

Analisis Sistem Pendinginan Absorpsi pada Intake Udara PLTGU

Muhammad Nasution Pangestu

Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

e-mail: nasutionnp4@gmail.com

Abstrak—Performa turbin gas dapat bervariasi diakibatkan oleh banyak faktor. Salah satu faktor yang mempengaruhi performa turbin gas adalah temperatur udara lingkungan turbin gas. Salah satu cara untuk mendinginkan temperatur udara lingkungan turbin gas yaitu dengan menggunakan sistem pendinginan absorpsi. Penelitian ini bertujuan untuk melakukan analisis secara termodinamika sistem pendinginan absorption chiller *binary working fluid single effect water/lithium bromide* memanfaatkan *waste heat HRSG* dengan menggunakan bantuan *Software Solver* dan *Cycle Tempo*. *Software Solver* digunakan untuk menganalisis sistem pendinginan absorpsi dan *Cycle Tempo* digunakan untuk mensimulasikan sistem pembangkit listrik tenaga gas. Dilakukan variasi temperatur kondenser dan temperatur flue gas pada analisis sistem pendinginan absorpsi dengan nilai variasi masing-masing 30;35;40;45;50 dan 101;103;105;107;109 dan variasi skema operasi pembebanan pada simulasi sistem pembangkit listrik tenaga gas dengan nilai variasi 224MW; 323MW; 383MW; 480MW. Hasil analisis menunjukkan sistem pendinginan intake udara PLTGU memanfaatkan *waste heat HRSG* pada PLTGU UP IP Grati POMU menggunakan *absorption chiller* Kalt CHP 150. Sistem pendinginan berkapasitas 5272 kW dengan nilai COP sebesar 0,7357. Daya net turbin gas naik sebesar 8,07%.

Kata Kunci— *Absorption Refrigeration System, Air Intake Refrigeration, Combined Cycle Power Plant, Heat Recovery Steam Generator, Waste Heat.*

I. PENDAHULUAN

PERFORMA turbin gas dapat bervariasi diakibatkan oleh banyak faktor. Salah satu faktor yang mempengaruhi performa turbin gas adalah temperatur udara lingkungan turbin gas. Daya yang dihasilkan oleh turbin gas pada kondisi cuaca panas berkurang sebesar 20% [1]. Pengaruh temperatur udara lingkungan turbin gas berdampak pada output daya dan efisiensi sistem. Pada penelitian yang dilakukan oleh De Sa & Al Zubaidy pada tahun 2011, terjadi peningkatan keluaran daya turbin gas sebesar 31 MW dengan penurunan temperatur udara lingkungan dari 42°C ke 20°C [2]. Peningkatan temperatur udara lingkungan turbin gas akan mengurangi kepadatan udara sehingga massa aliran udara yang masuk akan berkurang. Selain itu, konsumsi daya kompresor akan meningkat sebanding dengan peningkatan temperatur udara lingkungan disebabkan kapasitas penyerapan turbin gas konstan sehingga tekanan sebelum turbin gas akan berkurang [3]. Salah satu cara untuk mendinginkan temperatur udara lingkungan turbin gas yaitu dengan menggunakan sistem pendinginan *absorption chiller*. Berbeda dengan siklus pendinginan kompresi uap pada umumnya yang menggunakan kompresor, *absorption chiller* memanfaatkan sumber energi panas sebagai input daya utama. Komponen utama dalam sistem pendinginan *absorption chiller* terdiri 4 bagian diantaranya generator/desorber, kondenser, evaporator, dan absorber [4]. Fluida kerja pada

sistem pendinginan *absorption chiller* berfungsi sebagai absorber dan refrigeran. Komposisi absorber dan refrigeran didasarkan fluida kerja yang dipakai. Jenis fluida kerja pada sistem pendinginan *absorption chiller* terdiri dari *binary, ternary, dan quaternary* [5].

