

소형 선박용 디젤엔진의 수냉식 인터쿨러 해석 연구

양영준*, 심한섭#

(*# 경남과학기술대학교)

A Study on Simulation of an Water Cooling Intercooler for a Small Marine Diesel Engine

Young-Joon Yang*, Han-Sub Sim#

(Received 8 August 2014; received in revised form 13 October 2014; accepted 16 October 2014)

ABSTRACT

This study was carried out to improve the design of an intercooler for a small marine diesel engine. Diesel engines for small marine ships have mainly been developed by changing the structure of the vehicle engine. Sea water was most commonly used in the intercooler of small marine diesel engines to cool the hot air compressed by the turbocharger. In this study, the intercooler is modeled and simulated using STAR-CCM+ in order to find optimal data for the design of an intercooler. In the results, the temperature differences between the data from a numerical analysis and experimental data were 0.38°C in the hot air outlet and 3.63°C in the cooling water outlet. Therefore, it was confirmed that both analysis and experimental results need to be considered when designing an intercooler. A closer degree of similarity in the two datasets can improve the confidence in the design of these intercoolers.

Key Words : Marine Diesel Engine(선박디젤엔진), Cooling System(냉각시스템), Intercooler(인터쿨러), Data Similarity(데이터유사성), Optimal Design(최적설계)

1. 서 론

소형선박용 디젤엔진에서 엔진의 출력 및 연비를 향상시키기 위해서 엔진 연소실로 공급되는 흡기공기를 압축하여 공기밀도를 높이고 흡입공기량을 증가시킨다.^[1] 그러나 흡기공기를 압축하는 터

보차저(turbocharger)를 지난 후에 압축공기의 고온화(즉 공기 밀도의 저하)로 출력이 감소하는 문제점이 발생한다. 이를 해결하기 위해 통상 인터쿨러(intercooler)를 사용하여 흡기공기를 냉각시켜, 즉 흡기공기의 밀도를 높여 엔진 출력을 향상시키고 있다^[2]. 차량용 디젤엔진에서 고온 흡입공기를 냉각시키기 위하여 대기중의 차가운 공기를 이용하지만 선박디젤엔진에서는 해수(sea water)를 사용하는 것이 더 효과적이다.^[3-4] 따라서, 해수를 이용하는 인터쿨러를 최적화하여 선박용 디젤엔진의 성능향상을 위한 연구가 필요하다. 또한 터보차저와

* Gyeongsang National University of Science and Technology, Dept. of Automotive Engineering

Corresponding author : Gyeongsang National University of Science and Technology, Dept. of Automotive Engineering

E-mail : hansub@gntech.ac.kr

인터쿨러를 장착한 디젤엔진에 대한 시뮬레이션을 통해 인터쿨러가 기관의 성능 특성에 미치는 영향에 관한 연구도 수행되어졌다^[5]. 디젤엔진에 있어서는 NOx를 저감시킬 수 있는 문제도 중요하다. 저 NOx가 가능한 소형 선박용 디젤엔진을 제작하기 위해서는 엔진의 주요 부품 즉 흡기 매니폴드, 인터쿨러, 엔진 동력/속도 제어장치, 연료분사량 제어장치, 열교환기, 배기 매니폴드 등과 같은 모든 부품들의 최적설계가 이루어져야 한다. 이와 같은 최적 설계를 위해 디젤엔진의 구성품인 열교환기와 더불어 인터쿨러에 관한 수치해석도 병행되어져 왔다^[2,6].

