

Gasket 방식 판형 열교환기의 고·저온부 유량 및 압력차에 따른 압력강하 특성

안 준[†], 김 혁 주, 최 규 성, 송 대 석
한국에너지기술연구원

Pressure Drop of a Gasket Sealed Plate Type Heat Exchanger upon its Operating Conditions

Joon Ahn[†], Hyouck Ju Kim, Kyu Sung Choi, Dae Seok Song

ABSTRACT: In a gas engine based cogeneration system, heat is recovered from two parts, which are jacket water and exhaust gas. The heat from the jacket water is often recovered by a plate type heat exchanger and used for the room heating and/or hot water supply. Depending on the operating conditions of engine and heat recovery system, there should be imbalance in the flow rate and supply pressure between engine and heat recovery side of the heat exchanger. The imbalance cause the deformation of the plate, which affects the pressure drop characteristics. In the present study, the pressure drop inside the heat exchanger has been investigated in a 1/5 scaled test rig and compare with the experimental correlations, which are used for the design.

Key words: Cogeneration (열병합), Heat exchanger (열교환기), Heat transfer (열전달)

기 호 설 명

D_h : 채널의 수력 직경 [m]
 f : 마찰계수
 G_p : 포트 내의 질량 유속 [$\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$]
 Re : Reynolds 수, $u_{ch} D_h / \nu$
 u_{ch} : 채널 내의 벌크 속도 [m/s]

ΔP_c : 채널에서의 압력강하 [Pa]
 ν : 동점성 계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

1. 서 론

현재 우리나라는 제2차 전력수급 기본계획을 수립하여 2017년까지 2,700 MW의 전력을 소형 열병합발전을 통해 공급할 계획을 갖고 있다. 지금까지 소형열병합발전은 주로 아파트 단지 등에 보급되어 왔고 대부분 200~500kW의 작은 용량 수준으로서 이들만으로 2,700MW의 목표를 달성하기에는 한계가 있다. 따라서 목표를 달성하기 위해서는 1~5MW급의 가스엔진 열병합발전 시스템이나 5~10MW급의 소형가스터빈 열병합발전 시스템이 적극적으로 보급되어야 한다.⁽¹⁾

그리스 문자

ΔP : 압력강하 [Pa]
 ΔP_p : 포트에서의 압력강하 [Pa]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3328; fax: +82-42-860-3098

E-mail address: jahn@kier.re.kr

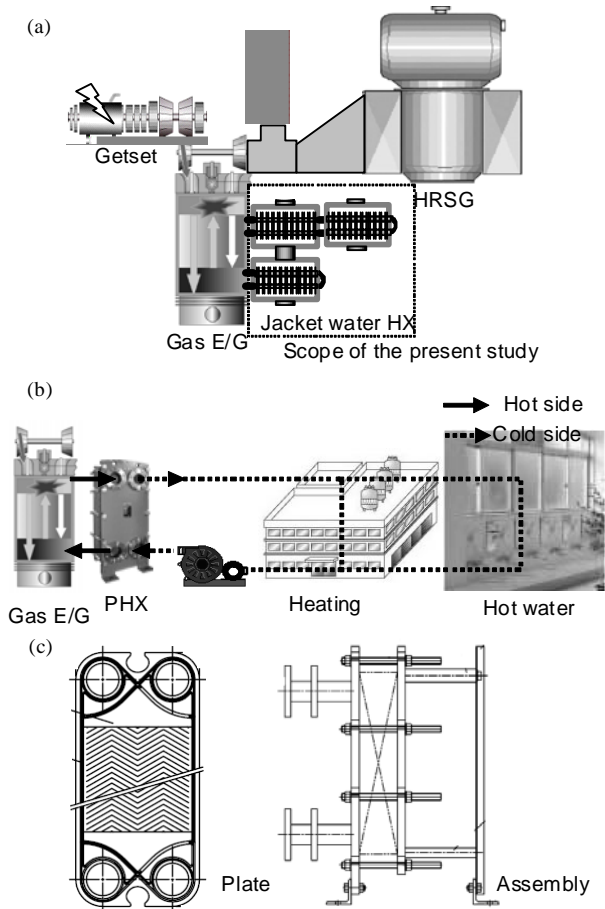


Fig. 1 Gas engine CHP system; (a) system composition; (b) jacket water heat recovery system; (c) heat exchanger for jacket water heat recovery

