BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Beberapa tahun terakhir ini isu lingkungan menjadi topik yang hangat dibicarakan di seluruh negara. Menipisya cadangan bahan bakar fosil dan meningkatnya polusi udara yang mengakibatkan pemanasan global terjadi salah satunya akibat adanya peningkatan jumlah kendaraan bermotor. Berdasarkan data statistik perkembangan jumlah kendaraan bermotor tahun 1987-2010, peningkatan kendaraan bermotor dari tahun 2000 sebesar 18.975.344 juta dan menjadi 76.907.127 juta pada tahun 2010 [1]. Menurut data statistik *BP Statistical Review of World Energy*, produksi minyak di Indonesia tahun 2010 berjumlah 986 juta barel per hari dengan konsumsi kebutuhan bahan bakar minyak berjumlah 1.304 juta barel per hari [2]. Hal inilah yang mengakibatkan krisis bahan bakar terjadi di Indonesia, salah satunya dikarenakan produksi bahan bakar minyak lebih rendah dari kebutuhan bahan bakar minyak untuk kendaraan bermotor.

Selain krisis bahan bakar, dengan bertambahnya jumlah kendaraan bermotor yang ada di jalan dianggap sebagai kontributor utama memburuknya lingkungan. Telah terbukti bahwa polutan dari emisi kendaraan bermotor berdampak signifikan terhadap sistem ekologi dan kesehatan manusia. NOx dan PM (*particular matter*) merupakan emisi paling tinggi yang dikeluarkan dari hasil sisa pembakaran mesin kendaraan bermotor dibandingkan HC (*hydrocarbon*) dan CO (*carbonmonoksida*) [3]. Emisi NOx pada mesin kendaraan bermotor terbentuk pada temperatur tinggi . Menurut peraturan perundang-undangan Menteri Lingkungan Hidup No.4 Tahun 2009 Tentang Ambang Batas Emisi Gas Buang Kendaraan Bermotor Tipe Baru, maka perlu adanya upaya untuk mereduksi emisi kendaraan bermotor [3]. Salah satu upaya yang digunakan yaitu dengan memodifikasi mesin dan sistem pembakarannya.

EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) menjadi salah satu cara untuk mereduksi tingginya emisi NOx yang ditimbulkan mesin kendaraan bermotor dan mengurangi konsumsi bahan bakar . Metode ini dilakukan dengan mensirkulasikan sebagian gas buang ke dalam *intake manifold* yang kemudian bercampur dengan udara sebelum

masuk ke dalam ruang bakar. EGR dapat mereduksi NOx karena temperatur di ruang bakar menurun. Metode EGR dibagi menjadi dua, yang pertama *Hot EGR* dimana sebagian gas buang disirkulasikan kembali tanpa didinginkan sehingga menyebabkan peningkatan pada suhu *intake*, yang kedua *Cold EGR* dimana sebagian gas buang yang disirkulasikan didinginkan dengan menggunakan *heat exchanger* yang menyebabkan penurunan suhu intake [4]. Perancangan *heat exchanger* sebagai EGR *Cooler* membutuhkan waktu perhitungan desain yang lama jika dilakukan secara manual. Oleh karena itu, untuk mereduksi waktu pehitungan desain maka dibutukan sebuah perangkat lunak.

Pada penelitian ini, akan dibuat sebuah perangkat lunak dengan menggunakan bahasa program visual basic 2008 untuk mempermudah perancang menghitung desain penukar kalor.

1.2 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah yang diambil pada Tugas Akhir ini adalah:

1) Perhitungan desain penukar kalor jenis *compact heat exchanger* dengan menggunakan Bahasa Visual Basic 2008.
2) Fluida yang digunakan pada sisi pipa adalah EGR yang diasumsikan sebagai udara panas dan udara lingkungan (udara dingin). Sedangkan fluida pada sisi luar adalah udara lingkungan.
3) Hambatan pengotor pada penukar kalor diabaikan.
4) Kondisi operasi penukar panas diasumsikan pada kondisi tunak
5) Kerugian panas kelingkungan, perubahan energi potensial dan energi kinetik diabaikan
6) Fluida yang mengalir di dalam penukar kalor dianggap tidak mengalami perubahan fasa atau dianggap hanya satu fasa.
7) Analisa penukar kalor yang sudah dirancang khususnya pengaruh kecepatan udara luar dengan temperature udara keluar, temperature EGR keluar dan laju perpindahan panas.

8) Jenis-jenis penukar kalor yang dirancang ada 4 macam yaitu *Indiviually Finned Tubes, Continously Finned Tubes, Finned Flat Tubes, dan Plate Fin Heat Exchanger.*

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1) Untuk membuat perangkat lunak disain EGR *Cooler*. Perangkat lunak ini digunakan untuk mendesain penukar kalor dengan menggunakan bahasa program Visul Basic 2008.
2) Untuk mengetahui korelasi pengaruh kecepatan udara terhadap temperatur udara keluar, pengaruh kecepatan udara terhadap temperatur EGR keluar, pengaruh kecepatan udara terhadap pressure drop udara, dan pengaruh bilangan Reynold terhadap bilangan Nusselt.

1.4 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam penulisan tugas akhir adalah:

1) Studi Pustaka

Studi pustaka adalah suatu metode yang dipergunakan dalam penelitian ilmiah yang dilakukan dengan membaca dan mengolah data yang diperoleh dari literatur. Data yang dibaca dan diolah adalah data yang berhubungan dengan hasil-hasil penelitian yang telah dilakukan oleh para peneliti sebelumnya.

2) Algoritma Perhitungan

Metode Perhitungan Percancangan dilakukan dengan cara mendapatkan dasar-dasar perhitungan dan data-data penunjang yang dibutuhkan dalam perancangan. Untuk mendapatkan alur perhitungan yang ringkas maka dibuat algoritma perhitungan program. Berdasarkan algoritma perhitungan inilah program pengembangan perangkat lunak EGR *Cooler* ini dibuat. Hasil perhitungan yang didapat kemudian dibandingkan dengan beberapa rancangan yang sudah ada.

Adapun *flowchart* penelitian yang dilakukan dapat dilihat pada Gambar 1.1.

Gambar 1.1. *Flowchart* Penelitian

Gambar 1.1 menunjukkan urutan dari penelitian. Penelitian ini dimulai dengan pembelajaran dan pembahasan terhadap hasil-hasil penelitian dan literatur yang sudah ada sebelumnya agar permasalahan yang ada dapat dipahami dengan baik dan untuk menjadi referensi untuk mencari solusi bagaimana memecahkan permasalahan tersebut.

Selanjutnya permasalahan yang akan diteliti, dipecahkan dengan melakukan pembuatan perangkat lunak EGR *Cooler* dengan bantuan program Visual Basic 2008 sebagai bahasa program yang digunakan untuk menghitung hasil rancangan EGR *Cooler* dengan kondisi masukan yang diinginkan oleh pengguna (*user*). Pembuatan Algoritma Perhitungan ini dilakukan pada kondisi batas yang sudah ditentukan. Tahap Pembahasan dilakukan untuk menganalisa hasil perhitungan yang diperoleh kemudian

dibandingkan dengan beberapa hasil rancangan yang sudah ada. Setelah hasil penelitian dianalisa maka dapat ditarik kesimpulan dari analisa yang telah dilakukan.

3) Bimbingan

Bertujuan untuk mendapatkan tambahan pengetahuan dan saran dari dosen pembimbing serta koreksi terhadap kesalahan-kesalahan yang terjadi dalam penyusunan laporan Tugas Akhir.

1.5 Sistematika Penelitian

Penulisan laporan Tugas Akhir ini terdiri dari beberapa bagian, yaitu:

BAB I PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang, batasan masalah, tujuan penelitian, metode penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Berisi tentang landasan teori yang berkaitan dengan persamaan-persamaan dasar yang berlaku dalam *Heat Exchanger*, misalnya jenis-jenis *Heat Exchanger*, karakteristik *Heat Exchanger*, Perpindahan Panas Konduksi-konveksi, perpindahan panas pada *Fin*, persamaan energy dan rumus-rumus perhitungan disain penukar kalor.

BAB III PERANGKAT LUNAK PERANCANGAN PENUKAR KALOR

Berisi tentang langkah-langkah pengerjaan yang terdiri dari Pengumpulan dasar-dasar perhitungan dan data penunjang, pembuatan algoritma perhitungan, dan proses perhitungan.

BAB IV HASIL DAN ANALISA PERHITUNGAN

Berisi verifikasi hasil perhitungan penukar kalor dengan hasil rancangan yang sudah ada dan selanjutnya dilakukan analisa perbandingan.

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

Berisi tentang kesimpulan dan saran yang diambil dari hasil analisis pada bab-bab sebelumnya.

BAB II
DASAR TEORI

2.1 Mesin Bensin dan Mesin Diesel

Mesin pada umumnya dapat dibagi menjadi dua jenis yaitu mesin bensin (biasa dikenal dengan siklus *otto* nya) dan mesin diesel (biasa dikenal dengan siklus dieselnya). Berikut ini adalah penjelasan mengenai kedua mesin tersebut

a. Mesin Bensin (*Otto*)

Mesin bensin atau mesin *otto* dari Nikolaus Otto adalah sebuah tipe mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*) yang menggunakan nyala busi untuk proses pmbakaran, dirancang untuk menggunakan bahan bakar bensin atau yang sejenis.

Gambar 2.1 Mesin Bensin (*Otto*)[4]

Mesin bensin berbeda dengan mesin diesel dalam metode pencampuran bahan bakar dengan udara, dan mesin bensin selalu menggunakan penyalaan busi untuk proses pembakaran. Pada mesin diesel, hnya udara yang dikompresikan dalam ruang bakar dan dengan sendirinya udara tersebut terpanaskan, bahan bakar disuntikkan dalam ruang bakar di akhir langkah kompresi untuk bercampur dengan udara yang sangat panas, pada saat kombinasi antara jumlah udara, jumlah bahan bakar, dan temperatur dalam kondisi tepat maka campuran udara dan bahan bakar tersebut akan terbakar dengan sendirinya.

