달에서 가장 중요한 문제는 국소 열유속과 총 열전달률이 어떻게 되는가이다. 국소 열유속은 다음과 같이 표현되다.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.6)$$

여기서 h는 국소대류계수이다. 유동조건이 표면상의 점에서 점으로 변하기 때문에 국소 열유속과 국소대류계수는 모두 표면에 연하여 변화한다. 그리고 평균대류계수를 사용하면 총 열전달률은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.7)$$

평균대류계수는 국소대류계수를 전체 표면에 대해서 적분을 하면 구할 수 있다. 그리고 일반적으로 대류 계수는 무차원수인 Nu수로 나타낼 수 있다. Nu수는 표면에서의 무차원 온도구배와 같으며, 표면에서 일어나는 대류열전달의 기초가 되고 많은 선행연구자들은 열전달 계수에 대해서 Nu수와 j-factor로 나타내고 있다. Table 2.2는 물성치가 일정할 때 원 관에서의 난류 강제대류의 상관 식들을 나타낸 것이다.

$$Nu \equiv \frac{hD}{k} \quad (2.8)$$

$$j = St \times Pr^{2/3} \quad (2.9)$$

선행연구자들의 관내 대류열전달에 대해 살펴보면 Ede(1961)는 수평 파이프에서 물과 공기를 이용하였고, 파이프의 직경은 1.27 ~ 5.08 cm, Re수는 300 ~ 10⁶의 범위에서 실험하였다. 난류 영역에서는 기존의 식보다 열전달 계수가 높게 측정되었고 이는 자연대류의 영향이라고 추측하였다.

Olson and Glover(1990)는 흡이 파진 판에 둥근 튜브를 브레이징하여 실험을 하였다. 튜브는 한쪽에서만 540 kW/m²의 복사열전달을 받도록 하였고 튜브 내부는 35 bar의 He가스가 Re수 3000 ~ 35000으로 흘러가도록 하였다. f-factor는 열전달 없이 상온에서 35 bar에서 실험하였고, 입구와 출구에서의 손실을 포함하여 계산하였다. Nu수는 완전 발달된 난류유동의 상관식과 비교를 통하여 새로운 상관식을 제시하였다.

Nam(2006)은 관내유동에서 열유속과 질량유속의 영향에 대해서 수치해석으로 예측하였다. 열유속은 43 ~ 675 kW/m², 질량유속은 93 ~ 690 kg/m²s의 범위에서 Fluent 5.4를 이용해서 수치해석을 수행하였다. 그 결과를 온도변화로 인한 물성치 변화의 영향을 고려한 상관식들과, Olson and Glover(1990)의 실험데이터로 서로 비교를 하였다. 작은 질량유속의 경우 Gnielinski 상관식과 실험데이터는 매우 잘 맞는 것을 알 수 있었고, 수치해석결과는 열전달 계수를 높게 예측하였다. 그리고 큰 질량유속의 경우는 McElligot 상관식과 실험데이터간의 차이가 30% 정도 나고, 수치해석결과와는 6%정도의 차이를 나타내었다.

2.2.2 읍셋훤에서의 유동

고밀도 열교환기에 있어서 가장 큰 목적은 열전달 성능을 향상시키는 데 있다. 열교환기의 전열성능을 향상시키는 방법에는 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째 방법은 훤과 같은 확장표면을 부착시켜 전열면적을 증가시키는 방법이고 두 번째는 작동유체가 흘러가는 유로, 즉 수력 직경을 가능한 작게 함으로써 작동유체와 전열면과의 접촉을 증가시키는 방법이 있다.

내부유동의 경우는 하류로 갈수록 경계층이 두꺼워져 열전달계수가 감소하기 때문에 동일한 크기의 전열면을 사용하더라도 전열성능이 떨어지게 된다. 읍셋훤은 경계층이 발달하는 것을 막아줌으로써 경계층이 완전히 발달하지 못하고 경계층의 두께가 얇아지게 된다. 이는 열저항을 감소시키는 역할을 하게 된다. 그래서 자동차의 방열기, 오일쿨러, 가스 터빈 재생장치와 같이 단위 부피당 전열면적이 큰 고밀도 형상이 절대적으로 필요한 곳에 읍셋훤이 많이 사용되어지고 있다.

읍셋훤의 기하학적 형상은 훤 두께(t), 훤 길이(l), 훤 높이(h), 훤 폭(s)등 4가지로 나눌 수 있고, Fig. 2.5에 나타내었다. 이러한 읍셋훤의 열 유동에 관한 연구는 지난 수십 년 동안 연구되어져 왔다. Kays and London(1964)은 여러 가지 읍셋훤을 실험하였고 그 결과를 f -factor와 j -factor로 나타내었다. 이러한 결과는 현재까지도 많은 연구자들의 기초 자료로서 활용되고 있다. Suzuki et al.(1985)은 폐열회수를 목적으로 사용되는 읍셋훤을 2차원으로 가정하여 혼합대류영역의 열전달 특성을 연구하였다. 그리고 이들은 읍셋훤의 훤피치가 열전달에 큰 영향을 준다고 보고하였다. Bergles(1997)는 읍셋훤에서 상류에 있는 훤의 하류에서 발생하는 후류가 하류 훤의 열전달 계수를 감소시킨다고 하였으며 이 효과는 약 10%정도라 발표하였다. Joshi and Webb(1986)은 실험과 수치 해석을 통하여 읍셋훤에서의 열전달과 압력손실에 대한 예측모델을 제

시하였다. 이들은 두가지 유동양상인 층류와 난류를 구분하여 f-factor와 j-factor에 대한 상관식을 제시하고 있다. Wieting(1975)은 22가지 읍셋훤의 형상에 대해서 층류와 난류영역에서 실험을 하고 그 결과를 피팅해서 f-factor와 j-factor에 대한 상관식을 제시하고 있다. Mochizuki et al.(1987)은 5가지의 스케일업 된 읍셋훤을 실험하였고, Wieting의 상관식에 대한 고찰을 통하여 계수와 지수를 수정한 상관식을 제시하였다. Hu and Herold(1994)은 읍셋훤을 지나는 점성이 큰 유체에 대한 열전달과 압력손실에 대해서 예측하였다. 이 모델은 읍셋훤 유닛셀에서의 에너지와 모멘텀 평형에 기초를 두었다. 이 과정에서 유체의 Pr수가 영향을 주는 것으로 밝혀졌다. Pr수 0.7에서 150 그리고 Re수 10에서 2000범위에서 수치해석과 실험을 통해 Pr수에 대한 영향을 나타내었다. Dejong et al.(1998)은 읍셋훤에 대해서 실험과 수치해석을 수행하여 수치해석의 3차원 효과는 Reynolds Number 1300이상에서 중요하다고 보고하였다. Manglik and Bergles(1995)는 선행연구자들이 실험한 데이터와 제시한 상관식들을 비교하여 재해석함으로써 새로운 상관식을 제시하였다. 다른 선행연구자들은 층류와 난류를 구분하여 상관식을 나타내었지만 Manglik and Bergles는 천이구역을 포함한 하나의 상관식으로 나타내었다. Bergles and Joshi(1983)는 원형관내 비틀린 테이프를 설치한 경우와 튜브 내에 훤이 있는 경우에 대해서 실험과 수치해석을 포함하여 기존 f-factor에 대한 연구결과를 비교하였다. Bergles and Joshi는 특성 길이를 튜브내경으로 정하였으며, 마찰인자는 원관인 경우에 해석해와 비교하였다. 각각의 상관식들을 Table 2.3에 연도순으로 나타내었다. 그리고 대표적인 읍셋훤에서 각자의 선행연구자들이 제시한 상관식들간의 f-factor와 j-factor를 각각 Fig. 2.6, Fig. 2.7에 나타내었다. 그리고 Table 2.4에는 각 상관식들의 기하학적 형상 파라메타의 적용범위를 나타내었다.

많은 선행연구자들은 공기, 물과 같은 저점도 유체에 국한이 되어있고

오일과 같은 고점성 유체에 대한 연구는 거의 이루어져 있지 않다. 읍셋훤의 오일유동에 대한 연구로는 Kang et al.(2001)이 2차원 수치해석을 통하여 f-factor와 j-factor에 대한 상관식을 제시하였다.

그 외 많은 연구를 통해서, 읍셋훤에서의 압력손실과 열전달에 대한 상관식들이 비교 검토되고 있지만 고점성 유체에 대한 연구가 시급한 실정이다.

2.3 선행연구 고찰 요약

최근 열교환기의 발전 동향이 경량화, 고효율화로 이루어짐에 따라 보다 정확한 예측을 요구하고 있고 많은 연구들이 수행되어지고 있다. 이러한 고밀도 열교환기는 읍셋훤이나 루버훤등 여러 확장표면을 사용하여 전열면적을 높이고 있는데 이러한 확장표면에 대한 연구를 바탕으로 하여 열교환기의 설계 혹은 해석기법이 발전하고 있다. 확장표면에서의 열유동 특성은 내부 유동과는 차이를 보이고 있고, 이러한 확장표면에 대한 연구는 실험과 수치해석을 통해서 많이 발전되어 왔다. 그 중에 읍셋훤에 대한 연구는 많은 선행연구자들이 여러 방법을 통해 연구를 하고 그 결과를 내놓았다. 그 결과를 살펴보면 읍셋훤의 형상과 Re수에 대한 영향을 많이 받는 것으로 나타난다.

하지만 이러한 연구들은 주로 저점성 유체를 대상으로 하였고 고 점성유체에 대한 연구는 많이 미흡한 실정이다. 오일냉각기 같은 경우 열 교환 매체를 점성이 큰 오일을 사용하기 때문에 고점성 유체에 대한 연구도 필요한 실정이다.

본 연구에서는 기존의 연구자료를 바탕으로 하여 읍셋훤에서의 열유동 특성에 대한 수치해석적 방법을 제시하고 고점성 유체에서의 열유동 특성에 대한 수치해석을 수행함으로써 향후 열교환기 설계에 있어서 기초적인 자료를 제시하고자 한다.