본 연구는 소형선박용 디젤엔진의 주요 부품 중 하나인 인터쿨러의 수치해석에 관한 것이다. 육상용 차량의 디젤엔진을 선박용 디젤엔진으로 설계 변경하기 위하여 해수를 이용하여 엔진을 냉각하는 소형선박용 디젤엔진용의 수냉식 인터쿨러를 해석하고 실제의 디젤엔진 실험값과 비교하고자 한다. 디젤엔진의 동력측정에는 당일의 온도, 습도, 동력계의 상태 등 여러 예기치 못한 많은 변수들이 존재하기 때문에 실험조건을 엄격하게 통제하기 어려우므로 정확한 실험값을 얻기가 쉽지 않다. 따라서 엔진부하가 100%로 운전되고 있는 경우, 이때 실험을 얻어진 인터쿨러의 고온공기의 입·출구 온도와 냉각용 해수의 입·출구 온도를 수치 해석하여 실험값과 비교함으로써 인터쿨러의 최적 설계값을 얻고자 하였다.

2. 소형 선박용 디젤엔진 세부사양

2.1 엔진 사양

인터쿨러에 대한 해석을 수행하기 위한 소형선박용 디젤엔진(Fig. 1)에 대해 알아보려고 한다. 디젤엔진을 소형선박에 적용하기 위하여 선박기관 기준 및 IMO NOx 규제기준에 적합하도록 주요부품을 규정하였으며, 세부사양은 Table 1과 같다.^[7-9] 디젤엔진은 6기통 4행정으로 배기량은 11,150cc이며 출력은 335Ps급이다. 엔진으로 유입되는 흡입공기량 증대와 엔진출력 향상을 위하여 터보차저와 인터쿨러를 갖추고 있다. 또한, 엔진에서 발생하는

Table 1 Specification of diesel engine

Description	Specification
Engine type	6-cyl., 4-stroke DI engine
Rated power/Speed	335Ps/2,150rpm.max
Displacement	11,150cc
Compression ratio	16 : 1
Fuel injection	Injection pump and nozzle
Air intake system	Turbocharger and intercooler
Engine cooling	Heat exchanger by sea water cooling

Table 2 Test procedure for main engine

	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
Speed	100%	91%	80%	63%
Load	100%	75%	50%	25%
W. Factor	0.20	0.50	0.15	0.15

다량의 연소열을 방출하여 엔진 냉각수의 온도를 적정하게 제어하기 위하여 선박용은 냉각효율을 높이기 위해 해수를 이용하는 열교환기^[10]와 해수 공급을 위한 해수펌프를 구비하고 있다.

2.2 수냉식 인터쿨러

선박디젤엔진 내부로 유입되는 공기는 터보차저에 의하여 압축되면서 온도가 상승한다. 이에 따라 흡입공기량이 감소되며, 연소온도가 높아져서 NOx의 배출량이 증가하는 원인이 된다. 따라서 고온으로 압축된 흡입공기는 냉각시킬 필요가 있으며, 엔진으로 유입되는 공기를 냉각시키기 위하여 상용



Fig. 1 Marine diesel engine



Fig. 2 Intercooler

차량에서는 외부공기를 이용하지만 선박엔진에서는 냉각성능 향상을 위하여 해수를 이용하는 구조로 설계 변경해야 한다. 이 연구 대상의 엔진에 사용되는 인터쿨러의 형상을 Fig. 2에 나타내었다.

Table 2에 선박용 디젤엔진의 동력측정을 위한 주기관(추진기관)의 시험방법을 나타내었다. 엔진회전속도, 부하 및 가중값이 다른 4개의 mode를 시험하였으며^[1], 본 수치해석에서는 엔진의 최대 가혹 운전상태(최대부하)를 가정하여 엔진의 최대출력 상태인 mode 1의 상태와 비교하였다.

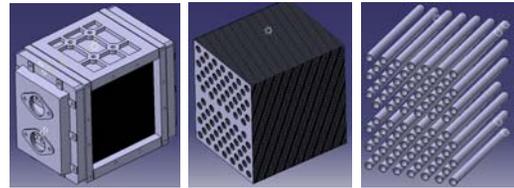
3. 소형 선박용 디젤엔진의 인터쿨러 열유동 해석

3.1 3차원 형상 모델링

Fig. 3은 열유동 해석을 위한 소형 선박용 디젤엔진의 인터쿨러에 대한 CATIA 모델링을 나타내었다. (a)는 조립된 전체 형상 (b)는 고온의 공기가 흐르는 냉각핀 (c)는 해수가 흐르는 튜브를 나타내었다. 인터쿨러의 외형은 270×240×210mm이며, 핀의 재질은 구리, 크기는 168×170mm, 두께 1mm, 수량 166개이다. 튜브의 재질은 황동, 외경 12mm, 내경 10mm, 두께 1mm, 길이 204mm, 수량은 78개이다. Fig. 4에 인터쿨러의 고온공기와 냉각수인 해수의 유동형태를 나타내었다.