Air standard brayton cycle atau lebih dikenal dengan siklus brayton seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1. adalah representasi yang disederhanakan dari keadaan yang dilewati oleh udara dalam siklus turbin gas yang terdiri dari kompresor, *combustion chamber*, dan turbin gas yang dirancang dengan menganggap udara buang turbin dikembalikan ke keadaan masuk kompresor dengan melewati penukar panas di mana pembuangan panas ke lingkungan terjadi [6]. Berikut ditunjukkan perpindahan panas energi yang terjadi pada kondisi *steady state* dapat diperoleh dengan mengurangi keseimbangan massa volume kontrol dan laju energi. Dengan asumsi turbin beroperasi secara adiabatik dan dengan efek energi kinetik dan potensial yang dapat diabaikan, kerja yang diperoleh per unit aliran massa adalah:

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad (1)$$

Dimana \dot{m} menunjukkan laju aliran massa. Dengan asumsi yang sama maka kerja kompresor per satuan massa yang mengalir adalah:

$$\frac{\dot{W}_C}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (2)$$

Dimana \dot{W}_C menunjukkan masukan kerja kompresor bernilai positif. Panas yang ditambahkan ke siklus per satuan massa adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \quad (3)$$

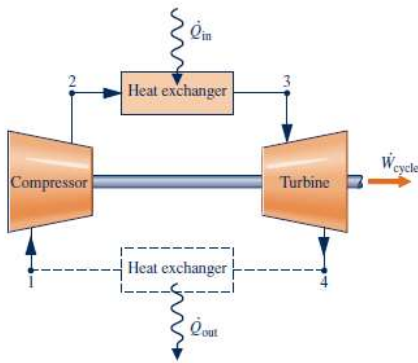
Panas yang dibuang per satuan massa adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \quad (4)$$

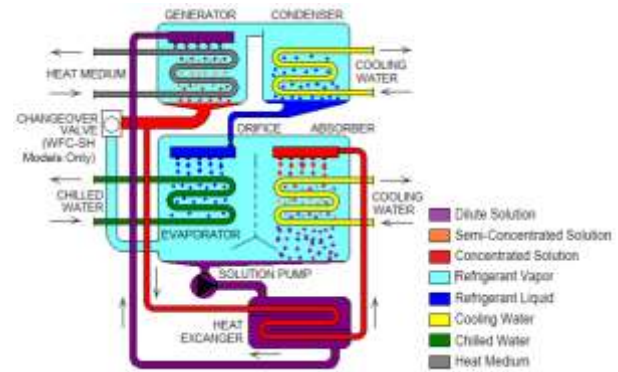
Dimana \dot{Q}_{out} bernilai positif. Efisiensi termal yang dihasilkan oleh Gambar 1 adalah:

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_C}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (5)$$

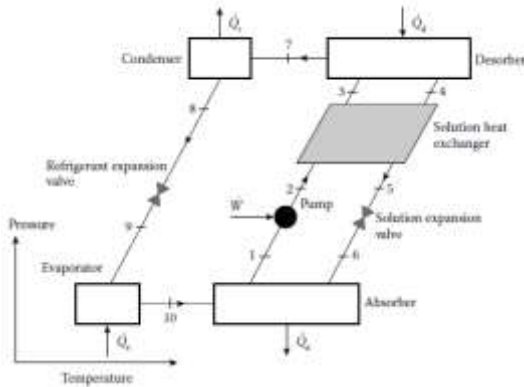
Heat Recovery Steam Generator (HRSG) adalah peralatan utama dari Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap yang berfungsi untuk memanfaatkan gas buang turbin gas untuk memproduksi uap bertekanan (khususnya *superheated steam*). Gas buang dari turbin gas yang temperaturnya masih tinggi (sekitar 550°C) dialirkan masuk ke HRSG untuk memanaskan air didalam pipa-pipa pemanas, kemudian gas buang ini dibuang ke atmosfer melalui cerobong dengan temperatur yang sudah rendah (sekitar 107°C) [3].