Pada mesin bensin bensin, pada umumnya udara dan bahan bakar dicampur sebelum masuk ke ruang bakar, sebagian kecil mesin bensin modern mengaplikasikan injeksi bahan bakar langsung ke silinder ruang bakar termasuk mesin bensin 4tak untuk mendapatkan emisi gas buang yang ramah lingkungan. Pencampuran udara dan bahan bakar dilakukan oleh karburator atau sistem injeksi, keduanya mengalami perkembangan dari sistem manual sampai dengan penambahan sensor-sensor elektronik. Sistem injeksi bahan bakar di motor *otto* terjadi diluar silinder, tujuannya untuk mencampur udara dengan bahan bakar seproporsional mungkin. Han ini disebut EFI.

Mesin bensin biasanya digunakan pada mesin sepeda motor, mobil, pesawat, mesin untuk pemotong rumput, mesin untuk *speedboat* dan sebagainya.[4]

b. Mesin Diesel

Salah satu jenis dari mesin pembakaran dalam adalah mesin diesel. Memproduksi daya mekanis dari energi kimia yang terkandung di dalam bahan bakar melalui proses oksidasi bahan bakar di dalam mesin merupakan tujuan dari mesin pembakaran dalam. Pencampuran udara dan bahan bakar sebelum proses pembakaran dan gas hasil pembakaran setelah proses pembakaran merupakan fluida kerja aktual dari mesin diesel. Di dalam mesin diesel terdapat torak dengan beberapa silinder yang bergerak bolak-balik (translasi). Peristiwa pembakaran antara bahan bakar dan udara yang berasal dari luar terjadi di dalam silinder sehingga menghasilkan gas hasil pembakaran. Gas yang dihasilkan digunakan untuk menggerakkan torak yang terhubung dengan poros engkol oleh batang penggerak. Gerak translasi yang terjadi pada torak menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya sehingga mengakibatkan gerak bolak-balik [4].

Pembakaran mesin diesel terjadi melalui proses pengapian kompresi udara pada tekanan tinggi sehingga mengakibatkan udara mempunyai tekanan melebihi temperatur dan tekanan penyalaan bahan bakar. Mesin diesel memiliki nilai perbandingan kompresi 12-24 yang jauh lebih besar dari mesin bensin dengan nilai perbandingan kompresi 8-12 [5].

Siklus diesel adalah siklus ideal yang mengasumsikan bahwa penambahan kalor berlangsung di dalam sebuah proses dengan tekanan konstan yang dimulai pada kondisi

piston berada di titik mati atas. Siklus diesel dapat ditunjukan melalui diagram $p - v$ pada Gambar 2.2.

Gambar 2.2 Siklus diesel diagram $p - v$ [6].

Siklus diesel terdiri dari empat buah proses, proses 1 terjadi pada kondisi 6-1 merupakan langkah hisap pada udara yang terjadi selama piston bergerak dari titik mati atas menuju titik mati bawah. Proses 2 merupakan kompresi isentropik yang terjadi pada kondisi 1-2, piston bergerak dari titik mati bawah menuju titik mati atas pada tekanan konstan secara adiabatik. Proses 3 terjadi pada kondisi 2-3 merupakan pembakaran yang terjadi pada tekanan konstan. Proses 4 terjadi pada kondisi 3-4 merupakan ekspansi isentropik atau langkah kerja yang terjadi selama piston bergerak dari titik mati atas menuju titik mati bawah. Proses 5 terjadi pada kondisi 4-1 dimana kalor keluar pada volume konstan. Proses 6 terjadi pada kondisi 5-6 merupakan langkah buang yang terjadi pada tekanan konstan [6].

Mesin diesel yang beroperasi dengan siklus empat langkah bekerja bila melakukan empat kali gerakan (dua kali puturan engkol) menghasilkan satu langkah kerja. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 2.3.

Gambar 2.3 Siklus operasi empat langkah [5].

1. Langkah hisap

Pada langkah ini piston pada titik mati atas bergerak menuju titik mati dengan katup masuk membuka dan katup buang tertutup. Udara mengalir ke dalam silinder.

2. Langkah kompresi

Pada langkah ini kedua katup, baik katup masuk maupun katup buang menutup, kemudian piston bergerakdari titik mati bawah menuju titik mati atas. Sebelum langkah piston untuk bergerak menuju titik mati atas berakhir, bahan bakar diinjeksikan bersamaan dengan meningkatnya tekanan silinder.

3. Langkah ekspansi

Pada langkah ini, piston pada titik mati atas bergerak menuju titik mati bawah karena injeksi bahan bakar ke dalam silinder bertemperatur tinggi dan bertekanan tinggi mengakibatkan bahan bakar terbakar sehingga menekan dan memaksa engkol berputar untuk menghasilkan kerja pada piston.

4. Langkah buang

Pada langkah ini,ketika piston hamper mencapai titik mati bawah, katub buang buang terbuka, katub masuk tertutup. Sisa gas yang terbakar keluar dari ruang bakar

ketika piston bergerak menuju titik mati atas. Akhir langkah ini adalah ketika piston mencapai titik mati atas kemudian siklus berulang lagi [5].

2.2 *Exhaust Gas Recirculation* (EGR)

Kendaraan menghasilkan dua macam bentuk polutan, yaitu yang terlihat oleh mata dan yang tak terlihat oleh mata. Yang terlihat oleh mata adalah PM (*particulate matter*) yaitu jelaga, asap hitam, tar, dan hidrokarbon yang tidak terbakar. Sedang untuk yang tak terlihat oleh mata adalah NO_x, CO dan hidrokarbon, walaupun tak terlihat, sistem indera bisa merasakan jika kadarnya terlalu tinggi yaitu mata perih dan menjadi berlinang air mata.

Jika suhu dalam ruang bakar terlalu rendah maka jumlah PM akan meningkat dan jika suhu tinggi maka kandungan NO_x akan meningkat. Metode untuk mengurangi kadar NO_x adalah memperlambat waktu injeksi bahan bakar, akan tetapi hal tersebut malah mengakibatkan borosnya bahan bakar sebesar 10-15%. Beberapa metode untuk meningkatkan kemampuan efisiensi pembakaran yaitu dengan menggunakan bantuan komputer, mengatur kesesuaian injeksi bahan bakar dan udara, menggunakan teknologi *common rail* dengan menggunakan tekanan yang sangat tinggi dan kesesuaian *timing* injeksi pada setiap putaran mesin, kepala silinder bermulti-klep dan lain-lain.

Gambar 2.4 Skema sederhana dari sistem EGR [7].

EGR adalah alternatif untuk mengurangi NO_x, CO dan beberapa gas buang beracun hasil pembakaran. NO_x dikurangi dalam ruang bakar dengan cara menyuntik kembali sebagian gas buang yang telah didinginkan. Udara yang dimasukkan kembali ke dalam silinder ini akan mengurangi konsentrasi O_2 dan suhu pembakaran, sehingga kandungan NO_x menurun. Namun bahan bakar dan PM akan bertambah sehingga pembakaran menjadi tidak optimal. PM ini harus dikurangi dengan cara memodifikasi

injektor bahan bakar, memodifikasi katalis atau filter. Temperatur spesifik EGR lebih tinggi daripada udara bebas, oleh karena itu EGR meningkatkan suhu *intake* lalu pada waktu yang bersamaan menurunkannya pada ruang bakar [7].

$$\% \, EGR = \frac{\dot{m}_{egr}}{\dot{m}_t} \, x \, 100\% \qquad (2.1)$$

Pada pembebanan yang tinggi, sangat sulit EGR bekerja mendinginkan pembakaran dan malah akan menyebabkan timbulnya banyak asap dan PM. Pada pembebanan ringan, hidrokarbon yang tidak terbakar dalam EGR akan terbakar kembali dalam campuran berikutnya, meningkatkan bahan bakar yang tidak terbakar pada *exhaust* dan meningkatkan efisiensi termal. Selain itu juga, *hot* EGR akan meningkatkan suhu *intake*, yang akan mempengaruhi pembakaran dan emisi pembuangan.

EGR itu sendiri diklasifikasikan menjadi dua macam, yaitu:

a. *Hot* EGR

Suatu metode yang digunakan untuk mensirkulasikan gas buang tanpa mendinginkan gas buang dengan *heat exchanger* sehingga menyebabkan peningkatan suhu udara *intake*.

b. *Cold* EGR

Suatu metode yang digunakan untuk mensirkulasikan gas buang dengan mendinginkan gas buang tersebut menggunakan *heat exchanger* sehingga menyebabkan penurunan suhu udara *intake* [8].

2.3 Fluida

Perbedaan antara benda padat, cair, dan gas dapat dikaji sebagai berikut. Jika suatu benda padat dimasukkan ke dalam suatu wadah tertutup yang lebih besar, maka bentuk benda padat tersebut tidak akan berubah. Namun jika zat cair dimasukkan ke dalam wadah, maka zat cair tersebut akan berubah bentuk dan akan menyesuaikan bentuknya dengan wadah. Dan jika gas yang dimasukkan ke dalam wadah maka gas akan memenuhi wadah secara keseluruhan.

Kata “fluida” digunakan untuk mempresentasikan baik benda cair ataupun gas. Fluida didefinisikan sebagai zat yang dapat terdeformasi secara terus menerus jika diberikan tegangan geser (arah tangensial), walaupun gaya geser yang diberikan

tersebut relatif kecil seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.5 (c) dan (d). Deformasi benda padat akan terjadi jika dikenai geseran, tetapi deformasi pada benda padat tidak berlangsung secara terus-menerus seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.5 (b) [9].

Gambar 2.5 Perbedaan perilaku dari benda padat dan fluida karena tegangan geser [10].