3.2 인터쿨러 열유동 해석 방법

수치해석을 통해 인터쿨러에 대한 열유동분포를 확인하기 위해서는 전체 모델링에 대한 수치해석



(a) Intercooler (b) Fin (c) Tube set-up

Fig. 3 Intercooler modeling

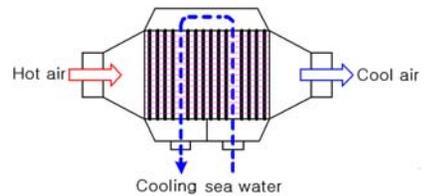


Fig. 4 Flows of hot air and cooling water

이 가장 바람직하나, 실제형상을 그대로 모델링하여 열유동 해석을 수행하기는 현실적인 제약이 따르게 된다. 특히 본 연구에서 적용되는 냉각핀의 경우 촘촘하게 설치되어 있기 때문에 실제 계산을 위한 제어체적을 구성하기에는 컴퓨터의 메모리 및 계산시간에 많은 영향을 준다. 따라서 냉각핀의 경우 유동방향이 한쪽으로만 진행되기 때문에 다공성물체로 가정하여 계산하는 방법이 효율적이다. 인터쿨러에 대한 열유동 해석을 위해 Fig. 5와 같은 형태로 계산모델을 생성하여 적용하였다. 이러한 계산모델로 변경할 경우 냉각핀을 통과하는 유체의 압력강하에 대한 압력투과계수를 적용시켜야 된다. 인터쿨러 내부를 흐르는 유동을 3차원 정상상태의 난류유동으로 가정하였으며, 인터쿨러에서의 속도분포 및 압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속방정식과 운동량방정식이며, 난

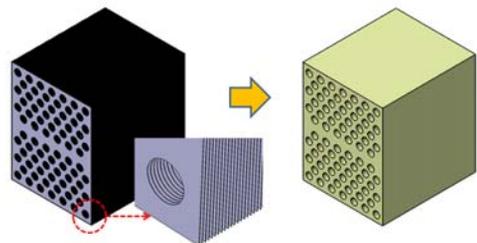


Fig. 5 Modeling for numerical analysis

류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증받은 표준 k-ε 모델 및 에너지 방정식을 적용하였다.

수치해석 기법으로 지배방정식의 대류항 차분은 2차 정확도를 가지는 MARS (Monotone Advection and Reconstruction Scheme) 기법을, 또한 압력과 속도의 연결은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 알고리즘을 사용하였으며, 이 연구에서는 상용 열유동 해석 프로그램인 STAR-CCM+를 사용하여 계산을 수행하였다. 본 연구에서는 고온공기가 통과하는 냉각핀 사이의 유체에 대한 압력분포를 다공성물질로 상사되어 모델링되고 있으며, 스크린에 의한 배압의 증가를 구현하기 위해서 일반적으로 다음 식(1)과 같은 압력 증가 항이 사용되었다.

$$-K_i u_i = \frac{\partial p}{\partial \xi_i} \quad (1)$$

여기서 ξ_i ($i=1, 2, 3$)는 유동 방향, K_i 는 투과율, u_i 는 ξ_i 에서의 면적속도이다. 투과율 K_i 는 식(2)와 같은 형태의 면적속도 크기의 함수로 나타낼 수 있다.

