

## Perpindahan Panas Dinding Pemodelan CFD di dalam Ruang Bakar menggunakan ANSYS forte

Trisna Setyawan

**Abstract.** Heat transfer in diesel engines is known to affect engine efficiency and emissions. Increased heat transfer to the combustion chamber walls reduces the pressure in the cylinder and the average gas temperature, which reduces the work transferred to the piston per cycle. Therefore, the amount of heat transfer in an engine largely depends on the efficiency of the engine. Changes in gas temperature due to heat loss from the combustion chamber also affect the formation of pollutant emissions. Higher temperatures in the cylinder promote NOx emissions, while lower temperatures in the cylinder create Particulate matter in the exhaust. Engine heat transfer is important, so engine heat transfer results must be accurately estimated.

**Keywords:** Diesel, Ansys, Turbulence

**Abstrak.** Perpindahan panas pada mesin diesel diketahui mempengaruhi efisiensi dan emisi mesin. Peningkatan perpindahan panas ke dinding ruang bakar mengurangi tekanan di silinder dan suhu gas rata-rata, yang mengurangi pekerjaan yang ditransfer ke piston per siklus. Oleh karena itu, jumlah perpindahan panas dalam mesin sangat tergantung pada efisiensi mesin. Perubahan suhu gas akibat kehilangan panas dari ruang bakar juga mempengaruhi pembentukan emisi polutan. Suhu yang lebih tinggi di dalam silinder mendorong emisi NOx, sementara suhu yang lebih rendah di dalam silinder menciptakan Partikulat materi di knalpot. Perpindahan panas mesin penting, sehingga hasil perpindahan panas mesin harus akurat Diperkirakan.

**Kata kunci :** Diesel , Ansys , Turbulensi

### 1. Pendahuluan

Ada banyak studi eksperimental dan numerik sebelumnya tentang perpindahan panas mesin yang dilaporkan dalam literatur. Kami menyajikan data eksperimental tentang perpindahan panas piston diesel konvensional mesinnya melalui investigasi eksperimental. Faktor-faktor yang mempengaruhi perpindahan panas pada mesin diesel juga telah dipelajari. Pemodelan numerik perpindahan panas di dinding mesin telah diselidiki dan ditingkatkan selama masa lalu Dekade. Kami mengusulkan korelasi empiris untuk menghitung koefisien perpindahan panas total. Model perpindahan panas dinding satu dimensi dikembangkan oleh Isshiki et al. dan Yang et al. Dalam model satu dimensi ini, lapisan inti dan lapisan dinding yang berdekatan dipisahkan. Hasil fluks panas diprediksi dengan menyelesaikan persamaan energi tanpa menggunakan panas koefisien transfer sambil mempertimbangkan wilayah inti sebagai wilayah global dengan properti yang seragam dengan tidak ada perbedaan spasial. Namun, area inti silinder dalam mesin pembakaran internal tidak dapat dilihat secara global karena turbulensi menyebabkan perubahan lokal di area inti. Model multidimensi dari wilayah inti dan perpindahan panas dekat dinding satu dimensi juga diperlukan untuk Dapatkan nilai fluks panas yang akurat. Dalam model multidimensi ini massa, momentum dan konservasi energi diselesaikan langsung di wilayah inti, sedangkan model dinding biasanya digunakan pada lapisan dinding. Karena dinamika lapisan dinding mirip dengan fisika lapisan batas, aliran panas yang diprediksi diselesaikan dengan lapisan batas termal yang diasumsikan. Han et al. memperoleh model perpindahan panas dinding dari persamaan energi satudimensi yang melibatkan Variasi kepadatan gas dan jumlah Prandtl yang bergolak melintasi

Lapisan batas. Model-model ini memberikan hasil prediksi aliran panas yang lebih baik dibandingkan dengan penelitian sebelumnya. Oleh karena itu, tujuan dari pekerjaan ini adalah untuk menunjukkan bagaimana panas dinding mesin kode komersial Transfer model, ANSYS forte, memprediksi hasil fluks panas. Test case bekerja dalam kondisi mesin diesel. Data dari percobaan dibandingkan dengan aliran panas yang diprediksi. Perpindahan panas dalam penelitian ini didasarkan pada model kerja Han et al. [9]. Selain itu, aliran panas yang dihasilkan melalui dinding combustor oleh konveksi panas fase gas adalah Perhatian utama.

