

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Untuk menganalisis sistem gabungan pengkondisian udara (AC) dan siklus rankine organik (ORC) berdasarkan analisis energi dan exergi dibutuhkan beberapa hubungan matematis. Dengan melalui hubungan matematis ini, maka akan diketahui nilai efisiensi exergi dalam sistem dan juga dapat membandingkan jenis fluida yang berbeda. Model berbasis siklus gabungan antara siklus rankine organik dan siklus refrigerasi diterapkan dalam penelitian ini.

2.1 WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM

Waste heat mengacu pada energi yang dihasilkan dalam proses industri tanpa digunakan secara praktis. Sumber limbah panas termasuk gas pembakaran panas yang dibuang ke atmosfer, panas yang keluar dari proses industri, dan perpindahan panas dari permukaan peralatan panas. Menurut Albert *et al.* (2022) menyatakan bahwa kuantitas yang tepat dari panas limbah industri tidak dapat diukur dengan baik, tetapi berbagai penelitian memperkirakan bahwa sebanyak 20 hingga 50% konsumsi energi industri pada akhirnya dibuang sebagai panas limbah. Sementara beberapa kehilangan panas limbah dari proses industri tidak dapat dihindari, alternatif yang dapat mengurangi kerugian ini adalah dengan meningkatkan efisiensi peralatan atau memasang teknologi pemulihan panas limbah. Pemulihan panas limbah atau yang biasa disebut dengan *waste heat recovery*, memerlukan penggunaan kembali panas limbah dalam proses industri untuk pemanasan atau untuk menghasilkan pekerjaan mekanis atau listrik. Contoh penggunaan panas buangan termasuk pembangkit listrik, pemanasan awal udara pembakaran, pemanasan awal beban tungku, pendinginan penyerapan, dan pemanasan ruang.

Waste Heat Recovery atau pemulihan panas limbah merupakan pemulihan panas yang dihasilkan oleh proses pembakaran bahan bakar yang kemudian di buang ke lingkungan dan digunakan ulang untuk tujuan ekonomis dan bermanfaat. Metode pemulihan panas limbah berkisar dari yang sederhana hingga yang kompleks. Contoh sederhana yang umum adalah pemulihan panas pembuangan air

rumah tangga. Dalam metode ini, panas yang turun ke wastafel atau saluran pembuangan kamar mandi dipulihkan oleh pipa tembaga yang melingkari pipa pembuangan. Kumparan tersebut kemudian digunakan untuk memanaskan air saat melewati pipa menuju pemanas air panas.

Adapun 3 komponen menurut U.S. Department of Energy (2008) yang penting diperlukan dalam pemulihan panas limbah adalah sebagai berikut :

a) Sumber panas limbah

Suhu panas limbah merupakan hal penting dalam pemulihan panas limbah. Panas limbah umumnya diperoleh dari sumber panas limbah yang bersih dan bersuhu tinggi dalam sistem berkapasitas besar. Layak atau tidaknya pemulihan panas limbah membutuhkan karakterisasi sumber panas limbah. Berikut adalah parameter penting dalam penentuan karakteristik panas limbah:

1. Kuantitas

Kuantitas atau kandungan panas adalah ukuran seberapa banyak energi yang terkandung dalam aliran limbah panas, sedangkan kualitas adalah ukuran kegunaan panas limbah. Kuantitas limbah panas yang terkandung dalam aliran limbah diperoleh dengan menggunakan persamaan (2.1) berikut ini.

$$\dot{E} = \dot{m} \times h \dots\dots\dots(2.1)$$

Meskipun kuantitas panas buangan merupakan parameter penting, ini bukan satu-satunya ukuran yang efektif dari pemulihan panas limbah. Penting juga untuk menentukan kualitas limbah panas, seperti yang ditentukan oleh suhunya.

2. Suhu panas

Suhu panas limbah merupakan faktor penting yang menentukan layak atau tidaknya pemulihan limbah panas. Temperatur panas limbah dapat bervariasi secara signifikan, dengan air pendingin yang memiliki suhu rendah sekitar 100-200°F [40-90 °C]. Untuk memungkinkan perpindahan panas dan pemulihan, diperlukan suhu sumber panas limbah yang lebih tinggi dari suhu pendingin. Selain itu, besarnya perbedaan suhu merupakan penentu penting dari utilitas atau "kualitas" limbah panas. Perbedaan suhu mempengaruhi laju perpindahan panas per satuan luas permukaan penukar panas dan efisiensi

maksimum untuk mengubah panas dari sumber panas ke bentuk energi lain. Sehingga suhu memiliki peranan penting untuk pemilihan bahan dalam desain penukar panas.

a. Persyaratan *Heat Exchanger*

Suhu limbah panas mempengaruhi laju perpindahan panas antara sumber panas dan pendingin, yang secara signifikan mempengaruhi kelayakan pemulihan. Laju perpindahan panas didapatkan dengan menggunakan persamaan (2.2) berikut:

$$\dot{Q} = U A \Delta T \dots\dots\dots(2.2)$$

b. Efisiensi Maksimum Untuk Pembangkit Listrik: Efisiensi Carnot

Sumber panas pada suhu yang berbeda memiliki batas efisiensi yang bervariasi untuk pembangkit listrik. Efisiensi maksimum suhu tertentu didasarkan pada efisiensi Carnot sebagai berikut:

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_H} \dots\dots\dots(2.3)$$

Karena suhu limbah panas memiliki dampak yang signifikan pada kelayakan pemulihan panas, penting bahwa penilaian peluang limbah panas mempertimbangkan kuantitas dan kualitas limbah panas.

c. Pemilihan Suhu dan Bahan

Suhu sumber panas limbah juga memiliki peranan penting untuk pemilihan material dalam penukar panas dan sistem pemulihan. Reaksi korosi dan oksidasi, seperti semua reaksi kimia, dipercepat secara drastis oleh kenaikan suhu. Jika sumber panas limbah mengandung zat korosif, permukaan pemulihan panas dapat dengan cepat menjadi rusak. Alternatifnya termasuk mengalirkan udara atau menggunakan bahan keramik yang lebih tahan terhadap suhu tinggi. Dalam kasus kebocoran udara, jumlah panas yang terkandung dalam aliran pembuangan tetap konstan, tetapi kualitasnya berkurang karena penurunan suhu.

d. Komposisi Aliran Limbah

Meskipun komposisi kimia tidak secara langsung mempengaruhi kualitas atau kuantitas panas yang tersedia, komposisi aliran mempengaruhi proses pemulihan dan pemilihan material. Komposisi dan fase aliran limbah panas akan menentukan faktor-faktor seperti konduktivitas termal dan kapasitas panas yang akan mempengaruhi efektivitas penukar panas. Sementara itu, susunan kimiawi spesifik dari pelepasan gas akan memiliki dampak penting pada desain penukar panas, kendala material, dan biaya.

Laju perpindahan panas dalam penukar panas tergantung pada komposisi dan fase aliran limbah panas, serta dipengaruhi oleh pengendapan zat pengotoran pada penukar panas. Fluida yang lebih padat memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi, yang memungkinkan laju perpindahan panas yang lebih tinggi per satuan luas untuk perbedaan suhu tertentu.