Table 2.1 Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts

Author	Correlation	Remarks and Limitations
Blasius	$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho u^2} = 0.0791Re^{-0.25}$	agree with it within $4 \times 10^3 < Re < 10^5$
Drew, Koo, and McAdams	$f = 0.00140 + 0.125Re^{-0.32}$	agree with it within $4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$
von Kaman and Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.737\ln(Re\sqrt{f}) - 0.4$ or $\frac{1}{\sqrt{f}} = 4\log(Re\sqrt{f}) - 0.4$	agree with it within $4 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^6$
Flonenko	$f = \frac{1}{(1.58\ln Re - 3.28)^2}$	agree with it within $10^4 < Re < 5 \times 10^5$
Techo, Tickner, and James	$\frac{1}{f} = \left(1.7372\ln \frac{Re}{1.964\ln Re - 3.8215}\right)^2$	agree with it within $10^4 < Re < 2.5 \times 10^8$

Table 2.2 Turbulent forced convection correlations through a circular ducts with constant properties(Nu)

Author	Correlations	Remarks and Limitation
Dittus-Boelter	$\overline{Nu_D} = 0.023Re^{4/5}Pr^n$	$Re_D \geq 10000,$ $L/D \geq 10,$ $0.7 \geq Pr \geq 160$ $T_s > T_m : n=0.4$ (heating) $T_s < T_m : n=0.3$ (cooling)
Sieder-Tate	$\overline{Nu_D} = 0.027Re^{4/5}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$	$0.7 < Pr < 16700,$ $Re \geq 10000,$ $L/D \geq 10$
Petukhov-Kirillov	$\overline{Nu_D} = \frac{(f/2) Re Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3}) - 1}$	$0.5 < Pr < 2000,$ $10^4 < Re < 5 \times 10^6$
Webb	$\overline{Nu_D} = \frac{(f/2) Re Pr}{1.07 + 9(f/2)^{1/2} (Pr - 1) Pr^{-1/4}}$	Better at high Pr and this one the same at other Pr, smooth tubes
Sleicher-Rouse	$\overline{Nu_D} = 5 + 0.015Re^m Pr^n$	$m=0.88-0.24/(4+Pr)$ $n=1/3+0.5\exp(-0.6Pr)$ $0.1 < Pr < 10^4$ $10^4 < Re < 10^6$

Table 2.3 Chronological listing of heat transfer and friction factor correlations for offset fin

Investigator	Correlation	Year
Wieting	$Re \leq 1000 :$ $j = 0.483(l/D_h)^{-0.162} \alpha^{-0.184} Re^{-0.536}$ $f = 7.661(l/D_h)^{-0.384} \alpha^{-0.092} Re^{-0.712}$ $Re \geq 2000 :$ $j = 0.242(l/D_h)^{-0.322} (t/D_h)^{0.089} Re^{-0.368}$ $f = 1.136(l/D_h)^{-0.781} (t/D_h)^{-0.534} Re^{-0.198}$ <i>where, $D_h = 2sh/(s+h)$</i>	1975
Joshi and Webb	$Re \leq Re^* :$ $j = 0.53Re^{-0.5} (l/D_h)^{-0.15} \alpha^{-0.14}$ $f = 8.12Re^{-0.74} (l/D_h)^{-0.41} \alpha^{-0.02}$ $Re \geq Re^* + 1000$ $j = 0.21Re^{-0.40} (l/D_h)^{-0.24} (t/D_h)^{0.02}$ $f = 1.12Re^{-0.36} (l/D_h)^{-0.65} (t/D_h)^{0.17}$ <i>where,</i> $Re^* = 257 \left(\frac{l}{s}\right)^{1.23} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.58} D_h \left[t + 1.328 \left(\frac{Re}{lD_h}\right)^{-0.5} \right]^{-1}$ <i>and $D_h = 2(s-t)h / [(s+h) + th/l]$</i>	1987

Table 2.3(continued) Chronological listing of heat transfer and friction factor correlations for offset fin

Investigator	Correlation	Year
Mochizuki et al.	$Re < 2000 :$ $j = 1.37(l/D_h)^{-0.25} \alpha^{-0.184} Re^{-0.67}$ $f = 5.55(l/D_h)^{-0.32} \alpha^{-0.092} Re^{-0.67}$ $Re \geq 2000 :$ $j = 1.17(l/D_h + 3.75)^{-1} (t/D_h)^{0.089} Re^{-0.36}$ $f = 0.83(l/D_h + 0.33)^{-0.5} (t/D_h)^{0.534} Re^{-0.20}$ <i>where, $D_h = 2sh/(s + h)$</i>	1987
Manglik and Bergles	$j = 0.6522Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} \times$ $[1 + 5.269 \times 10^{-5} Re^{1.340} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055}]^{0.1}$ $f = 9.6243Re^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2659} \times$ $[1 + 7.669 \times 10^{-8} Re^{4.429} \alpha^{0.920} \delta^{3.767} \gamma^{0.236}]^{0.1}$ <i>where,</i> $D_h = \frac{4shl}{2(sl + hl + th) + ts}$	1995

Table 2.4 The range of geometrical parameter for correlations

	α (s/h)	δ (t/l)	γ (t/s)
Wieting (1975)			
Joshi and Webb (1987)	0.134~1.0	0.012~0.060	0.038~0.202
Mochizuki et al. (1987)			
Manglik and Bergles (1995)	0.135~1.034	0.012~0.060	0.038~0.195