본 연구에서는 1MW급의 가스엔진을 기반으로 열병합시스템을 구성하는 데 가장 핵심이 되는 기술인 배열회수 기술을 개발하고자 한다. 1MW에서 10MW급에 해당하는 소형 열병합 시스템이 주로 활용되는 대형 병원, 자립형 공장, 온천 리조트 등의 경우에는 온수를 이용한 급탕, 난방 수요 이외에 증기 형태의 열수요가 있는 경우가 많아지게 된다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1(a)에 보인 바와 같이 가스엔진의 엔진 냉각수의 열은 온수로 배가스는 증기의 형태로 배열을 회수하도록 시스템을 구성하였다.⁽¹⁾

엔진 냉각수의 열을 온수로 활용할 때에는 판형 열교환기가 널리 이용된다. 판형 열교환기는 여러 장의 주름진 판을 포개어 유로를 형성하여 열교환을 이루도록 한다. 판과 판을 체결할 때에는 사용압력에 따라 Gasket, 용접, 납땜 등의 방

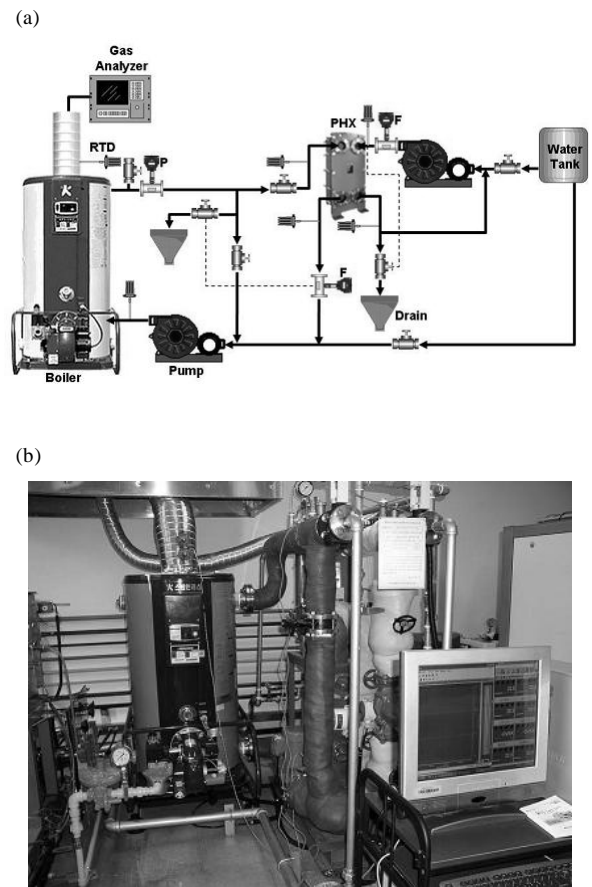


Fig. 2 Experimental setup; (a) Schematic diagram; (b) Photograph

식을 적용한다.⁽²⁾ 본 연구에는 Gasket 방식으로 체결한 판형 열교환기를 채택하였다.

엔진 냉각수에서 열을 회수하는 시스템은 급탕, 환수 온도 설정 및 배관 등 설치 환경에 따라 열회수 측의 유량 및 압력이 달라지게 된다. 또한 운전 중에서도 전기 및 열 부하에 따라 고온부와 저온부 작동유체의 유량 및 압력에 변화가 생기게 된다. 이러한 변화에 따라 Gasket 방식으로 체결한 판형 열교환기의 경우 판에 미세한 변형이 생기게 되고 이는 압력강하에 큰 영향을 줄 수 있다.⁽³⁾