Permasalahan lainnya adalah interaksi antara bahan kimia dalam aliran gas buang dan bahan penukar panas. Fouling merupakan masalah umum dalam pertukaran panas, dan secara substansial dapat mengurangi efektivitas penukar panas atau menyebabkan kegagalan sistem.

e. Suhu minimum yang diperbolehkan

Suhu minimum yang diijinkan untuk aliran limbah sering berhubungan erat dengan masalah korosi material. Tergantung pada bahan bakar yang digunakan, gas buang terkait pembakaran mengandung berbagai konsentrasi karbon dioksida, uap air, organik yang tidak teroksidasi, dan mineral. Jika gas buang didinginkan di bawah suhu titik embun, uap air dalam gas akan mengembun dan mengendapkan zat korosif pada permukaan penukar panas. Penukar panas yang dirancang dari bahan berbiaya rendah akan cepat mengalami kerusakan karena bahan kimia. Oleh karena itu, penukar panas umumnya dirancang untuk mempertahankan suhu gas buang di atas titik kondensasi. Suhu minimum untuk mencegah korosi tergantung pada komposisi bahan bakar. Misalnya,

gas buang dari gas alam dapat didinginkan serendah ~250 °F [~120 °C], sedangkan gas buang dari batu bara atau bahan bakar minyak dengan kandungan belerang yang lebih tinggi dapat dibatasi hingga ~300 °F [~150°C] hingga ~350 °F [~175 °C]. Temperatur pembuangan minimum juga dapat dibatasi oleh bahan kimia terkait proses dalam aliran pembuangan, misalnya sulfat dalam gas buang dari tungku peleburan kaca akan mengendap pada permukaan penukar panas pada suhu di bawah sekitar 510°F [270°C].

Metode yang paling umum untuk mencegah korosi kimia adalah merancang penukar panas dengan suhu buang jauh di atas suhu titik embun. Namun, ada beberapa kasus di mana penukar panas menggunakan paduan canggih dan bahan komposit untuk lebih memulihkan panas suhu rendah. Sistem ini belum banyak yang mengaplikasikannya secara komersial karena tantangan yang harus seperti biaya material yang tinggi, luas permukaan yang besar yang dibutuhkan untuk pertukaran panas, dan kurangnya penggunaan akhir yang tersedia untuk limbah panas bersuhu rendah.

b) Teknologi pemulihan

Banyak teknologi pemulihan panas yang telah dikembangkan dengan baik, dan terbukti secara teknis, namun ada banyak penerapan dimana panas tidak pulih karena adanya hambatan dari pasaran dan secara teknis. Ada beberapa teknologi yang biasa dipakai di beberapa industri sebagai berikut:

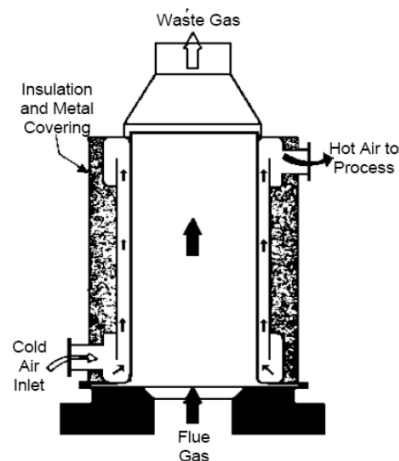
1. *Heat Exchanger*

Heat Exchanger atau penukar panas paling sering digunakan untuk mentransfer panas dari gas buang pembakaran ke udara pembakaran yang memasuki tungku. Karena udara pembakaran yang dipanaskan sebelumnya memasuki tungku pada suhu yang lebih tinggi, lebih sedikit energi yang harus disuplai oleh bahan bakar. Teknologi umum yang digunakan untuk pemanasan awal udara termasuk recuperator, regenerator tungku, regenerator burner, regenerator putar, dan pemanas awal udara pasif.

a. Recuperator

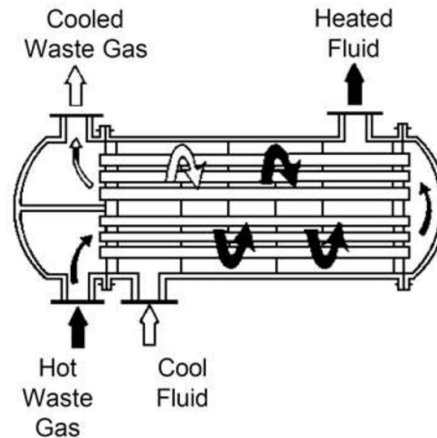
Recuperator memulihkan panas limbah gas buang dalam peangaplikasiannya berkisar antara suhu sedang hingga tinggi seperti oven perendama. Recuperator dapat didasarkan pada radiasi, konveksi, atau kombinasi:

1. Sebuah recuperator radiasi sederhana terdiri dari dua panjang konsentris dari saluran kerja, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1. Gas buang panas melewati saluran bagian dalam dan perpindahan panas terutama diradiasikan ke dinding dan ke udara dingin yang masuk di kulit luar. Udara yang telah dipanaskan kemudian bergerak ke pembakar tungku.



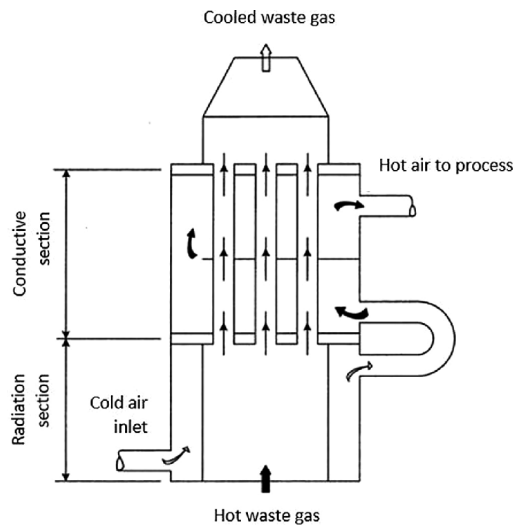
Gambar 2.1 Desain Recuperator Radiasi Logam (U.S. Department of Energy, 2008)

2. Recuperator konvektif atau tubetype, Gambar 2.2 penukar panas melewati gas panas melalui tabung berdiameter relatif kecil yang terkandung dalam cangkang yang lebih besar. Udara pembakaran yang masuk memasuki cangkang dan diselingi tabung, mengambil panas dari gas buang



Gambar 2.2 Recuperator Konvektif (U.S. Department of Energy, 2008)

3. Alternatif lain adalah recuperator radiasi/konveksi gabungan, yang ditunjukkan pada Gambar 2.3. Sistem ini mencakup bagian radiasi diikuti oleh bagian konveksi untuk memaksimalkan efektivitas perpindahan panas.



Gambar 2.3 Recuperator Gabungan Radiasi/Konveksi (U.S. Department of Energy, 2008)

4. *Load Preheating*

Load atau pemanasan awal beban mengacu pada upaya untuk menggunakan panas buangan yang keluar dari sistem untuk memanaskan lebih dulu beban yang masuk ke sistem. Contoh paling umum adalah pemanasan awal air umpan boiler, di mana economizer mentransfer panas dari gas buang pembakaran panas ke air yang masuk

ke boiler. Aplikasi lainnya, memanfaatkan perpindahan panas langsung antara gas buang pembakaran dan bahan padat yang memasuki tungku. Misalnya, dalam industri pengecoran logam aluminium, stack melter dapat menggantikan tungku reverberatory untuk mengurangi konsumsi energi. Dengan stack melter, ingot dan skrap diisi melalui bagian atas tungku dan dipanaskan oleh gas buang yang meninggalkan tungku.