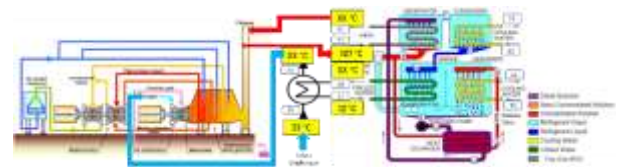
Gambar 1. Air standard gas turbine cycle.



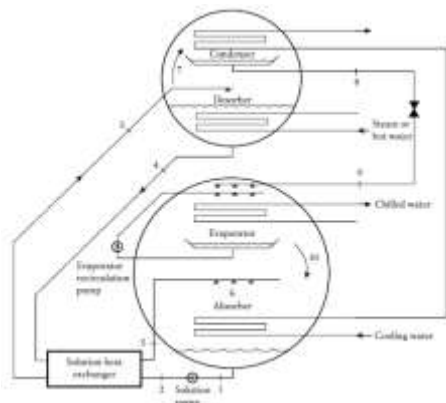
Gambar 4. Absorption chiller single effect water/lithium bromide.



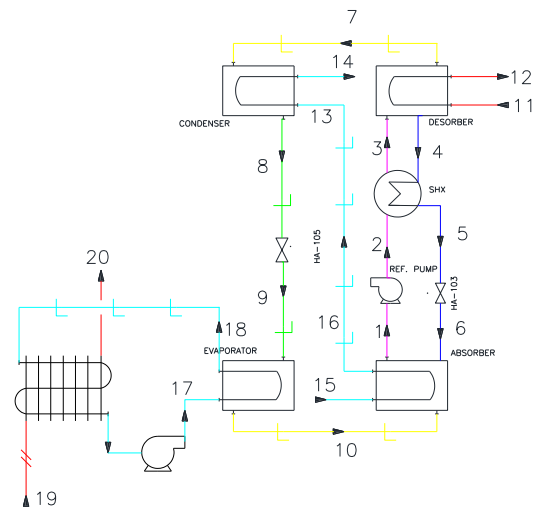
Gambar 2. Siklus skematik sistem single-effect water/lithium bromide absorption chiller.



Gambar 5. Perencanaan sistem pendinginan absorpsi.



Gambar 3. Perangkat skematik sistem single-effect water/lithium bromide absorption chiller.



Gambar 6. Siklus skematik perencanaan sistem pendinginan absorption chiller.

Siklus penyerapan *single effect water/lithium bromide* sebagai fluida kerja merupakan manifestasi paling sederhana dari teknologi *absorption and heat pump*. Skema siklus konfigurasi ini disajikan pada Gambar 2 dan skema perangkat disajikan pada Gambar 3. Komponen utama diberi label, dan titik status di garis penghubung diberi nomor titik status. Perangkat terdiri dari dua cangkang silinder, yang masing-masing menampung dua komponen yang beroperasi pada tekanan yang hampir sama. Misalnya, evaporator dan absorber berada di cangkang yang sama. Meskipun aliran dari evaporator ke absorber memerlukan perbedaan tekanan, sifat geometri yang terbuka meminimalkan perbedaan ini [7]. Pada kondisi *steady state*, laju aliran massa ke masing-masing komponen harus sama dengan nol. Karena diasumsikan bahwa tidak ada reaksi kimia yang terjadi antara air dan litium bromida, laju aliran massa masing-masing jenis fluida ke dalam komponen apapun juga harus nol. Karena ada dua

jenis komponen fluida (yaitu, air dan litium bromida), hanya ada dua timbangan massa independen. Sebagai contoh, perhatikan keseimbangan massa pada desorber, yang dapat dituliskan pada keseluruhan massa sebagai:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \tag{6}$$

Keseimbangan pada litium bromida, dengan asumsi bahwa uap yang meninggalkan desorber memiliki kandungan garam (litium bromide) nol, menghasilkan:

