

직렬형 하이브리드 추진시스템의 디젤 엔진 냉각수온 모델링

김 용 래¹⁾ · 이 용 규^{*1)} · 정 순 규²⁾

한국기계연구원 그린동력연구실 · 국방과학연구소 5본부 1부²⁾

Modeling of Engine Coolant Temperature in Diesel Engines for the Series Hybrid Powertrain System

Yongrae Kim¹⁾ · Yonggyu Lee^{*1)} · Soonkyu Jeong²⁾

¹⁾Department of Engine Research, Korea Institute of Machinery and Materials, 156 Gajungbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34103, Korea

²⁾The 5th R&D Institute-1, Agency for Defense Development, Yuseong P.O.Box 35-5, Daejeon 34060, Korea
(Received 1 July 2015 / Revised 11 October 2015 / Accepted 13 October 2015)

Abstract : Modeling of engine coolant temperature was conducted for a series hybrid powertrain system. The purpose of this modeling was a simplification of complex heat transfer process inside a engine cooling system in order to apply it to the vehicle powertrain simulation software. A basic modeling concept is based on the energy conservation equation within engine coolant circuit and are composed of heat rejection from engine to coolant, convection heat transfer from an engine surface and a radiator to ambient air. At the final stage, the coolant temperature was summarized as a simple differential equation. Unknown heat transfer coefficients and heat rejection term were defined by theoretical and experimental methods. The calculation result from this modeling showed a reasonable prediction by comparison with the experimental data.

Key words : Modeling(모델링), Engine(엔진), Coolant temperature(냉각수 온도), Series hybrid(직렬형 하이브리드)

Nomenclature

A_{eg} : surface area of engine, m²
 A_{rad} : surface area of radiator, m²
 C_p : specific heat of coolant, J/kg·K
 h_{eg} : heat transfer coefficient of engine, W/m²·K
 h_{rad} : heat transfer coefficient of radiator, W/m²·K
 \dot{m}_c : coolant mass flow rate, kg/s
 M_c : total coolant mass, kg
 P_{brake} : brake power, W
 \dot{Q}_c : net heat energy to coolant, W
 \dot{Q}_{rej} : heat energy from engine combustion, W

\dot{Q}_{conv} : heat convection from coolant to air, W
 \dot{Q}_{rad} : heat convection from radiator to air, W
 T_{air} : ambient air temperature, °C
 T_c : coolant temperature, °C
 $T_{c,rad}$: coolant temperature of radiator outlet, °C
 η : heat rejection coefficient

1. 서론

차량의 배출가스 저감뿐만 아니라 연비 향상에 대한 요구가 날로 증대되고 있으며, 이에 고효율 차량 개발을 위한 노력이 계속되고 있다. 여러 차세대 친환경 차량 중에서도 하이브리드 차가 그나마 대중적으로 보급이 확대되고 있는데, 엔진이 전기의

*Corresponding author, E-mail: ylee@kimm.re.kr

발전만을 담당하고 전기 모터에 의해서만 구동되는 직렬식 하이브리드 차량은 아직 비중이 크지 않은 실정이다. 엔진이 주 동력원의 역할을 하는 병렬식 하이브리드 차량에 비하여 발전 부분만을 담당하는 직렬식 하이브리드 차량의 경우에는 엔진의 구동과 배터리의 사용을 적절하게 운용해야 하는 문제가 효율을 결정짓는 중요한 전략을 결정하므로 여러 가지 운전 전략을 미리 시뮬레이션을 통하여 수해해보는 것이 반드시 필요하다.

시뮬레이션 수행에는 다양한 소프트웨어가 사용될 수 있으며, 엔진과 전기모터를 포함한 배터리 등의 주요 파트들에 대한 신뢰할 만한 모델링이 우선되어야 한다. 일반적인 경우에는 동력원의 선택과 그에 따른 비중 분배에 관한 운전 전략을 평가하는 관점에서 주로 접근하기 때문에 엔진의 냉각이 충분히 이루어지는지 확인하는 경우는 매우 드물다. 엔진으로만 구동되는 차량의 경우에는 차속 증가에 따라 엔진 부하가 커지는 만큼 라디에이터에서의 공기 유입량도 증대되므로 엔진 냉각이 자연스럽게 이루어지지만, 직렬형 하이브리드 차량의 경우에는 엔진의 작동 부하가 차속과 반드시 비례하지 않는 경우가 발생하므로 엔진 냉각수가 과열되는 상황을 예측할 수 있어야 한다.