5. Teknologi Pemulihan Energi Suhu Rendah

Faktor ekonomi sering membatasi kelayakan pemulihan panas limbah suhu rendah. Ada berbagai aplikasi di mana limbah panas kualitas rendah diperoleh kembali secara efektif untuk digunakan di fasilitas industri. Limbah panas dalam jumlah besar yang tersedia dalam kisaran 38-200°C. Banyak limbah panas industri berada dalam kisaran suhu rendah. Misalnya, sistem pembakaran seperti boiler sering kali menggunakan teknologi pemulihan yang mengeluarkan gas pada suhu sekitar 150-180°C. Sementara itu, limbah panas dalam jumlah besar dapat ditemukan di air pendingin industri dan udara pendingin. Ada beberapa tantangan untuk memulihkan panas limbah suhu rendah, sebagai berikut:

- a. Korosi pada permukaan penukar panas, saat uap air yang terkandung dalam gas buang mendingin, sebagian akan mengembun dan mengendapkan padatan dan cairan korosif pada permukaan penukar panas. Penukar panas harus dirancang untuk menahan paparan deposit korosif ini. Ini biasanya membutuhkan penggunaan bahan yang cangguh, atau sering mengganti komponen penukar panas, yang seringkali tidak ekonomis.
- b. Permukaan pertukaran panas yang besar diperlukan untuk perpindahan panas: Laju perpindahan panas adalah fungsi dari konduktivitas termal dari bahan penukar panas, perbedaan suhu antara dua aliran fluida, dan luas permukaan penukar panas. Karena panas buangan bertemperatur rendah akan melibatkan gradien

temperatur yang lebih kecil antara dua aliran fluida, luas permukaan yang lebih besar diperlukan untuk perpindahan panas.

6. Pembangkit Listrik

Pembangkit listrik dari limbah panas biasanya menggunakan limbah panas dari boiler untuk menciptakan energi mekanik yang kemudian menggerakkan generator listrik. Teknologi baru sedang dikembangkan yang dapat menghasilkan energi listrik langsung dari panas, seperti pembangkit termoelektrik Amine *et al.* (2022). Saat mempertimbangkan pembangkit listrik untuk pemulihan limbah panas, faktor penting yang perlu diketahui adalah batasan termodinamika pada pembangkit listrik pada suhu yang berbeda. Efisiensi pembangkit listrik sangat bergantung pada suhu sumber panas limbah. Secara umum, pembangkit listrik dari limbah panas hanya terbatas pada sumber panas limbah suhu sedang hingga tinggi. Namun, kemajuan dalam siklus daya alternatif dapat meningkatkan kelayakan pembangkitan pada suhu rendah. Sementara efisiensi maksimum pada suhu ini lebih rendah, sistem ini masih tergolong ekonomis untuk memulihkan energi dalam jumlah besar dari limbah panas.

c) Penggunaan energi yang dipulihkan

Efisiensi konversi panas limbah yang di ubah ke bentuk energi lain menjadi tolak ukur penggunaan energi maksimum yang dapat diperoleh kembali dengan menggunakan panas buangan untuk menggerakkan mesin kalor.

2.2 **ORGANIC RANKINE CYCLE**

Siklus Rankine Organik (ORC) beroperasi mirip seperti siklus Rankine uap, tetapi menggunakan fluida kerja organik bukan uap. Pilihannya termasuk minyak silikon, propana, haloalkana (misalnya freon), isopentana, isobutana, pxylene, dan toluena, yang memiliki titik didih lebih rendah dan tekanan uap lebih tinggi daripada air. Hal ini memungkinkan siklus Rankine beroperasi dengan suhu panas limbah yang rendah atau sekitar 66°C. Kisaran suhu yang paling tepat untuk ORC

akan tergantung pada fluida yang digunakan, karena sifat termodinamika fluida akan mempengaruhi efisiensi siklus pada berbagai suhu.

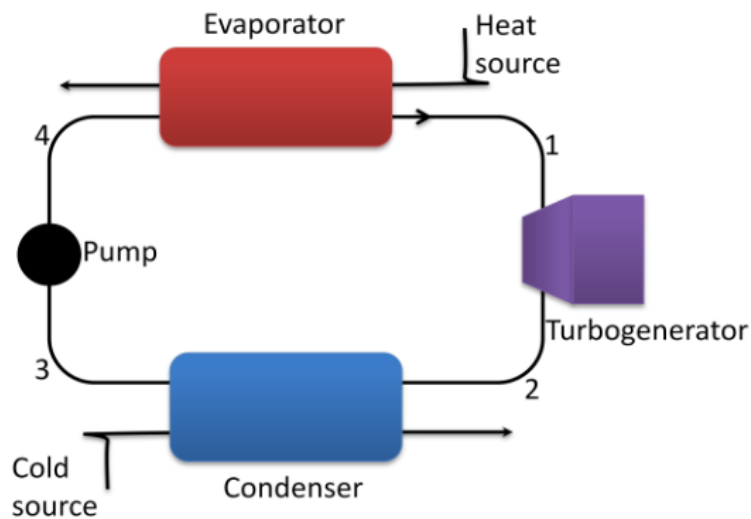
Dibandingkan dengan uap air menurut Ozkan *et al.* (2022) fluida yang digunakan dalam ORC memiliki massa molekul yang lebih tinggi, memungkinkan desain yang kompak, aliran massa yang lebih tinggi, dan efisiensi turbin yang lebih tinggi sekitar 80-85%. Namun, karena siklus terjadi pada suhu yang rendah, maka efisiensinya hanya sekitar 10-20%, tergantung pada suhu kondensor dan evaporator. Meskipun efisiensi ini jauh lebih rendah daripada pembangkit listrik tenaga uap (30-40%), bahwa siklus suhu rendah kurang efisien daripada siklus suhu tinggi. Batas efisiensi dinyatakan menurut efisiensi Carnot, bahwa efisiensi maksimum yang terjadi untuk mesin kalor yang beroperasi di antara dua suhu. Dalam hal ini, efisiensi 10-20% adalah persentase substansial dari efisiensi teoretis, terutama dibandingkan dengan opsi suhu rendah lainnya.

Teknologi ORC sudah lama digunakan, setidaknya 30 pabrik komersial di seluruh dunia menggunakan siklus ini sebelum tahun 1984. Penerapannya mencakup pembangkit listrik dari solar, panas bumi, dan sumber panas limbah. Sesuai dengan artikel yang diterbitkan di Distributed Energy menurut Chudnovsky *et al.* (2010) ORC paling berguna untuk pemulihan panas limbah di antara ketiga aplikasi ini. Pemulihan panas limbah dapat diterapkan ke berbagai aliran panas suhu rendah hingga sedang. Contoh instalasi yang sukses baru-baru ini adalah di Bavaria, Jerman, dimana pabrik semen memasang sistem ORC untuk memulihkan panas limbah dari pendingin klinkernya, yang gas buangnya sekitar 500 °C. Sistem ORC menurut Tchanche *et al.* (2013) mengatakan bahwa tersedia 12% dari kebutuhan listrik pembangkit dan mengurangi emisi CO² sekitar 7.000 ton Meskipun ekonomi pemulihan panas ORC perlu dianalisis secara hati-hati untuk aplikasi apa pun, pilihan yang sangat berguna dalam industri yang tidak memiliki penggunaan rumah untuk panas proses tambahan yang dapat memanfaatkan panas secara ekonomis.

Kelebihan khusus ORC adalah sebagai berikut :

1. Dapat memulihkan panas dari gas pada suhu yang lebih rendah daripada dengan sistem uap konvensional, memungkinkan ORC untuk memanfaatkan semua panas yang dapat dipulihkan dari pendingin udara.

