

2. STUDI LITERATUR

2.1. Hukum Termodinamika I

Menurut Moran et al. (2014), Hukum Termodinamika I menyebutkan bahwa energi bersifat kekal (*conserved*). Oleh karena itu, Hukum Termodinamika I juga seringkali disebut hukum kekekalan energi. Dalam sebuah sistem tertutup, energi dapat diubah hanya dengan proses transfer melalui kerja atau panas. Persamaan 2.1 menunjukkan bentuk paling dasar dari hukum kekekalan energi pada sebuah sistem tertutup. Persamaan tersebut dapat dikembangkan menjadi Persamaan 2.2 (bentuk alternatif pertama) dan Persamaan 2.3 (bentuk *time rate*).

$$E_2 - E_1 = Q - W \quad (2.1)$$

$$\Delta KE + \Delta PE + \Delta U = Q - W \quad (2.2)$$

$$\frac{dKE}{dt} + \frac{dPE}{dt} + \frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.3)$$

Persamaan 2.1 menyatakan bahwa perubahan jumlah energi dalam sistem tertutup pada sebuah interval waktu ($E_2 - E_1$) merupakan selisih antara jumlah bersih (*net*) transfer energi dalam bentuk panas (Q) dengan jumlah bersih (*net*) transfer energi dalam bentuk kerja (W). Persamaan 2.2 menunjukkan bahwa perubahan jumlah energi ($E_2 - E_1$) terbagi menjadi komponen perubahan energi kinetik (ΔKE), perubahan energi potensial (ΔPE), dan perubahan energi dalam (ΔU). Kemudian, persamaan ini juga dapat dituliskan dalam bentuk *time rate* seperti pada Persamaan 2.3. Ketika bekerja dengan sistem tertutup, menentukan klasifikasi transfer energi dalam bentuk kerja ataupun panas perlu memperhatikan lokasi batasan sistem (*system boundary*).

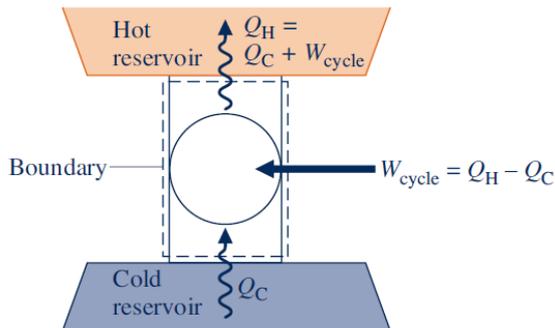
2.2. Coefficient of Performance (COP)

Analisis koefisien performa (*Coefficient of Performance, COP*) pada sebuah sistem refrigerasi sederhana dilakukan dengan meninjau transfer energi pada reservoir dingin (Q_C), transfer energi pada reservoir panas (Q_H), dan kerja yang diberikan pada sistem (W_{cycle}). Menurut Moran et al. (2014), kerja yang diberikan pada sistem (W_{cycle}) merupakan selisih antar transfer energi pada reservoir panas (Q_H) dengan transfer energi pada reservoir dingin

(Q_C). Persamaan 2.4 menunjukkan persamaan untuk mendapatkan COP pada sebuah sistem refrigerasi.

$$\beta = \frac{Q_C}{W_{cycle}} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C} \quad (2.4)$$

Sistem yang dijelaskan oleh Persamaan 2.4 diilustrasikan secara lebih jelas pada Gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Skema Sistem Refrigerasi Sederhana

Sumber: Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (8th ed.). Wiley, p.259.

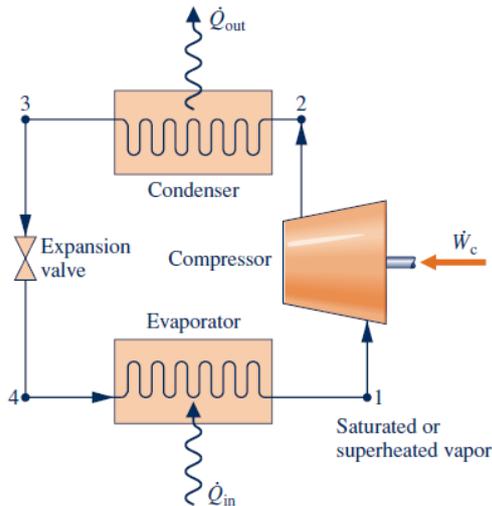
Dalam sebuah sistem refrigerasi kompresi uap, Persamaan 2.4 dapat dikembangkan menjadi Persamaan 2.5. Pada Persamaan 2.5, koefisien performa didapatkan setelah melakukan analisa pada siklus refrigerasi kompresi uap secara menyeluruh.

$$\beta = \frac{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}}{\frac{W_{cycle}}{\dot{m}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

Koefisien performa dikalkulasi menggunakan nilai entalpi pada tiap tahapan siklus. Nilai entalpi ini dapat ditentukan dengan mengasumsikan bahwa tahap 1 hingga tahap 4 sudah tetap (*fixed*). Siklus ini akan dijelaskan lebih lanjut pada subbab 2.3.

2.3. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Sistem Refrigerasi Kompresi Uap (*Vapor-Compression Refrigeration System*) merupakan sistem refrigerasi yang paling sering digunakan di zaman ini. Gambar 2.2 menunjukkan komponen-komponen yang ada pada sistem refrigerasi kompresi uap. Komponen-komponen ini meliputi kompresor (*compressor*), kondensor (*condenser*), katup ekspansi (*expansion valve*), dan evaporator. Subbab 2.3 ini membahas prinsip kerja dan performa sistem refrigerasi ideal dan juga sistem refrigerasi aktual.

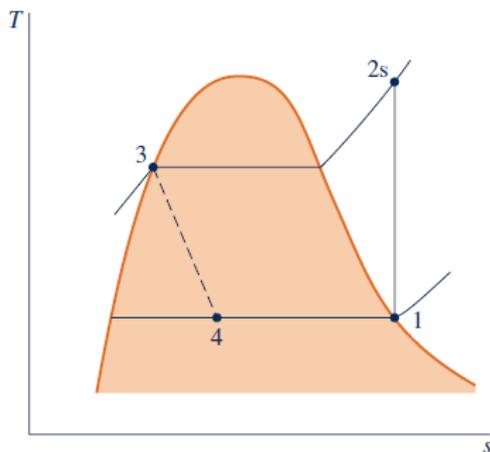


Gambar 2. 2 Skema Komponen Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Sumber: Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (8th ed.). Wiley, p.612.

2.3.1. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Ideal

Menurut Moran et al. (2014), analisis sistem refrigerasi kompresi uap ideal dimulai dengan mengabaikan sifat *irreversible* dari kerja evaporator dan kondensor. Dengan adanya asumsi ini, tidak ada *pressure drop* yang terjadi karena gesekan pada sistem dan refrigeran mengalir pada kedua *heat exchanger* dengan tekanan konstan. Oleh karena itu, proses kompresi pada sistem ideal ini bersifat isentropik. Gambar 2.3 menunjukkan diagram T-s (Temperatur vs. Entropi) siklus refrigerasi kompresi uap ideal, dengan urutan siklus 1-2s-3-4-1.



Gambar 2. 3 Diagram T-s Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Ideal

Sumber: Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (8th ed.). Wiley, p.612.

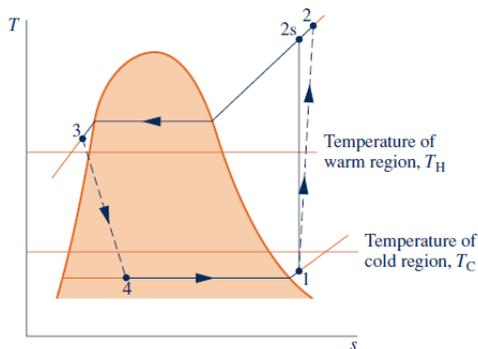
Siklus ideal sistem refrigerasi kompresi uap terdiri dari proses-proses berikut ini:

- **Proses 1 – 2s** : Kompresi isentropik refrigeran dari tahap 1 hingga mencapai tekanan kondensor pada tahap 2s.
- **Proses 2s – 3** : Transfer panas dari refrigeran ketika mengalir dengan tekanan konstan melalui kondensor. Refrigeran keluar pada tahap 3 dalam bentuk cairan (*liquid*).
- **Proses 3 – 4** : Proses *throttling* dari tahap 3 hingga mencapai fase *liquid-vapor mixture* di tahap 4.
- **Proses 4 – 1** : Transfer panas menuju refrigeran ketika mengalir dengan tekanan konstan melalui evaporator untuk menyelesaikan siklus.

Semua proses pada siklus ideal bersifat *internally reversible*, kecuali proses *throttling* (lihat kenaikan entropi (s) pada proses 3 – 4 di Gambar 2.3). Walaupun siklus ini masih memuat tahapan dengan sebuah proses *irreversible*, siklus ini seringkali tetap disebut siklus kompresi uap ideal (*ideal vapor-compression cycle*).

2.3.2. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Aktual

Analisis sistem refrigerasi kompresi uap aktual dilakukan dengan mempertimbangkan sifat *irreversible* pada komponen-komponen sistem. Gambar 2.4 menunjukkan diagram T-s (Temperatur vs. Entropi) siklus refrigerasi kompresi uap aktual, dengan urutan siklus 1-2-3-4-1.



Gambar 2. 4 Diagram T-s Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Aktual

Sumber: Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (8th ed.). Wiley, p.616.

Pada Gambar 2.4, dapat dilihat bahwa perpindahan panas antara refrigeran pada area reservoir panas dan dingin tidak bersifat *reversible*. Temperatur refrigeran pada evaporator lebih rendah daripada temperatur pada area reservoir dingin (T_C), dan temperatur refrigeran pada kondensor lebih tinggi daripada temperatur pada area reservoir panas (T_H). Dengan ini, koefisien performa sistem berkurang karena turunnya temperatur rata-rata refrigeran pada evaporator dan naiknya temperatur rata-rata refrigeran pada kondensor. (Moran et al., 2014)

Dengan mengacu pada Gambar 2.4, terlihat bahwa efek sifat *irreversible* terjadi pada proses kompresi dari tahap 1 ke tahap 2. Garis putus-putus menunjukkan kenaikan *specific entropy* (s) pada kompresi adiabatik *irreversible*. Siklus ideal (Gambar 2.3) dan siklus ideal (Gambar 2.4) memiliki kapasitas refrigerasi (*refrigeration capacity*) yang sama, tetapi kerja yang perlu diberikan pada sistem lebih besar pada sistem aktual. Efek sifat *irreversible* pada proses kompresi dapat dilihat melalui melakukan kalkulasi efisiensi isentropik dari kompresor, seperti terlihat pada Persamaan 2.6.