본 연구에서는 이러한 관점에서 엔진의 냉각수 온도를 예측하기 위한 모델링 수립을 목적으로 하고 있다. 엔진 냉각수 모델링의 경우에는 다양한 목적에 기반을 둔 연구들이 진행되어 왔으며, 냉각수와 관련된 모든 구성 요소에 대한 열전달 관계식을 적용하면 할수록 정확도는 높아질 수 있을 것이다. 엔진 냉각수 및 엔진룸 내부의 온도에 초점을 맞춘 기존 연구들은 정확도를 높이기 위하여 너무 많은 수식들을 고려한다거나, 상용 소프트웨어에 기반을 둔 시뮬레이션을 수행함으로써 비용과 시간의 증가뿐만 아니라 대상 엔진 변화에 따른 각종 변수 수정에도 대응하기가 어려웠다.¹⁻⁵⁾

그러나, 파워트레인 전체에 대한 실시간 시뮬레이션이 요구되는 상황에서는 합리적인 수준의 오차 범위 내에서 모델링의 구조를 간단하게 하여 냉각수 온도 계산에 대한 부담을 줄이는 노력이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 이러한 관점에서 엔진 냉

각수 온도를 예측할 수 있는 모델을 수립하고자 하였고, 일부 변수들에 대해서는 실험적인 방법을 통하여 값을 찾는 방식을 사용하였다.

2. 엔진 냉각수 온도 모델링 및 방법

2.1 엔진 냉각수 온도 모델링

본 연구에서 구성하고자 하는 엔진 냉각수 온도인 T_c 에 대한 기본 모델 구조는 Woo¹⁾와 같으며, 그 개념을 Fig. 1에 나타내었다.

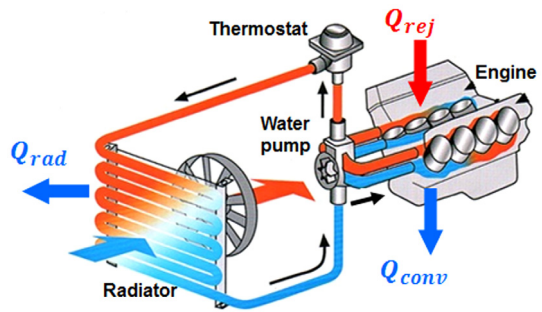


Fig. 1 Engine coolant temperature modeling concept

엔진 냉각수에 전달되거나 방출되는 열 \dot{Q}_c 은 엔진 연소로부터 냉각수로 흡수되는 부분 \dot{Q}_{rej} 과 엔진 본체로 다시 전달되어 엔진의 표면으로부터 대기로 대류되는 부분 \dot{Q}_{conv} , 그리고 라디에이터를 통하여 대기로 방출되는 부분 \dot{Q}_{rad} 의 세 가지로 구성된다. 이를 간략하게 정리하면 식(1)과 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{rej} - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{rad} = M_c C_p \dot{T}_c \quad (1)$$

\dot{Q}_{rej} 은 엔진 연소에 의하여 발생하는 총 열량 중에서 엔진 냉각수로 전달되는 부분만을 의미하며, Heywood⁷⁾에 따르면 식(2)와 같이 주어진 엔진의 출력에 대한 간략한 형식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_{rej} = \eta P_{brake} \quad (2)$$

엔진 냉각수의 온도와 엔진 표면의 온도는 실제로 일치하지 않지만, 이를 동일하다고 가정하면 \dot{Q}_{conv} 은 식(3)과 같이 엔진 표면과 주변 공기와의 대류 열전달 식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{Q}_{conv} = h_{eg} A_{eg} (T_c - T_{air}) \quad (3)$$

라디에이터 표면의 온도도 엔진 냉각수의 온도와 같다고 가정하면 식 (4)의 첫 번째 줄과 같은 방식으로 나타낼 수 있으며, 만약 냉각수의 유량과 라디에이터 입출구 온도를 알 수 있다면 식 (4)의 두 번째 줄과 같이 표현할 수도 있다. 엔진 냉각수 온도 T_c 는 라디에이터의 입구 온도와 같다고 가정하였으며, $T_{c,rad}$ 는 라디에이터의 출구 온도를 의미한다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rad} &= h_{rad} A_{rad} (T_c - T_{air}) \\ &= m_c C_p (T_c - T_{c,rad}) \end{aligned} \quad (4)$$