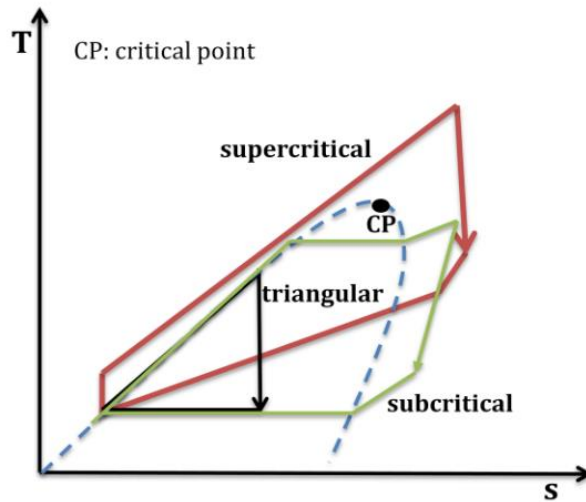
2. Beroperasi dengan sistem kondensasi di atas tekanan atmosfer, mengurangi risiko kebocoran udara ke dalam sistem dan menghilangkan kebutuhan akan deaerator.
3. Tidak rentan terhadap pembekuan.
4. Karena ORC beroperasi pada tekanan yang relatif rendah, maka dapat beroperasi tanpa pengawasan dan sepenuhnya otomatis di banyak lokasi bergantung pada peraturan.
5. Sifat fluida organik mengakibatkan fluida kerja tetap kering (tidak ada kondensasi parsial) di seluruh turbin.
6. Dapat menggunakan kompresor berpendingin udara tanpa memenuhi kinerja secara negatif.
7. Turbin ORC berkecepatan rendah memungkinkan penggerak langsung generator dari ketidakefisienan gigi reduksi.
8. Peralatan ORC (turbin, perpipaan, kondensor, permukaan penukar panas), biasanya lebih kecil dari yang dibutuhkan untuk sistem uap, dan turbin umumnya terdiri dari tahapan yang lebih sedikit.
9. Meskipun ORC dapat memberikan efisiensi pembangkitan yang sebanding dengan siklus rankine, ORC biasanya diterapkan pada aliran gas buang bersuhu lebih rendah, terbatas dalam ukuran, dan umumnya lebih kecil kapasitasnya daripada sistem uap.
10. Tergantung pada aplikasinya, sistem ORC cenderung memiliki biaya investasi awal yang lebih tinggi karena penggunaan fluida kerja organik dan komponens khusus lainnya dibandingkan dengan siklus Rankine biasa.
11. Proses perpindahan panas dua tahap dapat menciptakan tidak maksimalnya efisiensi sistem.
12. Cairan perpindahan panas dan cairan organik yang biasanya digunakan dalam ORC dapat dengan mudah terbakar, memerlukan tindakan proteksi kebakaran dan penggantian berkala dari waktu ke waktu. Dan juga adanya kemungkinan masalah lingkungan atas potensi kebocoran sistem.



Gambar 2.4 Skema ORC (Malwe *et al.*, 2022)

Siklus Rankine terdiri dari empat komponen utama seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4: evaporator, expander, kondensor dan pompa Quoilin *et al.* (2013) menyebutkan bahwa fluida kerja dalam keadaan cair jenuh, dinaikkan tekanannya oleh pompa sirkulasi fluida kerja (3-4), masuk ke evaporator untuk dipanaskan oleh sumber panas bersuhu rendah, akibat pemanasan pada tekanan tetap di evaporator, fluida kerja berubah fase menjadi uap jenuh (4-1), kemudian fluida kerja yang telah dalam fase uap jenuh dan bertekanan ini diekspansikan hingga ke tekanan kondensasi, proses ekspansi ini menghasilkan kerja pada poros turbin/ekspander yang disambung langsung dengan generator listrik sehingga putaran poros generator tersebut akan menghasilkan listrik (2-3), di kondensor panas yang dikandung fluida kerja dibuang ke lingkungan hingga fluida kerja berubah fase kembali menjadi cair jenuh (3-4).

Penukar panas dapat dimasukkan ke dalam siklus untuk operasi yang lebih efisien. Hal ini dikarenakan ketika proses ekspansi berakhir dengan uap yang mengandung panas berlebih. Sumber panas dapat muncul dalam bentuk cairan/gas panas dan siklusnya adalah berpendingin udara atau air. Energi panas ditransfer ke siklus secara langsung.



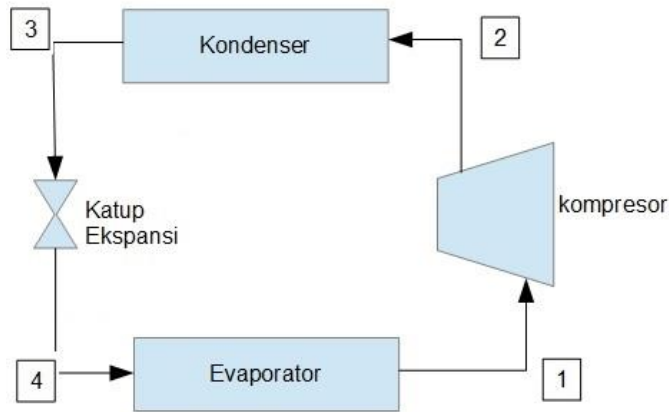
Gambar 2.5 Jenis Siklus ORC (Malwe *et al.*, 2022)

Parameter penting untuk desain siklus ORC adalah suhu kritis fluida kerja yang menentukan jenis operasi dan kinerja/biaya siklus. Menurut Quoilin *et al.* (2011) mengatakan biasanya, siklus beroperasi di bawah suhu kritis (subkritis) berlawanan dengan yang beroperasi di atas titik kritis (siklus superkritis). Siklus superkritis memiliki keuntungan beroperasi pada efisiensi yang lebih tinggi berkat input daya yang lebih rendah yang diperlukan untuk pompa dan aliran fluida yang lebih baik di penukar panas. Operasi segitiga terjadi ketika fluida memuai di daerah dua fasa. Ini muncul ketika perangkat ekspansi mampu menangani cairan basah tanpa kerusakan. Operasi sub, super dan tri-tipe ditampilkan pada Gambar 2.5.

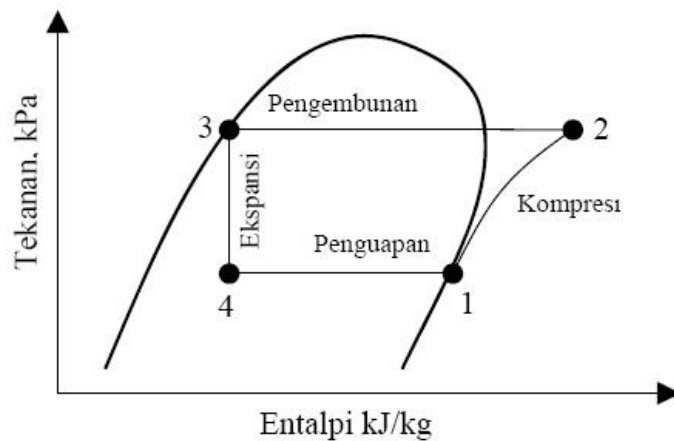
2.3 SISTEM REFRIGERASI KOMPRESI UAP

Sistem refrigerasi sangatlah banyak macam sistem seperti sistem kompresi uap, absorpsi, adsorpsi, termoelektrik, steam jet, siklus udara, kriogenik, tabung vortex, multi stage, dll. Sistem yang dipakai pada alat ini adalah Sistem Refrigerasi Kompresi Uap yaitu sistem yang terdiri dari 4 komponen yaitu kompresor, kondenser, katup ekspansi, dan evaporator. Sistem bekerja dengan cara menguapkan dan mengkondensasikan refrigeran. Penguapan refrigeran terjadi karena menyerap kalor dari suatu kabin atau bahan yang akan didinginkan yaitu evaporator. Refrigeran berkondensasi dengan cara melepaskan kalor ke lingkungan

sekitar atau fluida pendingin yaitu kondenser seperti yang dapat terlihat pada Gambar 2.6.