$$K_i = \alpha_i |\bar{v}| + \beta \quad (2)$$

여기서, α 및 β 는 압력투과계수이다. 인터쿨러 내부의 유동은 길이방향에 대하여 작용하고 횡방향에 대해서는 작용하지 않는다. ξ_i 는 고온공기 배출 방향인 x_i 로 나타낼 수 있다. 따라서 위의 식(2)를 식(1)에 대입하여 정리하면 식(3)와 같이 냉각핀에서의 압력강하를 나타낼 수 있다.

$$\frac{dp}{dx_i} = (\alpha_i |\bar{v}| + \beta) u_i \quad (3)$$

3.3 인터쿨러 냉각핀 채널 유동해석 결과

Fig. 6에 냉각핀 채널에 대한 압력투과계수를 확인하기 위해 해석격자를 생성하였으며, Fig. 7과 같은 압력분포를 확인할 수 있었다. 냉각핀 채널에서의 압력분포를 살펴보면 입구유속이 증가할수록 냉각핀 채널 입구에서 압력이 증가한다. 채널 내 압력강하는 내부에 규칙적으로 설치되어 있는 파이프로 인해 출구방향으로 일정한 간격을 가지고 압력강하가 발생하고 있는 것을 확인할 수 있다.



Fig. 6 Lattice formation for flow analysis in cooling fin

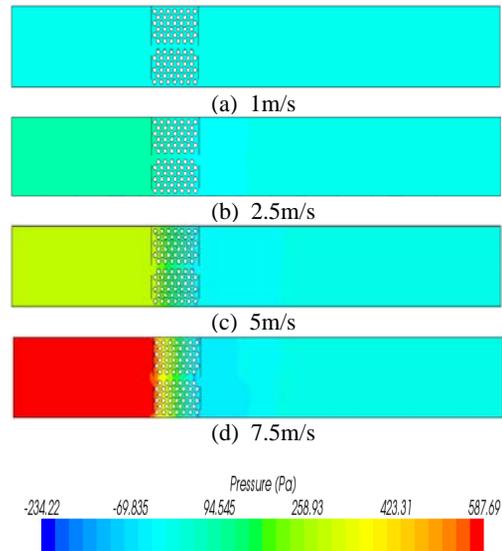


Fig. 7 Pressure distribution with respect to input velocity of cooling fin

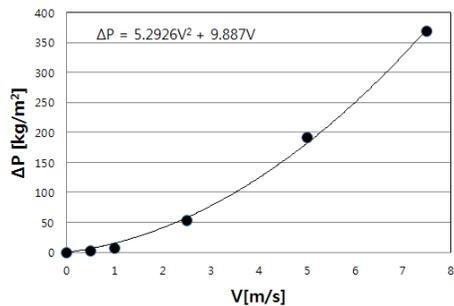


Fig. 8 Distribution of pressure difference in cooling fin

Fig. 8은 냉각핀 채널에서 입구유속 변화에 따른 압력강하를 나타낸 것이다. 유속이 증가할수록 압력강하가 증가함을 알 수 있으며, 특성곡선은 2차 함수의 형태를 나타내고 있다. 이 특성곡선을 통해 식(3)의 압력투과계수가 $\alpha=5.2926 \text{ kg/m}^4$, $\beta=9.887 \text{ kg/m}^3 \cdot \text{s}$ 임을 결정할 수 있다.

3.4 인터쿨러 열유동해석 결과

이 연구에서는 인터쿨러를 통과하는 유체에 대한 열유동해석을 수행하기 위해 Fig. 9와 같은 형상을 모델링하였다. 사용된 지배방정식은 전술한 방법과 동일하며, 고온공기가 통과하는 냉각핀 채널에 대한 압력투과계수를 적용하여 열유동 해석을 수행하였다. 본 연구의 열유동해석에 사용된 형상과 경계조건은 다음과 같다. 고온의 압축공기가 유입되어 냉각핀을 통과하여 냉각되고, 저온의 물이 유입되어 냉각핀과 열전달을 통해 가열되어 출구로 빠져나가는 구조를 가지고 있다. 고온의 압축공기는 143.8℃의 온도로 0.37m³/s로 유입되며, 냉각수는 24.9℃의 온도로 380 ℓ/min으로 유입되는 조건이며, 수치해석 조건은 비교를 위해 전술한 실험값과 동일하게 하였다. 인터쿨러에 대한 열유동 해석을 수행하기 위해 Fig. 10과 같이 해석격자를 생성하였다. 해석에 사용된 격자는 다면체(polyhedral) 격자를 사용하였으며 압축공기 입·출구는 유동안정성을 위해 연장(extrude) 시켰다.