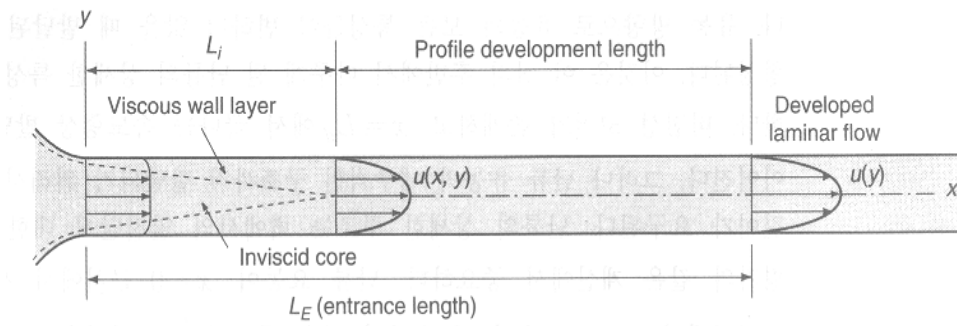


Fig. 2.1 Laminar flow in circular duct

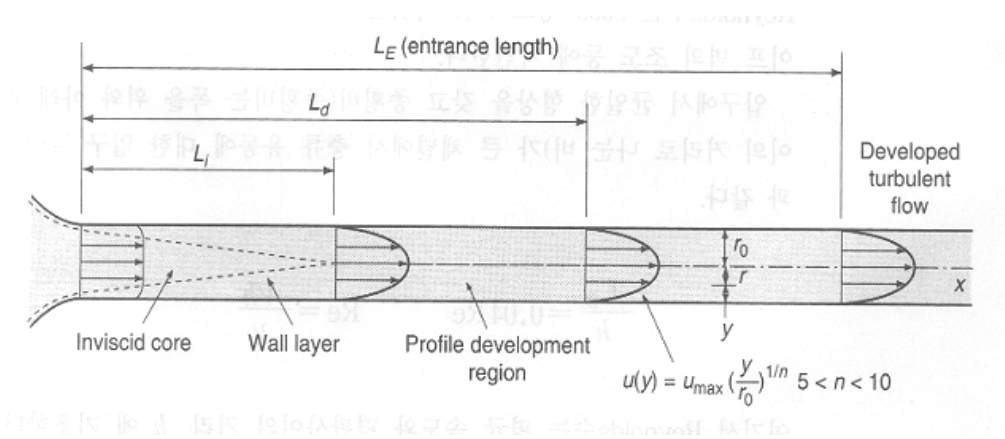


Fig. 2.2 Turbulent flow in circular duct

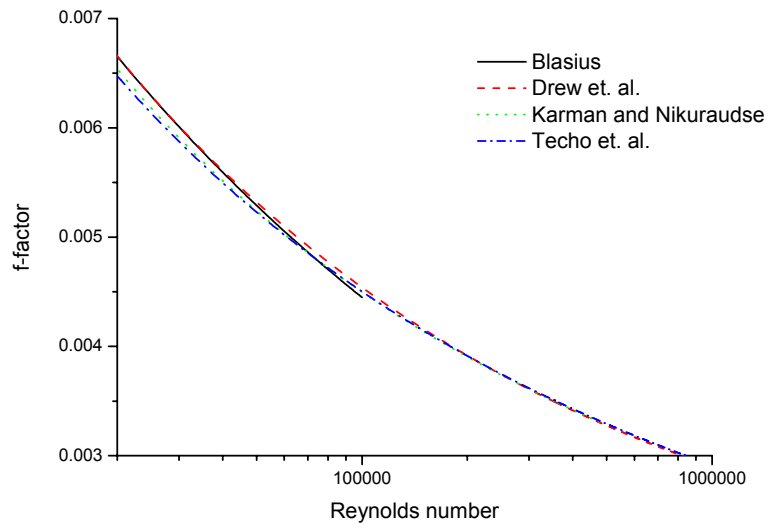


Fig. 2.3 Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts

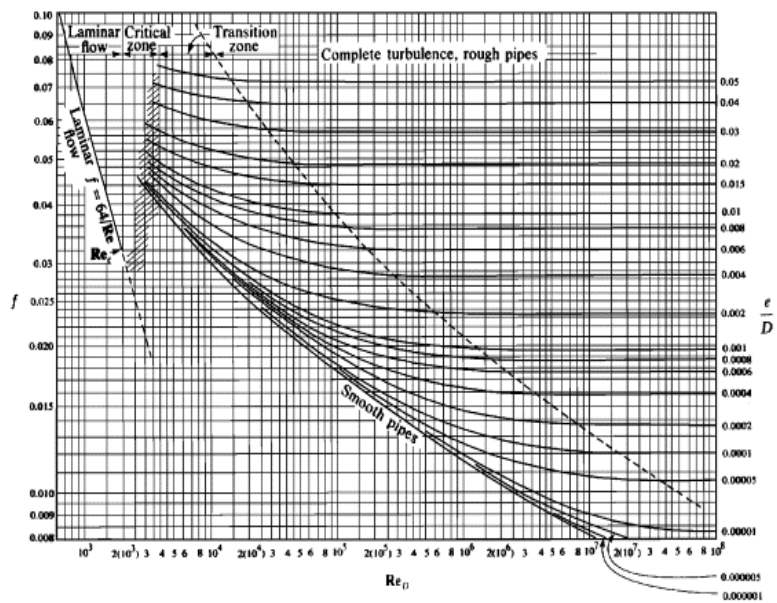


Fig. 2.4 Moody diagram

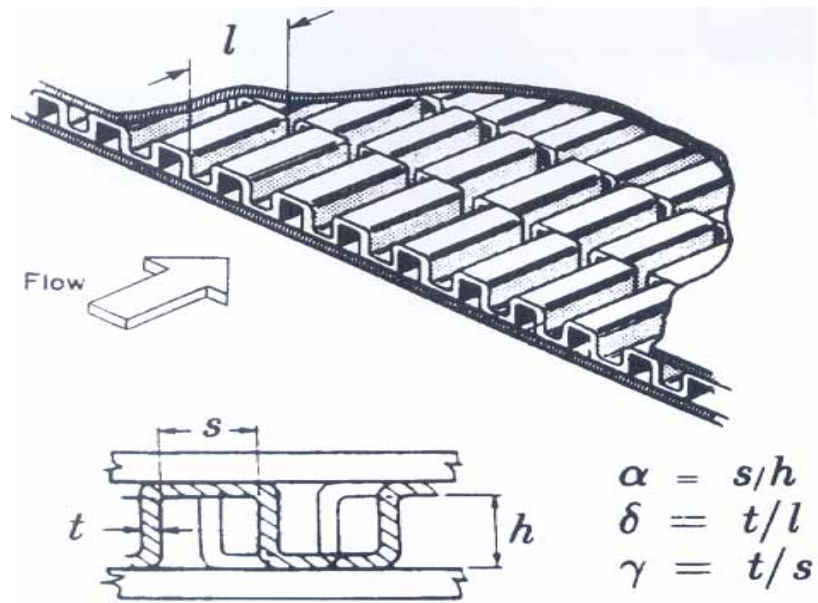


Fig. 2.5 Geometrical description of a typical offset fin

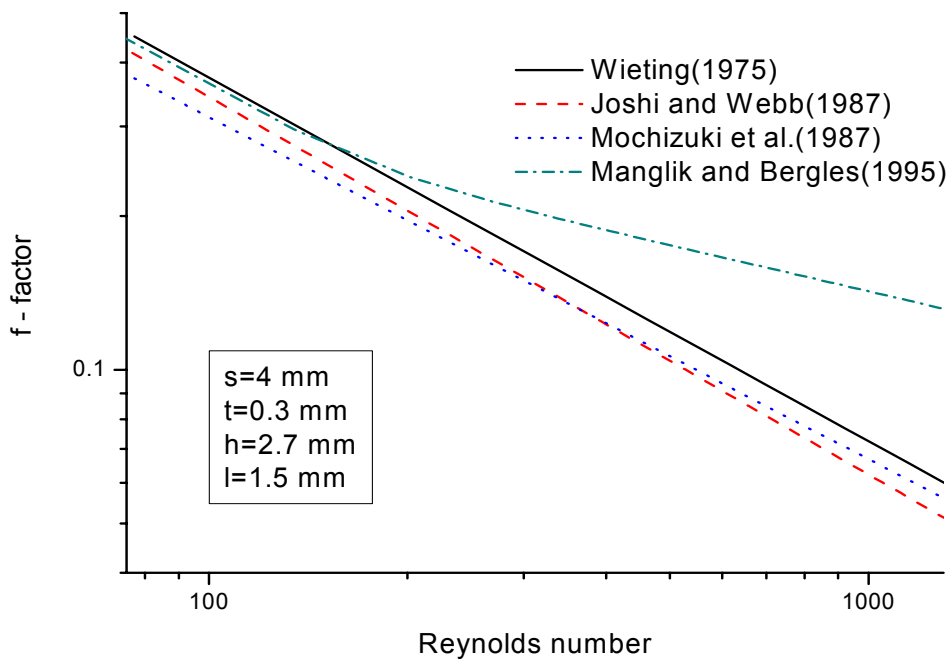


Fig. 2.6 Comparison of the correlations for f-factor

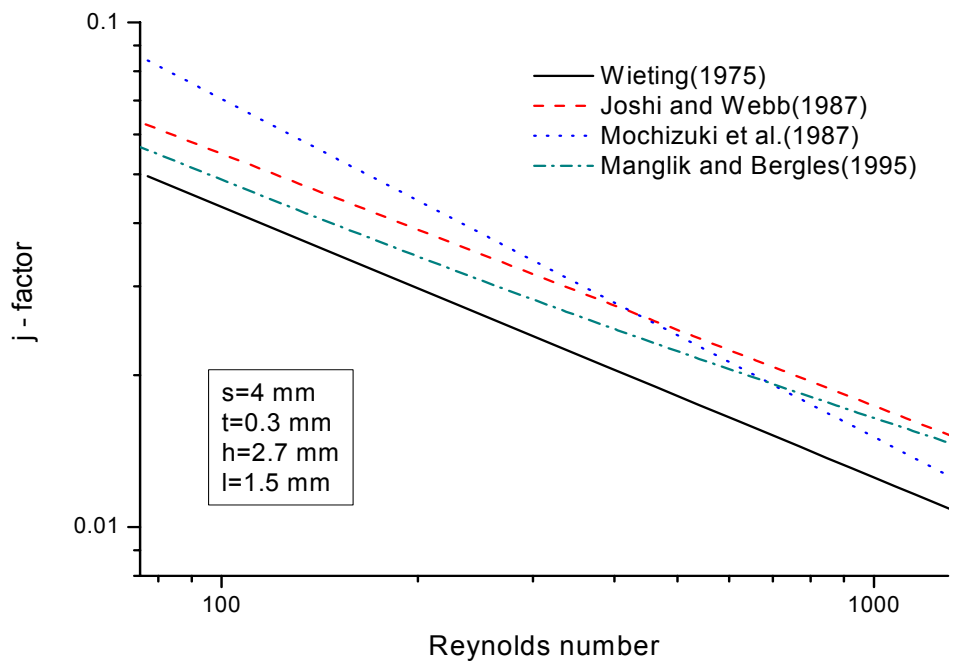


Fig. 2.7 Comparison of the correlations for j-factor

3 장 해석결과 및 검토

3.1 개요

고마력 디젤 엔진 등에 사용되는 대용량 방열기는 일반적으로 고밀도 열교환기로서 설계되는 것이 특징이며, 방열량을 최대화하기 위하여, 루버 또는 읍셋환등에 의한 확장표면이 이용된다. 본 연구에서는 읍셋환에서의 열유동의 특성을 알아보기 위해서 수치해석적 방법으로 접근하였다. 수치해석 프로그램으로는 열·유체 해석 범용 프로그램인 Fluent를 사용하였고 격자는 Gambit 프로그램을 사용하였다. 일반적으로 확장표면은 점성이 작은 유체에 많이 사용되고 있다. 하지만 본 연구에서는 오일과 같이 고 점성유체가 읍셋환에서 어떠한 열유동 특성을 가지는지 확인하였다. 고 점성유체의 경우 유량에 비해 Re수가 낮기 때문에 실질적으로 층류영역에서만 운용되는 경우가 많다. 그래서 본 연구에서는 공기와 오일에 대해 천이구역과 난류구역을 제외한 층류영역에서만 수치해석을 수행하였다.

수치해석에 있어서 격자 생성과 경계조건 설정은 매우 중요한 부분이다. 읍셋환의 경우 일반적으로 내부유동으로 가정할 수 있지만 외부유동의 특성도 가지고 있다. 격자크기를 설정하기 위해서 Fluent 매뉴얼에서 제시하고 있는 다음의 식을 선택하였다.

$$y_p \sqrt{\frac{u_\infty}{\nu x}} \leq 1 \quad (3.1)$$

여기서 ,

y_p 벽과 인접한 셀 중심과의 거리 (m)

u_{∞}	자유유동속도 (m/s)
ν	동점도 (m^2/s)
x	경계층이 발생하는 길이 (m)

위 식은 평판이고 층류인 경우에 사용이 되고 Blasius solution에 기초를 두고 만들어진 식이다.

선행연구자들의 경우 주로 저점성유체인 공기를 가지고 수치해석과 실험을 통하여 상관식들을 제시하고 있다. 본 연구에서는 공기와 오일, 두 가지 유체를 대상으로 하여 수치해석을 하였고 이를 기존의 상관식들과 비교를 통해 계산의 정확성을 기하였다.

3.2 격자구성 및 경계조건

3.2.1 격자구성

본 연구에서는 5가지의 읍셋훤 형상에 대해서 수치해석을 수행하였다. Table 3.1은 5가지 읍셋훤의 크기를 나타내고 있다. 각각의 읍셋훤은 Kays and London의 책에서 대표적인 읍셋훤, 그리고 Pr수의 영향에 대해서 연구한 Hu and Herold의 논문에서 선택한 읍셋훤, 그리고 현재 변속기 오일냉각기에 사용되어지고 있는 읍셋훤을 선택하였다.

우선 격자의 크기를 계산하기 위해서는 경계층의 두께를 예측할 필요가 있다. 읍셋훤은 기본적으로 경계층이 발달하지 못하도록 하는 구조로 되어 있기 때문에 경계층을 해석하는 것이 아주 중요한 변수이다. 경계층은 유동경계층과 열적경계층 2가지로 나누어 질수 있고, 각각은 다음의 식으로 계산하였다.

$$\delta = \frac{5x}{Re_x^{(1/2)}} \quad (\text{유동경계층}) \quad (3.2)$$

$$\delta_t = \delta Pr^{(-1/3)} \quad (\text{열적경계층}) \quad (3.3)$$

여기서 경계층이 발달하는 구간 x 에 대해서는 흰길이의 5%에 해당하는 값을 주어서 계산이 더욱 정확해지도록 하였다. 5가지 읍셋훤에 대한 계산 결과는 Table 3.2, Table 3.3, Table 3.4, Table 3.5, Table 3.6에 나타내었다. 공기와 물의 Pr수를 계산해보면 오일의 Pr수가 공기에 비해서 상당히 크게 나타난다. 이는 열적경계층을 계산함에 있어서 공기보다 오일의 경우가 같은 Re수에 대해서 저 얇게 나타나게 된다. 그렇기 때문에 계산결과는 오일에 대한 경우만 나타내었다. 계산되어진 경계층과 식3.1에 의해서 계산되어진 값을 비교해보면 예측되어진 경계층보다 훨씬 작은 격자크기가 계산되어진 것을 알 수 있다. Table 3.7은 식3.1에 의해 계산되어진 값이다.

위에서 계산되어진 크기를 기준으로 격자를 생성하였고, 계산결과의 정확성을 높이기 위해서 정렬격자를 이용하였다. Fig. 3.1은 유동방향의 격자크기에 대한 계산결과를 나타낸 값이다. 여기에서 보면 알 수 있듯이 유동방향의 격자크기는 계산결과에 큰 영향이 없음을 알 수 있다. 그래서 유동방향의 격자크기는 다른 방향의 격자크기보다 약 3배정도 크게 설정하여 전체 격자수를 줄이고 계산 속도를 향상시켰다.

3.2.2 경계 조건

읍셋훤은 같은 형상이 계속적으로 반복되는 형상으로 이루어져 있다. 이는 읍셋훤 전체를 계산하기 보다는 하나의 셀로 나누어서 계산하는 것이 계산의 효율을 더 높일 수 있다. Fig. 3.2는 계산에서 사용되어진

셀을 나타내고 있다. 그림에서 나타내어진 셀은 전후좌우 4방향으로 반복이 된다. 그렇기 때문에 좌우는 대칭(symmetric)조건을 적용하였고, 전후는 반복(periodic)조건을 적용하였다. Fluent에서는 반복조건을 적용시키면 입구영역을 무시한 완전발달된 유동에 대해서만 계산을 수행한다. 실질적으로 Re수가 낮은 범위에서는 입구영역이 거의 미미하기 때문에 이 부분은 무시하고 수치해석을 수행하였다. Fluent에서 반복조건을 사용하기 위해서는 여러 가지 제약조건이 따른다. 제약사항은 다음과 같다.

- (1) 유동자체가 비압축성 유동이어야 한다.
- (2) 반복조건이 되기 위해서는 두 면이 항상 같아야 한다.
- (3) Segregated solver를 사용하여야 한다.
- (4) 입구와 출구사이에 질량을 추가하지 않는다.
- (5) 모든 경계조건은 열유속을 정해주던지 아니면 일정한 온도를 유지하는 조건이어야 한다. 그리고 두 가지 조건을 병행해서 사용하면 안된다.
- (6) 모든 물성치는 온도에 대한 함수로 지정이 되지 않고 일정한 값을 사용하여야 한다.

그리고 형상의 윗면과 아랫면은 일정 표면온도 조건을 주었다. 열교환기는 옅섯회를 지나는 유체 외에 다른 유체가 지나가게 되는데 이 유체를 일정한 온도라고 가정하고 조건을 주었다.

3.3 해석결과

해석결과에서 압력손실은 f-factor, 열전달계수는 j-factor로 나타내었

고, 두 인자 모두 Re수에 따른 변화를 가지고 기존상관식들과 비교하였다. Re수의 특성길이는 수력직경을 사용하였는데 수력직경의 정의는 Manglik and Bergles의 정의를 사용하였다.

$$D_h = \frac{4A_c}{A/l} = \frac{4shl}{2(sl+hl+th)+ts} \quad (3.4)$$

오일의 경우 점성이 매우 크기 때문에 실질적으로 사용되고 있는 열교환기에서는 Re수가 크지 않고 거의 층류영역에 머무르고 있다. 이를 바탕으로 본 연구에서는 Re수를 층류 구간인 30~1200에서 수치해석을 수행하였다. 선행연구자들이 거의 공기와 같은 저 점성유체를 대상으로 상관식을 제시하였기 때문에 비교를 위해 공기도 같은 구간에서 수치해석을 하였고 여러 상관식들과 비교를 하였다.

입구조건은 350K의 유체가 흘러 들어가도록 설정하였고, 일정표면온도 조건인 상부와 하부면은 300K의 조건을 주었다. 이는 높은 오일을 식혀주는 오일쿨러와 같은 개념으로 수치해석을 실시한 것이다. 계산에 사용된 물성치는 입구조건인 350K에서의 물성치를 사용하였다.