Gambar 2.6 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana (Aziz and Firdaus, 2018)



Gambar 2.7 Diagram P-h Untuk Siklus Kompresi Uap Sederhana (Aziz and Firdaus, 2018)

Seperti yang terlihat pada Gambar 2.7, proses 1-2 yaitu proses kompresi dimana refrigeran berfasa uap jenuh bertekanan rendah masuk ke kompresor dan dikompresi hingga refrigeran berfasa superheat bertekanan tinggi lalu masuk ke kondenser dan terjadi proses kondensasi.

Besarnya kerja kompresi persatuan massa refrigeran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.4) berikut.

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots \dots \dots (2.4)$$

Proses 2-3 yaitu proses kondensasi berlangsung di kondenser. Uap refrigeran bertekanan dan temperatur tinggi akan membuang kalor atau terjadi pertukaran kalor antara refrigeran dengan fluida pendingin (udara atau air) sehingga refrigeran mengembun menjadi cair lalu masuk ke katup ekspansi dan terjadi proses ekspansi. Besarnya kalor yang dibuang di kondenser dapat dihitung dengan persamaan (2.5) berikut:

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m} (h_2 - h_3) \dots\dots\dots (2.5)$$

Proses 3-4 yaitu proses ekspansi terjadi di katup ekspansi seperti kapiler, *Thermostatic Expansion Valve* (TXV), dan *Automatic Expansion Valve* (AXV), dimana refrigeran mengalami drop tekanan dan penurunan temperatur namun tidak terjadi penambahan atau pengurangan entalpi. Setelah proses ini fasa refrigeran menjadi campuran dimana mayoritas berfasa cair kemudian masuk ke evaporator dan terjadi proses evaporasi.

Proses 4-1 yaitu proses evaporasi terjadi di evaporator refrigeran mayoritas berfasa cair bertekanan rendah akan menyerap kalor dari kabin atau bahan yang akan didinginkan sehingga fasa refrigeran akan berubah menjadi uap bertekanan rendah lalu masuk kembali ke kompresor dan bersirkulasi kembali, demikian seterusnya hingga kondisi yang diinginkan tercapai. Besarnya kalor yang diserap oleh evaporator dapat dihitung berdasarkan persamaan (2.6) berikut.

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m} (h_1 - h_4) \dots\dots\dots (2.6)$$

Siklus pada Gambar 2.6 dapat digambarkan dengan menggunakan diagram Mollier atau disebut juga diagram tekanan – entalpi (P-h) dan siklus tersebut adalah siklus ideal, artinya faktor-faktor yang menyebabkan adanya gangguan terhadap sistem diabaikan. Dari Gambar 2.7 juga dapat mengetahui kinerja sistem seperti efek refrigerasi atau kapasitas evaporator untuk menyerap kalor, kerja kompresor, dan *Coefficient of Performance* (COP).

2.4 KINERJA SISTEM REFRIGERASI

A. COP Aktual

COP aktual adalah perbandingan kalor yang diserap oleh evaporator dari lingkungan terhadap kerja yang dilakukan oleh kompresor. Nilai COP aktual dapat diketahui dengan menggunakan persamaan (2.7) berikut $COP_{act} =$

$$\frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_{Comp}} \dots\dots\dots(2.7)$$

COP aktual memberikan ukuran seberapa efisien sistem refrigerasi dalam menghasilkan pendinginan sesuai dengan kondisi operasional yang sebenarnya dengan mempertimbangkan kerugian energi dan faktor-faktor yang mempengaruhi kinerja sistem.

B. COP Carnot

Untuk membatasi nilai dari COP_{aktual} adalah COP_{Carnot} . COP_{Carnot} adalah reversibilitas dari COP_{aktual} . Karena untuk temperatur kerja yang sama, maka COP maksimum dari sistem yang bisa diperoleh adalah COP_{Carnot} . Persamaan (2.8) berikut digunakan untuk menghitung nilai COP_{Carnot} .

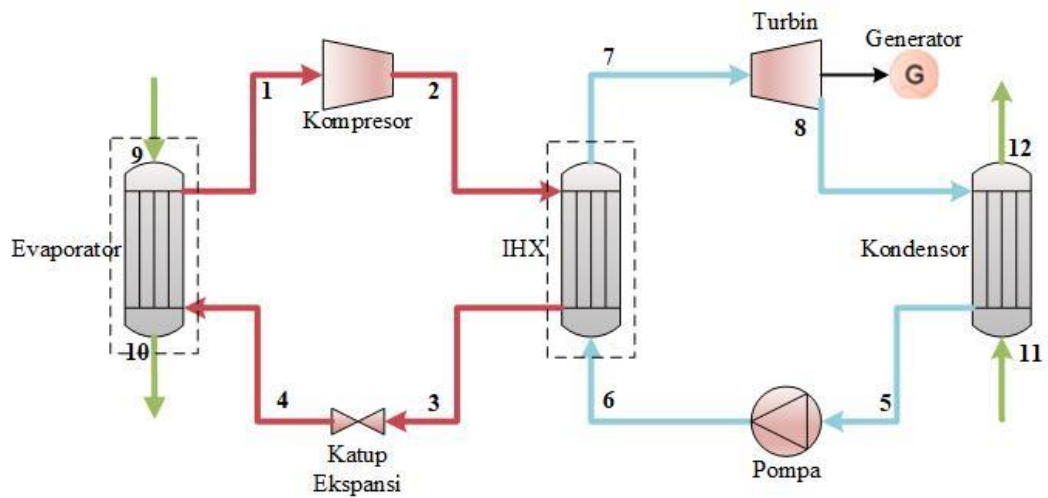
$$COP_{carnot} = \frac{T_{Evap}}{T_{Cond} - T_{Evap}} \dots\dots\dots(2.8)$$

C. Efisiensi Refrigerasi

Efisiensi Refrigerasi merupakan perbandingan COP Aktual dan COP Carnot pada temperatur kerja yang sama. Persamaan (2.9) berikut dapat digunakan untuk menghitung jumlah efisiensi refrigerasi.

$$\eta_{ref} = \frac{COP_{Act}}{COP_{Carnot}} \dots\dots\dots(2.9)$$

2.5 PEMODELAN SISTEM DAN PEMILIHAN FLUIDA



Gambar 2.8 Skema AC-ORC Waste Heat Recovery System

A. Pemodelan Sistem

Sistem AC-ORC terintegrasi dibagi menjadi dua bagian, subsistem AC dan ORC. Bagian ORC juga terdiri dari empat komponen utama, evaporator, turbin, kondensator dan pompa. Fluida kerja memulihkan panas limbah tingkat rendah dari kondensator AC yang dapat meningkatkan nilai entalpinya. Energi ini dipulihkan dalam turbin dengan membuat fluida kerja bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi menghasilkan daya. Fluida kerja bertekanan rendah ini kemudian dikondensasikan dalam kondensator dan di pompa kembali ke tekanan tinggi di pompa dalam pompa untuk menyelesaikan siklus ORC.

Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.8, sistem AC-ORC yang terjadi adalah kombinasi dari siklus kompresi uap (VCC) di sisi sebelah kiri dan ORC di sisi sebelah kanan. Dapat terlihat bahwa *Internal Heat Exchanger* (IHX) antara VCC dan ORC bekerja sebagai kondensator di VCC, serta evaporator di ORC. Melalui penerapan sistem AC-ORC, panas buangan yang dibuang oleh VCC dapat diubah menjadi listrik oleh sistem ORC. Model simulasi menggunakan software *Engineering Equation Solver* (EES). Untuk mengetahui properti fluida kerja dapat dilihat dalam

properties table. Model simulasi dibagi menjadi tiga bagian, yaitu model AC, ORC dan analisis energi eksergi.