## 2. Formulasi perpindahan panas

Untuk ANSYS-Forte, model perpindahan panas dinding oleh Han et al. [9] digunakan untuk menghitung panas transfer dalam fase gas di dekat wilayah dinding. Analisis formulasi model ini dimulai dengan persamaan energi satu dimensi pada lapisan batas dijelaskan dalam Persamaan (1) di bawah ini.

$$c_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} + c_p \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{dP}{dt} + \rho Q \quad (1)$$

Di mana  $\rho$  dan  $T$  masing-masing adalah kerapatan fluida dan suhu dekat dinding, dan  $c_p$  adalah spesifik panas di . tekanan konstan, tekanan  $p$ , kecepatan  $v$ ,  $k$  konduktivitas termal laminar, turbulensi

$k_t$  Konduktivitas termal dan  $Q$  adalah laju pelepasan panas volumetrik. Beberapa asumsi diperkenalkan derivasi model, Termasuk: (1) kecepatan fluida di dekat dinding sejajar dengan dinding, dan Hanya Gradien suhu dan kepadatan tegak lurus terhadap dinding dipertimbangkan. (2) Gas diasumsikan. (3) tekanan seragam di dalam ruangan; (4) disipasi kental diabaikan dan (5) perpindahan panas radiatif dikecualikan. Berdasarkan asumsi sebelumnya, aliran panas dinding di wilayah dekat dinding dihitung dengan persamaan (2).

$$q_w = \frac{\rho u_* c_p T \ln\left(\frac{T}{T_w}\right)}{\{2.1 * \ln(y^+) + 2.5\}} \quad (2)$$

$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \quad (3)$$

$$u_* = (c_\mu^{0.25} t k e^{0.5}) \quad (4)$$

Di mana  $q_w$  adalah aliran panas di dinding,  $u_*$  adalah kecepatan gesekan,  $y^+$  adalah jarak tanpa dimensi,  $T_w$  adalah suhu dinding,  $\nu$  adalah viskositas kinematik,  $t k e$  adalah kinetik turbulen energi, dan  $C_\mu$  adalah 0,09.

## 3. Model Turbulensi dan Pembakaran

Untuk mensimulasikan aliran dalam silinder, turbulensi dimodelkan menggunakan model turbulensi RNG  $k-\epsilon$  dalam kode komersial forte ANSYS. Ini menjelaskan perluasan kecepatan dalam persamaan  $\epsilon$  dan istilah sumber yang diinduksi semprotan dalam persamaan  $k$  dan  $\epsilon$ . Untuk model pembakaran, ANSYS forte menggunakan pemecah kimia terperinci CHEMKIN PRO. Kimia bahan bakar diesel disimulasikan menggunakan mekanisme reaksi kerangka bahan bakar n-heptana, yang memiliki pengapian sifat yang mirip dengan bahan bakar diesel. Mekanisme ini melibatkan 36 spesies dan 76 reaksi. Namun, sifat fisik bahan bakar dalam karya ini dinyatakan dalam tetradecane untuk perhitungan Tujuan.

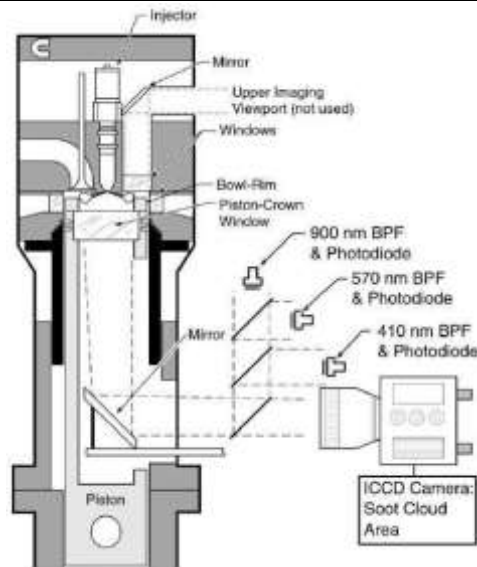
#### 4. Pengaturan Validasi

##### 4.1 Geometri mesin dan kondisi pengapian

Data terukur dari mesin diesel Cummins N-series 2.34L, silinder tunggal, 4-tak, injeksi langsung digunakan untuk memvalidasi hasil perhitungan penelitian ini. [10] Ringkasan data geometri kunci ditunjukkan pada Tabel 1 dan skema mesin ditunjukkan pada Gambar 1. Selain itu, kondisi mesin test case dirangkum dalam Tabel 2.