3.3.1 압력손실

압력손실은 무차원 변수인 f-factor로 나타내었다. 이는 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta P \times D_h}{4L \frac{1}{2} \rho u^2} \quad (3.5)$$

f-factor를 계산하기 위해서는 환에서의 압력손실이 필요하다. 필요한 압력손실은 Fluent에서 반복(periodic)조건으로 계산할 경우 자동적으로 계산되어 미터당 압력손실로 나타난다. 이 값을 기준으로 하여 원하는 길이에 대해서 계산을 하였다.

Fig. 3.3은 Fin A에서 Re수가 500일 때 압력분포를 나타내고 있다. 보여지고 있는 압력분포는 높이방향으로 1/2지점에서의 압력분포를 나타내고 있는데 유체가 흐르면서 환과 만나는 지점에서 압력이 상승하게 되고 유동방향으로 압력이 점차적으로 낮아지는 것을 볼 수 있다. Fig. 3.4, Fig. 3.5, Fig. 3.6은 각 환에 대한 수치해석의 결과를 f-factor로 나타낸 것이다. 각각의 결과는 Re수에 대해서 비교를 하였다. Fin A와 Fin B의 읍셋환은 상관식과 잘 맞는 것을 알 수 있지만 현재 사용되고 있는 오일냉각기의 읍셋환인 Fin C는 상관식과 많은 차이를 나타내고 있다. 오일과 공기 두 유체사이에는 세 읍셋환 모두 차이를 보이지 않고 있다. Fin C에 대한 계산결과가 여러 상관식들과 차이를 나타내고 있는 것은 각각의 상관식들이 실험이나 수치해석에 사용된 읍셋환과 형상적으로 많은 차이를 나타내고 있기 때문으로 판단된다. Table 3.8는 계산에 사용된 핀의 형상을 무차원수로 나타낸 것이다. 계산에 사용된 환 중에 Fin C는 기존 상관식 적용범위에서 많이 벗어난 것을 알 수 있다. 그래서 기존의 상관식들이 Fin C의 형상에 대해서는 적용이 어려운 것으로 보인다. 각각의 파라메타의 영향에 대해서 Mnaglik and Bergles(1995)의 연구결과에 따르면 α 값이 커지면 압력손실이 작아지고 δ 값이 커지면 압력손실이 커지는 것으로 나타나고 있다.

위에서 알 수 있듯이 상관식들의 적용범위에 해당하는 환은 수치해석의 결과도 잘 맞는 것을 알 수 있다. 하지만 적용범위를 벗어나면 수치해석의 결과와 상관식간에 많은 차이가 나는 것을 알 수 있는데 이 같은 영향이 어떠한 파라메타의 영향을 받는지 알아보았다.

Fin D는 환의 두께의 영향을 알아보기 위해서 Fin C에서 두께를 작

계 함으로써 δ 값을 기존 상관식 적용범위가 되도록 하였다. 결과는 Fig 3.7에 나타내었다. 그림에서 보듯이 Fin D의 해석결과도 상관식과 잘 맞지 않는 것을 알 수 있다. 수치해석 결과가 Fin C의 경우와 크게 다르지 않고 Re수가 커질수록 상관식보다 f-factor가 작게 나타나고 있다. δ 는 두께에 대한 길이의 비로서 나타나고 있는데 두께에 대한 영향보다는 길이에 대한 영향이 큰 것으로 판단된다. Fin E의 경우 두께는 Fin C와 같고 길이만 늘려서 δ 값을 기존 상관식 적용범위가 되도록 한 환이다. Fin E에서 수치해석한 결과는 Fig. 3.8에 나타내었다. 이 그림에서 보면 길이가 늘어나면서 상관식과 잘 맞는 것을 알 수 있다. 위의 결과들을 종합해보면 읍셋환에서 환 두께에 대한 영향보다는 환 길이에 대한 영향이 더 크게 작용하는 것을 알 수 있다.

따라서 본 연구에서는 길이가 짧은 읍셋환에서도 적용이 가능한 상관식을 제시하고자 한다. 위의 결과들을 종합해보면 δ 는 환 길이에 대한 영향을 충분히 반영하지 않고 있는 것으로 판단된다. 그래서 새로운 파라미터인 β 를 사용하였다. β 는 환 폭에 대한 환 길이의 비를 나타냄으로써 환 길이에 대한 영향을 나타내고 있다.

$$\beta = \frac{s}{l} \quad (3.6)$$

각각의 형상에 대해서 수치해석한 결과를 Re수에 대해서 나타낸 그래프를 살펴보면 길이에 대해서 기울기가 다른 것을 알 수 있다. 이는 Re수의 지수가 잘못된 것을 나타낸다. 그래서 지금 제시하고자 하는 상관식은 Re수의 지수를 β 값을 이용해서 수정하고 각 형상에 대해서 잘 일치하도록 하였다. 기본적인 틀은 Manglik and Bergles(1995)의 상관식을 토대로 하였고 Re수의 지수만 수정하였다.

$$f = 9.6243 Re^{-0.73323 - 0.0205\beta} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2659} \quad (3.7)$$

위 상관식을 통한 결과값과 각 형상에 대해서 수치해석한 결과값에 대한 비교를 Fig. 3.9에 나타내었다. 그림에서 보듯이 계산에 사용된 옵션형 형상에 대해서 새로운 상관식은 20%범위 내에서 잘 맞는 것을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 3.10과 Fig. 3.11은 Fin B와 Fin C에서의 계산결과와 새로운 상관식간의 비교를 나타내고 있다. 기존의 Fin C의 경우를 살펴보면 기존의 상관식보다 본 연구에서 제시한 상관식이 더 잘 맞는 것을 볼 수 있다.

3.3.2 열전달 계수

열전달 계수는 무차원 변수인 j-factor로 나타내었다. 이는 다음과 같다.

$$h_o = \frac{Q}{A \Delta T_{lm}} \quad (3.8)$$

$$j = St \times Pr^{2/3} = \frac{h_o}{\rho u c_p} \times Pr^{2/3} \quad (3.9)$$

j-factor를 계산하기 위해서는 우선 열전달 계수를 알아야하고 열전달 계수를 계산하기 위해서는 방열량을 알아야 한다. 방열량은 유체와 환이 만나는 면에서의 방열량을 확인하면 계산영역에서의 총 방열량을 확인할 수 있다. 면적 또한 유체와 환이 만나는 면적만 계산에 적용시켰다. 온도차이는 로그평균온도차를 사용하였다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \quad (3.10)$$

로그평균온도차를 계산하는데 있어서 벽온도는 일정온도 조건을 주었기 때문에 입구나 출구 모두 300K로 계산하였다. 그리고 유체의 입구온도는 350K로 계산하였고 출구온도는 Fluent에서 계산되어진 출구 측 평균온도를 사용하였다.

Fig. 3.12은 Fin A의 온도분포를 나타내고 있다. 보여지고 있는 온도분포는 높이방향으로 1/2지점에서의 온도분포를 나타내고 있는데 유체가 흐르면서 흰 주변으로 열적 경계층이 반복적으로 발달되고 소멸되는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 3.13, Fig. 3.14, Fig. 3.15는 각각 Fin A와 Fin B, 그리고 Fin C의 j-factor에 대한 계산결과이다.

계산에 사용된 유체는 공기와 오일을 이용하였다. 이는 Hu and Herold(1995)가 발표한 Pr수가 옅섯흔에서 열전달에 미치는 영향을 알아보기 위해서 Pr수가 비교적 작은 공기와 큰 오일을 계산에 사용하였다. 계산결과를 살펴보면 공기와 오일은 열전달에 있어서 다른 결과를 나타내고 있다. Fig. 3.13과 Fig. 3.14에서 보면 Pr수가 큰 오일이 Pr수가 작은 공기에 비해 j-factor가 작은 값을 나타내고 있다.

Fin A와 Fin B의 경우는 공기와 오일의 해석결과에 차이는 있지만 다른 상관식들과의 차이가 크게 나타나지는 않고 있다. 하지만 Fin C의 경우를 살펴보면 오일은 다른 상관식들과 비슷한 범위에서 계산 되었으나 공기의 해석결과는 기존의 상관식을 적용하기 어려울 정도로 많은 차이를 나타내고 있다. 이는 f-factor와 마찬가지로 j-factor도 흰 길이가 짧아지면 상관식과 차이가 많이 나는 것을 알 수 있다. 그래서 공기에 대한 j-factor도 β 값을 이용한 상관식을 제시하고자 한다.

$$j = 2 \times Re^{-0.71 - 0.03599\beta} \times \alpha^{-0.1541} \times \delta^{0.1499} \times \gamma^{-0.0678} \quad (3.11)$$

위 상관식을 통한 결과값과 각 형상에 대해서 수치해석한 결과값에 대한 비교를 Fig. 3.16에 나타내었다. 그림에서 보듯이 계산에 사용된 옵션 형상에 대해서 새로운 상관식은 20%범위 내에서 잘 맞는 것을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 3.17과 Fig. 3.18은 Fin B와 Fin C에서의 계산결과와 새로운 상관식간의 비교를 나타내고 있다. 기존의 Fin C의 경우를 살펴보면 기존의 상관식보다 본 연구에서 제시한 상관식이 더 잘 맞는 것을 볼 수 있다.

Table 3.1 Dimensions of offset fins

	s (mm)	t (mm)	h (mm)	l (mm)
Fin A	1.43	0.015	3	3.17
Fin B	1.52	0.152	2.26	6.12
Fin C	4	0.3	2.7	1.5
Fin D	4	0.1	2.7	1.5
Fin E	4	0.3	2.7	7.5

Table 3.2 Boundary layer thickness (Fin A)

Re	δ	Pr	δ_t
100	1.215	335	0.175
500	0.701	335	0.101
700	0.543	335	0.078
1200	0.459	335	0.066

Table 3.3 Boundary layer thickness (Fin B)

Re	δ	Pr	δ_t
30	3.000	335	0.426
100	1.619	335	0.233
300	0.935	335	0.135
500	0.724	335	0.104

Table 3.4 Boundary layer thickness (Fin C)

Re	δ	Pr	δ_t
100	1.029	335	0.148
500	0.594	335	0.085
700	0.460	335	0.066
1200	0.389	335	0.056

Table 3.5 Boundary layer thickness (Fin D)

Re	δ	Pr	δ_t
30	3.000	335	0.426
100	1.619	335	0.233
300	0.935	335	0.135
500	0.724	335	0.104

Table 3.6 Boundary layer thickness (Fin E)

Re	δ	Pr	δ_t
30	3.000	335	0.426
100	1.619	335	0.233
300	0.935	335	0.135
500	0.724	335	0.104

Table 3.7 Mesh size

	Calculated size	Selected size
Fin A	0.031	0.030
Fin B	0.0628	0.038
Fin C	0.031	0.025
Fin D	0.030	0.025
Fin E	0.031	0.025

Table 3.8 Parameters of Offset fin

	α	β	δ	γ
Fin A	0.477	0.451	0.0473	0.105
Fin B	0.673	0.248	0.025	0.1
Fin C	1.481	2.667	0.200	0.075
Fin D	1.481	2.667	0.067	0.025
Fin E	1.481	0.533	0.040	0.075