B. Pemilihan Fluida Kerja

Pemilihan fluida kerja yang ditentukan menurut Franchetti *et al.* (2016) adalah dasar dalam desain ORC. Peningkatan kerja dari ORC menurut Rajabloo (2017) bahwa terjadinya peningkatan kerja dengan baik dan campuran fluida kerja karena peningkatan laju aliran massa fluida panas, sama halnya dengan yang disampaikan oleh Tahir & Yamada (2009). Bahwa dalam membuat ORC menggunakan fluida kerja R245fa yang memiliki fungsi objektif yang menghasilkan daya turbin lebih rendah dari 1 kW. Dalam penelitian Encabo *et al.* (2017) mengatakan bahwa perlunya optimalisasi ORC untuk memilih fluida organik yang paling cocok dari 39 kombinasi fluida kerja yang berbeda.

Hal ini sejalan dengan penelitian Kaushik *et al.* (2012) yang memperkenalkan *canopus heat exchanger* yang melewati kompresor dan kondensor dengan refrigerant R134a dan R507a sebagai fluida kerja untuk meningkatkan COP sistem. Penelitian Sarkar (2018), bahwa telah ditunjukkannya metode *pinch point* analisis ORC untuk pemulihan limbah panas maksimum. salah satu penelitian yang dilakukan Bonk *et al.* (2017) mengatakan tentang perancangan sistem micro-ORC dengan output daya 1 kW. Menurut Ali (2022) melakukan manajemen termal yang efektif dari perangkat elektronik dengan menggunakan busa nikel dengan lilin parafin dengan meningkatkan luas permukaan aliran panas.

Selain itu, menurut Gholamian *et al.* (2020) mengemukakan merinci dengan cara menghasilkan listrik dengan memanfaatkan limbah panas dari limbah industri. Menurut Assareh *et al.* (2021) mengatakan bahwa hal ini bertujuan untuk membangun model berkelanjutan energi matahari dan panas bumi yang terintegrasi untuk pembangkit listrik. sama halnya yang disampaikan oleh M. S. Taslimi *et al.* (2021) menyebutkan bahwa dsalah satunya dengan mengoptimalkan sistem berbasis energi surya untuk daerah terpencil untuk sistem pembangkit listrik. Berdasarkan sudut pandang

efisiensi, Novec 649 dianggap sebagai fluida organik baru dengan GWP 1,1 yang relatif lebih rendah dari R245fa. dalam penelitiannya Scagnolatto *et al.* (2021) mensimulasikan ORC skala kecil (10 kW), dimana R123 memberikan efisiensi eksergi tertinggi diantara refrigeran lainnya karena adanya recuperator. Hal ini dalam penelitian E Elahi *et al.* (2022) mengemukakan dengan meyakinkan bahwa pemanfaatan limbah panas yang menjadi kebutuhan dari masalah lingkungan dan konservasi energi. ORC dengan kapasitas 20 kW diteliti secara numerik oleh Kong *et al.* (2019) adalah dengan cara memanfaatkan R245fa sebagai refrigeran dalam gabungan sumber uap jenuh/air panas dan memiliki efisiensi eksergi tertinggi. Efisiensi eksergi bervariasi dalam proporsi langsung dengan suhu sumber panas.

Output daya dari ORC regeneratif disarankan oleh Ozdemir & Kilic (2018) dalam penelitiannya bahwa lebih tinggi daripada ORC sederhana. Efisiensi energi dan eksergi ORC regeneratif masing-masing adalah 23,1% dan 69,9% lebih tinggi daripada ORC sederhana. Analisis eksergi ORC menggunakan sumber panas bumi pada suhu 125°C dengan 4 jenis refrigeran dilakukan oleh Bademlioglu *et al.* (2019) dengan menyarankan menggunakan R123 dibandingkan R512. Seperti halnya yang dilakukan Patil *et al.* (2021) mengemukakan dengan cara melakukan analisis exergi dan energi dari sistem CO₂ (*transcritical mode*) dengan menggunakan EES. Seperti yang dikemukakan oleh Chen *et al.* (2011) dengan menunjukkan bahwa efisiensi termal dengan menggunakan R32 sedikit lebih tinggi dibandingkan dengan sistem CO₂. ORC dengan output daya maksimum sebagai karakteristik objektif dianalisa oleh Oyewunmi *et al.* (2017). Sebuah sistem yang diteliti oleh Cayer *et al.* (2009) berjalan pada siklus transkritik rankine yang lebih besar ke siklus subkritik (sederhana), dan rasio evaporator terhadap tekanan kritis untuk fluida ORC yang sesuai harus berkisar antara 4 sampai 5 untuk mencapai hasil ini.

Dalam penelitian yang dilakukan Kamal *et al.* (2022) berfokus pada krisis energi sebagai masalah serius yang dihadapi oleh seluruh dunia, karena peningkatan populasi yang secara langsung dan tidak langsung menghambat lingkungan. Aphornratana & Sriveerakul (2010) mengemukakan bahwa menggunakan panas sekitar 60°C dan energi termal tingkat rendah menggunakan R22 dan R134a sebagai refrigeran. Output dari sistem terintegrasi menghasilkan efek pendinginan sekitar 10°C dan COP mengalami kenaikan dari 0,1 menjadi 0,6 seperti halnya yang disampaikan oleh Saleh (2018) dalam penelitiannya mengemukakan dengan menyarankan bahwa R602 sebagai fluida yang paling signifikan untuk sistem terintegrasi dengan kisaran suhu 70-110°C dari 14 refrigeran yang diteliti. Refrigeran R123 dan R450a menurut Malwe *et al.* (2022) mengemukakan bahwa refrigeran merupakan pasangan kombinasi refrigeran yang memiliki kinerja paling baik untuk sistem VCRES dan ORC. COP sistem gabungan naik menjadi 3,88 (dibandingkan dengan 3,17) dengan efisiensi eksergi keseluruhan sekitar 18% saat ORC digunakan sebagai pengganti sistem refrigeran dasar. Salah satu saran yang dikemukakan oleh Molés *et al.* (2015) bahwa COP termal sistem gabungan dinaikkan dari 0,7 menjadi 1,10 ketika suhu ORC-VCRES naik dan suhu kondensor turun. Diantara refrigeran lainnya, R1234ze(E) memberikan hasil yang terbaik.

Dalam penelitiannya Wang *et al.* (2011) dan Sun *et al.* (2017) membuat sebuah prototipe dengan kapasitas refrigerasi 5 kW. Efek pendinginan dan COP yang diperoleh dalam percobaan masing-masing adalah 4,4 kW dan 0,48 kW. Hal ini didukung penelitian Kim and Perez-Blanco (2015) yang telah membangun pabrik kogenerasi menggunakan energi panas tingkat rendah sebagai masukan sistem. Analisis energi, dan eksergi dari kombinasi AC dan ORC dilakukan oleh Asim *et al.* (2017) dengan menggunakan 36 refrigeran yang berbeda.

Terdapat beberapa sifat kimia dari refrigeran, yaitu tidak mudah terbakar, non eksplosif dan tidak beracun. Pemilihan fluida kerja untuk

sistem AC dan ORC merupakan faktor yang penting, karena sifat fluida kerja akan menentukan efisiensi energi dan eksergi sistem serta memiliki faktor yang sangat signifikan dalam menentukan keselamatan dan dampak lingkungan.

Enam refrigeran dipilih sebagai fluida untuk subsistem AC adalah (R22, R134a, R290, R407C, R600a dan R410A). Dengan meningkatnya proses dalam pemulihan limbah panas menurut Bao & Zhao (2013) dengan mempresentasikan kategori fluida kerja berdasarkan suhu sumber panas yang berbeda. Oleh karena itu, enam fluida isentropik dan kering (R600, R123, R141b, R227ea, R245fa dan R1233zd(E)) dipilih untuk subsistem ORC.