2.4 *Heat Exchanger*

Penukar Kalor (*Heat exchanger*) merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk menurunkan dan atau meningkatkan temperatur sebuah sistem dengan memanfaatkan suatu media pendingin atau pemanas sehingga kalor dapat berpindah dari temperatur tinggi ke temperatur rendah[11]. Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung atau tidak. Maksudnya ialah

1. Alat penukar kalor yang langsung ialah dimana fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin (tanpa adanya pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu.
2. Alat penukar kalor yang tidak langsung ialah dimana fluida panas tidak berhubungan langsung (*indirect contact*) dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan panasnya itu mempunyai media perantara seperti pipa, plat atau peralatan jenis lainnya.[12]

2.4.1 Jenis-jenis *Heat Exchanger*

Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) secara tipikal diklasifikasikan berdasarkan susunan aliran (*flow arrangement*) dan tipe konstruksi. Penukar kalor yang paling sederhana adalah satu penukar kalor yang mana fluida panas dan dingin bergerak atau mengalir pada arah yang sama atau berlawanan dalam sebuah pipa berbentuk bundar (atau pipa rangkap dua). Pada susunan aliran sejajar (*parallel-flow arrangement*) yang ditunjukkan Gambar 2.6a, fluida panas dan dingin masuk pada ujung yang sama,

mengalir dalam arah yang sama dan keluar pada ujung yang sama. Pada susunan aliran berlawanan (*counterflow arrangement*) yang ditunjukkan Gambar 2.6b, kedua fluida tersebut pada ujung yang berlawanan, mengalir dalam arah yang berlawanan, dan keluar pada ujung yang berlawanan.

Gambar 2.6 Penukar kalor pipa konsentris (a) *parallel flow* (b) *counterflow*[13]

Gambar 2.7 Penukar kalor aliran melintang (a) bersirip dengan kedua fluidanya tidak campur (b) tidak bersirip dengan satu fluida campur dan satu fluida lagi tidak campur[13]

Sebagai alternatif, fluida panas dan dingin bergerak dalam arah melintang (tegak lurus satu dengan yang lain), seperti yang ditunjukkan oleh alat penukar kalor berbentuk pipa besirip dan tidak bersirip pada Gambar 2.7. Kedua konfigurasi ini secara tipikal dibedakan oleh sebuah perlakuan terhadap fluida di luar pipa sebagai fluida campur atau fluida tak campur. Gambar 2.7a, fluida disebut luida tak campur karena sirip-sirip menghalangi gerakan fluida dalam satu arah (y) gerak tersebut melintang ke arah aliran

utama (x). kasus ini temperatur fluida bervariai terhadap sumbu x dan y. bedanya adalah untuk berkas pipa yang tidak bersirip pada Gambar 2.6b, gerakan memungkinkan untuk fluida bercampur dan variasi temperaturnya semata-mata hanya pada arah aliran utama. Karena aliran dalam pipa tidak bercampur, maka kedua fluida tidak bercampur untuk alat penukar kalor bersirip, sementara untuk satu fluida campur dan satu fluida lagi tidak bercampur untuk alat penukar kalor tidak bersirip. Sifat dari kondisi pencampuran itu secara signifikan bisa mempengaruhi performa penukar kalor.

Gambar 2.8 Penukar kalor *Shell and Tube* dengan satu laluan *shell* dan satu laluan *tube*[13]

Gambar 2.9 Penukar kalor *Shell and Tube* (a) satu laluan *shell* dan dua laluan *tube* (b) dua laluan *shell* dan empat laluan *tube*.[13]

Konfigurasi penting lainnya adalah penukar kalor *Shell and Tube*. Bentuk-bentuk *shell and tube* berbeda-beda sesuai dengan jumlah laluan dari *shell and tube*, dan bentuk sederhananya yang meliputi laluan *shell and tube* tunggal, ditunjukkan oleh Gambar 2.8. Sekat-sekat (*Baffles*) biasanya dipasang untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi pada fluida sisi selongsong (*Shell*) dengan pengaruh aliran turbulensi dan komponen kecepatan aliran melintang. Selain itu, Sekat-sekat itu juga menopang pipa-pipa yang ada di dalam cangkang, mengurangi getaran pipa akibat aliran.alat penukar kalor yang disekat dengan satu selongsong dan dua laluan pipa dan dengan dua laluan selongsong dan empat laluan pipa ditunjukkan dalam Gambar 2.9a dan 2.9b secara berurutan.

Gambar 2.10 Inti dari *compact heat exchangers* (a) *Fin-tube* (pipa datar, sirip plat menyeluruh) (b) *Fin-tube* (pipa bundar, sirip plat menyeluruh) (c) *Fin-tube* (pipa bundr, sirip bundr) (d) *Plate-fin* (laluan tunggal) (e) *Plate-fin* (laluan banyak)[13]

Golongan khusus dan penting dari alat penukar kalor yang digunakan untuk mencapai luas permukaan perpindahan panas per satuan volum yang sangat besar (>400 m^2/m^3 untuk cairan dan >700 m^2/m^3 untuk gas) dikenal dengan istilah *compact heat exchangers*, alat ini mempunyai susunan yang rapat dari pipa-pipa bersirip atau plat-plat bersirip dan secara khas digunakan ketika paling sedikit satu dari fluida-fluidanya adalah gas dan mempunyai koefisien perpindahan panas konveksi kecil. Pipa-pipa itu bisa berupa pipa datar atau pipa bundar seperti Gambar 2.10a, b dan 2.10c secara

berurutan dan sirip-sirip itu bisa berupa plat atau melingkar seperti Gambar 2.10a, b, dan 2.10c secara berurutan. Alat penukar kalor plat paralel bisa berupa bersirip atau berbengkok-bengkok dan bisa digunakan dalam model-model operasi laluan tunggal (Gambar 2.10d) maupun laluan banyak (Gambar 2.10e). lintasan aliran dalam *compact heat exchangers* secara tipikal kecil (D_h < 5 mm), dan aliran biasanya berbentuk laminar.[13]

Berdasarkan kerapatan permukaannya (*surface compactness*) penukar kalor dapat dibagi menjadi empat macam pada fasa gas dengan cair

1. *Compact Heat Exchanger*

Penukar kalor Kompak mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari 700 m^2/m^3 atau diameter hidraulik $D_h \leq 6mm$ untuk pengoperasian pada aliran sisi gas, dan 400 m^2/m^3 atau lebih tinggi untuk pengoperasian pada aliran sisi cair.

2. *Meso Heat Exchanger*

Penukar kalor Meso mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari 3000 m^2/m^3 atau diameter hidraulik $100\mu m \leq D_h \leq 1mm$

3. *Mikro Heat Exchanger*

Penukar kalor Mikro mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari 15000 m^2/m^3 atau diameter hidraulik $1\mu m \leq D_h \leq 100\mu m$

4. *Shell and Tube Heat Exchanger*

Penukar kalor *Shell and Tube* mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas kurang dari 100 m^2/m^3pada satu sisi fluida dengan pipa biasa.[14]

2.4.2 Compact Heat Exchanger

Penukar kalor yang sangat penting adalah penukar kalor kompak (*compact heat exchanger*) yang mempunyai luas permukaan yang sangat besar per satuan volum. Penukar kalor jenis ini sangat cocok untuk penerapan dalam aliran gas dimana nilai h rendah. Kays dan London telah mempelajari penukar kalor jenis ini secara mendalam.

Perpindahan kalor dan faktor gesekan untuk contoh penukar kalor kompak ditunjukkan dalam Gambar 2.11. Bilangan stanton dan Bilangan Reynold nya

didasarkan atas kecepatan massa pada luas penampang aliran minimum dan diameter hidraulik ditunjukkan pada Gambar 2.11.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \tag{2.2}$$

Perbandingan luas aliran bebas terhadap luas frontal yaitu

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \tag{2.3}$$

Gambar 2.11 Perpindahan kalor dan faktor gesekan untuk penukar kalor tabung bundar bersirip tipe 8.0-3/8T dari Kays dan London.[13]

$$St = \frac{J}{Pr^{2/3}} = \frac{h}{Gc_p} \tag{2.4}$$

$$Re = \frac{4r_h G}{\mu} \tag{2.5}$$

Sifat-sifat fluida ditntukan pada Temperatur limbak rata-rata (*average bulk temperature*).[14]

$$\bar{T} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

Macam-macam penukar kalor jenis *compact heat exchanger* diantaranya adalah *circular finnefd tubes, finned flat tubes,* dan *plate fin heat exchanger*.

2.4.3 Finned Circular Tubes

Finned circular tubes heat exchanger merupakan salah satu contoh dari penukar kalor kompak (*compact heat exchanger*). Penukar kalor ini bisa diklasifikasikan menjadi dua jenis yaitu *finned tube with circular tube and circular fins* (atau *individually finned tube*) dan *finned tube with circular tubes and continous fins* (atau *continously finned tube*).

Penukar kalor *Finned circular tubes* biasanya mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih kecil dari pada *plate-fin heat exchangers*. Penukar kalor ini mempunyai kerapatan sirip rata 400 *fins*/m (10 *fins/inch*) dan mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas sekitar 720 m^2/m^3.

Gambar 2.12 *Externally finned tubes (a) individually finned (b) continously finned*[15]

2.4.3.1 Individually Finned Tubes

2.4.3.1.1 Aplikasi *Individually finned tubes*

Aplikasi dari penukar kalor jenis *individually finned tubes* biasanya digunakan untuk proses *refrigeration, air conditioning* dan *radiator*.

2.4.3.1.2 Surface Geometry of Individually finned tubes

Penukar kalor jenis *individually finned tubes*, Kays dan London memberikan banyak referensi *surface geometry*. Dua diantaranya adalah CF-7.34 dan CF-8.72.

Tube outside diameter = 0.38 in.

Fin pitch = 7.34 per in.

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h$ = 0.0154 ft

Fin thickness (average)* = 0.018 in., aluminum

Free-flow area/frontal area, σ = 0.538

Heat transfer area/total volume, α = [illegible]

Fin area/total area = 0.892

Note: Experimental uncertainty for heat transfer results possibly somewhat greater than the nominal ±5% quoted for the other surfaces because of the necessity of estimating a contact resistance in the bi-metal tubes.

* Fins slightly tapered.

Gambar 2.13 *Individually finned tubes* seri CF-7.34[16]

Pada Gambar 2.13 dan Gambar 2.14 menunjukkan ukuran geometri muka yang mencantumkan ukuran diameter luar pipa (*Tube outside diameter*), jumlah sirip tiap in (*Fin pitch*), diameter hidraulik (*flow passage hydraulic diameter*), tebal sirip (*fin thickness*), material pipa, rasio luas aliran bebas per luas frontal (*free flow area/frontal area*), rasio luas perpindahan panas per volum (*heat transfer area/total volum*e), rasio luas sirip per luas total (*fin area/total area*), jarak *longitudinal* antar pipa (*longitudinal tube spacing*) dan jarak *transverse* antar pipa (*transverse tube spacing*).