Fig. 11에 인터쿨러의 중앙단면에 대한 온도분포를 나타내었다. 터보차저에 의해 압축된 고온공기는 143.9℃로 유입되어 인터쿨러를 지나면서 냉각수에 의해 고온공기 온도가 냉각되고 있음을 알 수 있다. 냉각수 통로가 상·하로 구분되어 있기 때문에 중앙 부분에는 냉각이 잘되지 않고 출구로 빠져나가고 있음을 확인할 수 있다. 또한 상·하부 가장자리 부분에도 간격이 있기 때문에 이곳으로

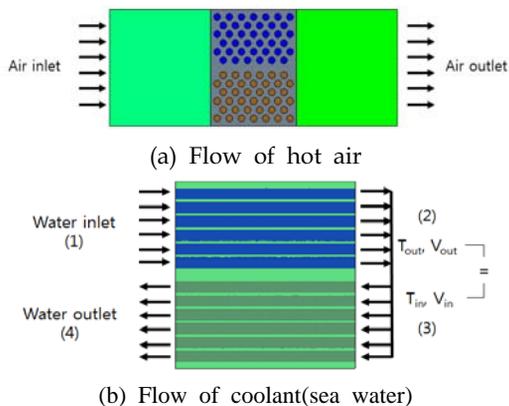


Fig. 9 Boundary condition for analysis

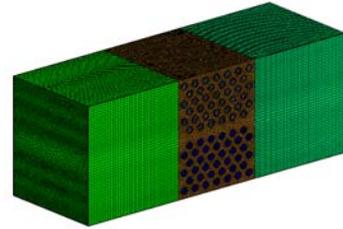


Fig. 10 Lattice formation for flow analysis in intercooler

빠져나갈 때 냉각수 배관과 열전달이 제대로 이루어지지 않음을 알 수 있다. 따라서 중앙부분에서 냉각수 통로의 상·하 간격의 크기 결정에 주의할 필요가 있다. 반면 냉각수 배관이 설치되어 있는 영역에서는 배관자체가 저항으로 작용하기 때문에 유속이 감소하게 되고, Fig. 12와 같이 와류(vortex)가 발생하여 열전달을 촉진시켜 주기 때문에 압축공기 온도가 더 냉각됨을 확인할 수 있다. 본 해석에서 고온 압축공기의 평균유출 온도는 43.2℃로 비교적 양호한 값을 나타내었다. 위의 결과는 부하 100%를 가정하였을 때 이므로, 수치해석 결과로 판단할 경우 인터쿨러의 설계에서 냉각성능이 양호한 것으로 판단된다.

Fig. 13에 냉각수의 입·출구에 대한 온도분포를 나타내었다. 냉각수는 입구에서 저온으로 유입되어 출구로 빠져나가면서 압축공기와 열전달로 인해 온도가 상승되는 것을 알 수 있다.

고온의 압축공기를 냉각시키는 해수의 평균온도를 Fig. 14에 나타내었다. Fig. 14 내의 position 1은 냉각수의 입구평균온도(Fig. 9에서 (1)), position 2는 냉각수의 출구평균온도(Fig.9에서 (2)), position 2에서 유출된 냉각수의 유입평균온도(Fig.