2.6 PENDEKATAN BERBASIS ENERGI

Analisis energi merupakan metode yang paling umum untuk mengevaluasi sistem termodinamika. Hal ini didasarkan pada hukum pertama termodinamika, di mana energi dapat berubah dari satu bentuk ke bentuk lainnya, tetapi jumlah total energinya tetap sama. Sistem dianggap dalam keadaan tunak. Gesekan, kehilangan panas, perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan. Penurunan tekanan dalam penukar panas dan tabung diabaikan. Fluida kerja dalam siklus kompresi uap masuk ke kompresor pada keadaan uap jenuh dan keluar dari kondensor pada keadaan cair jenuh. Proses ekspansi pada siklus kompresi uap adalah proses adiabatik. Suhu kondensasi yang dirancang dari subsistem AC tidak terpengaruh oleh subsistem ORC. Fluida kerja di ORC keluar dari kondensor pada keadaan cair jenuh dan memasuki turbin pada keadaan uap jenuh. Berdasarkan asumsi tersebut, kapasitas pendinginan (Q_{evap}), kerja kompresor (W_{comp}), laju panas limbah (Q_{waste}), COP awal subsistem AC (COP), menggunakan persamaan berikut.

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{AC} (h_1 - h_4) \dots\dots\dots (2.10)$$

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}_{AC} (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (2.11)$$

$$\dot{Q}_{Waste} = \dot{m}_{AC} (h_2 - h_3) \dots\dots\dots (2.12)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{W}_{Comp}} \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimana :

\dot{Q}_{Evap} = Kapasitas Pendinginan di Evaporator (kW)

\dot{W}_{Comp} = Kerja Kompresor (kW)

\dot{m}_{AC} = Laju aliran fluida pada sistem AC (kg/s)

\dot{Q}_{Waste} = Kalor yang dilepas oleh kondensator AC ke sistem ORC (kW)

h_1 = Entalpi keluar evaporator dan masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi keluar kompresor dan masuk kondensator (kJ/kg)

h_3 = Entalpi keluar kondensator dan masuk ekspansi (kJ/kg)

h_4 = Entalpi keluar ekspansi dan masuk evaporator (kJ/kg)

Proses pada kompresor, terdapat efisiensi isentropic. Efisiensi isentropic adalah efisiensi yang dicapai pada saat kondisi entropi tidak berubah. Kondisi isentropic sulit dicapai, karena efisiensi isentropic adalah efisiensi maksimum yang dapat dicapai oleh kompresor dalam kondisi tekanan dan suhu tertentu.

Setelah menerapkan metode kondensasi penuh, seluruh panas buangan di *internal heat exchanger* (IHX) dapat dipulihkan oleh subsistem ORC. Oleh karena itu, pada subsistem ORC laju panas limbah yang dipulihkan (Q_{reco}) berada dalam kesetimbangan dengan laju panas limbah (Q_{waste}). Sedangkan keluaran daya turbin (W_{turb}), kerja pompa (W_{pump}) dinyatakan menggunakan persamaan berikut.

$$\dot{Q}_{reco} = \dot{m}_{ORC} (h_7 - h_6) \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{ORC} (h_7 - h_8) \dots\dots\dots (2.15)$$

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{ORC} (h_6 - h_5) \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana :

\dot{Q}_{reco} = Kalor yang dilepas kondensator AC yang dipulihkan oleh sistem ORC (kW)

\dot{W}_{turb} = Daya yang dihasilkan oleh turbin (kW)

\dot{W}_{pump} = Kerja yang dihasilkan oleh pompa (kW)

\dot{m}_{ORC} = Laju aliran fluida pada sistem ORC (kg/s)

h_5 = Entalpi keluar kondensator ORC dan masuk pompa (kJ/kg)

h_6 = Entalpi keluar pompa dan masuk *heat exchanger* (kJ/kg)

h_7 = Entalpi keluar *heat exchanger* dan masuk turbin (kJ/kg)

h_8 = Entalpi keluar turbin dan masuk kondensator ORC (kJ/kg)

Oleh karena itu, keluaran listrik (E_{net}) dan efisiensi termal ($\eta_{thermal}$) dari subsistem ORC dapat ditulis sebagai berikut.

$$\dot{E}_{net} \text{ (kW)} = \dot{W}_{turb} \eta_g - \dot{W}_{pump} \dots\dots\dots (2.17)$$

$$\eta_{thermal} = \frac{\dot{E}_{Net}}{\dot{Q}_{Reco}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.18)$$

Listrik netto adalah hasil dari daya turbin setelah dikurangi dengan daya pompa.

Dengan pemanfaatan kembali limbah panas, COP gabungan dari sistem AC-ORC (COP_{comb}) dapat menggunakan persamaan berikut.

$$COP_{Comb} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{W}_{Comp} - \dot{E}_{Net}} \dots\dots\dots (2.19)$$

2.7 PENDEKATAN BERBASIS EXERGI

Peran eksergi dan penerapannya telah dilakukan penelitian oleh Ahmadi *et al.* (2011) dalam mengevaluasi sistem termal seperti sistem refrigerasi, pembangkit listrik termal, dan lain-lain. Penelitian lainnya didukung oleh Ahamed *et al.* (2011) yang meneliti lingkup termodinamika hukum kedua dari VCRES untuk berbagai aplikasi. Efisiensi eksergi dapat ditingkatkan dengan menurunkan perbedaan suhu antara evaporator dan kondensor, serta dengan memastikan refrigeran didinginkan sekitar 5°C. Dengan melakukan kombinasi hidrokarbon ini dalam berbagai presentase dengan R134a, kinerja VCR dapat ditingkatkan. Kompresor memiliki penghancuran eksergi tertinggi dari semua komponen, hal ini dikarenakan bahwa ada ruang untuk peningkatan efisiensi eksergi.

Tinjauan literatur yang dilakukan oleh Anand *et al.* (2013) mengemukakan bahwa tinjauan literatur refrigeran yang mencakup studi simulasi. Tujuan dari tinjauan ini adalah untuk mempelajari berbagai program perangkat lunak yang digunakan untuk menentukan sistem refrigerasi. *Heat exchanger* adalah solusi yang dapat digunakan untuk meningkatkan kinerja sistem yang ada. Output yang sesuai juga dapat diperoleh dengan aliran matahari pada suhu sekitar 100°C ke sistem refrigerasi. Selain itu, simulasi yang melibatkan penilaian energi dan eksergi dari VCRES yang menunjukkan penghancuran eksergi Malwe *et al.* (2022).

Metode eksergi digunakan untuk mengevaluasi sistem energi yang mengintegrasikan hukum termodinamika pertama dan kedua pada keadaan kondisi lingkungan tertentu. Analisis eksergi dengan menggunakan metode evaluasi, prosesnya telah terbukti menjadi metode yang efisien untuk merumuskan efisiensi hukum kedua termodinamika.

Hukum pertama termodinamika hanya berkaitan dengan kekekalan energi, dan akibatnya tidak dapat menunjukkan dimana atau bagaimana reversibilitas terjadi dalam komponen sistem. Analisis eksergi bergantung pada prinsip kekekalan energi dan massa yang dikombinasikan dengan hukum kedua termodinamika. Keseimbangan eksergi pada kondisi terbuka dalam keadaan *steady state* didefinisikan sebagai keseimbangan antara eksergi yang rusak dan transfer eksergi netto oleh kerja, panas, atau aliran massa yang melintasi batas volume atur. Keseimbangan eksergi ditunjukkan oleh persamaan berikut.