이상의 식 (2) ~ 식 (4)를 식 (1)에 대입하고 정리하면 식 (5)와 같이 냉각수 온도를 간략한 미분방정식 형태로 모델링할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{T}_c + \frac{1}{M_c C_p} (h_{eg} A_{eg} + h_{rad} A_{rad}) T_c - \\ \frac{1}{M_c C_p} (h_{eg} A_{eg} T_{air} + h_{rad} A_{rad} T_{air} + \eta P_{brake}) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

2.2 실차 냉각시스템의 엔진 셋업

엔진 냉각수 온도에 대한 모델링에서 중요한 변수 형태의 계수들을 구하는 절차는 2.3에서 설명을 하기로 하고, 이를 위한 실험적인 방법이 필요하기에 실제 설치한 엔진 실험 장치를 설명하고자 한다. 본 연구에서 사용한 디젤 엔진의 사양은 Table 1과 같다.

엔진 설치 및 각종 실험 방법은 일반적인 방식과 동일하나, 본 연구에서는 엔진 냉각수의 냉각 방식을 외부에서 수냉식으로 냉각하는 장치가 아니라 Fig. 1과 같이 실제 차량에 적용되어 있는 라디에이터를 사용하였으며 냉각을 위한 송풍팬을 라디에이터 앞에 설치하였다. 송풍팬은 최대 100 km/h 가량의 속도를 보낼 수 있는 용량이며 엔진동력계에서 속도를 제어할 수 있도록 인버터를 추가하였고, 실

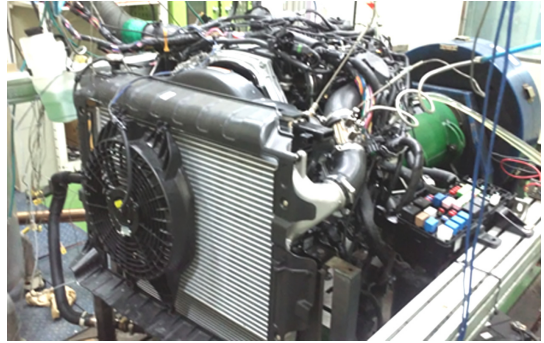


Photo. 1 Engine experimental setup

제 풍속계를 사용하여 풍속을 측정함으로써 풍속을 확인하였다. 냉각수가 순환하는 경우에 유량 측정이 가능하도록 라디에이터와 엔진의 냉각수 배관 사이에 유량계를 설치하였다.

2.3 주요 변수의 결정 방법

앞서 냉각수 온도에 관하여 모델링된 식을 보면 주변 공기 온도 및 엔진의 출력은 입력 데이터이고 결국 $h_{eg} A_{eg}$, $h_{rad} A_{rad}$, η 의 세 가지 계수에 대한 값만 결정하면 된다. 우선 엔진 표면에서의 대류열전달 계수는 Incropera and Dewitt⁽⁶⁾에 따라 평판에서의 난류외부 유동에 따라 식 (6)과 같이 표현할 수 있다. 여기에서 특성길이 L 은 엔진의 길이인 0.5 m를 적용하고, 엔진의 가로, 세로, 높이 길이 모두 0.5 m로 가정함으로써 표면적을 변속기와 결합되는 한 면만 제외하여 1.25 m²로 가정하였다.

$$h_{eg} = 0.037 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{K}{L} \right) \quad (6)$$

라디에이터에서의 대류열전달계수와 면적의 곱은 식 (4)에 의하여 식 (7)과 같이 정리할 수 있으며, 다양한 엔진 운전 조건에서 라디에이터의 입출구 냉각수 온도와 냉각수 유량을 측정함으로써 알 수 있다.

$$h_{rad} A_{rad} = \dot{m}_c C_p \frac{T_c - T_{c,rad}}{T_c - T_{air}} \quad (7)$$

Yoo 등⁽¹⁾에 따르면 위의 열전달계수는 차속에 대한 함수로 나타낼 수 있으며, 실험을 측정된 조건에서의 차속 조건을 적용하면 Fig. 2와 같은 그래프를