이에 본 연구에서는 1MW급 가스엔진 열병합 발전 시스템의 엔진 냉각수 열회수 장치의 1/5 스케일 모형을 제작하고 압력강하를 측정하였다. 고온부와 저온부의 유량 및 압력이 같은 조건에서 실험을 수행하여 설계를 위해 제안된 실험식들^(4, 5)과 비교하고 널리 이용되는 Kumar 상관식⁽⁴⁾에 대하여 보정계수를 제시한다. 고온부, 저온

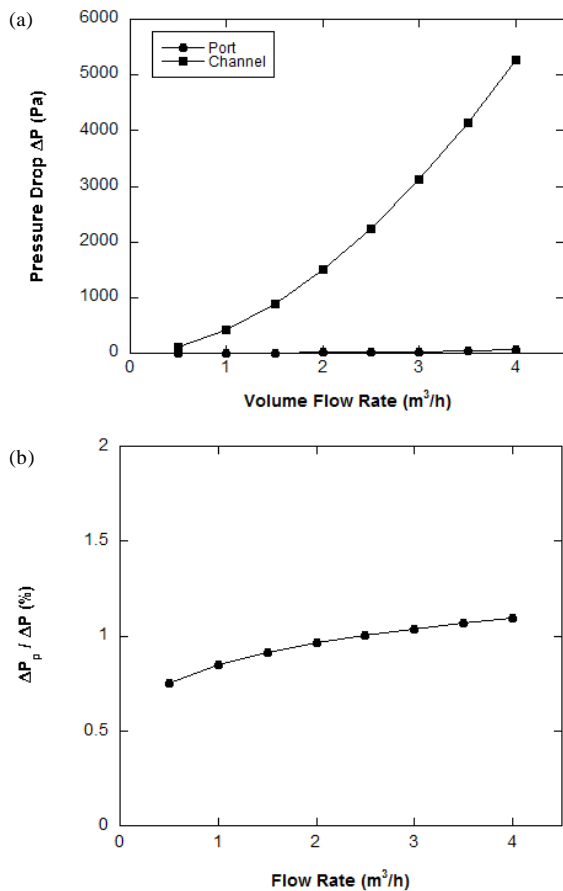


Fig. 3 Pressure loss prediction by correlation⁽⁴⁾; (a) pressure drop; (b) portion of port loss over the total pressure drop

부의 운전 조건 변화에 따른 영향을 관찰하기 위해 각각의 유량 및 압력을 변화하여 압력 강하를 측정하였고 이를 설계에 사용되는 상관식과 비교한다.

2. 실험 장치 및 방법

가스엔진을 이용한 열병합 발전에서 엔진 냉각수의 에너지는 판형열교환기를 이용하여 온수의 형태로 급탕 또는 난방에 활용하게 된다 (Fig. 1(b)). 결과적으로 배열회수 시스템은 Fig. 1(c)와 같이 운전 조건에 따라 판형 열교환기의 경우 같은 형태의 판을 여러 장 겹쳐 반복 사용하는 구조(Fig. 1(c))로 되어⁽²⁾ 난방 및 급탕 목적을 위해 설계할 경우 고온부, 저온부의 유량, 온도차에 따른 열교환 특성이 고려되어야 한다.

본 연구에서는 급탕 또는 난방 조건을 모사하

여 판형 열교환기의 성능을 파악하기 위하여 Fig. 2(a)와 같이 고온부 및 저온부에 각각 폐회로를 구성하도록 실험장치를 고안, 제작하였다. 가스엔진의 냉각수는 약 10 t/h의 유량으로 98°C로 배출되고⁽⁶⁾ 본 실험에서는 1/5 용량에 맞추어 2 t/h의 유량으로 공급되도록 설계를 수행하였다. 본 논문에서는 압력강하를 다루지만 실험장치는 열전달 실험을 수행할 수 있도록 구성하였다. 가스엔진 냉각수에 해당하는 고온의 물은 해당 온도의 온수가 공급되도록 제어 장치를 수정한 온수 보일러(경동 나비엔 GTG1035)를 통해 공급하였다. 열병합 시스템에서 수용가에 해당하는 저온부의 경우에는 온수를 사용하는 조건을 열교환기 출구에서 일부 온수를 배출하는 것으로 구현하였고 배출량은 열교환기 입구 온도와 연계가 되도록 설계하였다. 보일러의 버너에 별도의 밸브를 설치하여 부분부하 조건에서 실험을 할 수 있도록 하였다.