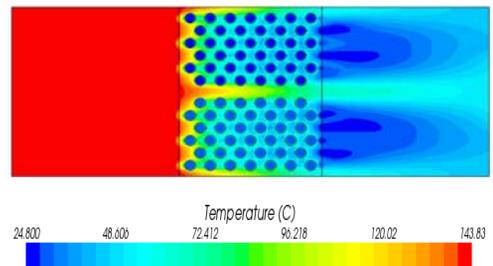


Fig. 11 Temperature distribution in cross section of center

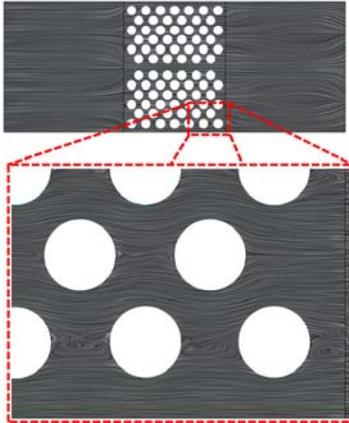


Fig. 12 Distribution of streamline in cross section of center

9에서 (3)), position 4는 냉각수의 최종적인 출구평균온도(Fig. 9에서 (4))를 나타낸다. 24.9℃로 입구에서 유입된 냉각수는 인터쿨러를 통과하면서 약 2.9℃로 상승하였고, 다시 출구로 배출되면서 33.2℃로 상승하여 입·출구에 대한 온도차는 약 8.3℃가 발생함을 알 수 있다. 이와 같은 온도차는 유입되는 압축공기의 온도와 유량의 영향을 받으며, 입·출구에 대한 온도차 약 8.33℃는 엔진운전에서 인터쿨러의 냉각성능이 양호함을 나타내는 것으로 판단된다. 그러나 해수온도의 변화로 해수의 입구 평균온도가 24.9℃이 아닌 곳에서 선박이 운전될 때를 가정한 경우의 입·출구 온도차가 어떻게 변화할 것인가에 대한 추가 수치해석도 필요할 것으로 판단된다.

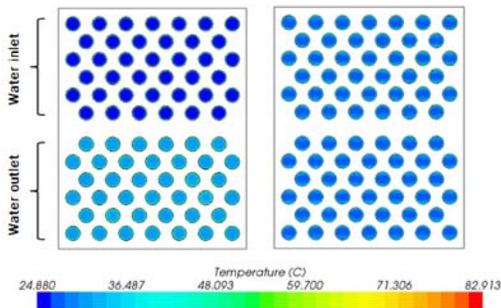


Fig. 13 Temperature distribution in inlet and outlet of coolant

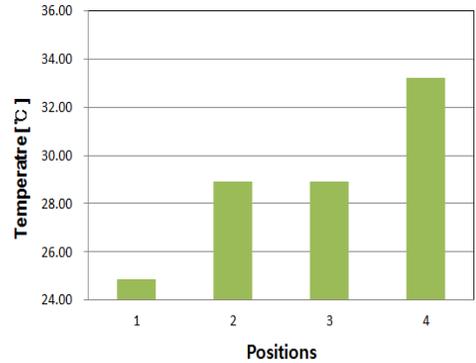


Fig. 14 Mean temperature in inlet and outlet of coolant

Table 3 Comparison for each temperature

Temp.(℃)	Intake air		Cooling water	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
CFD	143.8	43.2	24.9	33.2
Experiment	143.8	42.8	24.9	36.8