Tube outside diameter = 0.38 in.

Fin pitch = 8.72 per in.

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h$ = 0.01288 ft

Fin thickness (average)* = 0.018 in., aluminum

Free-flow area/frontal area, σ = 0.524

Heat transfer area/total volume, α = 103 ft²/ft³

Fin area/total area = 0.910

Note: Experimental uncertainty for heat transfer results possibly somewhat greater than the nominal ±5% quoted for the other surfaces because of the necessity of estimating a contact resistance in the bi-metal tubes.

* Fins slightly tapered.

Gambar 2.14 *Individually finned tubes* seri CF-8.72[16]

Selain ukuran penukar kalor, faktor Colburn j dan faktor gesekan f juga disajikan dalam Gambar 2.13 dan 2.14. kedua nilai tersebut bergantung pada nilai bilangan Reynoldnya. Keduanya mempunyai hubungan terhadap bilangan Reynold, diman semakin besar bilangan Renold maka semakin menurun nilai faktor colburn dan faktor gesekannya.

2.4.3.1.3 Perhitungan Perancangan *Individually finned tubes*

Perancangan *individually finned tubes* membutuhkan beberapa persamaan yang meliputi : Persamaan keseimbangan energi, karakteristik permukaan, sifat-sifat fluida, Bilangan Reynolds, Bilangan Stanton, Bilangan Nusselt, faktor gesekan, *unit film conductances*, efisiensi sirip, efektivitas permukaan menyeluruh (sisi udara), koefisien perpindahan panas U, NTU dan efektifitas penukar kalor, persamaan laju perpindahan panas total, dan *pressure drop*.

a. Persamaan keseimbangan energi

Persamaan energi pada masing-masing elemen dapat dinyatakan dengan rumus:

$$q_h = \dot{m}_h . c_{p,h} . (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.6)$$

$$q_c = \dot{m}_c . c_{p,c} . (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.7)$$

$$q_h = q_c \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_h . c_{p,h} . (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c . c_{p,c} . (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.9)$$

$$C_h . (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c . (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.10)$$

b. Karakteristik permukaan

Perhitungan karakteristik permukaan merupakan poin penting dalam perancangan *heat exchanger*, Karena penukar kalor terdiri dari dua saluran yaitu sisi yang melewati dalam pipa adalah EGR dan saluran yang melewati luar pipa (saluran sirip) adalah udara

Gambar 2.15 Geometri permukaan *individually finned tubes* [15]

1. Saluran pipa (saluran EGR)

Dari Gambar 2.15 Luas frontal sisi EGR, $A_{fr,egr}$ dirumuskan dengan:

$$A_{fr,egr} = L_2 . L_3 \quad (2.11)$$

Luas frontal tiap pipa, $A_{fr,per\ tube}$ dirumuskan dengan:

$$A_{fr,per\ tube} = P_l . P_t \quad (2.12)$$

Luas aliran bebas tiap pipa, $A_{ff,per\ tube}$ dirumuskan dengan:

$$A_{ff,per\ tube} = \frac{\pi . {D_i}^2}{4} \quad (2.13)$$

Keliling bagian dalam pipa, P_i dirumuskan dengan:

$$P_i = \pi . D_i \tag{2.14}$$

Rasio luas aliran bebas dengan luas frontal sisi EGR, σ_{egr} dirumuskan dengan:

$$\sigma_{egr} = \frac{A_{ff,per\ tube}}{A_{fr,per\ tube}} \tag{2.15}$$

Rasio luas perpindahan panas sisi EGR dengan volum total, α_{egr} dirumuskan dengan:

$$\alpha_{egr} = \frac{A_{egr}}{V} = \frac{P_i . L_1}{A_{fr,per\ tube} . L_1} = \frac{P_i}{A_{fr,per\ tube}} \tag{2.16}$$

Diameter hidraulik saluran, $D_{h,egr} = D_i$

Jari-jari hidraulik saluran, r_h dirumuskan dengan:

$$r_{h,egr} = \frac{D_{h,egr}}{4} \tag{2.17}$$

Volum penukar kalor, V dirumuskan dengan:

$$V = L_1 . L_2 . L_3 = A_{fr,egr} . L_1 \tag{2.18}$$

Jumlah baris pipa, N_r dirumuskan dengan:

$$N_r = \frac{L_2}{P_l} \tag{2.19}$$

Jumlah pipa tiap baris, N_t dirumuskan dengan:

$$N_t = \frac{L_3}{P_t} \tag{2.20}$$

Jumlah total pipa, N dirumuskan dengan:

$$jika\ N_r = genap\ maka\ N = N_r . N_t - \frac{N_r}{2} \tag{2.21}$$

$$jika\ N_r = ganjil\ maka\ N = N_r . N_t - \frac{N_r - 1}{2} \tag{2.22}$$

2. Saluran sirip (saluran udara)

Pada saluran sirip (sisi saluran udara) nilai jumlah sirip tiap in *(Fin Pitch*, FP), jari-jari hidraulik $(r_{h,udara})$, rasio luas perpindahan panas/volum total (α_{udara}), rasio luas sirip/luas total $\left(\frac{A_f}{A}\right)$, rasio luas aliran bebas/luas frontal (σ_{udara}), tebal sirip (δ), dan material sirip sudah diberikan dalam Gambar 2.15.

Luas frontal sisi udara, $A_{fr,udara}$ dirumuskan dengan:

$$A_{fr,udara} = L_1 . L_3 \tag{2.23}$$

Rasio luas aliran bebas dengan luas frontal sisi udara, σ_{udara} dirumuskan dengan:

$$\sigma_{udara} = \frac{A_{ff,udara}}{A_{fr,udara}} \quad (2.24)$$

Rasio luas perpindahan panas sisi udara dengan volum total, α_{udara} dirumuskan dengan:

$$\alpha_{udara} = \frac{A_{udara}}{V} \quad (2.25)$$

Jumlah sirip keseluruhan, N_f dirumuskan dengan:

$$N_f = FP.L_1 \quad (2.26)$$

c. Sifat-sifat fluida

Sifat-sifat fluida ditntukan pada Temperatur limbak rata-rata (*average bulk temperature*).

$$\bar{T} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (2.27)$$

Dengan menggunakan tabel *properties* udara (Lampiran 2) akan diperoleh nilai massa jenis (ρ), kalor spesifik (c_p), viskositas dinamik (μ), konduktifitas fluida (k), dan bilangan Prandtl (Pr)

d. Bilangan Reynolds (Re)

Bilangan Reynold adalah rasio antara gaya inersia dan gaya viskos

$$Re = \frac{G.4.r_h}{\mu} \quad (2.28)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \rho.u \quad (2.29)$$

e. Bilangan Stanton (St)

Bilangan stanton merupakan fungsi dari bilangan Reynold dan bilangan Prandtl. Dengan menggunakan Gambar 2.13 dan 2.14 kita dapat menentukan nilai $St.Pr^{2/3}$ (faktor Colburn j)

$$St = \frac{Faktor\ colburn\ j}{Pr^{2/3}} \quad (2.30)$$

f. Koefisien gesekan (f)

Untuk sisi udara koefisien gesekan diperoleh dengan menggunakan Gambar 2.13 dan 2.14 sesuai dengan serinya. sedangkan untuk sisi EGR (aliran dalam pipa) koefisien gesekan diperoleh bergantung pada nilai bilangan Reynoldnya. Koefisien gesek tersebut dapat dicari dengan menggunakan diagram Moody seperti yang ditunjukkan pada

Gambar 2.16 dengan menganggap pipa sebagai pipa halus (*smooth pipe*) jika bilangan Reynoldnya Re>2300.

Figure 4.4 Friction factor as a function of Reynolds number for pipe flow.

Gambar 2.16 Diagaram Moody [17]

Untuk bilangan Reynold Re<2300 koefisien gsekan bisa dihitung dengan rumus:

$$f = \frac{64}{Re} \tag{2.31}$$

g. Bilangan Nusselt (Nu)

Bilangan Nusselt merupakan rasio dari perpindahan panas konveksi dan konduksi

$$Nu = \frac{h.D_h}{k} \tag{2.32}$$

Bilangan nusselt pada saluran pipa nilainya bergantung pada bentuk alirannya (Laminar atau Turbulen).

Untuk aliran laminar (Re<2300)

$Nu = 3{,}66$

Untuk aliran turbulen (Re>2300)

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)\,Pr}{1+12{,}7(f/8)^{1/2}\left(Pr^{2/3}-1\right)} \tag{2.33}$$

h. Unit film conductances

Sisi udara

$$h_{udara} = St.G_{udara}.c_{p,udara} \tag{2.34}$$

Sisi EGR

$$h_{egr} = \frac{Nu.k_{egr}}{4.r_{h,egr}} \tag{2.35}$$

i. Efisiensi sirip (η_f)

$$r_1 = \frac{D_o}{2} \tag{2.36}$$

$$r_2 = \frac{D_f}{2} \tag{2.37}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{\delta}{2} \tag{2.38}$$

$$l = r_2 - r_1 \tag{2.39}$$

$$l_c = l + \frac{\delta}{2} \tag{2.40}$$

$$A_p = l_c.\delta \tag{2.41}$$

Dari grafik efisiensi sirip pada Gambar 2.17, efisiensi sirip dapat diperoleh dengan menggunakan variabel $\frac{r_{2c}}{r_1}, A_p, dan\ l_c^{\,3/2}\left(h_{udara}/kA_p\right)^{1/2}$

Gambar 2.17 Efisiensi sirip *Individually Finned Tubes*[15]

j. Efektivitas permukaan menyeluruh sisi udara $(\eta_{o,udara})$

$$\eta_{o,udara} = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \tag{2.42}$$

k. Koefisien perpindahan panas total U

$$\frac{1}{U_{udara}} = \frac{1}{\eta_o h_{udara}} + A_{udara} R_w + \frac{1}{h_{egr}(\alpha_{egr}/\alpha_{udara})} \tag{2.43}$$

$$A_{udara} R_w = \frac{D_i \ln(D_o/D_i)}{2k(\alpha_{egr}/\alpha_{udara})} \tag{2.44}$$

l. NTU dan efektivitas penukar kalor (ε)

NTU adalah singkatan dari *Number of Transfer Units*

$$NTU = \frac{U_{udara} A_{udara}}{C_{min}} \tag{2.45}$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(T_{hi} - T_{ho})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} \tag{2.46}$$

$$C_{egr} = C_h = \dot{m}_{egr} c_{p,egr} \tag{2.47}$$

$$C_{udara} = C_c = \dot{m}_{udara} c_{p,udara} \tag{2.48}$$

$$jika\ C_{egr} < C_{udara}$$

$$maka\ C_{min} = C_{egr}\ dan\ C_{max} = C_{udara} \tag{2.49}$$

$$jika\ C_{egr} > C_{udara}$$

$$maka\ C_{min} = C_{udara}\ dan\ C_{max} = C_{egr} \tag{2.50}$$

Hubungan antara $NTU, \varepsilon, dan\ C_{min}/C_{max}$ untuk susunan aliran melintang ditunjukkan oleh Gambar 2.18 dibawah ini

FIGURE 11.14 Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed (Equation 11.32).