엔진 및 수용가 측의 물은 인버터로 제어되는 별도의 펌프로 공급하였고 배수량과 보충수량을 조절함으로써 작동유체의 압력을 제어하였다. 고온부와 저온부의 유량은 각각 열교환기의 고온부 출구 및 저온부 입구에서 전자식 유량계를 이용하여 측정하였다. 열교환기의 입구 및 출구에서 압력을 측정하여 실험 조건을 설정하였다. 고온부, 저온부 입출구의 차압은 해당 범위에서 교정한 별도의 차압계를 설치하여 측정하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 압력강하 설계 및 검증

본 연구에서 사용한 열교환기는 100 kW의 열량을 전달하기 위하여 열전달 면적 1.89 m^2 의 판 23개로 구성되어 있다. 따라서 고온부, 저온부 각각 11개의 채널을 형성하게 된다. 가스엔진 원동기에 내장된 펌프의 최대 외부 허용 압력강하는 약 100 kPa이며⁽⁶⁾, 1/5 스케일의 모형으로 진행된 본 연구에서는 배관에서의 압력강하를 고려하여 판형 열교환기에서의 압력강하를 10 kPa로 설정하였다. 열전달 면적 여유분을 10%로 설계한 형상 및 운전조건에 대하여 Kumar의 관계식⁽⁴⁾으로 예측한 압력강하는 최대 유량 조건에서 약 5 kPa이 발생할 것으로 예측된다 (Fig. 3(a)).

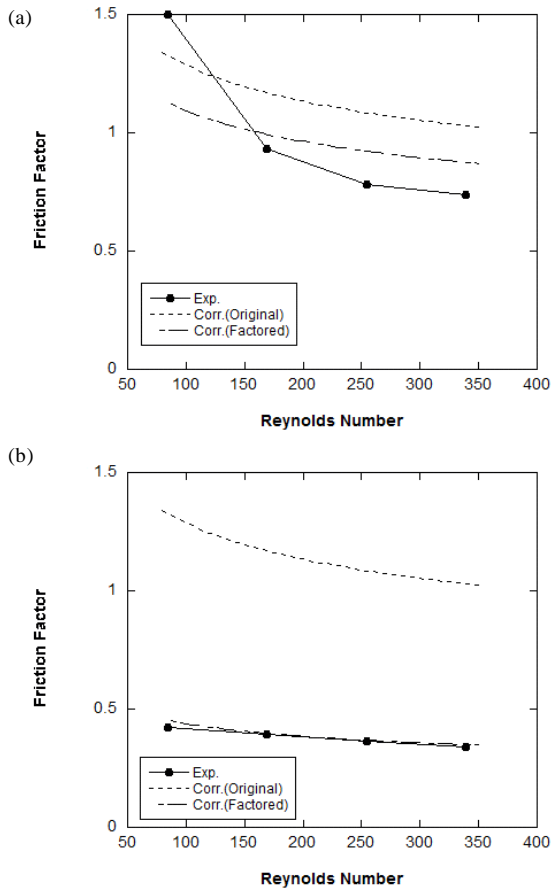


Fig. 4 Modification of Kumar's correlation⁽⁴⁾ to be matched with the experimental data ; (a) hot side; (b) cold side

관형 열교환기에서의 압력 손실은 작동 유체가 포트 및 판과 판사이에 형성된 채널을 거치면서 발생하게 된다. 포트에서의 압력손실을 식(1)에 의해 계산하여 채널에서의 압력손실 예측값과 비교하여 Fig. 3에 제시하였다.

$$\Delta P_p = 1.4 \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (1)$$

본 연구에서 채택한 관형 열교환기의 경우 대부분의 압력강하가 채널에서 발생하여 포트에서 발생하는 압력강하는 전체의 1.2% 이내일 것으로 예측되었다 (Fig. 3(b)).