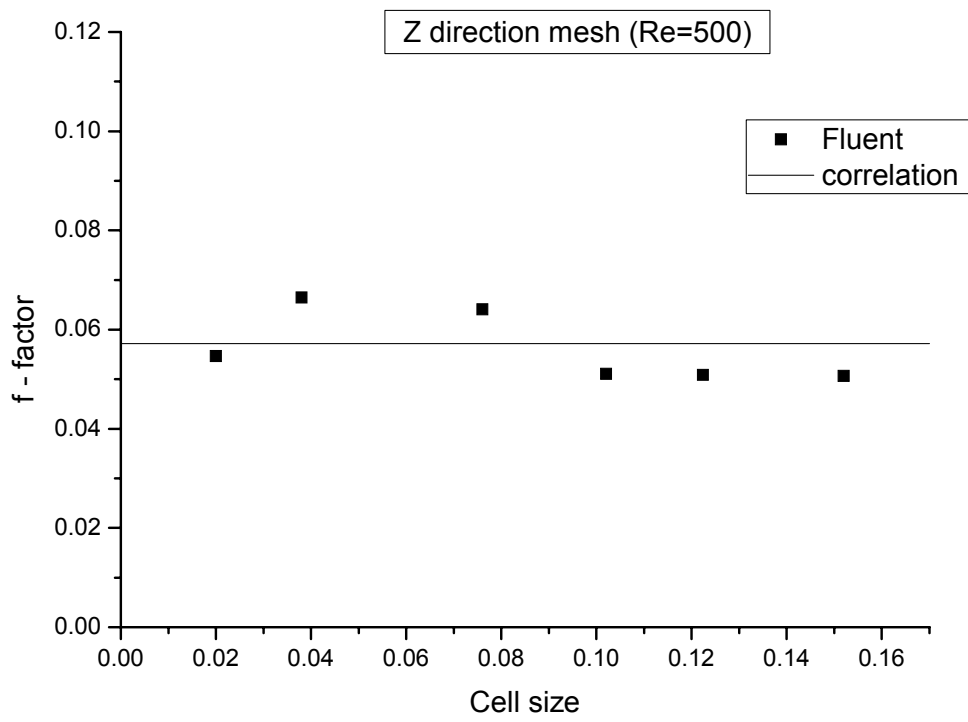
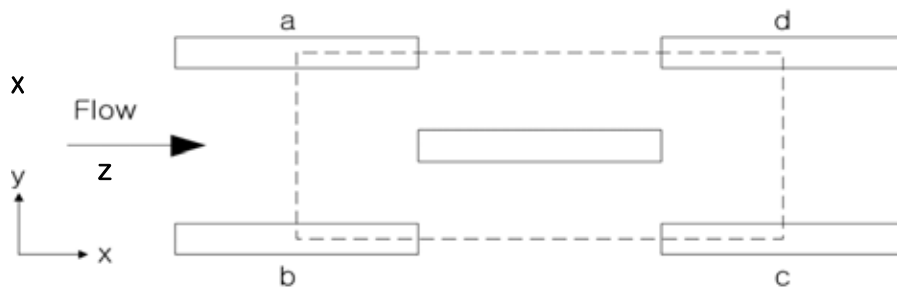
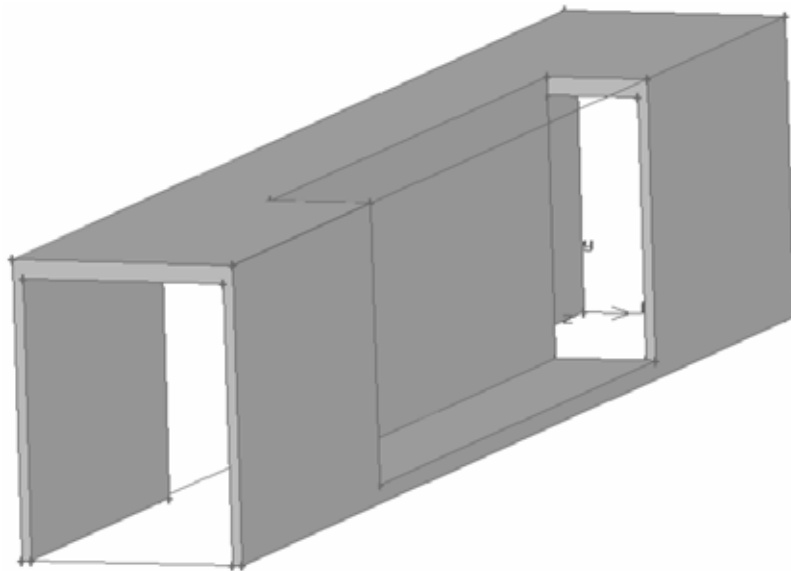


Fig. 3.1 An effect of z-direction mesh size



a. Cross section view at half height



b. Perspective view

Fig. 3.2 Schematic diagram of a fin array

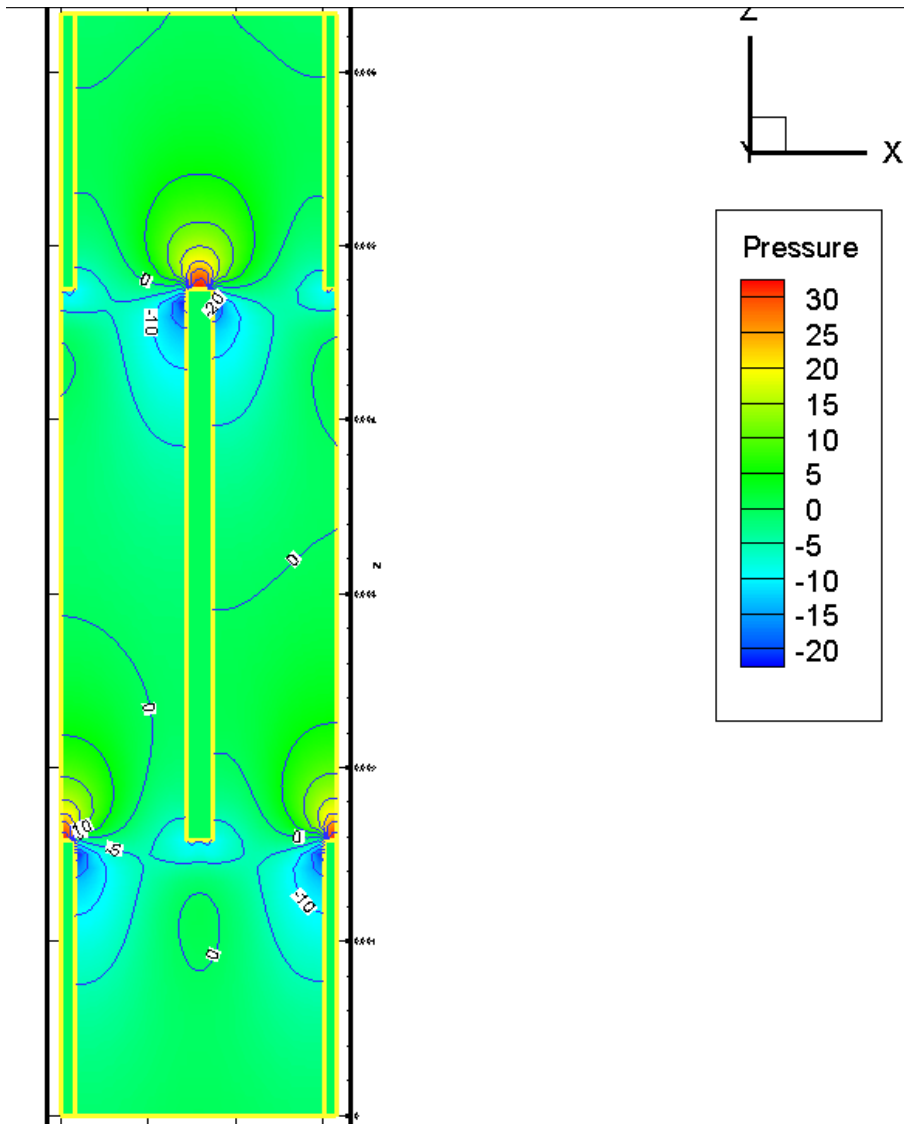


Fig. 3.3 Contour of static pressure at Re=500

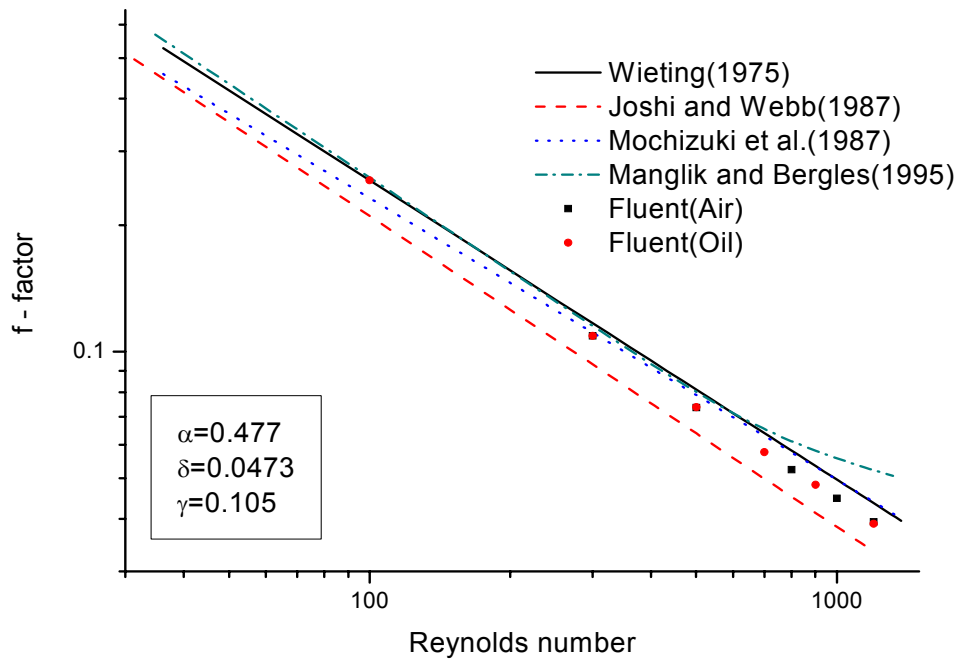


Fig. 3.4 Comparison of the calculation data with correlations (Fin A)

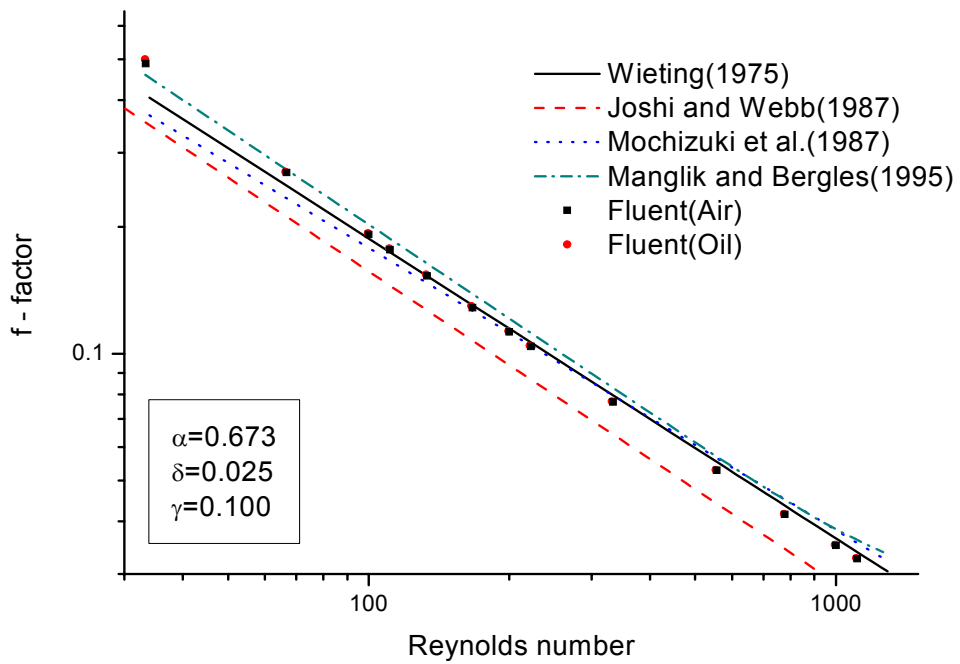


Fig. 3.5 Comparison of the calculation data with correlations (Fin B)