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{W_c}{\dot{m}}\right)_s}{\left(\frac{W_c}{\dot{m}}\right)} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

2.3.3. Komponen – komponen Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Sistem refrigerasi kompresi uap memiliki empat tahapan pada siklusnya, dengan komponen utama pada tiap tahapannya. Komponen-komponen utama tersebut terdiri dari kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator.

2.3.3.1. Kompresor

Menurut Hundy et al. (2016), kompresor pada siklus refrigerasi kompresi uap berfungsi untuk menerima gas kering bertekanan rendah dari evaporator dan menaikkan tekanan gas ini sebelum menuju ke kondensor. Tekanan dari kompresor juga berguna untuk mengalirkan refrigeran dalam sistem. Refrigeran yang memasuki kompresor harus berada dalam fase gas, karena kompresor dapat mengalami kavitasi dan rusak jika fluida yang mengalir bersifat *liquid*. Salah satu jenis kompresor yang umum, yang juga digunakan pada desain I Putu (2021), adalah kompresor hermetik. Kompresor jenis ini merupakan sebuah jenis kompresor di mana motor dan kompresornya berada dalam satu bodi (Rokindo Jaya Mandiri, 2020).

2.3.3.2. Kondensor

Menurut Hundy et al. (2016), kondensor pada sistem refrigerasi kompresi uap berfungsi untuk menerima gas refrigeran panas bertekanan tinggi dari kompresor dan mendinginkan refrigeran hingga terkondensasi menjadi bentuk cairan (*liquid*). Pada kondensor, terjadi pertukaran panas antara sistem dengan lingkungan untuk menurunkan temperatur pada kondensor. Penurunan temperatur pada kondensor biasanya terjadi dengan 2 (dua) metode, yaitu pendinginan udara (*air-cooled*) atau pendinginan air (*water-cooled*). Kondensor dengan pendinginan udara terdiri dari 2 (dua) jenis, yaitu pendinginan natural (tanpa bantuan) dan pendinginan paksa (dengan bantuan *fan* atau *blower*).

2.3.3.3. Katup Ekspansi

Menurut Hundy et al. (2016), katup ekspansi (*expansion valve*) berfungsi untuk mengatur aliran refrigeran dari sisi dengan kondensasi bertekanan tinggi pada sistem ke sisi bertekanan rendah pada evaporator. Prinsip kerja katup ekspansi ini serupa dengan prinsip kerja *orifice*. Fluida yang melewati *orifice* akan mengalami penurunan tekanan yang juga menyebabkan penurunan temperatur. Ada berbagai jenis katup ekspansi, antara lain tipe pipa kapiler, *thermal expansion valve*, dan lain sebagainya.

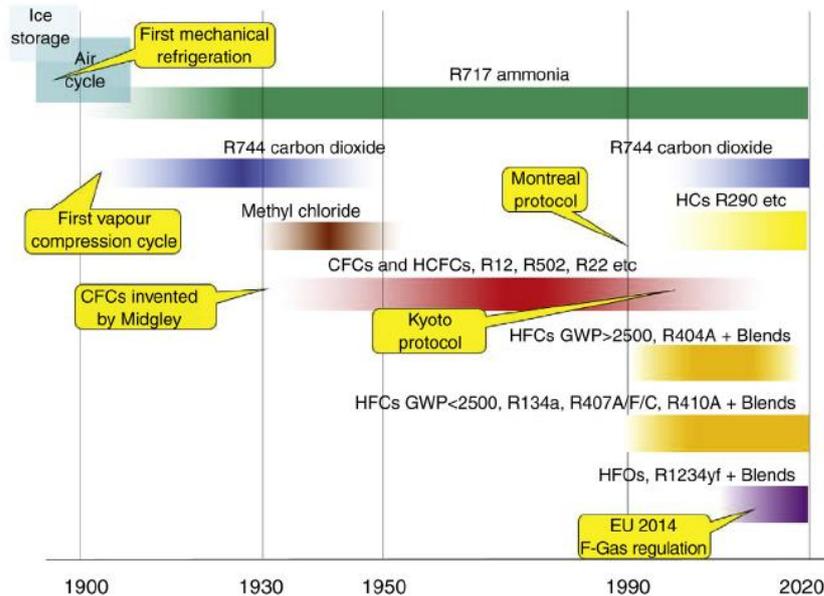
2.3.3.4. Evaporator

Menurut Hundy et al. (2016), evaporator pada sistem refrigerasi kompresi uap berfungsi untuk menerima refrigeran bertemperatur rendah dari katup ekspansi dan menjadi tempat refrigeran mengambil panas dari lingkungan. Kemudian, refrigeran yang telah menerima panas ini meninggalkan evaporator dalam bentuk gas dan mengalir menuju kompresor. Secara umum, evaporator terdiri dari pipa-pipa menyerupai kondensor. Pada evaporator, terdapat juga proses pendinginan yang terbagi menjadi 2 (dua) menurut jenis medianya, yaitu evaporator pendingin udara (*air cooling evaporator*) dan cairan (*liquid cooling evaporator*).

2.4. Refrigeran

Menurut Hundy et al. (2016), penggunaan refrigeran selama sekitar 30 tahun terakhir telah mengalami banyak perubahan, terutama dalam pemilihan jenis refrigeran yang digunakan. Hal ini terjadi sebagai respon terhadap permasalahan lingkungan yang timbul karena efek dari penggunaan refrigeran. Permasalahan ini terdiri dari pengurangan level ozon

dan juga pemanasan global. Gambar 2.5 menunjukkan tren penggunaan refrigeran selama 1 abad terakhir.



Gambar 2. 5 Tren Penggunaan Refrigeran 1 Abad Terakhir

Sumber: Hundy, G. F., Trott, A. R., & Welch, T. C. (2016). *Refrigeration, Air Conditioning, and Heat Pumps* (5th ed.). Elsevier, p. 42.

Menurut Handy et al. (2016), properti sebuah refrigeran ideal adalah sebagai berikut:

- Kalor laten penguapan tinggi
- Massa jenis gas *suction* tinggi
- Bertekanan positif tapi tidak berlebihan pada proses evaporasi dan kondensasi
- Temperatur kritis dan *triple point* jauh di luar jangkauan aktual kerja sistem
- Stabil secara kimiawi (kompatibel dengan material konstruksi dan bisa bercampur dengan pelumas)
- Tidak korosif, tidak beracun, dan tidak mudah terbakar
- Kekuatan dielektrik tinggi
- Ramah lingkungan
- Biaya rendah

Akan tetapi, sangatlah sulit menemukan refrigeran yang memiliki semua properti ini. Pilihan refrigeran manapun akan tetap selalu datang dengan kekurangan-kekurangannya. Tabel 2.1 memuat beberapa jenis refrigeran tipe *Hydrochlorofluorocarbon (HCFC)* dan *Hydrofluorocarbon (HFC) Chlorine Free* beserta properti-propertinya.

Tabel 2. 1

Properti Refrigeran Jenis HCFC dan HFC *Chlorine Free*

Refrigerant	Composition	Application	GWP (CO ₂ = 1)	Safety class	Boiling point °C	Vapour pressure at 50°C (dew) bar (abs)
HCFC						
R22	CHClF ₂	HT, MT	1810	A1	-41	19.4
HFCs chlorine free						
R134a	CF ₃ CH ₂ F	HT, MT	1430	A1	-26	13.2
R125	CF ₃ CHF ₂	Blends	3500	A1	-48	25.5
R143a	CF ₃ CHF ₃	Blends	4470	A2	-48	23.2
R32	CH ₂ F ₂	HT	675	A2L	-52	31.5
R404A	R143a/125/134a	LT	3922	A1	-47	23.0
R407C	R32/125/134a	HT	1774	A1	-44	19.8
R410A	R32/125	HT	2088	A1	-51	30.5
Other R32 Blends	R32 + HFCs	LT	1770-2280	A1	-46 to -48	21 to 23
Other R125 Blends	R125 + HFCs	HT, MT, LT	1830-3300	A1	-43 to -48	18 to 25

Sumber: Hundy, G. F., Trott, A. R., & Welch, T. C. (2016). *Refrigeration, Air Conditioning, and Heat Pumps* (5th ed.). Elsevier, p. 43.

Refrigeran jenis R-22 sudah dilarang penggunaannya di beberapa negara. Akan tetapi, R22 ini masih menjadi pilihan dalam penggunaan beberapa jenis sistem pendingin karena titik didihnya yang jauh lebih rendah dibandingkan refrigeran yang paling umum di zaman ini, R134a. Titik didih R22 (-41 °C) yang rendah ini sangat penting karena refrigeran (*fase liquid*) melalui pergantian fase dengan menyerap panas hingga menjadi gas (*vapor*) di evaporator (lihat Gambar 2.2). Pada siklus pendingin, refrigeran menyerap panas dari lingkungan dengan menggunakan panas lingkungan tersebut untuk mendidihkan refrigeran dan merubah fasenya dari *liquid* menjadi *vapor*. Karena itulah, refrigeran dengan titik didih lebih rendah menjadi pilihan yang baik agar perubahan fase ini lebih mudah terjadi. (SkillCat, 2021)

2.5. Udara Kering dan Atmosfer

Atmosfer terdiri dari campuran udara kering (*dry air*) dan uap air. Udara sendiri merupakan campuran dari berbagai gas, tetapi dengan oksigen dan nitrogen sebagai komponen utamanya. Proporsi campuran udara ini dapat dikatakan konsisten pada keseluruhan atmosfer, dan untuk mempermudah analisis, udara kering ini dapat dianggap sebagai satu jenis gas saja. Gas ini memiliki massa molekul (*molecular mass*) sebesar 28.97 kg/kmol, dan tekanan atmosfer adalah sebesar 1013.25 mbar atau 101,325 Pa. (Hundy et al, 2016)

Menurut Moran et al. (2014), fraksi massa udara kering dan uap air dapat dispesifikasikan komposisinya menggunakan parameter *humidity ratio*, ω , yang juga seringkali disebut sebagai

specific humidity. Parameter *specific humidity* didefinisikan sebagai rasio massa uap air (m_v) terhadap massa udara kering (m_a), seperti yang ditunjukkan oleh Persamaan 2.7.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.7)$$

Nilai *specific humidity* juga dapat dikalkulasi menggunakan Persamaan 2.8, di mana p merupakan tekanan total dan p_v merupakan tekanan uap air dalam udara.