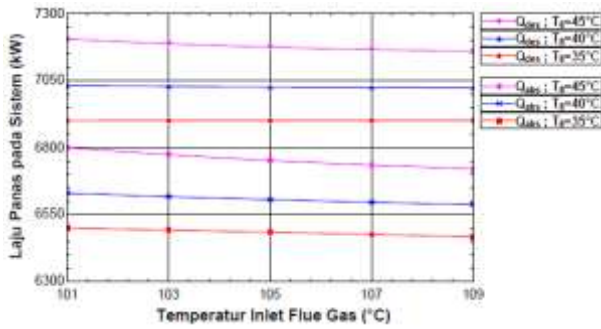
$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \tag{7}$$

Keseimbangan massa air dapat diperoleh dengan mengurangi persamaan 6 dari persamaan 7 untuk memperolehnya:

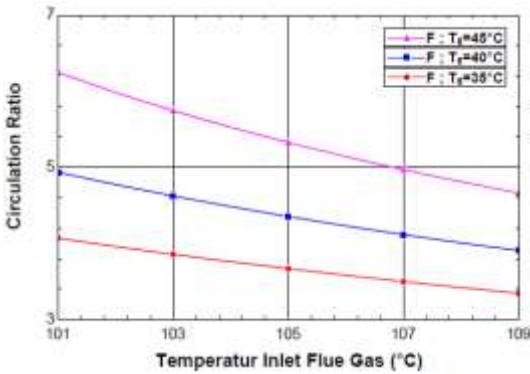
$$\dot{m}_3(1 - x_3) = \dot{m}_4(1 - x_4) + \dot{m}_7 \tag{8}$$

Parameter aliran massa lain yang terkadang berguna adalah rasio sirkulasi larutan, *f*. Untuk titik status pada Gambar 2, *f* dapat dinyatakan sebagai:

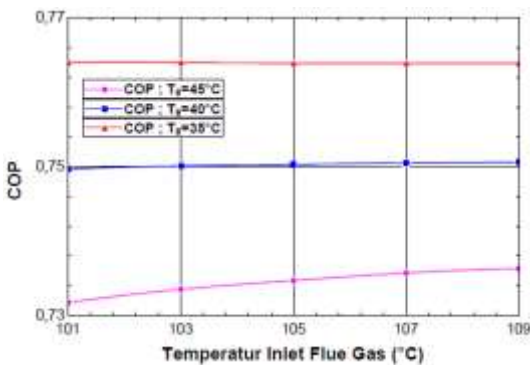
$$f = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{x_4}{x_3 - x_4} \tag{9}$$



Gambar 7. Pengaruh temperatur inlet *flue gas* terhadap laju panas pada komponen pendinginan absorpsi.



Gambar 8. Pengaruh-pengaruh temperatur inlet *flue gas* terhadap rasio sirkulasi fluida kerja sistem pendinginan absorpsi.



Gambar 1. Pengaruh pengaruh temperatur inlet *flue gas* terhadap nilai COP sistem pendinginan absorpsi.

Nilai *f* adalah nilai tipikal dan berguna ketika berhadapan dengan masalah desain. Keseimbangan energi pada evaporator dapat dituliskan dengan:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (10)$$

untuk kondensor:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_8h_8 \quad (11)$$

Keseimbangan energi pada desorber dapat dituliskan:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_3h_3 \quad (12)$$

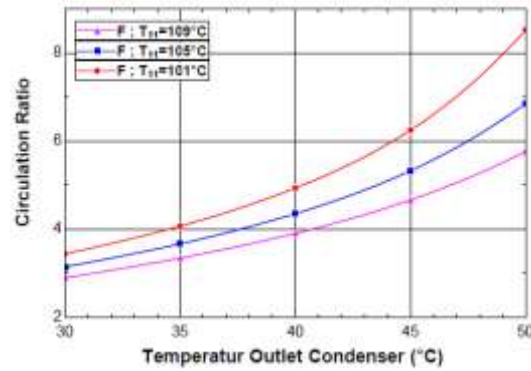
dan demikian pula untuk absorber:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (13)$$