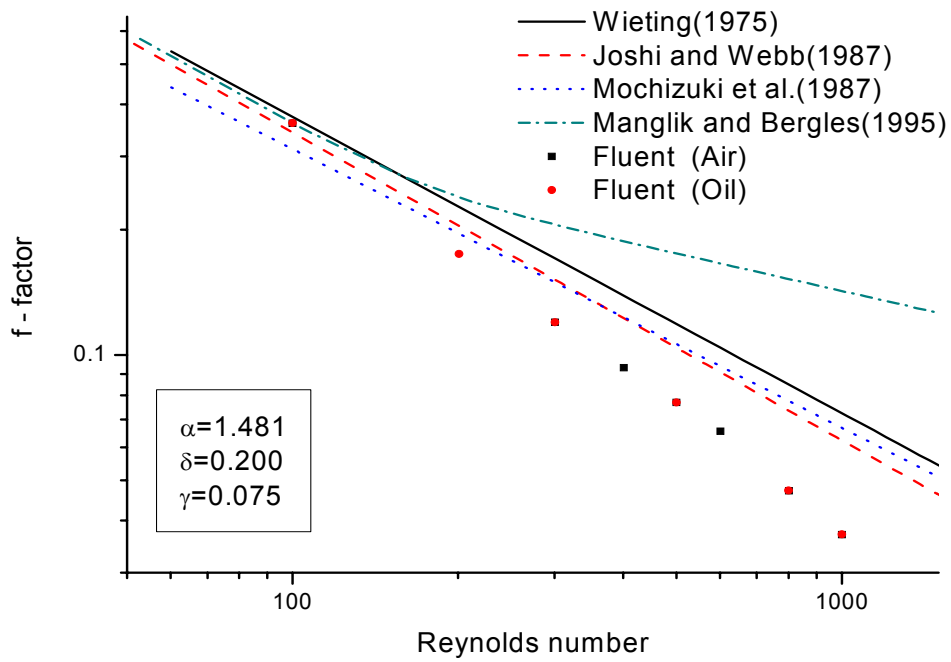


Fig. 3.6 Comparison of the calculation data with correlations (Fin C)

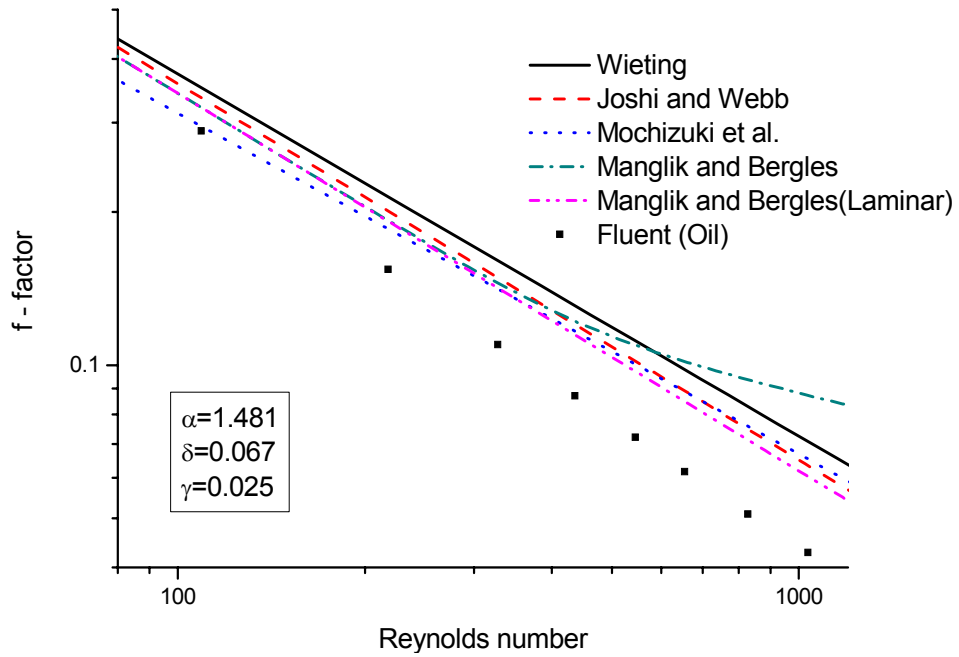


Fig. 3.7 Comparison of the calculation data with correlations (Fin D)

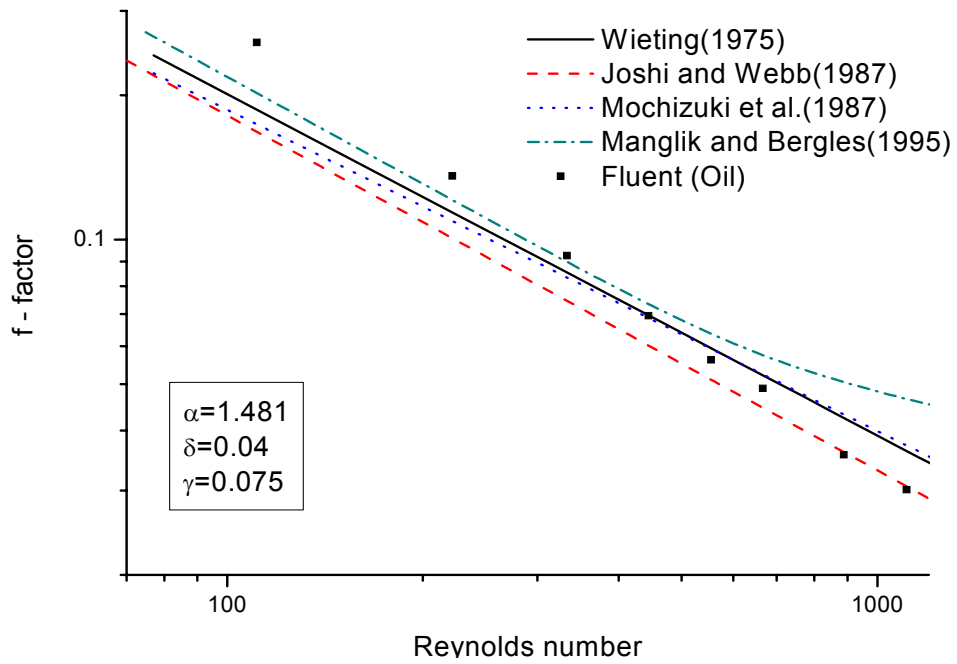


Fig. 3.8 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin E)

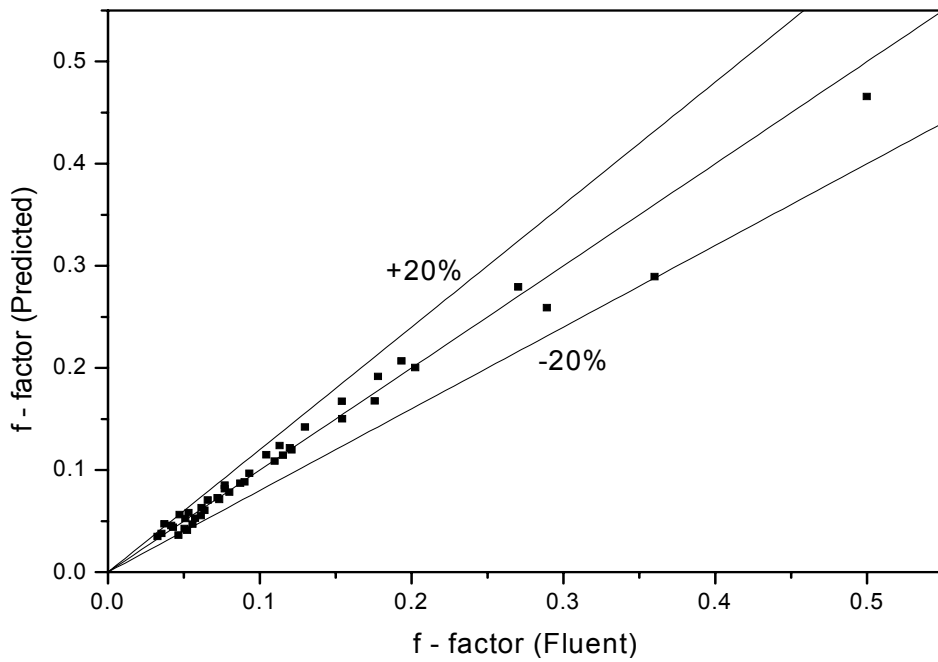


Fig. 3.9 Comparison of predictions for f-factor given by the proposed correlation Eq.(3.7) with Fluent calculations

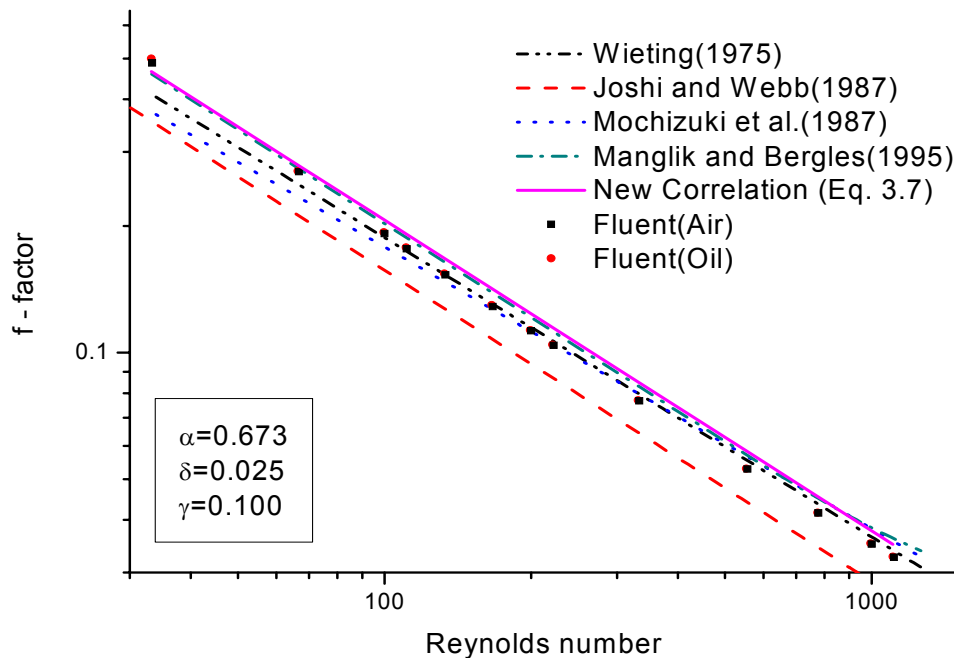


Fig. 3.10 Comparison of f-factor given by the proposed correlation(Eq. 3.7) with other correlations (Fin B)