Gambar 2.18 NTU-Efektivitas untuk aliran melintang[15]

Effektivitas penukar kalor juga dapat dihitung dengan menggunakan tabel effektivitas-NTU (Lampiran)

m. Metode koreksi faktor T_{LMTD}

Untuk aliran sejajar dan berlawanan mempunyai persamaan perpindahan panas

$$q = U.A.\Delta T_{lmtd} \tag{2.51}$$

Sedangkan untuk aliran melintang

$$q = F_c.U.A.\Delta T_{lmtd} \tag{2.52}$$

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \tag{2.53}$$

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} \tag{2.54}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \tag{2.55}$$

Faktor koreksi diperoleh dari gambar 2.19 dengan menggunakan variabel

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{c1}} \tag{2.56}$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \tag{2.57}$$

Gambar 2.19 Faktor koreksi ΔT_{lmtd} [15]

n. Pressure drop

Sisi udara

Dalam aplikasi penukar kalor, perubahan tekanan dari penampang 1 ke a dan dari b ke 2 relatif sangat kecil dibandingkan dengan tekanan total, sehingga $v_a \approx v_1$ dan $v_b \approx v_2$.

Gambar 2.20 Model penampang *compact heat exchanger* untuk analisis *pressure drop*[16]

Kemudian dengan mendefinisikan koefisien rugi masuk dan keluar sebagai K_c dan K_e, korelasi *pressure drop* aliran udara pada penukar kalor *compact* (sisi luar pipa dalam *fin tube*) ditentukan sebagai

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2}\frac{v_1}{P_1}\left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right) + f\frac{A}{A_{ff}}\frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e)\frac{v_2}{v_1}\right] \quad (2.58)$$

Akan tetapi untuk aliran yang tegak lurus terhadap berkas pipa atau melalui permukaan matrik, efek kerugian masuk dan keluar sudah diperhitungkan di dalam faktor gesekan, sehingga K_c dan K_e sama dengan nol. Untuk berbagai susunan aliran berlaku

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (2.59)$$

Sehingga untuk *individually finned tube*

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2}\frac{v_1}{P_1}\left[(1 + \sigma^2)\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right) + f\frac{A}{A_{ff}}\frac{v_m}{v_1}\right] \quad (2.60)$$

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (2.61)$$

Sisi EGR

Pressure drop pada saluran pipa dinyatakan dengan rumus:

$$\Delta P = f\frac{\rho u^2}{2D}L = \frac{G^2}{2}vf\frac{L}{r_h} \quad (2.62)$$

2.4.3.2 Continously Finned Tubes

2.4.3.2.1 Aplikasi *Continously finned tubes*

Aplikasi dari penukar kalor jenis *continously finned tubes* biasanya digunakan untuk proses *refrigeration, air conditioning*, pendingin air atau oli pada kendaraan atau mesin pembakaran dalam stasioner, dan pendingin udara pada proses dan pabrik listrik.

2.4.3.2.2 Surface Geometry of Continously finned tubes

Penukar kalor jenis *continously finned tubes*, Kays dan London memberikan banyak referensi *surface geometry*. Dua diantaranya adalah 8.0-3/8T dan 7.75-5/8T.

Tube outside diameter = 0.402 in.

Fin pitch = 8.0 per in.

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h$ = 0.01192 ft

Fin thickness = 0.013 in.

Free-flow area/frontal area, σ = 0.534

Heat transfer area/total volume, α = 179 ft^2/ft^3

Fin area/total area = 0.913

Note: Minimum free-flow area in spaces transverse to flow.

Gambar 2.21 *Continously finned tubes* seri 8.0-3/8T[16]

Pada Gambar 2.21 dan Gambar 2.22 menunjukkan ukuran geometri muka yang mencantumkan ukuran diameter luar pipa (*Tube outside diameter*), jumlah sirip tiap in (*Fin pitch*), diameter hidraulik (*flow passage hydraulic diameter*), tebal sirip (*fin*

thickness), material pipa, rasio luas aliran bebas per luas frontal (*free flow area/frontal area*), rasio luas perpindahan panas per volum (*heat transfer area/total volum*e), rasio luas sirip per luas total (*fin area/total area*), jarak *longitudinal* antar pipa (*longitudinal tube spacing*) dan jarak *transverse* antar pipa (*transverse tube spacing*)

Tube outside diameter = 0.676 in.

Fin pitch = 7.75 per in.

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h$ = 0.0114 ft

Fin thickness = 0.016 in.

Free-flow area/frontal area, σ = 0.481

Heat transfer area/total volume, α = 169 ft^2/ft^3

Fin area/total area = 0.950

Note: Minimum free-flow area in spaces transverse to flow.

Gambar 2.22 *Continously finned tubes* seri 7.75-5/8T[16]

Selain ukuran penukar kalor, faktor Colburn j dan faktor gesekan f juga disajikan dalam Gambar 2.21 dan 2.22. kedua nilai tersebut bergantung pada nilai bilangan Reynold (Re) nya. Keduanya mempunyai hubungan terhadap bilangan Reynold, dimana semakin besar bilangan Reynold maka semakin menurun nilai faktor Colburn dan faktor gesekannya.

2.4.3.2.3 Perhitungan Perancangan *Continously finned tubes*

Pada perancangan *Continously finned tubes* persamaan-persamaan yang dipakai hampir sama dengan perancangan *Individually finned tubes*. Perbedaannya hanya dalam persamaan efisiensi sirip berbeda dengan persamaan yang digunakan dalam *individually finned tubes*.

Gambar 2.23 Sirip pada *Continously Finned Tubes*[18]

Efisiensi sirip

Dari Gambar 2.23 parameter efisiensi sirip diperoleh dengan rumus:

$$r_{f,eq} = 1{,}27X_T\sqrt{\frac{X_D}{X_r} - 0{,}3} \tag{2.63}$$

$$X_T = \frac{P_t}{2} \tag{2.64}$$

$$2X_D = \sqrt{{P_l}^2 + \frac{{P_t}^2}{4}} \tag{2.65}$$

$$l = r_{f,eq} - r_1 \tag{2.66}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{udara}}{k\delta}} \tag{2.67}$$

FIGURE 4.14 Fin efficiencies of straight and circular fins of uniform thickness δ (From Kays and London, 1998).

Gambar 2.24 Efisiensi sirip *Continously Finned Tubes*[19]

Dengan menggunakan hubungan variabel $ml\ dan\ \frac{r_{f,eq}}{r_1}$ maka dapat diperoleh nilai efisiensi sirip (η_f) dari Gambar 2.24. Keefektifan permukaan menyeluruh dapat ditentukan dengan menentukan efisiensi sirip total sisi udara $(\eta_{o,udara})$

$$\eta_{o,udara} = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \tag{2.68}$$

2.4.4 Finned Flat Tubes

Penukar kalor jenis *finned flat tubes* merupakan salah satu contoh dari penukar kalor kompak (*compact heat exchanger*). Penukar kalor jenis ini biasanya mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari pada *Finned circular tubes*. Penukar kalor ini mempunyai kerapatan plat sirip rata sekitar 400 *fins*/m (10 *fins*/*inch*) dan mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas sekitar 750 m^2/m^3.

Gambar 2.25 *Finned flat tubes heat exchanger* [16]

2.4.4.1 Aplikasi *Finned Flat Tubes*

Aplikasi dari penukar kalor jenis *finned flat tubes* biasanya digunakan untuk proses radiator dan *intercooler*.

2.4.4.2 Surface Geometry of Finned Flat Tubes

Penukar kalor jenis *finned flat tubes*, Kays dan London memberikan banyak referensi *surface geometry*. Dua diantaranya adalah 9.68-0.87 dan 11.32-0.737SR.

Fin pitch = 9.68 per in.
Flow passage hydraulic diameter, $4r_h = 0.01180$ ft
Fin metal thickness = 0.004 in., copper
Free-flow area/frontal area, $\sigma = 0.697$
Total heat transfer area/total volume, $\alpha = 229$ ft^2/ft^3
Fin area/total area = 0.795

Gambar 2.26 *Finned flat tubes* seri 9.68-0.87[16]

Pada Gambar 2.26 dan Gambar 2.27 menunjukkan ukuran geometri muka yang mencantumkan ukuran diameter luar pipa (*Tube outside diameter*), jumlah sirip tiap in (*Fin pitch*), diameter hidraulik (*flow passage hydraulic diameter*), tebal sirip (*fin thickness*), material pipa, rasio luas aliran bebas per luas frontal (*free flow area/frontal area*), rasio luas perpindahan panas per volum (*heat transfer area/total volum*e), rasio luas sirip per luas total (*fin area/total area*), jarak *longitudinal* antar pipa (*longitudinal tube spacing*) dan jarak *transverse* antar pipa (*transverse tube spacing*).

Fin pitch = 11.32 per in.