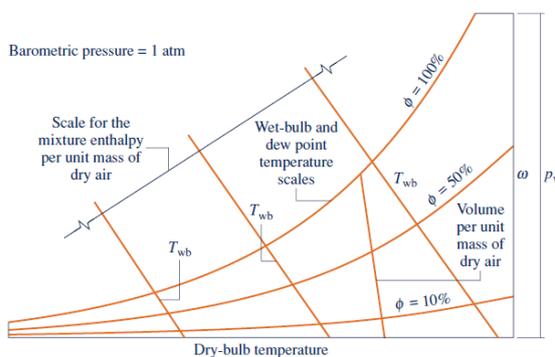
$$\omega = 0.622 \frac{p_v}{p-p_v} \quad (2.8)$$

Selain itu, proporsi uap air juga dapat dinyatakan menggunakan *relative humidity*, ϕ . Persamaan 2.9 menunjukkan persamaan untuk mendapatkan *relative humidity*, di mana p_g merupakan tekanan *saturated vapor* pada temperatur tertentu.

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \quad (2.9)$$

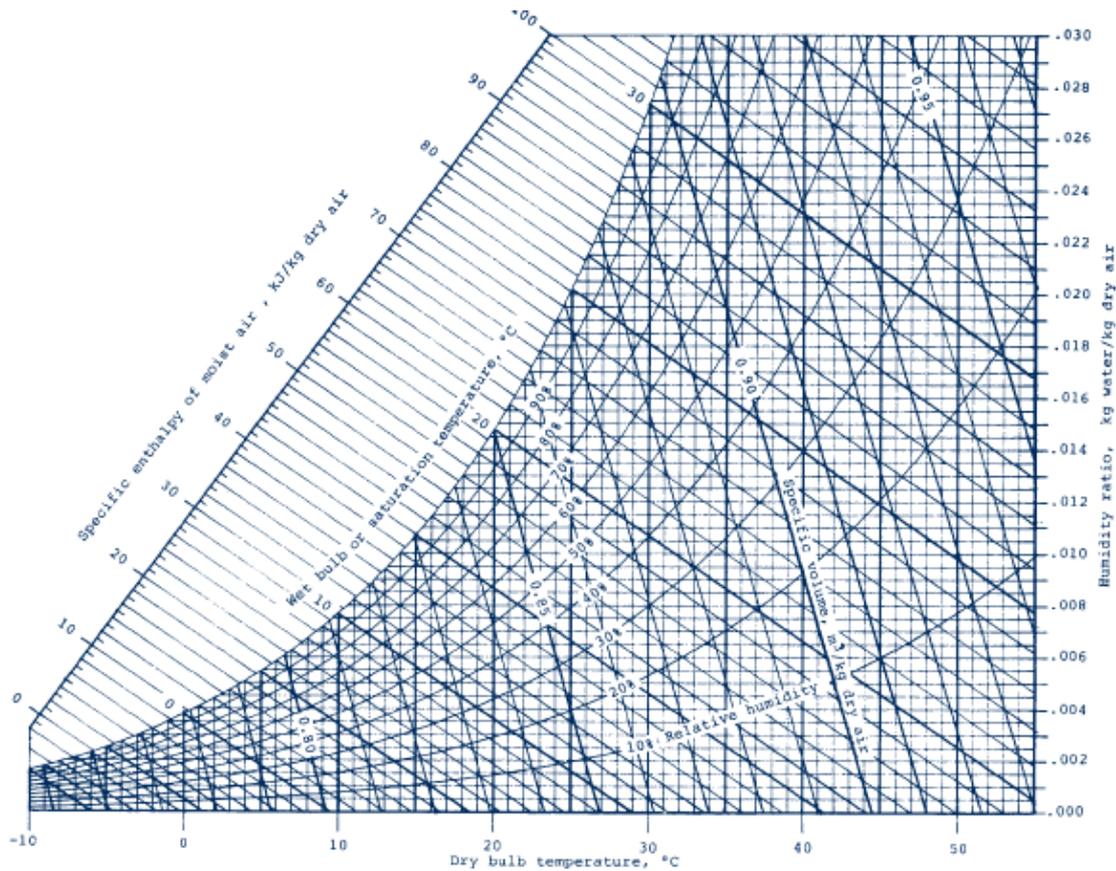
2.6. Psychrometric Chart

Menurut Moran et al. (2014), *psychrometric chart* merupakan grafik yang memuat berbagai properti udara. Properti ini meliputi *dry-bulb temperature*, *wet-bulb temperature* (T_{wb}), skala entalpi campuran per satuan massa udara kering, skala temperatur *dew point*, *specific humidity* (ω), *relative humidity* (ϕ), dan tekanan uap air dalam udara (p_v). Gambar 2.6 menunjukkan sebuah contoh *psychrometric chart*. Biasanya, grafik ini dibuat untuk untuk campuran udara bertekanan 1 atm, tetapi grafik untuk campuran udara bertekanan lain juga tersedia. Akan tetapi, apabila tekanan udara tidak berbeda jauh dengan 1 atm, grafik (Gambar 2.10) masih cukup akurat untuk digunakan dalam membantu berbagai analisis.



Gambar 2. 6 Contoh *Psychrometric Chart* (Barometric Pressure = 1 atm)

Sumber: Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (8th ed.). Wiley, p.766.



Gambar 2. 8 Psychrometric Chart untuk 1 atm (Satuan SI)

Sumber: Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (8th ed.). Wiley, p.1030.

2.7. Perpindahan Panas

Berdasarkan hukum-hukum termodinamika, dapat diketahui bahwa bentuk energi dapat dipindahkan dari sebuah sistem ke sistem lain sebagai konsekuensi dari perbedaan temperatur. Menurut Cengel & Ghajar (2015), cabang ilmu pengetahuan yang membahas tingkat perpindahan energi tersebut adalah perpindahan panas atau *heat transfer*. Peralatan seperti *boiler*, kondensor, radiator, pemanas, *furnace*, pendingin, dan *solar collector* dirancang menggunakan perpindahan panas sebagai prinsip utamanya.

2.7.1. Konduksi

Menurut Cengel & Ghajar (2015), Konduksi merupakan proses perpindahan energi dari partikel dengan energi tinggi ke partikel di dekatnya dengan energi lebih rendah. Perpindahan energi ini terjadi karena adanya interaksi antar partikel-partikel tersebut. Konduksi dapat

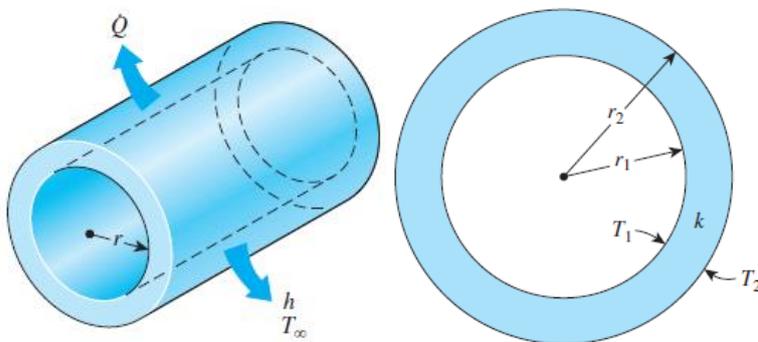
terjadi pada benda padat, cair, maupun gas. Pada gas dan cairan, konduksi terjadi karena tumbukan dan difusi antar molekul yang bergerak secara acak. Pada benda padat, konduksi terjadi karena getaran molekul dan perpindahan energi oleh elektron bebas.

Persamaan 2.10 menunjukkan *Fourier's law of heat conduction* (Hukum Fourier untuk konduksi panas). Pada persamaan tersebut, \dot{Q}_{cond} merupakan laju konduksi panas, k merupakan konduktivitas termal, A merupakan luas penampang konduktor, dan $\frac{dT}{dx}$ merupakan gradien temperatur. Relasi pada persamaan tersebut menyatakan bahwa laju konduksi panas pada sebuah arah berbanding lurus terhadap gradien temperatur pada arah tersebut. Oleh karena itu, tanda negatif pada persamaan tersebut digunakan untuk memastikan bahwa *heat transfer* pada arah sumbu x-positif selalu bernilai positif.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.10)$$

Persamaan 2.10 juga dapat diturunkan menjadi Persamaan 2.11 untuk mencari laju konduksi panas pada silinder, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.9. Pada persamaan 2.11, L merupakan panjang silinder, r_1 merupakan diameter dalam silinder, r_2 merupakan diameter luar silinder, T_1 merupakan temperatur permukaan dalam silinder, dan T_2 merupakan temperatur permukaan luar silinder. Aliran panas diasumsikan sebagai aliran satu dimensi, di mana panas mengalir searah dengan radius silinder. Kemudian, tidak ada *heat generation* pada silinder, dan konduktivitas termal bernilai konstan.

$$\dot{Q}_{cond} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (2.11)$$



Gambar 2. 9 Konduksi Satu Dimensi pada Silinder

Sumber: Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications* (5th ed.). McGraw-Hill Education, p.161.

2.7.2. Konveksi

Menurut Cengel & Ghajar (2015), konveksi merupakan proses transfer energi antara sebuah permukaan padat dengan cairan atau gas yang sedang bergerak didekatnya. Konveksi melibatkan efek gabungan dari konduksi dan gerakan fluida. Semakin cepat gerakan fluida, semakin besar pula laju perpindahan panas konveksi. Apabila tidak terdapat gerakan fluida yang signifikan (*bulk fluid motion*), perpindahan panas antara permukaan padat dan fluida didekatnya terjadi hanya murni dengan cara konduksi.

Persamaan konveksi paling sederhana dinyatakan menggunakan *Newton's law of cooling*, yang dituliskan pada Persamaan 2.12. Pada persamaan ini, h merupakan koefisien perpindahan panas konveksi (satuan $\frac{W}{m^2K}$ atau $\frac{Btu}{h.ft^2.^{\circ}F}$), A_s merupakan luas permukaan tempat terjadinya konveksi, T_s merupakan temperatur permukaan, dan T_{∞} merupakan temperatur fluida yang terletak sangat jauh dari permukaan. Pada permukaan, temperatur fluida sama dengan temperatur permukaan padat. Koefisien perpindahan panas konveksi (h) bukanlah properti dari fluida media konveksi, melainkan sebuah nilai yang ditentukan secara eksperimental, yang dipengaruhi oleh geometri permukaan, natur gerakan fluida, properti fluida, dan kecepatan gerakan fluida (*bulk fluid velocity*).