Table 1 Specification of a test engine

Number of cylinder	4
Displacement volume (cc)	2500
Bore * Stroke (mm)	91 * 96
Max. power (ps)	175
Emission standard	Euro 5

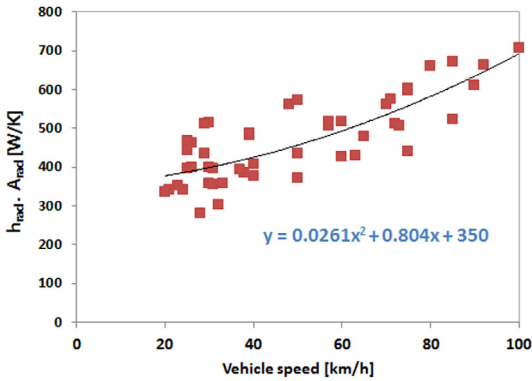


Fig. 2 Heat transfer coefficient of a radiator

얻을 수 있었고 이를 차속에 대한 2차 함수의 형태로 단순화하였다.

마지막으로 η 를 구하기 위해서는 엔진에서의 \dot{Q}_{rej} 량을 계산해야 하는데, 냉각수 온도의 변화가 없는 정상 상태를 유지한다면 식 (1)로부터 다음과 같은 관계식을 유도해낼 수 있다. 다양한 운전 조건에서 송풍팬의 속도를 조절하면서 냉각수 온도가 일정하게 유지되는 조건을 탐색하였고, 앞에서 정의한 열전달계수와 측정된 실험 데이터를 통하여 η 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rej} &= \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \\ &= h_{eg} A_{eg} (T_c - T_{air}) + \dot{m}_c C_p (T_c - T_{c,rad}) \end{aligned} \quad (8)$$

계산된 η 는 Fig. 3과 같이 엔진의 속도와 토크 조건에 따라 정리할 수 있으며, Heywood⁷⁾에 나타나 있는 수치와 유사한 범위를 가지고 있는 것을 확인할 수 있다.

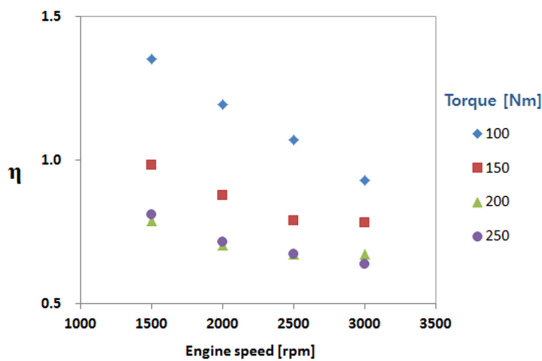


Fig. 3 Heat rejection coefficient

3. 냉각수 온도 모델링 검증

엔진 냉각수 온도 모델링에 대한 검증을 다음과 같이 진행하였다. 계수의 수정과 검증에 사용하기 위한 엔진 실험 데이터는 Fig. 4와 같이 개발 대상 차량을 시뮬레이션에서 FTP-72 모드로 운전한 결과를 사용하였으며, 엔진의 출력 및 차속 조건을 같이 표기하였다. 이와 같은 조건으로 엔진동력계 상에 구성된 엔진을 운전하고, 차속을 모사하는 풍량을 공급함으로써 측정되는 엔진 냉각수 온도를 비교해 보기로 한다.

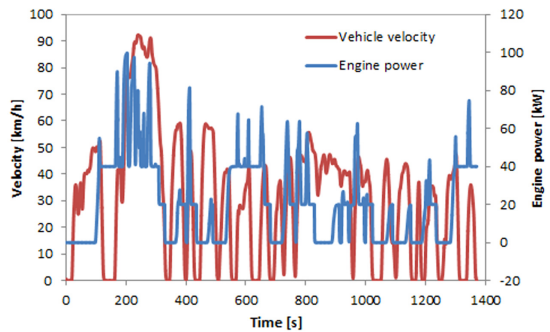


Fig. 4 Engine test mode and power

3.1 계수의 수정

미분방정식 형태로 정리된 냉각수 온도에 대하여 Runge-kutta 방법으로 계산을 수행하였으며, 입력 조건은 엔진의 속도, 토크, 차속 그리고 외부 공기 온도 데이터이다.