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h = 0.01152$ ft

Fin metal thickness = 0.004 in., copper

Free-flow area/frontal area, $\sigma = 0.780$

Total heat transfer area/total volume, $\alpha = 270$ ft^2/ft^3

Fin area/total area = 0.845

Gambar 2.27 *Finned flat tubes* seri 11.32-0.737SR[16]

Selain ukuran penukar kalor, faktor Colburn j dan faktor gesekan f juga disajikan dalam Gambar 2.26 dan 2.27. kedua nilai tersebut bergantung pada nilai bilangan Reynoldnya. Keduanya mempunyai hubungan terhadap bilangan Reynold, dimana semakin besar bilangan Reynold maka semakin menurun nilai faktor Colburn dan faktor gesekannya.

2.4.4.3* Perhitungan Perancangan *Finned Flat Tubes

Pada perancangan *Finned flat tubes* persamaan-persamaan yang dipakai hampir sama dengan perancangan *Individually finned tubes*. Perbedaannya hanya dalam persamaan karakteristik permukaan, dan efisiensi sirip berbeda dengan persamaan yang digunakan dalam *individually finned tubes*.

a. Karakteristik permukaan

1. Saluran pipa rata (saluran EGR)

(a) (b)

Gambar 2.28 (a) Seri 9.68-0.87 (b) Seri 11.32-0.737SR[16]

Luas frontal sisi EGR, $A_{fr,egr}$ dirumuskan dengan:

$$A_{fr,egr} = L_2.L_3 \tag{2.69}$$

Luas frontal tiap pipa, $A_{fr,per\ tube}$ dirumuskan dengan:

$$A_{fr,per\ tube} = P_l.P_t \tag{2.70}$$

Luas aliran bebas tiap pipa, $A_{ff,per\ tube}$ dirumuskan dengan:

$$A_{ff,per\ tube} = p_i.l_i \tag{2.71}$$

Keliling bagian dalam pipa, P_i dirumuskan dengan:

$$P_i = 2(p_i + l_i) \tag{2.72}$$

Rasio luas aliran bebas dengan luas frontal sisi EGR, σ_{egr} dirumuskan dengan:

$$\sigma_{egr} = \frac{A_{ff,per\ tube}}{A_{fr,per\ tube}} \quad (2.73)$$

Rasio luas perpindahan panas sisi EGR dengan volum total, α_{egr} dirumuskan dengan:

$$\alpha_{egr} = \frac{A_{egr}}{V} = \frac{P_i.L_1}{A_{fr,per\ tube}.L_1} = \frac{P_i}{A_{fr,per\ tube}} \quad (2.74)$$

Diameter hidraulik saluran, $D_{h,egr} = \frac{4A_{ff,per\ tube}}{P_i}$ (2.75)

Jari-jari hidraulik saluran, r_h dirumuskan dengan:

$$r_{h,egr} = \frac{D_{h,egr}}{4} \quad (2.76)$$

Volum penukar kalor, V dirumuskan dengan:

$$V = L_1.L_2.L_3 = A_{fr,egr}.L_1 \quad (2.77)$$

Jumlah baris pipa, N_r dirumuskan dengan:

$$N_r = \frac{L_2}{P_l} \quad (2.78)$$

Jumlah pipa tiap baris, N_t dirumuskan dengan:

$$N_t = \frac{L_3}{P_t} \quad (2.79)$$

Jumlah total pipa, N dirumuskan dengan:

Untuk seri 9.68-0.87 (gambar 2.28a)

$$N = N_r.N_t \quad (2.80)$$

Sedangkan untuk seri 11.32-0.737SR (2.28b)

$jika\ N_r$ =1, 4, 7, 10, 13, dst

$$N = N_r.N_t - 2\frac{(N_r - 1)}{3} \quad (2.81)$$

$jika$ N_r=2, 5, 8, 11, 14, dst

$$N = N_r.N_t - \frac{(N_r + 1)}{3} \quad (2.82)$$

$jika$ N_r=3, 6, 9, 12, 15, dst

$$N = N_r.N_t - \frac{2N_r}{3} \quad (2.83)$$

2. Saluran sirip (saluran udara)

Luas frontal sisi udara, $A_{fr,udara}$ dirumuskan dengan:

$$A_{fr,udara} = L_1.L_3 \quad (2.84)$$

Rasio luas aliran bebas dengan luas frontal sisi udara, σ_{udara} dirumuskan dengan:

$$\sigma_{udara} = \frac{A_{ff,udara}}{A_{fr,udara}} \quad (2.85)$$

$A_{ff,udara}$: luas aliran bebas sisi udara (m^2)

Rasio luas perpindahan panas sisi udara dengan volum total, α_{udara} dirumuskan dengan:

$$\alpha_{udara} = \frac{A_{udara}}{V} \quad (2.86)$$

Jumlah sirip keseluruhan, N_f dirumuskan dengan:

$$N_f = FP.L_1 \quad (2.87)$$

b. Effisiensi sirip

Dari gambar 2.29 parameter efisiensi sirip diperoleh dengan rumus:

$$l = \frac{P_t - l_o}{2} \quad (2.88)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{udara}}{k\delta}} \quad (2.89)$$

FIGURE 4.14 Fin efficiencies of straight and circular fins of uniform thickness δ (From Kays and London, 1998).

Gambar 2.29 Efisiensi sirip *Finned flat tubes (straight fins)*[15]

Dengan menggunakan hubungan variabel $ml\ dan\ \frac{r_e}{r_o} = 1$ maka dapat diperoleh nilai efisiensi sirip (η_f) dari Gambar 2.29. Keefektifan permukaan menyeluruh dapat ditentukan dengan menentukan efisiensi sirip total sisi udara $(\eta_{o,udara})$

$$\eta_{o,udara} = 1 - \frac{A_f}{A}\left(1 - \eta_f\right) \quad (2.90)$$

2.4.5 Plate Fin Heat Exchanger

Penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* merupakan salah satu contoh dari penukar kalor kompak (*compact heat exchanger*). Penukar kalor jenis ini biasanya mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari pada *Finned circular tubes* dan *Finned flat tubes*. Penukar kalor ini mempunyai kerapatan plat sirip rata sekitar 480 *fins*/m (12 *fins*/*inch*) dan mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas sekitar 1200 m^2/m^3.

Gambar 2.30 *Plate fin heat exchanger*[15]

2.4.5.1 Aplikasi Aplikasi *Plate Fin Heat Exchanger*

Aplikasi dari penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* biasanya digunakan untuk proses *Cryogenics/air separation, Petrochemical Production, Syngas production, Aerospace, Land Transport (atomotive, locomotive)* dan *oil and natural gas processing*.

2.4.5.2 Surface Geometry of Plate Fin Heat Exchanger

Penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger*, Kays dan London memberikan banyak referensi *surface geometry*. Dua diantaranya adalah 12.00T dan 11.1.

Fin pitch = 12.00 per in.

Plate spacing, b = 0.250 in.

Fin length flow direction = 2.50 in. strips (two = 5.00 in.)

Flow passage hydraulic diameter, $4r_H$ = 0.009412 ft

Fin metal thickness = 0.006 in., nickel

Total heat transfer area/volume between plates, β = 392.7 ft^2/ft^3

Fin area/total area = 0.773

Gambar 2.31 *Plate fin heat exchanger* seri 12.00T[16]

Pada Gambar 2.31 dan Gambar 2.32 menunjukkan ukuran geometri muka yang mencantumkan ukuran jumlah sirip tiap in (*Fin pitch*), jarak antar plat (*plate spacing*), panjang sirip arah aliran (*fin length flow direction*), diameter hidraulik (*flow passage hydraulic diameter*), tebal sirip (*fin thickness*), material pipa, rasio luas aliran bebas per luas frontal (*free flow area/frontal area*), rasio luas perpindahan panas total per volum antara plat (*total heat transfer area/volume between plates*), dan rasio luas sirip per luas total (*fin area/total area*).

Fin pitch = 11.1 per in.

Plate spacing, $b = 0.250$

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h = 0.01012$ ft

Fin metal thickness = 0.006 in., aluminum

Total transfer area/volume between plates, $\beta = 367\ ft^2/ft^3$

Fin area/total area = 0.756

Gambar 2.32 *Plate fin heat exchanger* seri 11.1[16]

Selain ukuran penukar kalor, faktor Colburn j dan faktor gesekan f juga disajikan dalam Gambar 2.31 dan 2.32. kedua nilai tersebut bergantung pada nilai bilangan Reynold Re nya. Keduanya mempunyai hubungan terhadap bilangan Reynold, dimana semakin besar bilangan Reynold maka semakin menurun nilai faktor Colburn dan faktor gesekannya.

2.4.5.3 Perhitungan Perancangan *Plate Fin Heat Exchanger*

Pada perancangan *Plate fin heat exchanger* persamaan-persamaan yang dipakai hampir sama dengan perancangan *Individually finned tubes*. Perbedaannya hanya dalam

persamaan karakteristik permukaan, efisiensi sirip, dan *pressure drop* berbeda dengan persamaan yang digunakan dalam *individually finned tubes*.

a. Karakteristik permukaan

Gambar 2.33 Geometri plat segitiga[16]

Pada saluran sirip (sisi saluran udara dan EGR) nilai jumlah sirip tiap in (*Fin Pitch*, FP), jarak antar plat penyekat (*Plat spacing*, b), jari-jari hidraulik (r_h), tebal sirip (δ), material sirip, rasio luas perpindahan panas/volum total antar plat (β), dan rasio luas sirip/luas total $\left(\frac{A_f}{A}\right)$ sudah diberikan dalam gambar 2.33

Luas frontal, A_{fr} dirumuskan dengan:

$$A_{fr,udara} = L_1 . L_3 \tag{2.91}$$

$$A_{fr,egr} = L_2 . L_3 \tag{2.92}$$

Rasio luas aliran bebas dengan luas frontal, σ dirumuskan dengan:

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} = \alpha r_h \tag{2.93}$$

Rasio luas perpindahan panas dengan volum total, α dirumuskan dengan:

$$\alpha_{udara} = \frac{A_{udara}}{V} = \frac{b_{udara}\beta_{udara}}{b_{udara}+b_{egr}+2a} \tag{2.94}$$

$$\alpha_{egr} = \frac{A_{egr}}{V} = \frac{b_{egr}\beta_{egr}}{b_{udara}+b_{egr}+2a} \tag{2.95}$$

Jumlah sirip keseluruhan, N_f dirumuskan dengan:

$$N_f = FP . L_1 \tag{2.96}$$

b. Efisiensi sirip

Dari Gambar 2.33 parameter efisiensi sirip diperoleh dengan rumus:

$$l = \frac{b}{2} \tag{2.97}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{udara}}{k\delta}} \tag{2.98}$$

Dengan menggunakan hubungan variabel $ml\ dan\ \frac{r_e}{r_o} = 1$ maka dapat diperoleh nilai efisiensi sirip (η_f) dari Gambar 2.33. Keefektifan permukaan menyeluruh dapat ditentukan dengan menentukan efisiensi sirip total sisi udara $(\eta_{o,udara})$

$$\eta_{o,udara} = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \tag{2.99}$$

$\frac{A_f}{A}$: rasio luas sirip per luas total

c. Pressure drop

Gambar 2.34 Nilai Kc dan Ke plat segitiga[16]

Persamaan *pressure drop* untuk *plat fin heat exchanger* telah ditunjkkan pada pembahasan penukar kalor *individually finned tubes* dengan memperhitungkan nilai K_c dan K_e. Nilai K_c dan K_e untuk plat segitiga (*triangle plate*) diperoleh berdasarkan nilai rasio luas aliran bebas/luas frontal dan nilai Bilangan Reynold dari Gambar 2.34.

d. Iterasi

Pada dasarnya iterasi dapat dikelompokkan menjadi tiga metode yaitu metode pengurungan (*bracketing method)*, metode grafik (*graphical method*), dan metode terbuka (*open method*).