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.12)$$

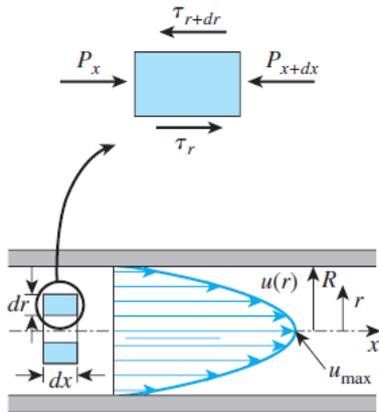
2.7.3. Aliran melalui Pipa

Subbab ini membahas aliran fluida pada pipa lurus dengan penampang lingkaran. Pada aliran ini, tidak ada pergerakan ke arah radial. Oleh karena itu, komponen kecepatan yang tegak lurus terhadap arah aliran bernilai nol di semua bagian pipa. Aliran ini juga diasumsikan *steady* dan sudah *fully developed*, sehingga tidak ada akselerasi. Gambar 2.10 menunjukkan *free-body diagram* aliran fluida melalui pipa.

Pada aliran melalui pipa, kecepatan aliran dalam pipa dinyatakan dalam Persamaan 2.13. Dari persamaan ini, didapatkan bahwa kecepatan maksimum aliran terjadi pada bagian tengah pipa ($r = 0$). Hal ini terjadi karena tidak adanya gesekan dengan permukaan dalam pipa di bagian tersebut. Dari sini, kecepatan maksimum didapatkan seperti yang dinyatakan pada Persamaan 2.14. Pada persamaan-persamaan ini, u merupakan kecepatan aliran, V_{avg} merupakan kecepatan rata-rata aliran, dan R merupakan radius dalam pipa.

$$u(r) = 2V_{avg} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (2.13)$$

$$u_{max} = 2V_{avg} \quad (2.14)$$



Gambar 2. 10 *Free-Body Diagram* Aliran Fluida melalui Pipa Lurus dengan Penampang Lingkaran
 Sumber: Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications* (5th ed.). McGraw-Hill Education, p.485.

Menurut Cengel & Ghajar (2015), karakterisasi *fully developed turbulent flow with smooth surfaces* dilakukan dengan mencari nilai *friction factor* (f), *Nusselt number* (Nu), dan *Prandtl number* (Pr). Ada lebih dari satu persamaan untuk mengkaitkan f , Nu , dan Pr . Persamaan 2.15 sampai dengan 2.18 menunjukkan relasi f , Nu , dan Pr untuk berbagai kasus.

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (2.15)$$

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{\frac{1}{3}} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (2.16)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad 0.7 \leq Pr \leq 160 ; Re > 10,000 \quad (2.17)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(\frac{2}{Pr^{\frac{2}{3}}-1}\right)} \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 ; 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \quad (2.18)$$

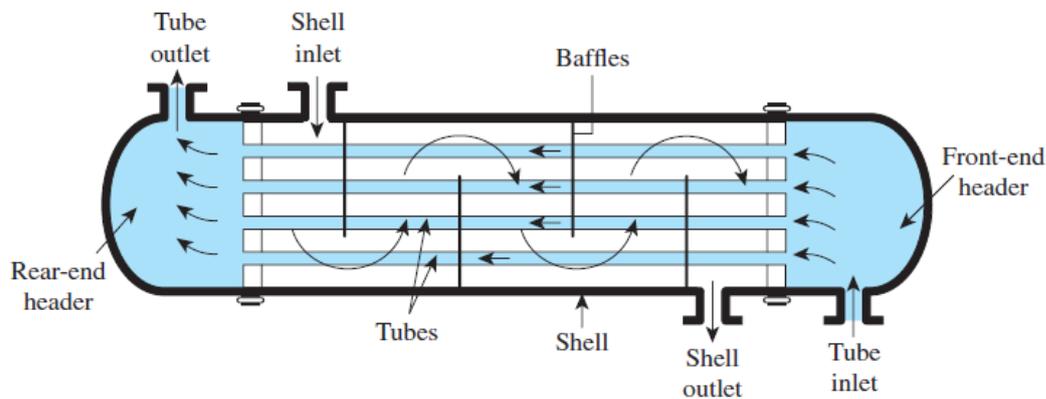
Re adalah *reynold's number*, yang dikalkulasi menggunakan Persamaan 2.19 sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho V_{avg} D}{\mu} \quad (2.19)$$

di mana ρ merupakan massa jenis fluida, V_{avg} merupakan kecepatan rata-rata aliran, D merupakan diameter dalam pipa, dan μ merupakan *dynamic viscosity*).

2.7.4. Heat Exchanger

Menurut Cengel & Ghajar (2015), *heat exchanger* adalah alat yang memfasilitasi pertukaran panas antara dua fluida dengan temperatur berbeda tanpa mencampur kedua fluida tersebut. Perpindahan panas pada *heat exchanger* melibatkan konveksi pada fluida dan konduksi melalui dinding yang memisahkan kedua fluida. *Heat exchanger* yang paling umum digunakan di dunia industri adalah *heat exchanger* jenis *shell and tube*, seperti terlihat pada Gambar 2.11. *Heat exchanger* jenis ini terdiri dari sejumlah pipa (*tubes*) yang diletakkan dalam sebuah cangkang (*shell*) dengan sumbu sejajar dengan cangkang tersebut. Kemudian, *baffles* dipasang untuk mengarahkan aliran fluida (sisi *shell*) agar bisa menyebrangi *shell* dan meningkatkan perpindahan panas.



Gambar 2. 11 *Heat Exchanger* Jenis *Shell and Tube*

Sumber: Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications* (5th ed.). McGraw-Hill Education, p. 652.

Analisis teoretis perpindahan panas *shell and tube* dapat dilakukan dengan menggunakan *effectiveness-NTU method*. Pertama, metode ini mendefinisikan *heat transfer effectiveness* (ε) sebagai rasio laju perpindahan panas aktual (\dot{Q}) terhadap laju perpindahan panas maksimum yang mungkin (\dot{Q}_{max}), yang dituliskan pada Persamaan 2.20.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.20)$$

Penentuan nilai \dot{Q}_{max} memerlukan temperatur *inlet* fluida panas ($T_{h,in}$) dan dingin ($T_{c,in}$), yang biasanya diketahui dalam suatu percobaan. Kemudian, penentuan nilai \dot{Q}_{max} juga memerlukan laju kapasitas panas minimum (C_{min}). Dari sini, didapatkanlah Persamaan 2.21.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.21)$$

Berikutnya, parameter yang diperlukan untuk menyelesaikan analisis ini adalah *Number of Transfer Units* (NTU), yang bersifat *dimensionless*. NTU dapat dikalkulasi menggunakan Persamaan 2.22, di mana U adalah *overall heat transfer coefficient* dan A_s adalah luas permukaan *heat transfer* pada *heat exchanger*.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.22)$$

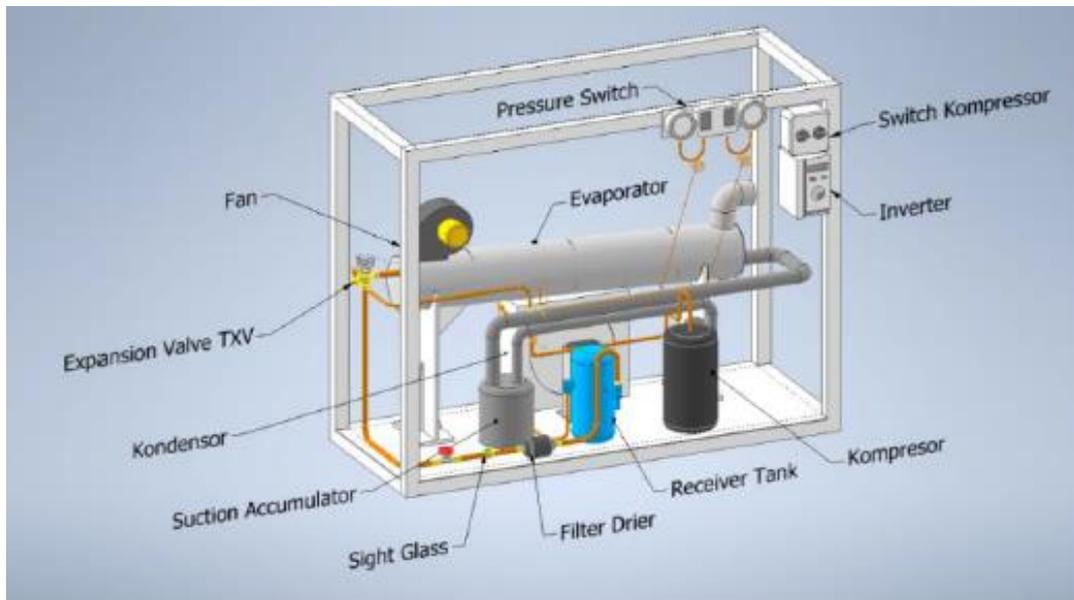
Selain NTU, parameter terakhir yang diperlukan adalah *capacity ratio* (c). Nilai c dapat dikalkulasi menggunakan Persamaan 2.23.

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.23)$$

Setelah melengkapi parameter-parameter yang ada, *effectiveness* pada *shell and tube* dapat dikalkulasi menggunakan Persamaan 2.24.

$$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU_1 \sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU_1 \sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1} \quad (2.24)$$

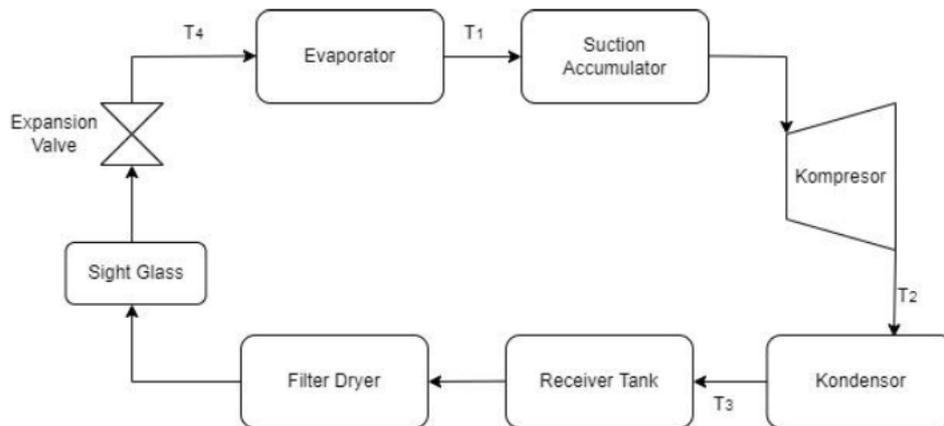
2.8. Prinsip Kerja Atmospheric Water Generator



Gambar 2. 12 Desain *Atmospheric Water Generator* | Putu Asli

Sumber: I Putu, K. S. S. (2021). *Analisa dan optimalisasi mesin produksi air dari udara atmosfer dengan sistem kompresi uap*. (Bachelor's thesis). Universitas Kristen Petra, p. 74.