Persamaan kesetimbangan eksergetik untuk volume atur ditunjukkan pada persamaan (2.20).

$$\frac{dE_{XCV}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \dot{Q}_r - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{CV}}{dT}\right) + \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi - \dot{E}_{X_{dest}} \dots (2.20)$$

Untuk keadan *steady state*, persamaan (2.20) menjadi persamaan (2.21)

$$\dot{E}_{X_{destroyed}} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \dot{Q}_r - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi \dots (2.21)$$

Untuk menerapkan persamaan keseimbangan eksergetik untuk masing-masing komponen sistem refrigerasi kompresi uap, maka dapat digunakan persamaan (2.22)-(2.25).

a) Evaporator

$$\dot{E}d_{Evap} = \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) \dot{Q}_E + \dot{m}_{AC}(h_4 - T_0s_4) - \dot{m}_{AC}(h_1 - T_0s_1) \dots (2.22)$$

b) Kompresor

$$\dot{E}d_{Cpr} = -\dot{W}_{CV} + \dot{m}_{AC}(h_2 - T_0s_2) - \dot{m}_{AC}(h_1 - T_0s_1) \dots (2.23)$$

c) Kondensor

$$\dot{E}d_{Cond} = \dot{m}_{AC}(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3) + \dot{m}_{ORC}(h_6 - h_7) - T_0(s_6 - s_7) \dots (2.24)$$

d) Katup Ekspansi

$$\dot{E}d_{Ex} = \dot{m}_{AC}(h_3 - T_0s_3) - \dot{m}_{AC}(h_4 - T_0s_4) \dots (2.25)$$

Maka, nilai kerusakan eksergi total adalah sebagai berikut.

$$\dot{E}d_{Tot,AC} = \dot{E}d_{Evap} + \dot{E}d_{Cpr} + \dot{E}d_{Cond} + \dot{E}d_{Ex} \dots\dots\dots (2.26)$$

Efisiensi eksergetic sistem AC ($\eta_{Ex,AC}$) adalah rasio dari keluaran exergi yang keluar ($\dot{E}x_{out,AC}$) terhadap exergi yang masuk ($\dot{E}x_{in,AC}$) dan dapat dinyatakan dengan persamaan (2.27).

$$\eta_{Ex,AC} = \left(\frac{\dot{E}d_{out,AC}}{\dot{E}d_{in,AC}} \right) \times 100\% \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana:

$$\dot{E}d_{out,AC} = \dot{E}d_{in,AC} - \dot{E}d_{Tot,AC} \dots\dots\dots (2.28)$$

Satu-satunya sumber input exergi ke sistem adalah melalui daya listrik yang disuplai ke kompresor yang mana $\dot{E}d_{in} = \dot{W}_{cpr}$.

Pada umumnya, efisiensi eksergi didefinisikan sebagai rasio output eksergi terhadap input eksergi. Dapat juga ditulis dalam fungsi eksergi yang dapat dihancurkan dalam sistem dengan persamaan (2.29) berikut.

$$\eta_{Ex,AC} = \left[1 - \frac{\dot{E}d_{tot}}{\dot{W}_{cpr}} \right] \times 100\% \dots\dots\dots (2.29)$$

Efisiensi eksergi dapat ditentukan untuk sistem yang berubah-ubah. Hal ini adalah fungsi utama dari eksergi. Efisiensi eksergetic dapat diambil dalam beberapa bentuk. Pendekatan yang digunakan berfungsi sebagai model untuk pengembangan ekspresi efisiensi eksergetic untuk komponen lain. Setiap komponen dipertimbangkan melibatkan volume atur pada keadaan *steady state* dan diasumsikan tidak ada perpindahan panas antara volume dan sekelilingnya.

a) Turbin

$$\dot{E}d_{Turbine} = -\dot{W}_{CV} + \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8) \dots\dots\dots (2.30)$$

b) Pompa

$$\dot{E}d_{Pump} = -\dot{W}_{CV} + \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6) \dots\dots\dots (2.31)$$

c) Heat Exchanger

$$\dot{E}d_{HE} = \dot{m}_{AC}(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3) + \dot{m}_{ORC}(h_6 - h_7) - T_0(s_6 - s_7) \dots\dots\dots (2.32)$$

d) Kondensor

$$\dot{E}d_{ORC,Cond} = \dot{m}_{ORC}(h_8 - h_5) - T_0(s_8 - s_5) + \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \dot{Q}_{ORC,Cond} \dots\dots\dots (2.33)$$

Maka, nilai kerusakan eksergi total adalah sebagai berikut.

$$\dot{E}d_{ORC,Tot} = \dot{E}d_{Turbine} + \dot{E}d_{Pump} + \dot{E}d_{HE} + \dot{E}d_{ORC,Cond} \dots\dots\dots(2.34)$$

Efisiensi eksergi ($\eta_{ex,ORC}$) dari sistem ORC secara keseluruhan menggunakan persamaan (2.35) berikut.

$$\eta_{ex,ORC} = \frac{\dot{E}_{net}}{\dot{m}_{AC}(h_2-h_3)-T_0(s_2-s_3)} \times 100\% \dots\dots\dots(2.35)$$

$$\dot{E}d_{Total} = \dot{E}d_{AC} + \dot{E}d_{ORC} \dots\dots\dots(2.36)$$

$$\eta_{ex,net} = \frac{\dot{Q}_{Evap}(1-\frac{T_0}{T_4})}{\dot{W}_{Comp}-\dot{E}_{Net}} \times 100\% \dots\dots\dots(2.37)$$

Efisiensi eksergetik digunakan untuk mengevaluasi efektivitas langkah-langkah rekayasa yang diambil untuk meningkatkan kinerja sistem. Hal ini dilakukan dengan membandingkan nilai efisiensi yang ditentukan sebelum dan sesudah dilakkan modifikasi untuk menunjukkan seberapa besar peningkatan yang telah tercapai. Selain itu, efisiensi eksergetik dapat digunakan untuk mengukur potensi peningkatan kinerja sistem tertentu dengan membandingkan efisiensi sistem dengan efisiensi sistem serupa. Perbedaan yang signifikan antara nilai-nilai ini menandakan bahwa adanya kemungkinan peningkatan kerja.

2.8 PERBEDAAN ENERGI DAN EKSERGI

Energi dan eksergi adalah dua prinsip yang berbeda, namun saling terkait dalam termodinamika. Analisis energi pada siklus AC-ORC melibatkan perubahan energi dalam sistem, transfer termal, dan kerja yang dilakukan oleh sistem. Analisis energi berfokus pada jumlah energi yang masuk dan keluar dari sistem serta perubahan energi dalam prosesnya.

Dalam analisis energi, perhitungan dilakukan untuk mengestimasi jumlah energi termal yang diserap oleh evaporator AC dari lingkungan sekitarnya, menghitung energi termal yang dilepaskan dari kondensor AC ke lingkungan, menentukan kerja yang dilakukan oleh kompresor AC dan turbin ORC, serta mengevaluasi efisiensi termal sistem berdasarkan perbandingan kerja yang dihasilkan dengan energi termal yang masuk atau keluar dari sistem.

Analisis eksergi pada siklus AC-ORC melibatkan kualitas eksergi dan tingkat kerugian eksergi dalam sistem. Dalam analisis eksergi, perhitungan dan evaluasi dilakukan untuk mengidentifikasi potensi kerja yang dapat dihasilkan oleh perbedaan energi antara suhu dan tekanan dalam sistem, mengevaluasi kerusakan eksergi dalam proses perubahan suhu atau tekanan yang tidak efisien, serta menganalisis efisiensi eksergi, yaitu perbandingan antara kerja eksergi yang dihasilkan dengan eksergi yang masuk ke dalam sistem. Analisis eksergi membantu dalam mengidentifikasi sumber-sumber kerusakan eksergi dan sistem AC-ORC.