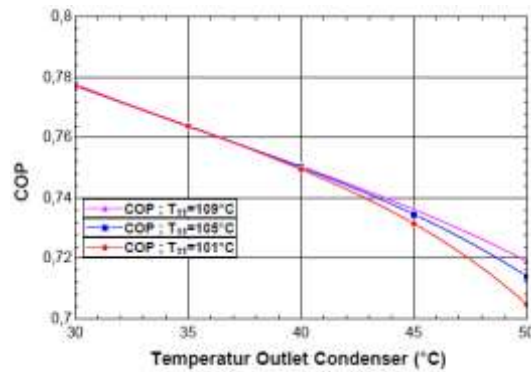
Keseimbangan energi pada sisi *heating* larutan penukar panas dapat dituliskan:

$$\dot{Q}_{hx-h} = \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5 \quad (14)$$

Pada sisi *cooling* larutan penukar panas dapat dituliskan:



Gambar 10. Pengaruh temperatur outlet kondensator terhadap rasio sirkulasi fluida kerja sistem pendinginan absorpsi.



Gambar 11. Pengaruh temperatur outlet kondensator terhadap nilai COP sistem pendinginan absorpsi.

$$\dot{Q}_{hx-c} = \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_2h_2 \quad (15)$$

Dimana $\dot{Q}_{hx-h} = \dot{Q}_{hx-c}$. Keseimbangan energi pada pompa dapat ditulis dengan cara yang sama seperti:

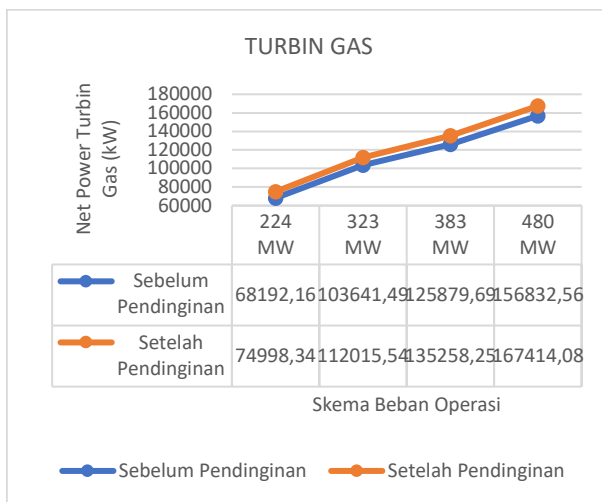
$$\dot{W}_p = \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_1h_1 \quad (16)$$

Setelah perpindahan panas di masing-masing komponen ditentukan, COP untuk pendinginan dapat dihitung:

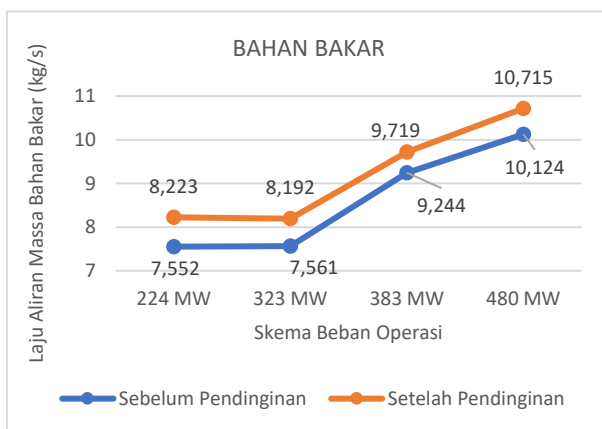
$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_d + \dot{W}_p} \quad (17)$$

Penelitian “*Energetic analysis of single stage lithium bromide water absorption refrigeration system*” yang dilakukan oleh Haresh A. Patel, L.N. Patel, Darshan Jani, dan Amit Christian [8] adalah tentang analisis energi secara detail pada *absorption chiller* dengan kapasitas pendinginan sebesar 140 kW. Analisis dilakukan menggunakan bantuan *software* MATLAB. Hasil menunjukkan rata-rata peningkatan nilai COP seiring dengan naiknya temperatur generator pada setiap variasi temperature condenser dan menunjukkan rata-rata penurunan nilai COP seiring dengan naiknya temperatur condenser pada setiap variasi temperature generator.