Gambar 2.12 menunjukkan desain *atmospheric water generator* karya I Putu (2021). Pada gambar ini, terlihat berbagai komponen *atmospheric water generator*. Sistem refrigerasi mesin ini beroperasi dengan cara kerja *vapor-compression*. Kemudian, siklus refrigerasi yang terjadi pada mesin tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.13.



Gambar 2. 13 Siklus Refrigerasi *Atmospheric Water Generator*

Sumber: I Putu, K. S. S. (2021). *Analisa dan optimalisasi mesin produksi air dari udara atmosfer dengan sistem kompresi uap*. (Bachelor's thesis). Universitas Kristen Petra, p. 74.

Pertama, kompresor mengkompresi *refrigerant* (R-22) yang berbentuk gas hingga mengalami peningkatan tekanan dan temperatur. Kemudian, kondensor menurunkan temperatur *refrigerant* hingga berubah dari gas menjadi cair (*saturated liquid*). *Refrigerant* cair ini ditampung dalam *receiver tank* dan difiltrasi di *filter dryer*. Kemudian, *refrigerant* dialirkan menuju *expansion valve*, di mana tekanan dan temperatur *refrigerant* turun drastis sebelum memasuki evaporator.

Terakhir, *refrigerant* memasuki evaporator dan mengalami pertukaran panas dengan udara yang dipompa masuk ke dalam evaporator. Seperti pada *heat exchanger* jenis *shell and tube*, pipa tempat *refrigerant* merupakan *tube*, dan tempat udara mengalir merupakan *shell*. Karena perbedaan temperatur yang cukup drastis dalam evaporator, udara yang masuk mengalami kondensasi karena mencapai titik *dew point*. Air hasil kondensasi dari udara dikeluarkan dari evaporator, sedangkan *refrigeran* (berbentuk uap) kembali mengalir masuk ke kompresor.

2.9. Computational Fluid Dynamics

Menurut Tu et al. (2018), *Computational Fluid Dynamics* (CFD) adalah sebuah cabang ilmu yang mengintegrasikan ilmu mekanika fluida, matematika, dan *computer science* (informatika). Penggunaan CFD berfokus pada penyelesaian masalah mekanika fluida, yaitu ilmu yang mempelajari fluida yang bergerak dan bagaimana sifat-sifat fluida dapat mempengaruhi proses-proses seperti *heat transfer* dan juga reaksi kimia. Karakteristik fisik dari gerakan-gerakan fluida ini memerlukan persamaan-persamaan matematika dasar (biasanya dalam bentuk diferensial) yang menaungi proses-proses yang disimulasikan pada CFD. Terakhir, untuk menyelesaikan berbagai persamaan matematika tersebut, cabang ilmu *computer science* diperlukan untuk mengkonversi persamaan matematika menjadi program komputer menggunakan bahasa pemrograman tingkat tinggi.

CFD telah menjadi salah satu dari tiga metode atau pendekatan dasar dalam menyelesaikan permasalahan mekanika fluida dan perpindahan panas (*heat transfer*). Biasanya, desain berbagai peralatan dan proses industri yang melibatkan mekanika fluida dilakukan menggunakan dua cara yang tradisional, yaitu metode eksperimental dan metode analitis. Akan tetapi, dengan berkembangnya teknologi komputer, metode numerik (*computational*) menjadi sebuah solusi yang bisa digunakan. Walaupun metode analitis dan eksperimental masih banyak digunakan, tren menunjukkan bahwa CFD semakin diandalkan dalam berbagai keperluan desain industri, terutama apabila aliran fluida tergolong kompleks.

2.9.1. Persamaan yang Mendasari CFD

Secara fundamental, CFD didesain berdasarkan persamaan-persamaan dinamika fluida. Persamaan-persamaan tersebut merepresentasikan berbagai pernyataan matematis tentang hukum-hukum konservasi fisika. Subbab ini membahas persamaan-persamaan yang dibuat dengan mengikuti konsep-konsep fisika berikut:

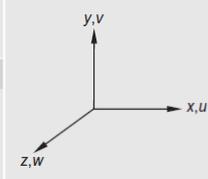
- Massa fluida kekal (*Mass is conserved*).
- Hukum kedua Newton, di mana laju perubahan momentum sama dengan jumlah gaya-gaya yang berlaku pada fluida.
- Hukum pertama termodinamika, di mana laju perubahan energi sama dengan jumlah laju penambahan panas dengan laju kerja yang diberikan pada fluida.

Sebagai rangkuman, Tabel 2.2 merangkum seluruh persamaan CFD utama untuk aliran *incompressible* pada koordinat Kartesian, dan Tabel 2.3 merangkum seluruh persamaan CFD utama untuk aliran *compressible* pada koordinat Kartesian.

Tabel 2. 2

Persamaan CFD *Incompressible Flow* pada Koordinat Kartesian

Mass conservation	
(m)	$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$
Momentum equations	
(M _x)	$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial u}{\partial z} \right] + \left(S_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + S'_u \right)$
(M _y)	$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(wv)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial v}{\partial z} \right] + \left(S_v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + S'_v \right)$
(M _z)	$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(uw)}{\partial x} + \frac{\partial(vw)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \left(S_w = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + S'_w \right)$
Energy equation	
(E)	$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + S_T$
Turbulence equations	
(k)	$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(uk)}{\partial x} + \frac{\partial(vk)}{\partial y} + \frac{\partial(wk)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\nu_T \partial k}{\sigma_k \partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\nu_T \partial k}{\sigma_k \partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\nu_T \partial k}{\sigma_k \partial z} \right] + (S_k = P - D)$
(ε)	$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial(u\epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(v\epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(w\epsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\nu_T \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\nu_T \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\nu_T \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial z} \right] + \left(S_\epsilon = \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P - C_{\epsilon 2} D) \right)$
where	$P = 2\nu_T \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \nu_T \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]$ and $D = \epsilon$

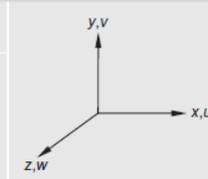


Sumber: Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (3rd ed.). Butterworth-Heinemann, p.110.

Tabel 2. 3

Persamaan CFD *Compressible Flow* pada Koordinat Kartesian

Mass conservation	
(m)	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$
Momentum equations	
(M _x)	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial z} \right] + \left(S_u = -\frac{\partial p}{\partial x} + S'_u \right)$
(M _y)	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial v}{\partial z} \right] + \left(S_v = -\frac{\partial p}{\partial y} + S'_v \right)$
(M _z)	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \left(S_w = -\frac{\partial p}{\partial z} + S'_w \right)$
Energy equation	
(E)	$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uh)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vh)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wh)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\mu_T \partial h}{Pr_T \partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\mu_T \partial h}{Pr_T \partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\mu_T \partial h}{Pr_T \partial z} \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + \Phi + S_T$
Turbulence equations	
(k)	$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wk)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\mu_T \partial k}{\sigma_k \partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\mu_T \partial k}{\sigma_k \partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\mu_T \partial k}{\sigma_k \partial z} \right] + (S_k = \rho(P - D))$
(ε)	$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\epsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\mu_T \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\mu_T \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\mu_T \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial z} \right] + \left(S_\epsilon = \rho \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P - C_{\epsilon 2} D) \right)$
where	$P = 2\mu_T \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu_T \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \mu_T \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} \rho \mu_T k \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)$ and $D = \epsilon$



Sumber: Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (3rd ed.). Butterworth-Heinemann, p.111.

2.9.1.1. Continuity Equation

Menurut Tu et al. (2018), Satu hukum konservasi yang berkaitan erat dengan aliran fluida adalah “zat tidak dapat diciptakan maupun dimusnahkan”. Oleh karena itu, massa yang terdapat pada suatu aliran fluida bersifat kekal. Persamaan 2.25 menunjukkan persamaan dasar hukum kekekalan massa pada mekanika fluida, yang kemudian dikembangkan menjadi persamaan-persamaan pada Tabel 2.2 (*incompressible flow*) dan Tabel 2.3 (*compressible flow*) pada bagian *mass conservation*. Persamaan dasar hukum kekekalan massa adalah sebagai berikut:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \mathbf{V}) = 0 \quad (2.25)$$

di mana \mathbf{V} merupakan kecepatan di titik manapun pada *flow field*, yang kemudian dideskripsikan menggunakan komponen kecepatan u , v , dan w seperti yang terlihat pada Tabel 2.2 dan 2.3.

2.9.1.2. Momentum Equation

Menurut Tu et al. (2018), *momentum equation* didapatkan dengan menerapkan Hukum kedua Newton (*Newton's second law of motion*), yang menyatakan bahwa jumlah gaya-gaya yang berlaku pada suatu elemen fluida sama dengan hasil perkalian antara massa dan akselerasi elemen tersebut. Kemudian, hukum kedua Newton dituliskan dalam Persamaan 2.26 sebagai berikut:

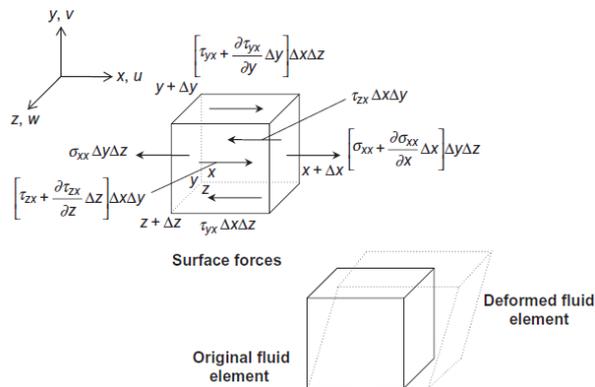
$$\Sigma F_x = m a_x \quad (2.26)$$

di mana F_x dan a_x merupakan gaya dan akselerasi ke arah sumbu-x. Percepatan ini merupakan turunan dari u (kecepatan arah sumbu-x) terhadap waktu, yang dinyatakan pada Persamaan 2.27 sebagai berikut:

$$a_x = \frac{Du}{Dt} \quad (2.27)$$

Gambar 2.20 menunjukkan gaya-gaya yang bekerja pada sebuah elemen fluida. Gambar tersebut juga menunjukkan bentuk asli (*original*) elemen dan juga bentuk terdeformasi (*deformed*) elemen. Elemen fluida mengalami deformasi karena adanya gaya permukaan (*surface forces*). Pada persamaan kekekalan momentum, laju kenaikan momentum (arah sumbu-x) dinyatakan dalam Persamaan 2.28 sebagai berikut:

$$\rho \frac{Du}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (2.28)$$



Gambar 2. 14 Ilustrasi Gaya-gaya yang Berlaku pada Sebuah Elemen Fluida

Sumber: Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (3rd ed.). Butterworth-Heinemann, p. 74.