**Tabel 1. Spesifikasi Cummins N-series. [10]**

| data geometri                  |                    |
|--------------------------------|--------------------|
| Jenis mesin                    | DI diesel          |
| Perpindahan (L)                | 2.34               |
| Bor (cm)                       | 13.97              |
| Stroke (cm)                    | 15.24              |
| Rasio pusran                   | 0,5                |
| Panjang batang penghubung (cm) | 30.48              |
| Jumlah silinder                | 1                  |
| Jenis injektor bahan bakar     | Rel umum           |
| Jumlah nozel                   | 8, sama-sama ruang |



**Gambar 1. Diagram skema mesin Cummins N-series.**

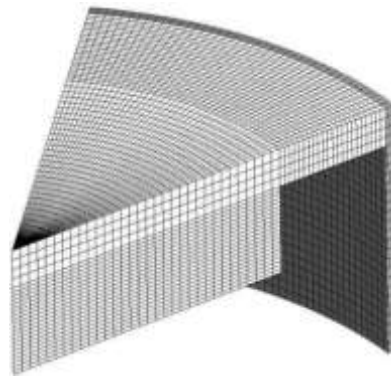
**Tabel 2. Kondisi mesin operasi**

|                       |      |
|-----------------------|------|
| Kecepatan mesin (rpm) | 1200 |
| IMEP (bilah)          | 4.4  |
| Tekanan masuk (kPa)   | 233  |
| Suhu asupan (K)       | 384  |
| SOI (°ATDC)           | - 7  |
| Durasi DI (CA°)       | 10   |

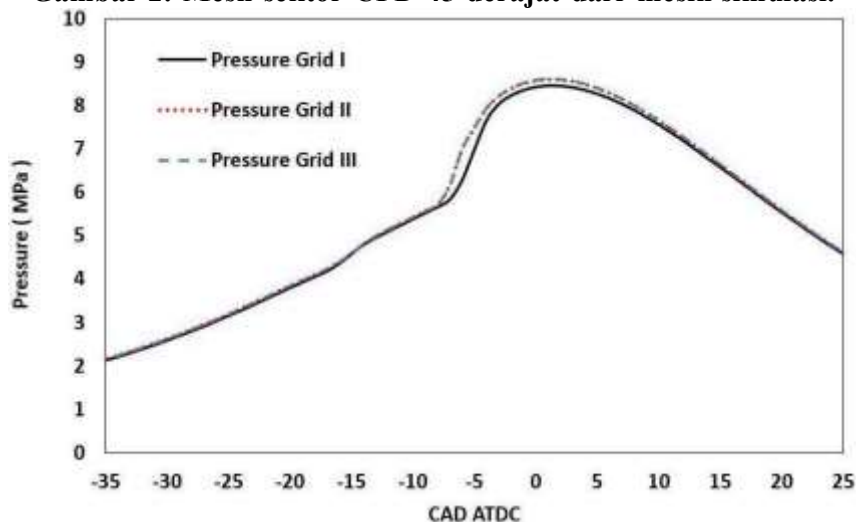
#### 4.2 Pendekatan numerik

Di dalam dokumen ini, simetri sektor diasumsikan dan kondisi batas periodik diterapkan pada setiap injektor mulut. Mesh sektor 45 derajat digunakan untuk mewakili seperdelapan dari ruang bakar mesin.