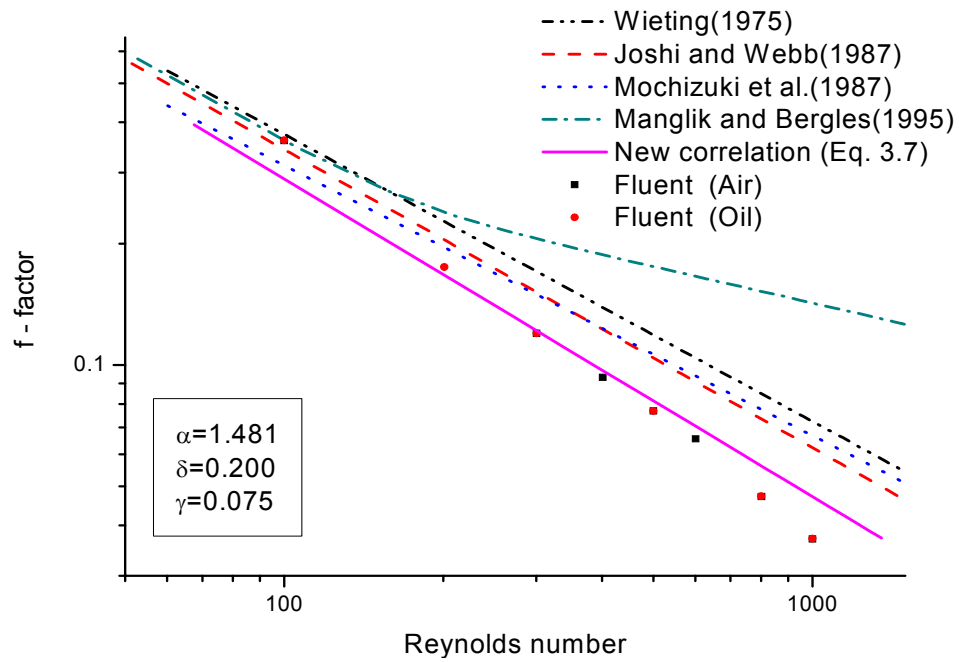


Fig. 3.11 Comparison of f-factor given by the proposed correlation(Eq. 3.7) with other correlations (Fin C)

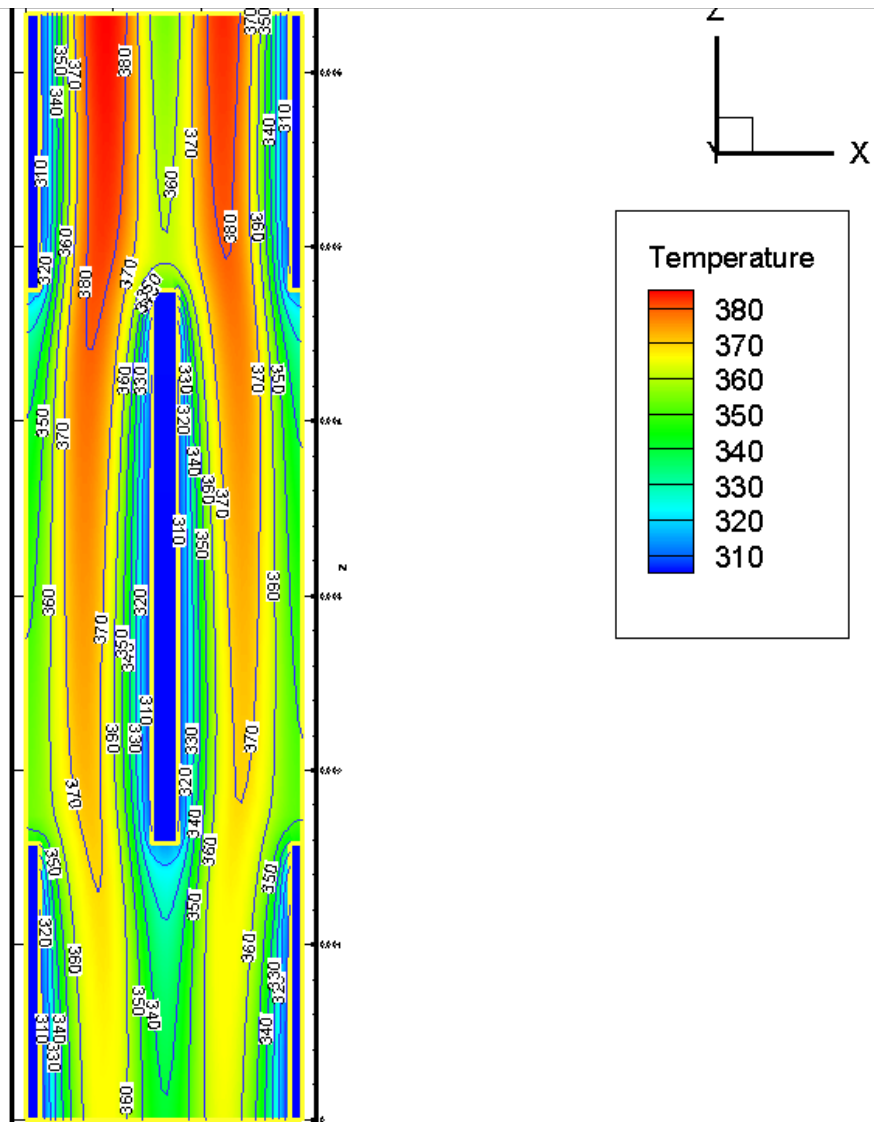


Fig. 3.12 Contour of static temperature at $Re=500$

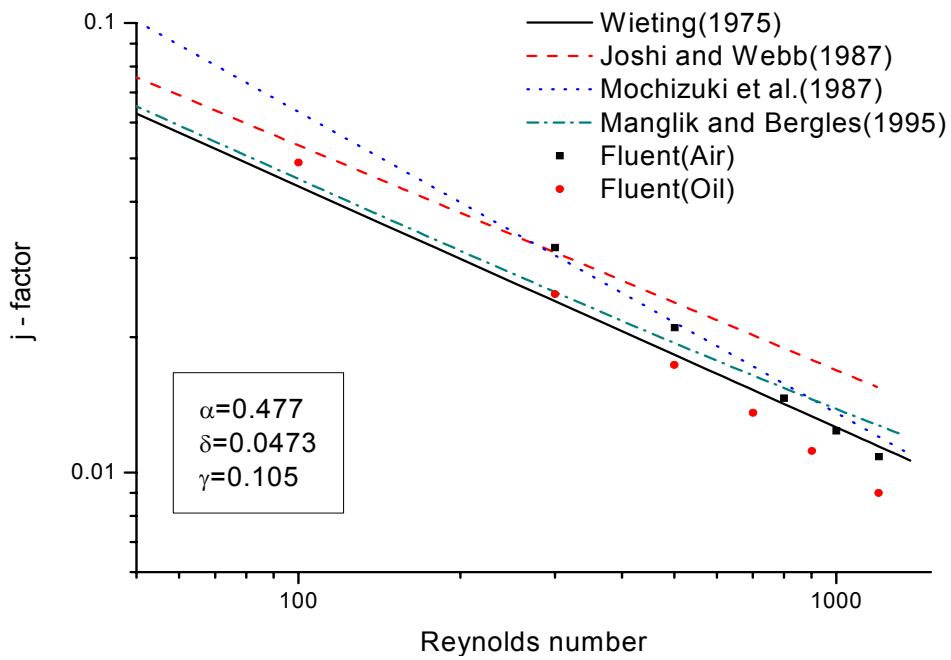


Fig. 3.13 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin A)

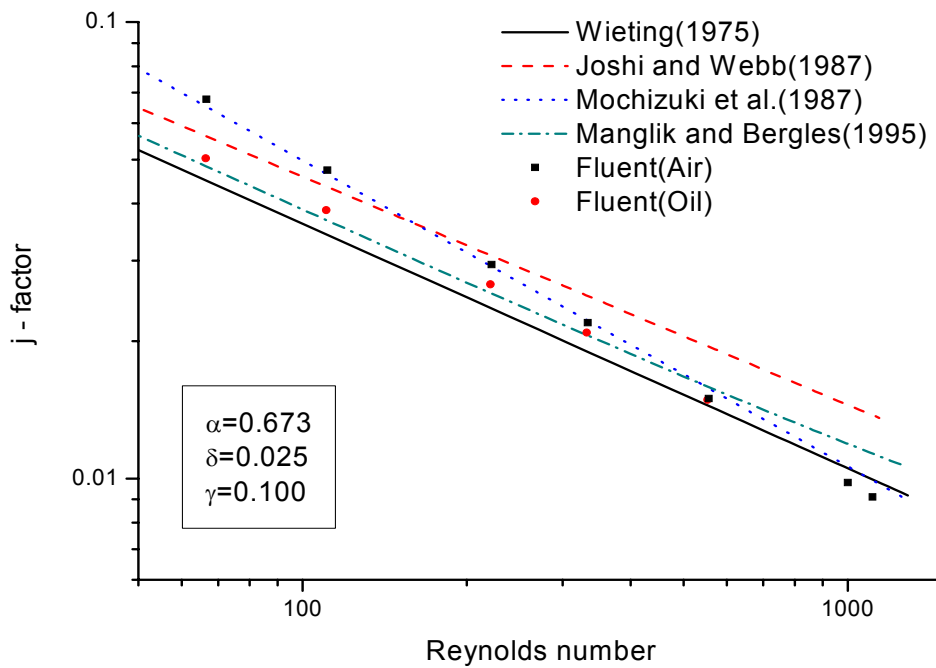


Fig. 3.14 Comparison of the calculation data with correlations
(Fin B)

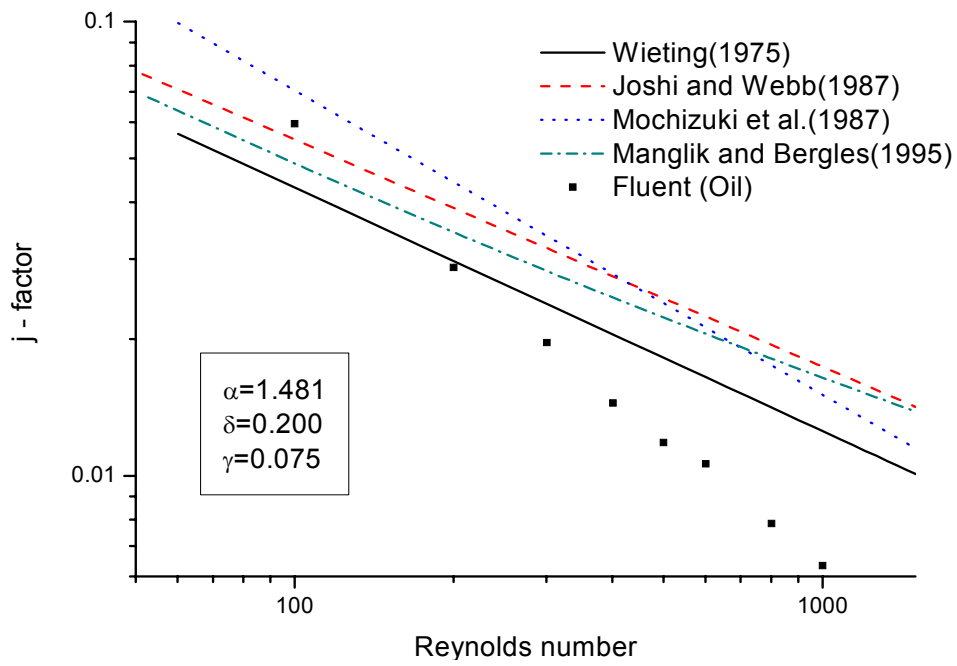


Fig. 3.15 Comparison of the calculation data with correlations (Fin C)