Dalam konteks kekekalan momentum, ada dua macam gaya yang mempengaruhi laju perubahan momentum pada fluida, yaitu *body forces* dan *surface forces*. Tipe *body forces* yang bisa mempengaruhi laju perubahan momentum fluida adalah gaya gravitasi, gaya sentrifugal, gaya *Coriolis*, dan gaya elektromagnetik. Efek-efek yang disebabkan *body forces* ini biasanya dimasukkan ke dalam *momentum equation* sebagai tambahan sumber kontribusi *surface forces*. Berikutnya, *surface forces* pada komponen kecepatan *u* (lihat Gambar 2.14) terjadi karena adanya *normal stress* (σ_{xx}) dan *tangential stress* (τ_{yx} dan τ_{zx}) yang bekerja pada permukaan elemen fluida. Setelah mempertimbangkan semua ini, *momentum equation* (arah *x*, *y*, dan *z*) dimuat dalam Tabel 2.2 (aliran *incompressible*) dan Tabel 2.3 (aliran *compressible*).

2.9.1.3. Energy Equation

Menurut Tu et al. (2018), *energy equation* didapatkan berdasarkan Hukum Termodinamika I, seperti yang dapat dilihat kembali di subbab 2.1. Hukum termodinamika pertama menyatakan bahwa laju perubahan (*time rate*) energi sama dengan jumlah (*net*) panas yang ditambahkan pada sistem ditambah jumlah (*net*) kerja yang diberikan pada sistem. Persamaan dari Hukum Termodinamika I dapat diturunkan hingga menjadi bentuk seperti yang terlihat pada Tabel 2.2 dan 2.3 (lihat bagian *energy equation*). Tabel 2.2 memuat *energy equation* untuk aliran fluida *incompressible*, sedangkan Tabel 2.3 memuat *energy equation* untuk aliran fluida *compressible*.

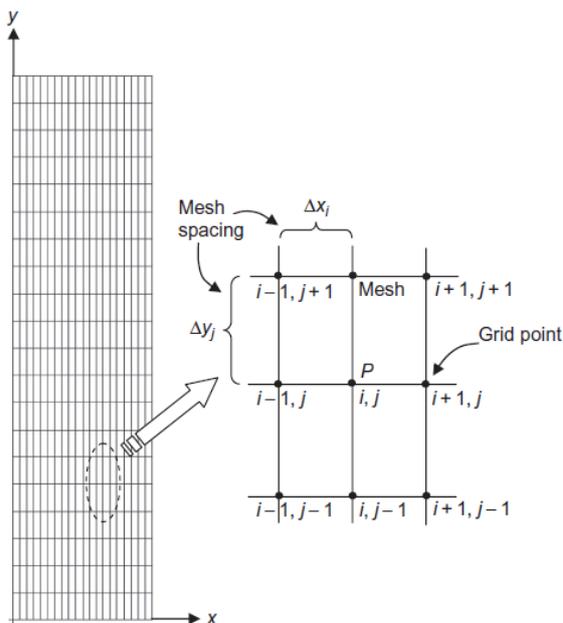
2.9.1.4. Meshing

Menurut Tu et al. (2018), *meshing* merupakan suatu pertimbangan penting dalam mendapatkan solusi numerik terhadap berbagai persamaan diferensial parsial yang mendasari penyelesaian CFD. *Meshing* adalah sebuah aspek penting dalam sebuah masalah numerik, di mana sebuah *mesh* aliran dapat menentukan sukses atau gagalnya mendapatkan solusi komputasional. Dalam konteks CFD, *mesh* ini sendiri adalah sebuah susunan titik-titik diskrit yang menyelimuti keseluruhan sebuah geometri. Selain sebagai alat pencarian solusi, *meshing* juga dapat dianggap sebagai sebuah syarat seni dan ilmiah apabila dilihat dari segi teknologi.

Secara umum, *mesh* dibagi menjadi 3 macam, yaitu:

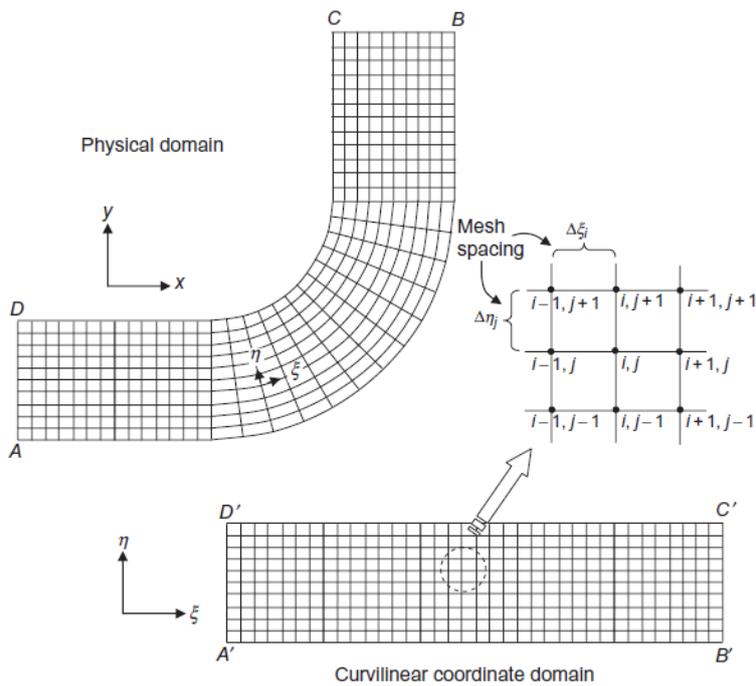
- *Structured Mesh* : *mesh* dengan jarak antar titik diskrit seragam
- *Body-Fitted Mesh* : *mesh* dengan jarak antar titik diskrit yang ditentukan menurut bentuk/geometri objek yang akan dianalisis
- *Unstructured Mesh* : *mesh* dengan susunan titik diskrit tidak terstruktur (biasanya *grid* berbentuk segitiga atau *tetrahedral*)

Gambar 2.15 menunjukkan ilustrasi *structured mesh*. Gambar 2.16 menunjukkan ilustrasi *body-fitted mesh*. Terakhir, Gambar 2.17 menunjukkan ilustrasi *unstructured mesh*.



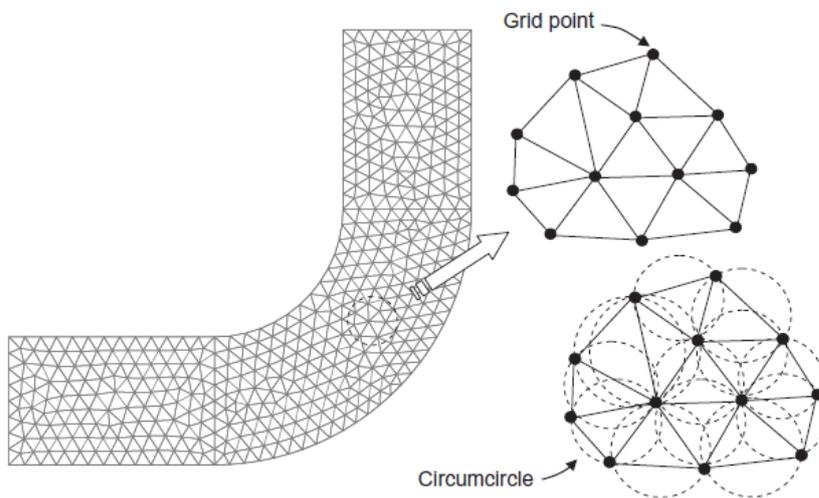
Gambar 2. 15 Ilustrasi *Structured Mesh*

Sumber: Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (3rd ed.). Butterworth-Heinemann, p. 128.



Gambar 2. 16 Ilustrasi *Body-Fitted Mesh*

Sumber: Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (3rd ed.). Butterworth-Heinemann, p. 130.



Gambar 2. 17 Ilustrasi *Unstructured Mesh*

Sumber: Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2018). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (3rd ed.). Butterworth-Heinemann, p. 133.

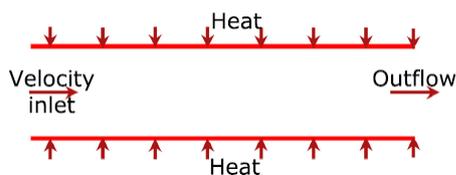
2.10. Literature Review Artikel Jurnal

Berikut ini adalah beberapa tinjauan literatur sebagai data pendukung penelitian ini. Tinjauan literatur ini dilakukan dengan mengumpulkan beberapa artikel jurnal yang berkaitan dengan topik penelitian.

2.10.1. CFD Multiphase Modelling pada Proses Evaporasi di Sebuah Circular Tube Horizontal

Mohammed et al. (2019) melakukan sebuah penelitian *CFD multiphase modelling* pada proses kondensasi dan evaporasi Aseton pada sebuah *circular tube* horizontal. Tinjauan literatur subbab ini berfokus pada proses evaporasi aseton, yang serupa dengan proses evaporasi refrigeran R-22 yang terjadi di evaporator *atmospheric water generator* penelitian ini. Pada penelitian Mohammed et al. (2019), *ANSYS Fluent* dengan metode *CFD finite volume* digunakan untuk memproduksi *volume of fluid* (VOF) dan campuran model aliran *multiphase*. Hal ini dilakukan untuk menginvestigasi evaporasi dan kondensasi aseton dalam *tube* tersebut.

Pada proses evaporasi, campuran aliran *multiphase* dengan model $k-\epsilon$ standar digunakan, kecepatan fluida masuk diatur (0.005, 0.01, 0.02, 0.04, dan 0.06 m/s), dan temperatur fluida masuk adalah konstan di 294 K ($\pm 21^\circ\text{C}$). Gambar 2.18 menunjukkan skema 2-dimensi dari domain komputasional dan *boundary condition* pada proses evaporasi. Pada gambar ini, tampak bahwa panas lingkungan diserap oleh fluida yang melewati *tube*, seperti yang terjadi pada evaporator *atmospheric water generator* yang akan dimodifikasi di penelitian ini.