Gambar 2.35 Klasifikasi metode iterasi [22]

Namun yang akan dibahas pada bab ini hanya metode grafik (*graphical method*) dan metode *fixed point iteration* (salah satu bagian dari kelompok *open method*).

1. Metode grafik (*graphical method*)

Gambar 2.36 Metode Grafik[22]

Pada metode grafik, akar persamaan ditunjukkan oleh titik potong grafik dengan sumbu-x. Metode ini mempunyai kelebihan yaitu mudah dan praktis. Akan tetapi kekurangan dari metode ini adalah hasilnya kasar.

2. Metode pendekatan berurutan (*fixed point iteration method*)

Gambar 2.37 Metode Pendekatan berurutan[22]

Langkah-langkah dalam metode ini adalah

a) Menyusun kembali fungsi yang akan dievaluasi sedemikian hingga x di sisi kiri persamaan:

$$f(x) = 0$$

$$g(x) = x$$

b) Iterasi kedua (x_{i+1}) adalah nilai dari fungsi g(x) yang pertama $(g(x_i))$.

$$x_{i+1} = g(x_i)$$

Dimana i = 0 , 1, 2, 3, 4, dst

Metode ini akan konvergen apabila $|g'(x)| < 1$ seperti pada kondisi 1 dan 2 yang ditunjukkan dalam Gambar 2.37, dimana error yang terbentuk sebanding atau lebih kecil dari iterasi sebelumnya, oleh karena itu disebut konvergen secara linier (*linearly convergent*).

Kelemahan dari metode ini adalah metode pendekatan berurutan adakalanya divergen tergantung pada tebakan awal dan bentuk fungsi yang dievaluasi (Gambar 2.37 kondisi 3 dan 4).

4.5 Flow Arrangement

Pada dasarnya susunan aliran dari fluida dalam sebuah penukar kalor ada tiga jenis yaitu:

1. Aliran Sejajar (*Parallel flow*)

Gambar 2.38 Susunan aliran sejajar (*Parallelflow arrangement*)[15]

Gambar 2.39 Distribusi temperatur untuk susunan aliran sejajar[15]

Tipe ini ditunjukkan dalam Gambar 2.38 kedua fluida mengalir masuk dari ujung yang sama, mengalir sejajar satu dengan yang lain dalam arah yang sama, dan keluar pada ujung yang sama pula. Variasi temperatur fluida diidealkan sebagai satu dimensi, ditunjukkan dalam Gambar 2.39. Susunan ini mempunyai efektivitas penukar kalor yang paling rendah diantara penukar kalor laluan tunggal untuk laju aliran yang sama, rasio laju kapasitas sama, dan luas permukaan sama. Selebihnya, adanya perbedaan temperatur yang besar pada sisi masuk memungkinkan terjadinya tegangan thermal yang tinggi pada dinding penukar kalor sisi masuk. Meskipun demikian, susunan aliran

ini tidak digunakan secara luas. Susunan aliran ini lebih disukai karena alasan-alasan berikut ini:

a. Karena pola aliran ini menghasilkan sebuah keseragaman distribusi temperaur dinding pipa dan tidak setinggi atau serendah temperatur dinding pipa pada susunan aliran berlawanan (*counterflow arrangement*). Susunan ini terkadang lebih cocok dengan temperatur lebih dari 1100 ˚C (2000 ˚F).
b. Susunan ini lebih diminati ketika ada kemungkinan bahwa temperatur fluida yang lebih hangat bisa mencapai titik bekunya.
c. Susunan ini memberikan permulaan dini dari titik didih inti untuk aplikasi pendidihan.
d. Untuk sebuah penukar kalor yang seimbang (rasio laju kapasitas panas C*=1), efektivitas penukar kalor yang diinginkan rendah dan dijaga hinga mendekati konstan dalam lingkup nilai NTU.
e. Aplikasi susunan ini hanya digunakan pada perpipaan yang cocok untuk aliran sejajar.

2. Aliran berlawanan (*Counterflow*)

Gambar 2.40 Susunan aliran berlawanan (*Counterflow arrangement*)[15]

Gambar 2.41 Distribusi temperatur untuk susunan aliran berlawanan[15]

Tipe ini ditunjukkan dalam Gambar 2.40, dua fluida mengalir dalam arah yang berlawanan satu sama lain dan distribusi temperatur bisa diidealkan sebagai satu dimensi (Gambar 2.41). Idealnya, susunan ini adalah yang mempunyai efisiensi terbesar dari semua susunan aliran untuk susunan laluan tunggal dengan parameter yang sama. Karena perbedaan temperatur yang melewati dinding penukar kalor pada bagian melintang yang diberikan sangat kecil, susunan ini menghasilkan tegangan thermal yang minimum pada dinding pipa untuk peforma yang sama dibandingkan dngan susunan aliran yang lain. Pada tipe khusus penukar kalor, susunan aliran berlawanan tidak bisa dicapai dengan mudah, dimaksudkan untuk berbagai kesulitan dalam proses produksi terkait dengan pemisahan fluida pada masing-masing ujungnya, dan disain dari *header* masukan dan keluaran menjadi rumit dan sulit.

3. Aliran melintang (*Crossflow*)

Gambar 2.42 Susunan aliran melintang (*Crossflow arangement*)

(a) Tak campur-Tak campur

(b) Tak campur-Campur

(c) Campur-Campur[15]

Gambar 2.43 Distribusi temperatur untuk susunan aliran melintang Tak campur-Tak campur[15]

Tipe ini ditunjukkan dalam Gambar 2.42, dua fluida mengalir normal satu sama lain. Tipe utama dari susunan aliran mempunyai beberapa kombinasi untuk penukar kalor aliran melintang laluan tunggal mencakup:

a. Kedua fluida tak campur
b. Sau fluida tidak campur dan fluida yang lain campur
c. Kedua fluida campur

Sebuah aliran fluida dianggap tidak campur apabila fluida melewati jalur alirannya sendiri tanpa banyak fluida bercampur antara jalur-jalur aliran yang berdekatan. Pencampuran menyatakan bahwa proses perataan thermal mengambil posisi pada bagian melintang masing-masing melewati lebar keseluruhan dari jalur aliran. Penukar kalor pipa bersirip dengan sirip menggabung rata (*Continously fin*) dan penukar kalor plat bersirip yang mana kedua aliran fluida dalam jalur yang terpisah menggambarkan kasus tersebut tak campur-tak campur. Penukar kalor pipa aliran melintang dengan pipa kosong pada bagian luar akan diperlakukan sebagai kasus tak campur-campur, dimana tak campur pada sisi pipa dan campur pada sisi luar pipa. Kedua kasus bercampunya fluida pada kenyataannya merupakan kasus yang tidak begitu berarti, dan mengacu pada kasus pembatasan beberapa penukar kalor *shell and tube* banyak laluan (TEMA E dan J *shell*).

Untuk kasus tak campur-tak campur, variasi temperatur fluida diidealkan sebagai dua dimensi hanya untuk bagian masukan dan keluaran dan hal ini ditunjukkan oleh Gambar 2.43. Efekivitas thermal untuk penukar kalor aliran melintang jatuh pada nilai

antara susunan aliran sejajar dan susunan aliran berlawanan. Susunan ini adalah susunan aliran utama yang banyak digunakan untuk penukar kalor dengan permukaan yang diperluas (*extended surface heat exchanger*) karena susunan ini sangat sederhana disain *header* nya. Apabila efektivitas penukar kalor yang diinginkan secara umum lebih besar dari 80%, akibatnya ukuran untuk aliran melintang mungkin menjadi berlebihan. Kasus yang demikian, aliran berlawanan lebih disukai. Pada penukar kalor *shell and tube*, susunan aliran melintang digunakan dalam TEMA X *shell* yang mempunyai laluan pipa tunggal.[15]

2.6 Heat Transfer and Flow Friction Characteristics

Karakteristik perpindahan panas dan gesekan aliran (*flow friction*) pada sebuah permukaan alat penukar kalor secara umum dinyatakan dalam bentuk nondimensional dan dengan sederhana ditujukan kepada karakteristik dasar atau data dasar dari permukaan penukar kalor tersebut. Karakteristik tersebut diterangkan dalam bentuk faktor Colburn j dan faktor gesekan f terhadap bilangan Reynold Re, hubungan tersebut akan berbeda untuk permukaan yang berbeda. Faktor Colburn dan gesekan didefinisikan oleh hubungan:

$$J = \frac{h Pr^{2/3}}{G c_p} \tag{2.100}$$

$$P = \frac{4 f L G^2}{2 D_h \rho} \tag{2.101}$$

Faktor gesekan f mempertimbangkan gesekan kulit dan gaya tekan dengan seksama. Pendekatan ini agak sewenang-wenang sejak variabel geometri, selain diameter hidraulik mungkin mempunyai dampak yang sama pada performa permukaan. Hal itu juga menjadi penting untung menjelaskan data j dan f secara terpisah untuk masing-masing tipe permukaan. Data j dan f yang sudah diperkenalkan dapat dipakai untuk permukaan dari beberapa diameter hidraulik, disajikan dengan keserupaan ukuran lengkap yang tetap.[20]

BAB III
PERANGKAT LUNAK PERANCANGAN PENUKAR KALOR

Dalam perancangan penukar kalor terdapat alur perhitungan. Untuk mendapatkan alur perhitungan yang ringkas dan mudah, dalam algoritma perhitungan dibuat diagram alir perhitungan (*flow chart*). Dari diagram alir ini dapat ditentukan variabel-variabel yang terlibat dalam perhitungan. Penentuan variabel yang terlibat dalam perhitungan sangat menentukan dalam pemakaian jumlah memori komputer.