Ada 60 sel dalam arah radial, 42 sel dalam arah azimuth, 62 sel dalam arah aksial, dan 6 sel di daerah squish pusat mati atas. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2, kami menemukan bahwa resolusi mesh ini menghasilkan hasil yang cukup independen dari grid. Gambar 3 menunjukkan jalannya simulasi tekanan di dalam silinder dalam kondisi mesin uji dengan tiga ukuran mesh yang berbeda. Kita dapat melihat bahwa tidak banyak perbedaan antara Grid II dan Grid III. Grid II dipilih untuk simulasi dalam penelitian ini untuk menghemat waktu komputasi. Selain itu, domain komputasi terdiri dari satu bagian silinder mesin yang dimodelkan, digunakan untuk simulasi antara intake valve closing (IVC) dan exhaust valve opening (EVO). Oleh karena itu, model hanya menghitung bagian volume tertutup dari siklus mesin. Dengan asumsi distribusi campuran homogen dalam silinder, simulasi dimulai ketika katup masuk (IVC) Menutup. Pusaran diinisialisasi berdasarkan profil kecepatan impeller dan energi kinetik turbulen diinisialisasi dalam IVC dengan penskalaan dengan kecepatan piston rata-rata. Tekanan dan suhu IVC diberikan berdasarkan data eksperimen. Kondisi batas energi kinetik turbulen adalah kondisi batas Neumann. Suhu dinding rata-rata dari test case adalah 460 K.

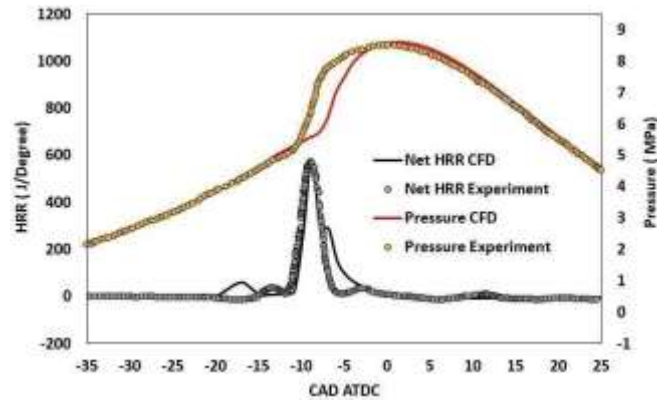


Gambar 2. Mesh sektor CFD 45 derajat dari mesin simulasi.



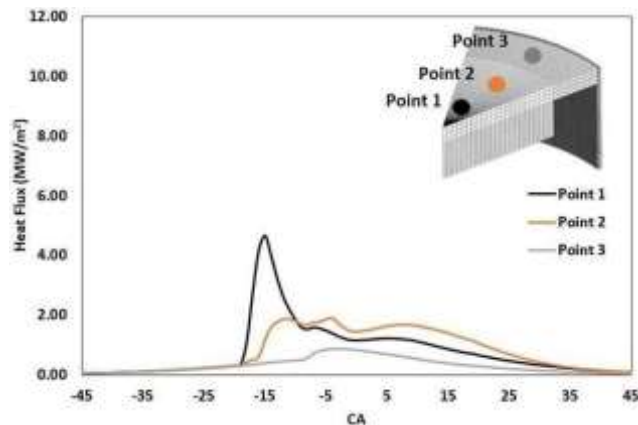
Gambar 3. variasi tekanan didalam silinder yang disimulasikan dengan sudut engkol Untuk kasus uji dengan tiga ukuran jala yang berbeda.