실험결과에서 구한 고온부와 저온부에서의 마찰계수를 Kumar의 관계식과 비교하여 Fig. 4에 제시하였다. 고온부의 경우 압력 손실값이 관계식으로 비교적 잘 예측이 되지만 유량이 작은 Reynolds 수 80에서 150의 범위에서 Reynolds 수에 따른 마찰계수 변화율이 관계식보다 큰 것

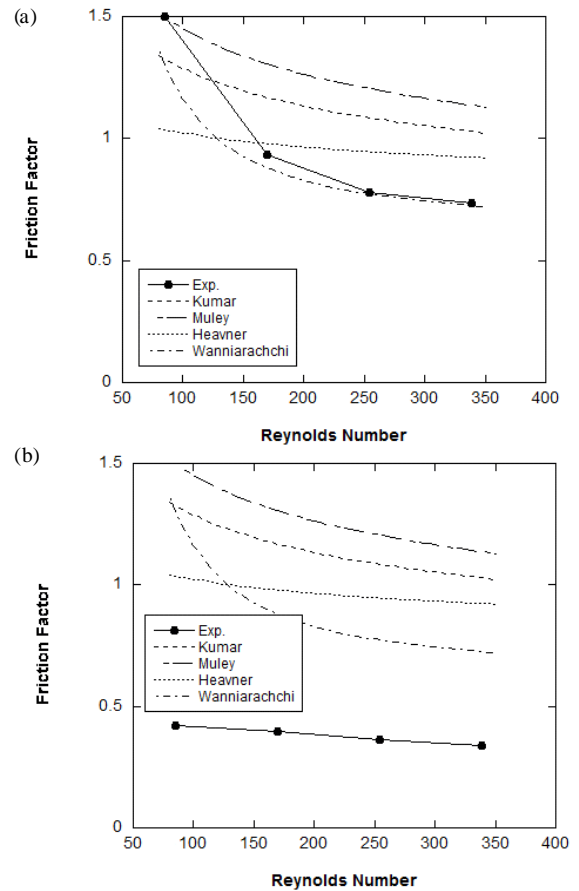


Fig. 5 Friction factor compared with correlations; (a) hot side; (b) cold side

을 볼 수 있다. 실험값과 맞추기 위한 보정계수는 0.84로 구해졌다. 저온부의 경우 Reynolds 수가 낮은 경우에도 기울기는 Kumar의 관계식과 큰 차이를 보이지 않아 보정계수를 곱할 경우 잘 일치하지만 마찰계수의 값은 예측값보다 훨씬 작게 측정되어 보정계수는 약 0.35로 구해진다.

Kumar의 관계식이 발표된 이후 Kumar의 관계식에서 고려되지 않은 관형 열교환기의 웨브론 각도나 확장율 등의 기하학적 조건을 반영한 관계식 들이 발표되었다.⁽⁵⁾ Kumar이외의 관계식을 실험결과와 비교하여 Fig. 5에 제시하였다. 고온부에서 얻은 실험결과는 Wanniarachchi의 관계식과 잘 일치하는 경향을 보였고 저온부에서 얻은 결과는 검토한 4가지 관계식 모두 보다 50% 이상 작은 것을 볼 수 있다. 본 연구를 수행한 운전 조건 범위에서 4가지 관계식들 사이에도 50%이상의 차이가 나타나고 있다.