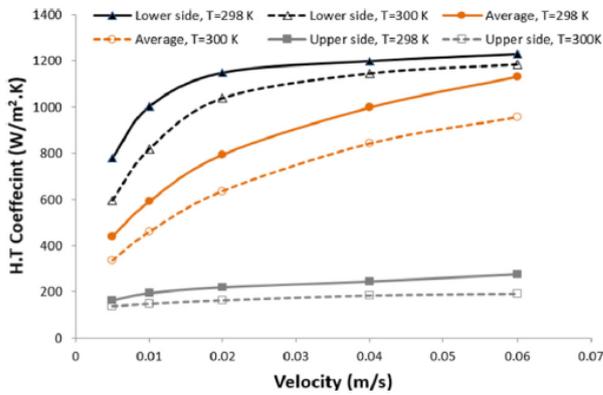


Gambar 2. 18 Skema Evaporasi Aseton pada *Circular Tube Horizontal*

Sumber: Mohammed, H. I., Giddings, D., & Walker, G. S. (2019). CFD multiphase modelling of the acetone condensation and evaporation process in a horizontal circular tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134(2019), p. 1161.

Hasil simulasi evaporasi Aseton pada *tube* horizontal dikumpulkan untuk dua temperatur dinding permukaan dalam *tube* berbeda (298 dan 300 K) dan beberapa kecepatan masuk berbeda-beda (0.005, 0.01, 0.02, 0.04, dan 0.06 m/s). Tiap simulasi evaporasi dijalankan selama 20 detik. Gambar 2.19 mengilustrasikan hubungan antara koefisien perpindahan panas, kecepatan bagian atas dan bawah *tube*, dan kecepatan rata-rata untuk campuran pada

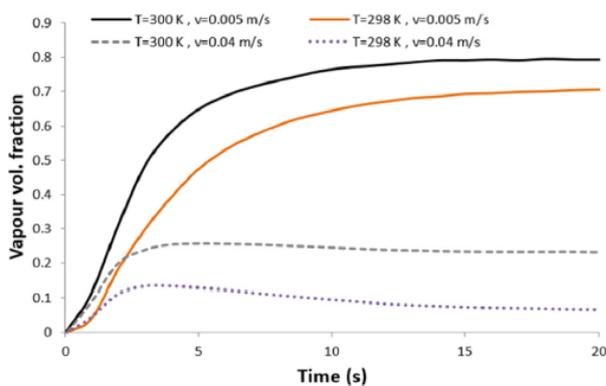
temperatur yang berbeda-beda. Investigasi efek kecepatan pada koefisien perpindahan panas ini penting untuk menambah pemahaman tentang laju produksi uap dan penyerapan panas dari lingkungan di luar pipa.



Gambar 2. 19 Grafik Hubungan Koefisien Perpindahan Panas dengan Kecepatan

Sumber: Mohammed, H. I., Giddings, D., & Walker, G. S. (2019). CFD multiphase modelling of the acetone condensation and evaporation process in a horizontal circular tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134(2019), p. 1165.

Berikutnya, Gambar 2.20 menunjukkan karakteristik produksi uap selama simulasi 20 detik tersebut. Waktu 20 detik ini cukup bagi aliran untuk mencapai level produksi uap yang stabil. Pada Gambar 2.20, terlihat jelas bahwa produksi (volumetrik) uap meningkat ketika temperatur dinding meningkat dan ketika kecepatan berkurang. Hal ini terjadi karena Aseton memiliki waktu yang cukup untuk mendapatkan panas lebih dan mengalami evaporasi.



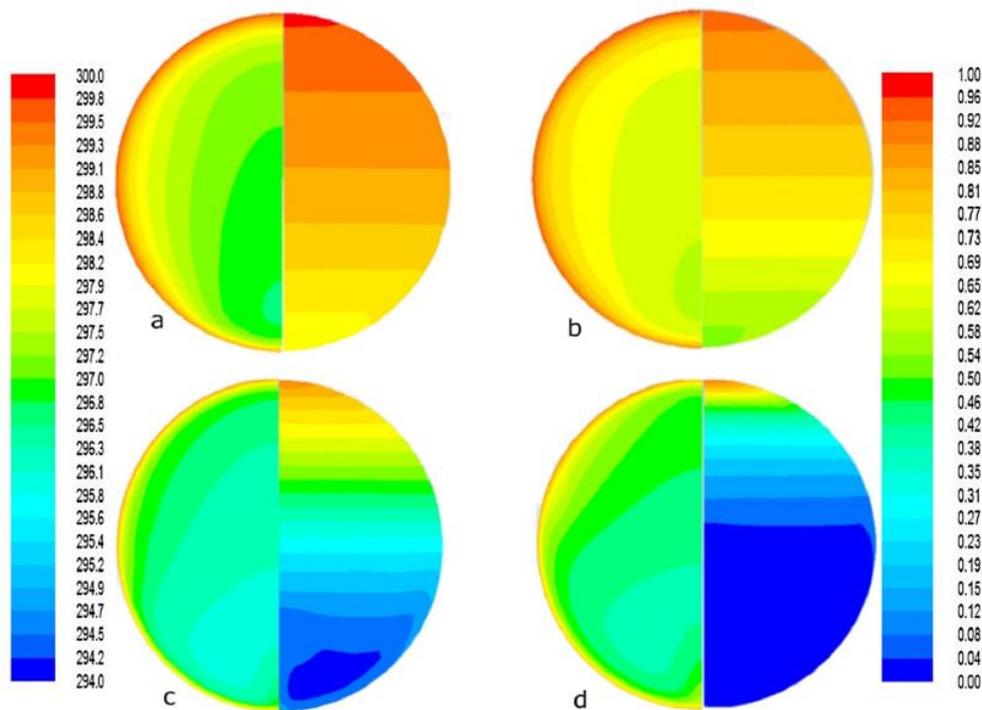
Gambar 2. 20 Grafik Hubungan Fraksi Volume Uap dengan Waktu Simulasi

Sumber: Mohammed, H. I., Giddings, D., & Walker, G. S. (2019). CFD multiphase modelling of the acetone condensation and evaporation process in a horizontal circular tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134(2019), p. 1165.

Kemudian, Gambar 2.21 menunjukkan *contour* distribusi fase uap (sisi kanan *tube*) dan temperatur (sisi kiri *tube*) pada kecepatan 0.005 dan 0.04 m/s, temperatur 298 dan 300 K di *cross section* bagian *outlet* pada t=20 detik.

Kesimpulan penelitian Mohammed et al. (2019) adalah sebagai berikut:

- Koefisien perpindahan panas pada proses evaporasi meningkat dengan kenaikan kecepatan aliran.
- Koefisien perpindahan panas pada bagian bawah *tube* jauh lebih tinggi daripada sisi atas *tube*, yang terisi dengan uap.
- Koefisien perpindahan panas meningkat dengan naiknya perbedaan temperatur antara aliran dengan dinding.
- Laju perubahan fase meningkat dengan berkurangnya kecepatan dan bertambahnya temperatur dinding (untuk kasus evaporasi).
- Fraksi volume uap meningkat dengan bertambahnya panjang pipa

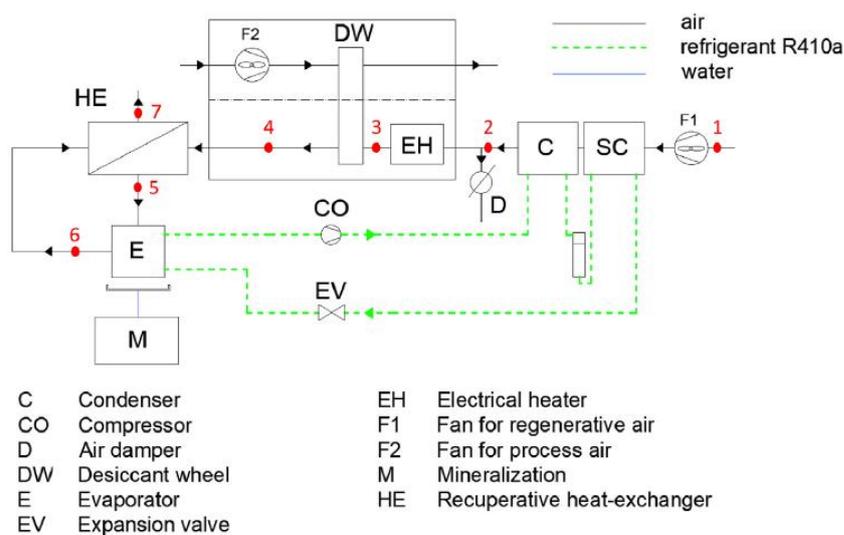


Gambar 2. 21 Grafik *Contour* Fase dan Temperatur pada t = 20 detik Simulasi

Sumber: Mohammed, H. I., Giddings, D., & Walker, G. S. (2019). CFD multiphase modelling of the acetone condensation and evaporation process in a horizontal circular tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134(2019), p. 1166.

2.10.2. Penggunaan *Atmospheric Water Generator (AWG)* di Wilayah dengan Iklim Kering

Untuk menyediakan cara alternatif penyediaan air bagi masyarakat yang tinggal di daerah dengan iklim kering (seperti padang gurun), Pokorny et al. (2022) merancang, membangun, dan menginvestigasi secara eksperimental sebuah prototipe *mobile autonomous atmospheric water generator* dengan ukuran 1 x 1.4 x 1 m. Prototipe dirancang dengan basis sistem *desiccant wheel (DW)*, di mana dua aliran udara diperlukan (aliran proses dan aliran regenerasi). *Desiccant wheel* yang digunakan berbahan *silica gel* dengan parameter: diameter luar 350 mm, diameter dalam 35 mm, lebar 65 mm, luas permukaan *channel* 408 mm², banyak *channel* ± 36,000 buah, dan total luas permukaan pertukaran panas sebesar 17.3 m². Proses ekstraksi air pada AWG direalisasikan menggunakan *Vapor Compression Cycle (VCC)* untuk mendinginkan aliran udara hingga mencapai temperatur lebih rendah daripada *dew point*. Gambar 2.22 menunjukkan skema sederhana AWG penelitian ini beserta komponen-komponennya.