Fig. 5에 앞에서 정의된 각 계수들을 적용하여 계산된 결과를 엔진 실험실에서 측정된 값과 비교하여 나타내었다. 계산된 값은 전반적인 경향을 추종하고는 있으나, 절대값에서 큰 차이를 보이고 있기 때문에 일부 계수들에 수정이 필요할 것으로 보인다. 가장 간단한 대상으로는 엔진 표면에서의 대류 열전달을 결정하는 엔진 표면적 A_{eg} 와 라디에이터에서의 열전달계수 항인 $h_{rad} A_{rad}$ 를 선정하였으며, 민감도 분석을 통하여 이들 계수를 수정하기로 한다.

우선 엔진의 표면적인 A_{eg} 를 각각 두 배와 절반으로 변경하는 경우에 어떠한 변화가 있는지 확인하기 위하여 그 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 물리적인 의미에서 많은 변화를 주었으나 실제 냉각수 온도

에 미치는 영향은 크지 않음을 확인할 수 있는데, 이는 엔진 표면에서의 대류 열전달량이 전체 열방출량에 있어서 큰 비중을 차지하지 않음을 의미한다.

다음으로는 라디에이터의 열전달계수와 면적의 곱인 $h_{rad}A_{rad}$ 에 대하여 앞에서 정의내려진 차속에 대한 2차 함수의 상수항을 350에서 400과 300으로 변화시켜 보았는데, 이는 실제 측정된 데이터들의 분산된 범위 내에 위치하도록 고려한 수치이다.

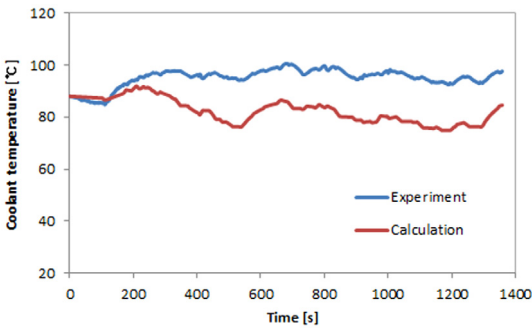


Fig. 5 Coolant temperature comparison from basic modeling

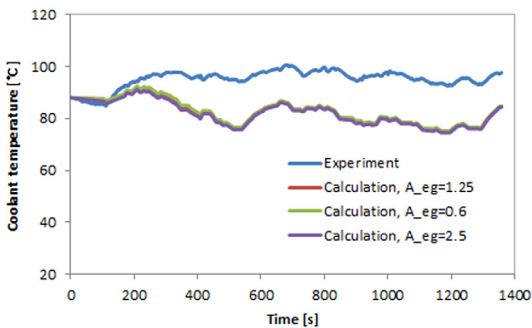


Fig. 6 Influence of engine surface area on modeling calculation

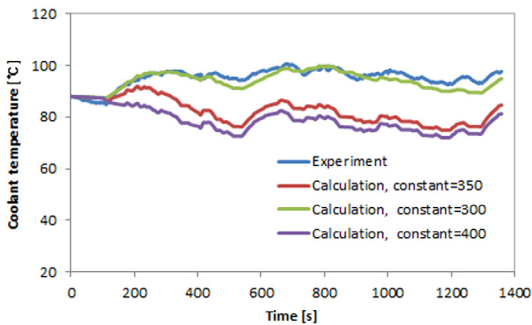


Fig. 7 Influence of radiator heat transfer coefficient on modeling calculation

이를 적용하여 계산을 수행해 본 결과를 Fig. 7에 나타내었으며 $h_{rad}A_{rad}$ 값의 변화가 냉각수 온도의 변화에 훨씬 큰 영향을 미친다는 것을 확인할 수 있고, 이는 라디에이터에서의 열방출량이 차지하는 비중이 매우 큼을 나타내는 결과이다. 결론적으로 상수항이 300인 경우가 실제 실험 결과와 가장 유사한 수치를 보이므로 이를 적용하기로 한다.

3.2 수정된 모델링의 검증

앞 부분에서 최종 결정된 계수들을 사용한 모델링에 대한 검증을 추가로 진행하기 위하여 동일한 FTP-72 모드에서 다른 운전 전략을 사용함으로써 다른 엔진 출력 패턴을 가지는 두 가지 경우를 Fig. 8과 같이 표기하였고 이에 대한 엔진 실험을 수행하였다.