EGR *Cooler* merupakan alat penukar kalor yang berfungsi untuk menurunkan temperatur gas buang kendaraan sebelum disirkulasikan kembali ke dalam ruang pembakaran. Pada perancangan EGR *Cooler* ini digunakan fluida gas-gas (udara dan EGR), dimana udara dianggap udara kering dan EGR dianggap sebagai udara panas kering. Hal ini dikarenakan nilai konduktivitas thermal dari EGR hampir sama dengan nilai konduktivitas thermal udara maka diasumsikan EGR sebagai udara panas kering. EGR *Cooler* ini terdiri dari dua saluran yaitu saluran pipa yang dilewati oleh EGR dan saluran antar plat yang dilewati oleh udara.

Pada perhitungan EGR *Cooler* akan ditemui beberapa proses perhitungan berulang (iterasi), karena beberapa input data dimasukkan secara coba-coba. Banyaknya proses iterasi dalam perancangan mengakibatkan proses desain dengan perhitungan manual akan membutuhkan waktu lama. Penggunaan perangkat lunak dalam perancangan akan mempersingkat waktu perancangan, sehingga aspek-aspek lain dalam perancangan seperti kondisi batas, faktor ekonomis dan lain-lain dapat diperhitungkan lebih baik. Dengan begitu proses optimasi desain EGR *Cooler* akan menjadi lebih cepat dan lebih mudah.

3.1 Perangkat Lunak Perancangan *Individually Finned Tubes*

Dalam perancangan penukar kalor jenis *individually finned tubes*, inputnya berupa seri bentuk permukaan (CF-7.34 atau CF-8.72), lebar penukar kalor (L_3), tinggi penukar kalor (L_1), laju aliran massa EGR ($\dot{m}_{egr}$), temperatur EGR masuk ($T_{in,egr}$), temperatur EGR keluar ($T_{out,egr}$), dan temperatur lingkungan ($T_{in,udara}$).

Dalam perhitungan hukum kekekalan energi, temperatur udara keluar ($T_{out,udara}$) merupakan besaran yang dimasukkan secara coba-coba. Iterasi terhadap $T_{out,udara}$

dilakukan hingga mendapat keseluruhan desain ukuran dari penukar kalor dan koefisien perpindahan panas total (U). sedangkan dalam perhitungan ukuran penukar kalor juga dibutuhkan iterasi terhadap panjang penukar kalor (L_2). Setelah perhitungan geometri penukar kalor dan koefisien perpindahan total dilakukan untuk mengetahui besarnya laju perpindahan panas total, perhitungan selanjutnya adalah untuk mengetahui besarnya *pressure drop* pada sisi udara (ΔP_{udara}) dan sisi EGR (ΔP_{egr}).

Diagram alir perhitungan untuk penukar kalor jenis *individually finned tubes* diberikan pada Gambar 3.1.

Gambar 3.1 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *individually finned tubes*

Gambar 3.1 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *individually finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.1 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *individually finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.1 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *individually finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.1 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *individually finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.1 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *individually finned tubes* (Lanjutan)

Tampilan perangkat lunak untuk perancanga penukar kalor jenis *individually finned tubes* dapat dilihat pada Gambar 3.2 dan 3.3. Proses perancangan penukar kalor ini dimulai dengan mengisi semua input data yang sudah disediakan dalam *form* inputan. Sedangkan untuk output data akan ditampilkan pada *form* outputan. Cara menjalankan program akan lebih lengkap diperlihatkan di dalam Lampiran.

Gambar 3.2 *Form data input individually finned tubes*

Gambar 3.3 *Form data output individually finned tubes*

3.2 Perangkat Lunak Perancangan *Continously Finned Tubes*

Dalam perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes*, inputnya berupa seri bentuk permukaan (8.0-3/8T atau 7.75-5/8T), lebar penukar kalor (L_3), tinggi penukar kalor (L_1), laju aliran massa EGR ($\dot{m}_{egr}$), temperatur EGR masuk ($T_{in,egr}$), temperatur EGR keluar ($T_{out,egr}$), dan temperatur lingkungan ($T_{in,udara}$).

Dalam perhitungan hukum kekekalan energi, temperatur udara keluar ($T_{out,udara}$) merupakan besaran yang dimasukkan secara coba-coba. Iterasi terhadap $T_{out,udara}$ dilakukan hingga mendapat keseluruhan desain ukuran dari penukar kalor dan koefisien perpindahan panas total (U). sedangkan dalam perhitungan ukuran penukar kalor juga dibutuhkan iterasi terhadap panjang penukar kalor (L_2). Setelah perhitungan geometri penukar kalor dan koefisien perpindahan total dilakukan untuk mengetahui besarnya laju perpindahan panas total, perhitungan selanjutnya adalah untuk mengetahui besarnya *pressure drop* pada sisi udara (ΔP_{udara}) dan sisi EGR (ΔP_{egr}).

Diagram alir perhitungan untuk penukar kalor jenis *continously finned tubes* diberikan pada Gambar 3.4

ALGORITMA PERHITUNGAN

Gambar 3.4 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes*

Gambar 3.4 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.4 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.4 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.4 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.4 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes* (Lanjutan)

Gambar *input* dan *output* untuk perancangan penukar kalor jenis *continously finned tubes* dapat dilihat dalam Gambar 3.5 dan 3.6.

Gambar 3.5 *Form data input continously finned tubes*

Gambar 3.6 *Form data output continously finned tubes*

3.3 Perangkat Lunak Perancangan *Finned Flat Tube*s

Dalam perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes*, inputnya berupa seri bentuk permukaan (9.68-0.87 atau 11.32-0.737SR), lebar penukar kalor (L_3), tinggi penukar kalor (L_1), laju aliran massa EGR ($\dot{m}_{egr}$), temperatur EGR masuk ($T_{in,egr}$), temperatur EGR keluar ($T_{out,egr}$), dan temperatur lingkungan ($T_{in,udara}$).

Dalam perhitungan hukum kekekalan energi, temperatur udara keluar ($T_{out,udara}$) merupakan besaran yang dimasukkan secara coba-coba. Iterasi terhadap $T_{out,udara}$ dilakukan hingga mendapat keseluruhan desain ukuran dari penukar kalor dan koefisien perpindahan panas total (U). sedangkan dalam perhitungan ukuran penukar kalor juga dibutuhkan iterasi terhadap panjang penukar kalor (L_2). Setelah perhitungan geometri penukar kalor dan koefisien perpindahan total dilakukan untuk mengetahui besarnya laju perpindahan panas total, perhitungan selanjutnya adalah untuk mengetahui besarnya *pressure drop* pada sisi udara (ΔP_{udara}) dan sisi EGR (ΔP_{egr}).

Diagram alir perhitungan untuk penukar kalor jenis *Finned flat tubes* diberikan pada Gambar 3.7.

ALGORITMA PERHITUNGN

Gambar 3.7 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes*

Gambar 3.7 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.7 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.7 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.7 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes* (Lanjutan)

Gambar 3.7 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes* (Lanjutan)

Gambar *input* dan *output* untuk perancangan penukar kalor jenis *finned flat tubes* dapat dilihat dalam Gambar 3.8 dan 3.9.

Gambar 3.8 *Form data input finned flat tubes*

Gambar 3.9 *Form data output finned flat tubes*

3.4 Perangkat Lunak Perancangan *Plate Fin Heat Exchanger*

Dalam perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger*, inputnya berupa seri bentuk permukaan (12.00T atau 11.1), lebar penukar kalor (L_3), tinggi penukar kalor (L_1), laju aliran massa EGR ($\dot{m}_{egr}$), temperatur EGR masuk ($T_{in,egr}$), temperatur EGR keluar ($T_{out,egr}$), dan temperatur lingkungan ($T_{in,udara}$).

Dalam perhitungan hukum kekekalan energi, temperatur udara keluar ($T_{out,udara}$) merupakan besaran yang dimasukkan secara coba-coba. Iterasi terhadap $T_{out,udara}$ dilakukan hingga mendapat keseluruhan desain ukuran dari penukar kalor dan koefisien perpindahan panas total (U). sedangkan dalam perhitungan ukuran penukar kalor juga dibutuhkan iterasi terhadap panjang penukar kalor (L_2). Setelah perhitungan geometri penukar kalor dan koefisien perpindahan total dilakukan untuk mengetahui besarnya laju perpindahan panas total, perhitungan selanjutnya adalah untuk mengetahui besarnya *pressure drop* pada sisi udara (ΔP_{udara}) dan sisi EGR (ΔP_{egr}).

Diagram alir perhitungan untuk penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* diberikan pada Gambar 3.10.

ALGORITMA PERHITUNGAN

Gambar 3.10 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger*

Gambar 3.10 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* (Lanjutan)

Gambar 3.10 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* (Lanjutan)

Gambar 3.10 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* (Lanjutan)

Gambar 3.10 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* (Lanjutan)

Gambar 3.10 Diagram alir perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* (Lanjutan)

Gambar *input* dan *output* untuk perancangan penukar kalor jenis *plate fin heat exchanger* dapat dilihat dalam Gambar 3.11 dan 3.12.

Gambar 3.11 *Form data input plate fin heat exchanger*

Gambar 3.12 *Form data output plate fin heat exchanger*