Table 3에 인터쿨러에서 고온의 압축공기와 해수인 냉각수의 입·출구 온도에 대한 해석값과 실험값을 각각 나타내었다. 전술한 바와 같이, 수치해석에서 압축공기와 냉각수의 유입온도는 실험값과 비교하여 위하여 동일한 값을 사용하였다. 압축공기의 출구온도는 수치해석에서 43.2℃, 실험에서 42.8℃를 나타낸 결과로부터 두 값의 차이는 0.4℃로 거의 일치함을 것을 알 수 있다. 그러나 냉각수의 경우, 출구온도는 수치해석에서 33.2℃, 실험에서 36.8℃의 결과값으로부터 두 값의 차이는 3.6℃임을 알 수 있다. 냉각수의 온도차가 압축공기의 온도차와 비교하여 큰 이유는 냉각수는 고온공기보다 유로와 접하는 면적 및 유동시간이 길기 때문에 변동폭이 커질 가능성이 있다. 그러나 전술한 바와 같이, 실험값이 더 정확하다는 명확한 이유가 없기 때문에 수치해석값과 실험값 모두를 고려하여 인터쿨러의 설계에 적용할 필요가 있는 것으로 판단된다. 또한 본 연구의 수치해석에서 엔진 부하가 100%인 상태에서의 실험값과 이를 모사한 수치해석값과의 차이가 크지 않은 것으로부터 인터쿨러 설계 데이터의 신뢰성을 향상시켜 주는 것에 의미가 있는 것으로 판단된다.

4. 결 론

소형 선박용 디젤엔진의 인터쿨러 설계를 위하여 수치해석과 엔진실험을 수행하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 소형 선박용 디젤엔진에 적합한 인터쿨러를 설계하기 위하여 고온의 압축공기와 냉각수로서 해수를 사용한 열유동 해석을 수행하였다.
2. 냉각수 배관이 설치된 영역에서 배관의 저항으로 인한 유속감소 및 와류(vortex)의 영향으로 열전달이 촉진되어 압축공기의 냉각이 더 크다.
3. 수치해석값과 실험값의 온도차로서 각각 압축공기 출구온도는 0.38°C , 냉각수의 출구온도는 3.63°C 를 보였으며 서로 거의 유사한 값을 나타내었다.
4. 인터쿨러 설계 시 수치해석값과 실험값 모두를 고려할 필요가 있으며, 두 값의 유사성은 인터쿨러 설계 데이터의 신뢰성을 향상시켜준다.

후 기

이 논문은 2014년도 경남과학기술대학교 기성회 연구비 지원에 의하여 연구되었습니다.

REFERENCES

1. H.S. Sim, "A Study for Development of a Marine Diesel Engine from a 500Ps Commercial Vehicle Diesel Engine", KSMPE, Vol. 12, No. 6, pp. 125-131, 2013.
2. H.M. Lee, S.C. Heo, W.J. Song, T.W. Ku, B.S. Kang and J. Kim, "Finite Element Analysis and Validation for Dimpled Tube Type Intercooler using Homogenization Method", KSME A, Vol. 33, No. 2, pp. 153-161, 2009.
3. J.W. Nam, W.S. Kim, J.H. Lee and D.H. Chu, "An Optimization of Intercooler Performance by Air Flow Control", KSAE Annual Conference, pp.

805-810, 2013.

4. H.J. Kim, H.K. Lee and C.B. Oh, "Study on the Emission Characteristics of Passenger Diesel Engine in according to Coolant and Intercooler Temperature", KSAE Annual Conference, pp. 195-199, 2013.
5. Y.C. Han, B.D. Sung, K.H. Ryu, Y.S. Oh and M.J. Park, "A Simulation Study of Diesel Engine with Turbocharger and Intercooler", Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 9, No. 4, pp. 123-130, 2000.
6. J. H. Moh, "Numerical Simulation of the Fully Developed Flow and Heat Transfer of a Plate Heat Exchanger Taking into Account Variation in the Corrugation Height", KSME B, Vol. 36, No. 1, pp. 1-8, 2012.
7. Ministry of Oceans and Fisheries, Marine engine standard, Korea, 2013.
8. IMO, Revision of MARPOL Annex VI and the NOx Technical Code.
9. Ministry of Oceans and Fisheries, A Provisional Test Standard for NOx Exhaust control of Marine Diesel engine. Korea, 2013.
10. Y.J. Yang and H.S. Sim, "Study on Simulation of Water Cooling Heat Exchanger for Small Marine Diesel Engine", KSMPE, Vol. 11, No. 6, pp. 201-207, 2012.