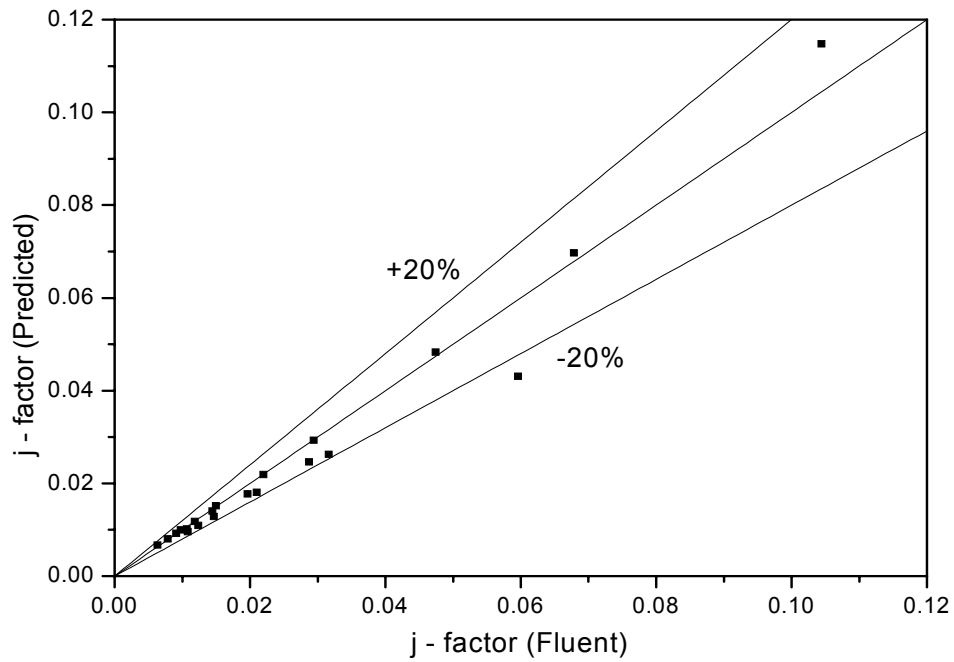


Fig. 3.16 Comparison of predictions for j-factor given by the proposed correlation Eq.(3.11) with Fluent calculations

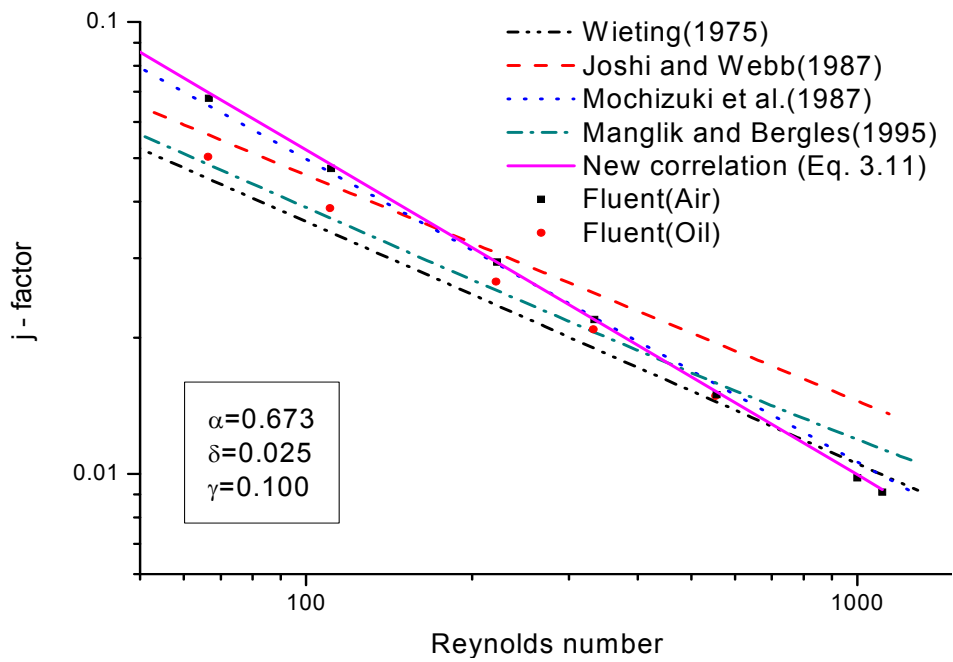


Fig. 3.17 Comparison of j-factor given by the proposed correlation(Eq. 3.11) with other correlations (Fin B)

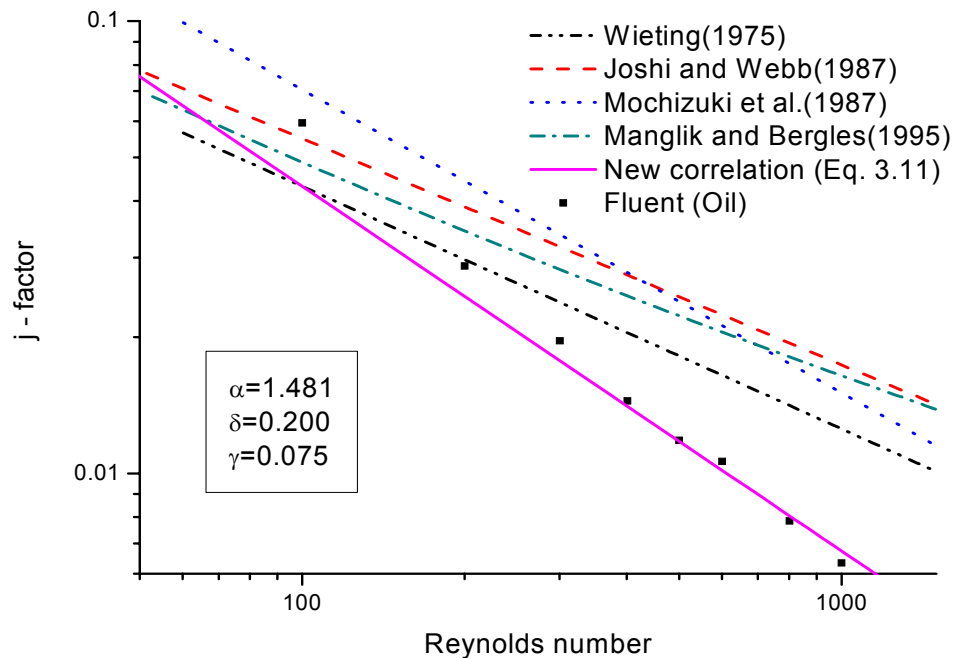


Fig. 3.18 Comparison of j-factor given by the proposed correlation(Eq. 3.11) with other correlations (Fin C)

제 4 장 결론

본 연구에서는 읍셋훅에서의 열유동 성능에 대해서 수치해석 방법을 적용하여 연구하였다. 많은 선행연구자들이 저점성 유체에 대해서 실험과 수치해석을 통해 상관식들을 제시하였으나, 고점성 유체에서는 그 결과가 잘 맞지 않았다. 그래서 본 연구에서는 고점성 유체인 오일에서 읍셋훅이 어떠한 열유동 특성을 가지는지에 대해서 연구함으로써 오일냉각기와 같은 열교환기 설계에 기초적인 자료를 제시하고자 하였다. 공기와 오일에 대해서 수치해석을 수행하였는데 각각 $30 \leq Re \leq 1200$ 범위에서 계산하였다. 위의 조건으로 해석한 결과를 정리해보면 다음과 같다.

- 1) 기존 상관식을 적용 가능한 훅 형상에 대해서는 상관식과 수치해석을 통한 계산결과와 잘 맞고 적용 가능한 범위를 벗어나면 상관식과 수치해석간의 차이가 많이 발생한다.
- 2) 압력손실은 기존의 상관식과 수치해석을 통한 결과와 잘 맞는 것을 알 수 있다. 같은 Re수에 대해서 거의 같은 값을 나타내고 있는데 이는 수치해석적 방법에 오류가 거의 없다고 판단된다.
- 3) 압력손실은 다른 기하학적 파라미터보다 훅 길이에 대한 영향을 많이 받고 있는 것을 알 수 있었고 이를 기준으로 하여 다음과 같이 상관식을 수정해서 사용하면 좀 더 광범위한 영역에 대해서 상관식을 적용시킬 수 있다.

$$f = 9.6243 Re^{-0.73323 - 0.0205\beta} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2659}$$

4) 많은 선행연구자들이 Pr수에 대한 영향은 미비하기 때문에 무시할 수 있다고 생각하였으나 수치해석을 통한 결과는 유체의 Pr수가 열전달 계수에 많은 영향을 나타내고 있음을 알 수 있었다.

5) 오일의 해석결과는 상관식과 비슷한 값을 나타내고 있지만 공기의 경우는 상관식과 많은 차이를 나타내고 있다. 이러한 차이는 회전 길이에 대한 영향도 많이 기여하고 있다. 그래서 공기를 작동유체로 하는 해석에 있어서 사용이 가능한 다음의 상관식을 제시하였다.

$$j = 2 \times Re^{-0.71 - 0.03599\beta} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678}$$

6) 향후 여러 가지 유체와 회전 형상에 대해서 해석을 수행하고 광범위하게 사용할 수 있는 상관식 모델개발이 필요하다.

참 고 문 헌

DeJong, N. C. et al, 1998, "A complementary experimental and numerical study of the flow and heat transfer in offset strip-fin heat exchangers", ASME J. of heat transfer, Vol. 120, pp. 690-698

Dong, J. et al., 2007, "Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 306-313

Ede, A. J., 1961, "The heat transfer coefficient for flow in a pipe", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 4, pp. 105-110.

Garimella, S. et al., 2001, "The effect of simultaneously developing flow on heat transfer in rectangular tubes", Heat transfer Engineering, Vol. 22, pp. 12-25

Guo, L. et al., 2007, "Influence of geometrical factors and pressing mould wear on thermal-hydraulic characteristics for steel offset strip fins at low Reynolds number", Int. J. of Thermal Sci., Vol. 46, pp. 1285-1296

Hu, S. and Herold, K. E., 1995, "Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance : experimental results", Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 38, No. 6, pp. 1053-1061

Hu, S. and Herold, K. E., 1995, "Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance : predictive model for heat transfer and pressure drop", Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 38, No. 6, pp. 1043-1051

Hwang, K. D. et al., 2003, "Heat transfer and pressure drop characteristics of enhanced titanium tubes", Desalination, Vol. 159, pp. 33-41

Joshi, H. M. and Webb, R. L., 1987, "Heat transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger", Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 30, No. 1, pp. 69-84

Kakaç, S. and Liu, H., 1988, "Heat exchangers ; Selecting, Rating and Thermal Design", CRC Press LLC

Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1995, "Heat transfer and pressure drop correlatiois for rectangular offset strip fin compact heat exchanger", Exp. Thermal and Fluid Sci., Vol. 10, pp. 171-180

Nam, Y. H., 2006, "Fluid flow and heat transfer in high temperature, high pressure helium flow in minichannels", Master's thesis, Korea Maritime Univ.

Olsson, C. O. and Sunden, B., 1996, "Heat transfer and pressure drop characteristics of ten radiator tubes", Int. J. Heat Transfer, Vol. 39, No. 15, pp. 3211-3320

Olson, D. A. and Glover, M. P., 1990, "Heat transfer in a compact tubular heat exchanger with helium gas at 3.5 MPa", NISTIR 3941

Patel, V. C. and Head, M. R., 1969, "Some observations on skin friction and velocity profiles in full developed pipe and channel flows", J. Fluid Mech., Vol. 38, pp. 181-201

Saidi, A. and Sunden, B., 2001, "A numerical investigation of heat transfer enhancement in offset strip fin heat exchanger in self-sustained oscillatory flows", Int. J. of Numerical methods for Heat & Fluid flow, Vol. 11, No. 7, pp. 699-716

Son, C. H. and Park, S. J., 2006, "An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube", Int. J. of Refrigeration, Vol. 29, pp. 539-546

Tinaut, F. V. et al., 1992, "Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of compact plate-type heat exchangers", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No.7, pp. 1659-1665

Wieting, A. R., 1975, "Empirical correlation for heat transfer and fluid friction characteristics of offset fin plate heat exchangers", J. of Heat transfer, Vol. 97, pp. 488-490

Yang, R. et al., 2006, "Experimental study on convective heat transfer of water flow in a heated tube under natural circulation", Nuclear Engineering and Design, Vol. 236, No.18, pp. 1902-1908