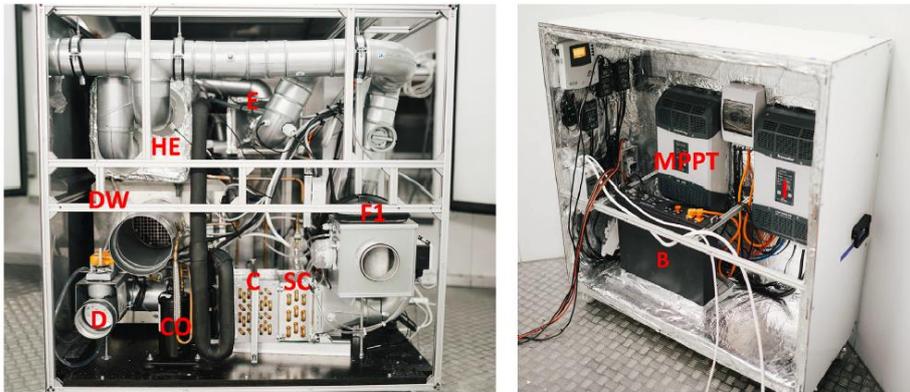


Gambar 2. 22 Skema Sederhana AWG dengan Sistem Pendingin VCC

Sumber: Pokorny, N., Shemelin, V., & Novotny, J. (2022, April 1). Experimental study and performance analysis of a mobile autonomous atmospheric water generator designed for arid climatic conditions. *Energy*, 250(2022), 123813. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123813>.

Perangkat AWG *autonomous* ini terdiri dari 2 (dua) kotak, B1 dan B2. Gambar 2.23(a) menunjukkan kotak B1 yang berisi seluruh komponen untuk mengekstrak air dari udara. Gambar 2.23(b) menunjukkan kotak B2 yang berisi perangkat *photovoltaic* untuk mengoperasikan kotak B1 secara *autonomous*. Akan tetapi, kotak B1 tetap bisa beroperasi

tanpa kotak B2 apabila menggunakan sumber daya listrik *grid*. Kemudian, ilustrasi model 3-dimensi prototipe keseluruhan ditunjukkan oleh Gambar 2.24.



Gambar 2. 23 (a) Kotak B1 dan (b) Kotak B2

Sumber: Pokorny, N., Shemelin, V., & Novotny, J. (2022, April 1). Experimental study and performance analysis of a mobile autonomous atmospheric water generator designed for arid climatic conditions. *Energy*, 250(2022), 123813, p. 4.



Gambar 2. 24 Model 3-Dimensi Prototipe AWG *Autonomous* dengan Sumber Tenaga Listrik *Photovoltaic*
Sumber: Pokorny, N., Shemelin, V., & Novotny, J. (2022, April 1). Experimental study and performance analysis of a mobile autonomous atmospheric water generator designed for arid climatic conditions. *Energy*, 250(2022), 123813, p. 4.

Uji coba kontinu dilakukan selama 4 jam untuk mengamati performa berbagai parameter AWG rancangan pada iklim kering dengan dua mode, yaitu mode 1 (menggunakan pemanas elektrik) dan mode 2 (tanpa pemanas elektrik). Uji coba ini didukung dengan simulasi AWG

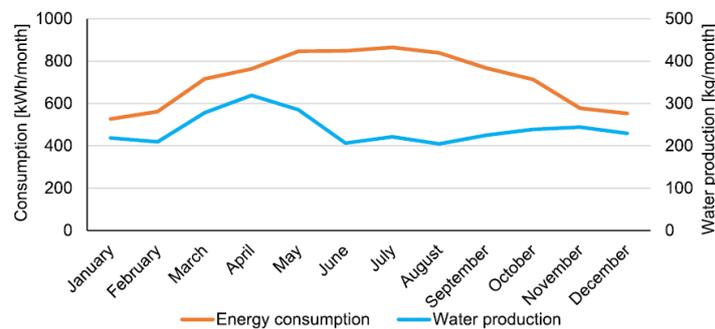
yang dijalankan di dua lokasi, yaitu Riyadh, Arab Saudi dan Tamanrasset, Algeria. Hasil analisis simulasi di dua lokasi tersebut dituangkan dalam Tabel 2.4. Kemudian, kemampuan produksi air dan penggunaan energi pada simulasi dengan iklim kota Riyadh ditunjukkan oleh Gambar 2.25.

Tabel 2. 4

Hasil Simulasi Satu Tahun AWG pada Kondisi Iklim Kota Riyadh dan Tamanrasset

Mode	Riyadh				Tamanrasset			
	DWHR		Energy consumption		DWHR		Energy consumption	
	kg/a	kg/day	kWh/a	kWh/day	kg/a	kg/day	kWh/a	kWh/day
1	2760	7.6	9612	26.3	2890	7.9	9977	27.3
2	2321	6.4	5853	16.0	2252	6.2	4839	13.3
3	2881	7.9	8580	23.5	2960	8.1	8720	23.9

Sumber: Pokorny, N., Shemelin, V., & Novotny, J. (2022, April 1). Experimental study and performance analysis of a mobile autonomous atmospheric water generator designed for arid climatic conditions. *Energy*, 250(2022), 123813, p. 10.



Gambar 2. 25 Produksi Air dan Konsumsi Energi AWG pada Iklim Kota Riyadh

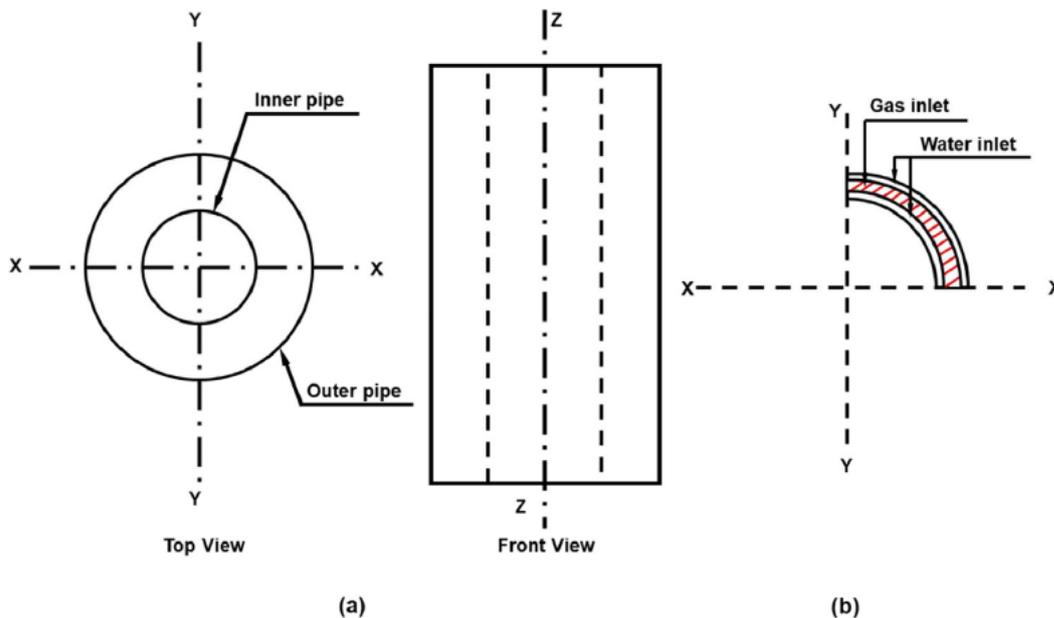
Sumber: Pokorny, N., Shemelin, V., & Novotny, J. (2022, April 1). Experimental study and performance analysis of a mobile autonomous atmospheric water generator designed for arid climatic conditions. *Energy*, 250(2022), 123813, p. 10.

Dari percobaan ini, kesimpulan yang dapat diambil adalah bahwa teknologi AWG dapat secara efektif mengekstrak air dari udara selama satu tahun operasi. Teknologi ini juga masih cocok digunakan di lokasi dengan iklim kering. Terlebih lagi, teknologi AWG ini dapat digunakan di berbagai daerah lain sebagai sumber air bersih fleksibel, terutama di daerah-daerah kekurangan air atau sumber tenaga listrik.

2.10.3. Pemodelan CFD pada Aliran Dua Fase di Sebuah *Annulus* Vertikal

Kiran et al. (2019) melakukan sebuah studi untuk menginvestigasi dan mendalami karakteristik aliran dua fase (*two-phase flow*) pada sebuah *annulus* menggunakan CFD dan pendekatan eksperimental. *Literature review* subbab 2.10.3 ini berfokus hanya pada analisis aliran dua fasa (gas dan cairan) yang dilakukan menggunakan CFD saja. Kecepatan gas *superficial* percobaan ini divariasikan dari 9.2 m/s hingga 47.2 m/s, di mana laju aliran *liquid* konstan. *Annulus* yang digunakan pada percobaan ini memiliki dimensi *test section* 35 mm x 82.5 mm, dengan panjang pipa total 5.5 m.

Dengan menggunakan *ANSYS Fluent* pada simulasi CFD, nilai *pressure drop*, *void fraction*, dan *flow regime* dapat ditentukan. Model VOF *multiphase* dan dua model turbulensi ($k-\varepsilon$ dan $k-\omega$) diimplementasikan dan dibandingkan hasilnya pada studi ini. Akan tetapi, panjang pipa yang digunakan dalam CFD ini hanyalah 2 meter saja, bukan 5.5 meter seperti di rancangan awal. Hal ini dilakukan untuk mengurangi beban komputasi CFD. Gambar 2.26(a) menunjukkan geometri *annulus*, dan Gambar 2.26(b) menunjukkan geometri aliran *inlet* untuk model CFD.



Gambar 2. 26 (a) Geometri *Annulus* dan (b) Geometri *Inlet Flow Model CFD*

Sumber: Kiran, R., Ahmed, R., & Salehi, S. (2019, October 18). Experiments and CFD modelling for two phase flow in a vertical annulus. *Chemical Engineering Research and Design*, 153(2020), p. 206.

Kesimpulan studi Kiran et al. (2019) adalah sebagai berikut:

- *Pressure gradient* dan *void fraction* meningkat dengan kenaikan *superficial gas velocity*.
- Peningkatan *superficial liquid velocity* menyebabkan kenaikan *pressure gradient* dan penurunan *void fraction*.
- Model $k-\varepsilon$ bekerja lebih baik pada *superficial gas velocity* rendah (kurang dari 19 m/s) dalam memprediksi *void fraction*, sedangkan Model SST $k-\omega$ bekerja secara lebih akurat pada kecepatan lebih tinggi (lebih dari 28 m/s).
- Pada *superficial gas velocity* tinggi (lebih dari 47 m/s), aliran didominasi oleh gas. Fase gas ini melakukan penetrasi dan menyebabkan erosi pada lapisan cair (*liquid film*) pada dinding dan menyebabkan hancurnya lapisan (*film*) dengan meningkatnya *superficial gas velocity* ini.