## 5. Hasil dan Pembahasan

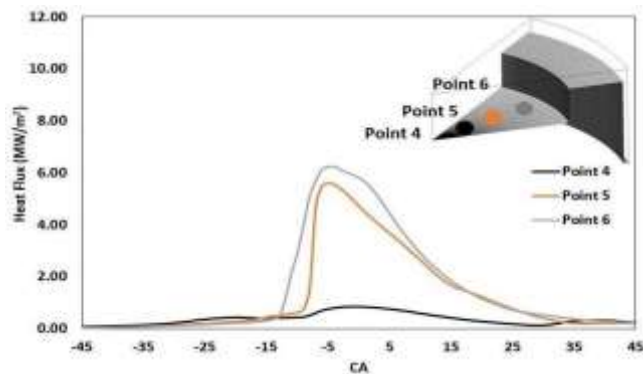


Untuk validasi model, Gambar 4 menunjukkan perbandingan tekanan silinder yang dihitung dan diukur dengan tingkat pelepasan panas yang diprediksi oleh ANSYS. Injeksi dimulai 7 derajat sebelum pusat mati atas. Angka ini menunjukkan kesepakatan yang baik dengan besarnya tekanan puncak di dalam silinder, tetapi melebih-lebihkan posisi nyala api yang dingin. Jalannya kurva pemanasan sesuai dengan pembakaran diesel konvensional. Tingkat pelepasan panas puncak yang diprediksi selama pembakaran premixed terjadi tepat sebelum pusat mati atas, dan sebuah melebihi-lebihkan laju pelepasan panas yang dihitung terlihat selama rezim pembakaran terkontrol campuran.

Gambar 4. Perbandingan tekanan dalam silinder yang dihitung dan diukur serta laju pelepasan panas dengan sudut engkol. Awal injeksi adalah 7 derajat sebelum TDC

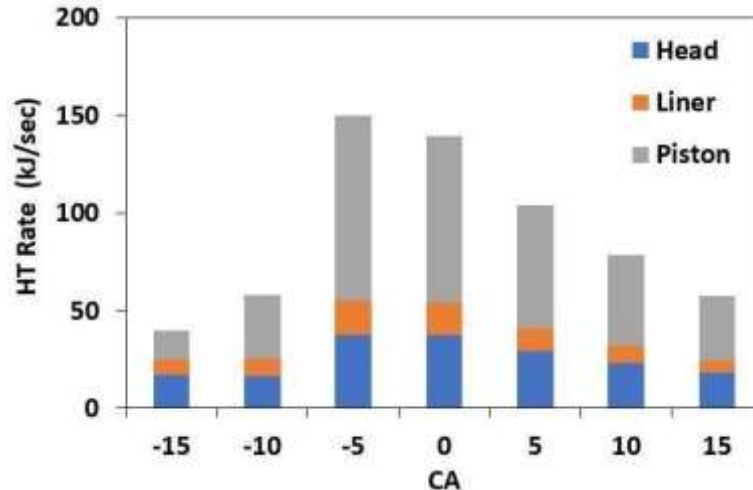


Gambar 5. Perbandingan prediksi fluks panas lokal dengan sudut engkol di dekat kepala piston.



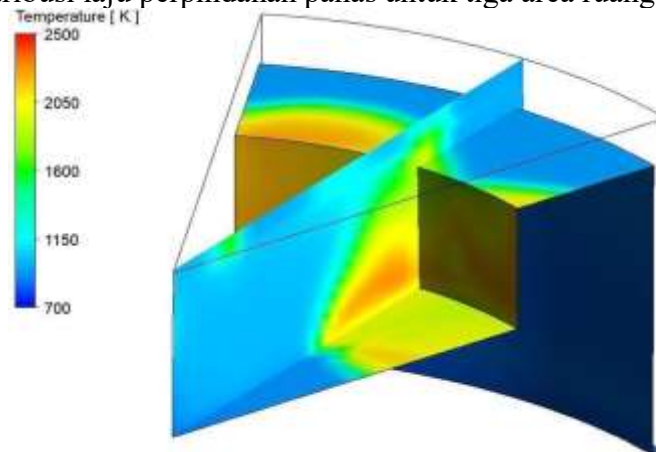
Gambar 6. Perbandingan prediksi fluks panas lokal dengan sudut engkol didekat mangkuk piston.

Gambar 5 dan 6 menunjukkan prediksi fluks panas lokal di dekat mahkota piston dan