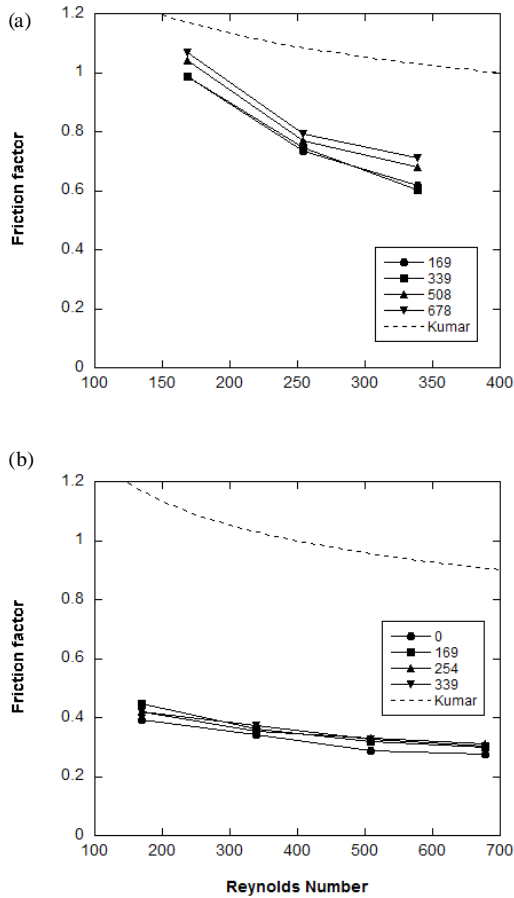


Fig. 6 Effects of flow rate (Reynolds number) of the other side on the friction factor; (a) hot side; (b) cold side

3.2 고·저온부 운전조건 차이

엔진의 부분부하 운전이나 급탕, 난방 부하의 변동에 따른 영향을 보기 위하여 고온부와 저온부의 유량 변화가 압력강하에 미치는 영향에 대하여 실험을 수행하였다 (Fig. 6). 고온부의 경우 저온부의 유량 (Reynolds 수)이 증가할수록 마찰계수가 커지는 경향을 볼 수 있다. 저온부의 경우에는 이와 같은 경향을 뚜렷하게 관찰할 수는 없지만 고온부에 물을 공급하지 않은 경우 (Fig. 6(b)의 ● 기호) 마찰계수가 5%가량 감소하는 것을 관찰할 수 있다.

유량에 비해 작동유체의 압력은 압력강하 특성에 큰 영향을 준다 (Fig. 7). 고온부의 경우 작동유체의 공급 압력이 증가할수록 마찰계수가 감소하는 경향을 보인다. 저온부의 경우에는 작동유체를 1.9 기압으로 공급한 경우와 2.8 기압으로

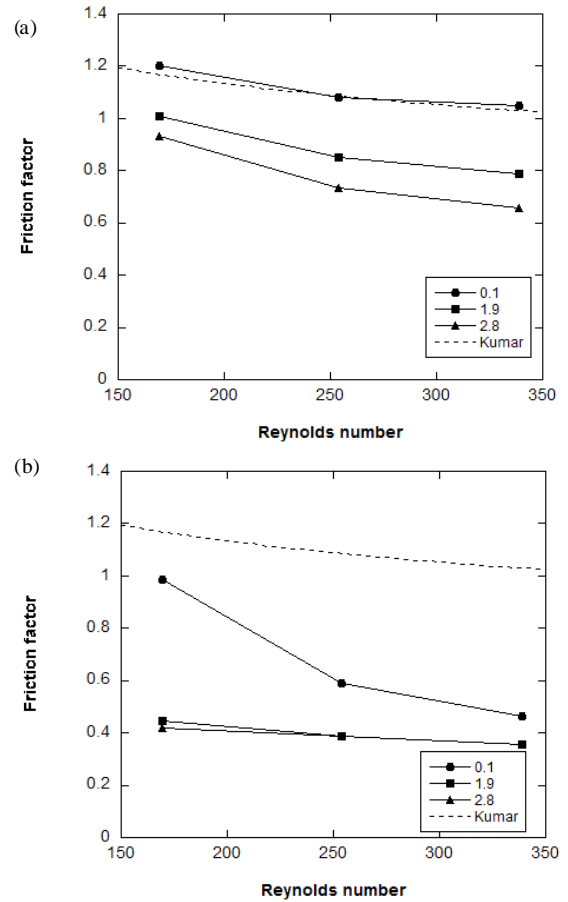


Fig. 7 Change of friction factor upon the supply pressure of working fluid; (a) hot side; (b) cold side

공급한 경우에는 큰 차이를 보이지 않지만 0.1 기압으로 공급한 경우에는 마찰계수가 유량이 작은 경우 ($1 \text{ m}^3/\text{h}$) 2배 이상 증가하는 결과를 얻었다.