Fig. 9와 10에는 모델링을 통한 냉각수 온도 계산 결과를 실험값과 비교하여 나타내었으며, 합리적인 범위 내에서 비교적 잘 추종하고 있음을 확인할 수 있다.

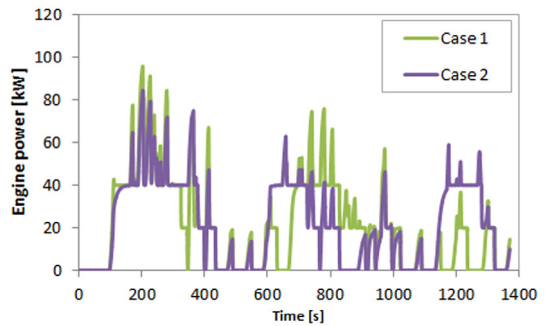


Fig. 8 Engine test mode for modeling validation

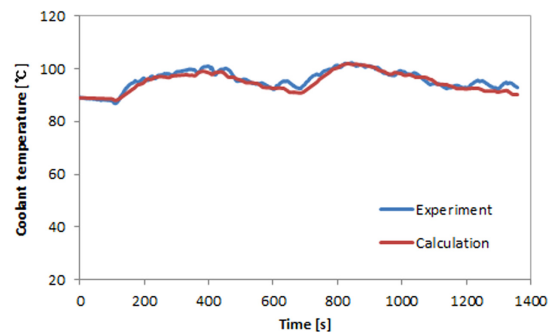


Fig. 9 Modeling validation (Case 1)

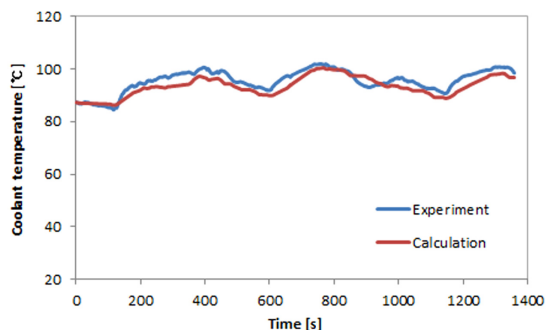


Fig. 10 Modeling validation (Case 2)

4. 결 론

직렬형 하이브리드 추진시스템에 적용되는 엔진의 냉각수 온도를 예측하기 위하여 냉각수 온도를 간략한 형태로 모델링하였으며 이를 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) 엔진 냉각수 시스템을 단순하게 모델링하여 최종적으로 미분 방정식의 형태로 정리할 수 있었으며, 적용되는 계수들을 이론적인 접근과 실험적인 방법을 사용하여 획득할 수 있었다.
- 2) 실험적인 방법을 통하여 구한 계수들의 불확실성을 보완하기 위해 실제 실험 결과와 비교하며 물리적으로 허용 가능한 범위 내에서 일부 수정하여 정확도를 높일 수 있었다.
- 3) 최종 확정된 모델링과 계수들을 다양한 조건에서 검증하였으며, 합리적인 수준 내에서 추종성

을 보이는 것을 확인하였다.

References

- 1) I. Yoo, K. Simpson, M. Bell and S. Majkowski, "An Engine Coolant Temperature Model and Application for Cooling System Diagnosis," SAE 2000-01-0939, 2000.
- 2) N. Srun, "A Simple Engine Cooling System Simulation Model," SAE 1999-01-0237, 1999.
- 3) K. Mahmoud, E. Loibner and J. Krammer, "Integrated 1-D Tools for Modeling Vehicle Thermal Management System," SAE 2004-01-3406, 2004.
- 4) T. Mckinley and A. Alleyne, "Real-time Modeling of Liquid Cooling Networks in Vehicle Thermal Management Systems," SAE 2008-01-0386, 2008.
- 5) N. Karthikeyan and A. Gokhale, "A Comprehensive Study on Map Based and Closed Loop Simulation Model of Coolant Circuit for a Two Wheeler Liquid Cooled Engine," SAE 2013-32-9023, 2013.
- 6) F. P. Incropera and D. P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd Edn., John Wiley & Sons, New York, 2011.
- 7) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.