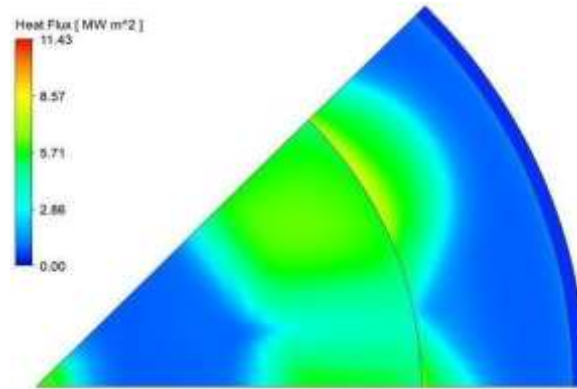
Lakukan dari setiap piston. Kedua gambar memberikan efek spasial di sepanjang sumbu sinar utama. Besarnya fluks panas yang dihasilkan bervariasi dengan sudut engkol dan lebih kecil selama kompresi dan stroke. Pada Gambar 6, lokasi titik 4 di dekat cangkir piston menunjukkan fluks panas terendah yang diprediksi. Ini karena jet diesel sebenarnya bertujuan untuk melewati titik ini. Pada titik 1, fluks panas maksimum yang diprediksi di dekat mahkota piston terjadi di dekat injektor karena suhu nyala api yang tinggi selama pembakaran. Gambar 5 dan 6 memiliki prediksi fluks panas yang lebih tinggi daripada situs lain. Distribusi perpindahan panas untuk tiga wilayah ruang bakar ditunjukkan pada Gambar 7. Seperti dapat dilihat, sebagian besar kehilangan perpindahan panas ke dinding pembakaran ruang berasal dari mangkuk piston. Hal ini dikarenakan bagian depan nyala api mencapai area piston saat proses pembakaran. Gambar 8 dan 9 menunjukkan kurva suhu dalam silinder dan hasil aliran panas yang dihitung pada 5 derajat setelah titik mati atas.

Gambar 7. Distribusi laju perpindahan panas untuk tiga area ruang bakar.



**Gambar 8. kontur prediksi suhu puncak dalam silinder pada 5 derajat setelah TDC.**

Suhu maksimum sekitar 2300 K, yang berada di kisaran mesin diesel konvensional yang khas. Selain itu, suhu dan aliran panas permukaan yang tidak seragam ditampilkan. Titik maksimal dan minimal suhu yang diperoleh serta aliran panas dalam mangkuk piston dapat dilihat menggunakan model dinding. Plot kontur informasi fluks panas dinding setuju dengan hasil fluks panas lokal pada Gambar 6.



**Gambar 9.** kontur perhitungan fluks panas pada 5 derajat setelah TDC.

## 6. Kesimpulan

Model perpindahan panas dinding oleh Han et al. sudah diperiksa. Model ini divalidasi menggunakan data eksperimental dari mesin CUMMINS-nya dengan penggerak diesel konvensional. Kondisi pengoperasian mesin diuji pada 5 derajat sebelum pusat mati atas. Perbandingan tekanan silinder simulasi dan laju pelepasan panas dengan data eksperimental menunjukkan itu Model ini memprediksi tekanan silinder dan laju pelepasan panas dengan cukup baik. Model ini dapat menangkap lokasi nyala api dingin dan pelepasan panas primer. Plot kontur suhu yang diprediksi dan hasil aliran panas yang dihitung ditampilkan. Perbandingan fluks panas yang diprediksi di dekat puncak piston dan alas piston ditampilkan. Magnitudo fluks panas puncak yang diprediksi oleh model perpindahan panas dinding berada dalam kisaran dengan besaran tipikal untuk pembakaran diesel.

## Referensi

- Jia M, Gingrich E, Wang H, et al. 2016 *Int J Engine Res* **17**(3) pp 331-346  
 Hendricks T, Splitter D, et al. 2014 *Int J Engine Res* **15**(6) pp 684-705  
 Gingrich E, Ghandhi J B, Reitz R D 2014 *SAE Technical Paper 2014-01-1182*  
 Das S and Roberts CE 2013 *SAE Technical Paper 2013-01-0875*
- Woschni G 1967 *SAE Technical Paper 670931*
- Annand W J D 1963 *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers* vol. 177 pp 973-996  
 Isshiki, N and Nishiwaki N 1970 *Proc. of the 4<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conference*, FC3.5 pp 1-10  
 Yang J, Pierce P, Martin, J, et al. 1988 *SAE Technical Paper 881314*
- Han Z and Reitz R D 1997 *Int. J. Heat and Mass transfer* **40**(3) pp 613-625
- Singh S, Reitz R D and Musculus M P B 2006 *SAE Technical Paper 2006-01-0055*