고온부와 저온부의 공급 압력을 다르게 하여 압력 손실을 측정된 결과를 Fig. 8에 제시하였다. 양측의 공급 압력이 2기압으로 같은 경우 (Case 1)에 비하여 저온부의 압력을 1기압으로 감소시킨 경우 (Case 2)에는 고온부의 압력 손실은 40%이상 크게 감소하고 저온부의 압력 손실은 2배가량 증가하는 것을 볼 수 있다. 반대로 저온부의 압력을 2기압으로 유지하면서 고온부의 압력을 1기압으로 낮춘 경우(Case 3)에는 Case 2에 비해 변화폭은 작지만 압력 손실이 고온부에서 증가하고 저온부에서 감소하는 경향을 나타낸다.

4. 결론

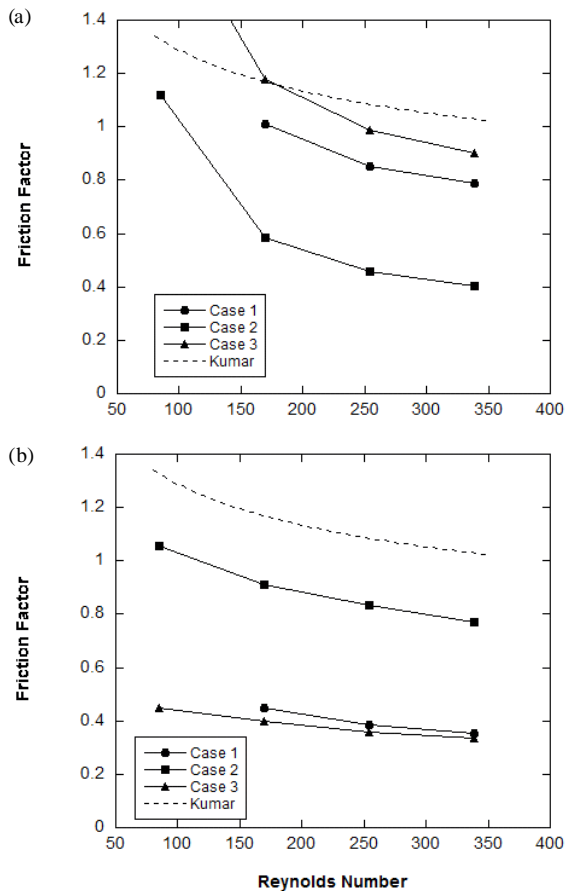


Fig. 8 Effects of the pressure of the other side on the friction factor; (a) hot side; (b) cold side; Descriptions of the cases are found in the text.

본 연구에서는 1MW급 가스엔진 열병합 발전의 엔진 냉각수 열회수 장치의 1/5 스케일 모형에 대하여 압력강하 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Gasket 방식의 판형 열교환기에서 압력강하는 열전달에 비해 상대측의 운전조건에 따라 민감하게 변화한다.

(2) 상대측의 운전조건 중에는 유량보다 압력이 마찰계수에 큰 영향을 준다.

(3) 상관식을 이용하여 압력강하를 예측할 경우에 기하형상 뿐 아니라 운전 조건에 따른 보정 계수가 필요할 것으로 보인다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 에너지·자원기술개발 사업에 의해 지원되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Ahn, J., Kim., H. J., Choi, K. S. and Song, D. S., 2008, Heat recovery from a 1 MW class gas engine CHP system: 100 kW class model test, Proc. SAREK 2008 Winter Annual Meeting, pp. 345~350.
2. Taibong Industries Inc., Plate Heat Exchanger Catalog.
3. Lee, S., Ahn, J. and Shin, S., 2009, A numerical study on plate heat exchanger performance by gap between chevron plates, Proc. KSCFE 2009 Spring Annual Meeting, pp. 347~354.
4. Kumar, H., 1984, The plate heat exchanger; construction and design, 1st U.K. Nat'l Conf. Heat Transfer, Paper No. 86.
5. Ayub, Z. H., 2003, Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators, Heat Transfer Engineering, Vol. 24, pp. 3-16.
6. Dresser Inc., 2006, Waukesha APG Series Gas Engine Catalog 1390-1530 BHP.