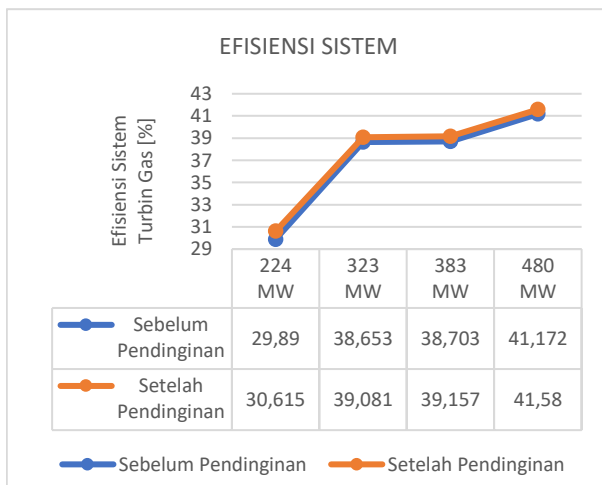
Penelitian tentang “*Compressor intake-air cooling in gas turbine plants*” yang dilakukan oleh Kakaras et al [9] menyajikan simulasi komputer tentang integrasi inovatif teknologi untuk mengurangi temperatur udara masuk turbin gas. Keuntungan besar dari jenis pendingin ini adalah bahwa udara masuk dapat didinginkan hingga temperatur tertentu dengan berbagai variasi temperatur udara sekitar. Oleh karena itu, keluaran daya dari pembangkit turbin gas dapat tetap konstan, terlepas dari kondisi udara sekitar. Chiller



Gambar 12. Perkiraan penambahan daya net turbin gas pada tiap skema beban operasi.



Gambar 13. Perkiraan penambahan laju bahan bakar pada tiap skema beban operasi.



Gambar 14. Perkiraan peningkatan efisiensi sistem PLTG pada tiap skema beban operasi.

absorpsi yang disimulasikan pada penelitian ini menggunakan larutan Li-Br dengan konsentrasi larutan densitas rendah 59% dan konsentrasi larutan densitas tinggi 64%. Chiller beroperasi antara tekanan tinggi 0,1 bar dan tekanan rendah 8 mbar dan COP-nya 0,77. Simulasi menunjukkan bahwa ada peningkatan yang cukup besar pada keluaran daya dari pembangkit listrik, sedangkan efisiensi terpengaruh secara merugikan.

Penelitian ini bertujuan untuk melakukan analisis secara termodinamika sistem pendinginan *absorption chiller* dengan

Tabel 1. Hasil analisis tiap keadaan pada perencanaan sistem pendinginan absorpsi

State	P (kPa)	T (°C)	m (kg/s)	x (%)	h (kJ/kg)
1	0,8726	35	13,56	55,7	49,03
2	9,59	35	13,56	55,7	49,03
3	9,59	67,66	13,56	55,7	123,8
4	9,59	107	11,29	66,91	185,8
5	9,59	60,95	11,29	66,91	98,62
6	0,8726	60,95	11,29	66,91	98,62
7	9,59	107	2,271	0	2649
8	9,59	45	2,271	0	167,5
9	0,8726	5	2,271	0	167,5
10	0,8726	5	2,271	0	2510
11	100,8	107	415,8		
12	100,8	89,94	415,8		
13	101,3	35,27	416,7		
14	101,3	39,14	416,7		
15	101,3	32	416,7		
16	101,3	35,27	416,7		
17	9,59	12	251,9		
18	0,8726	7,005	251,9		
19	101,3	33	409,5		
20	101,3	22,35	409,5		

Tabel 2. Hasil analisis kesetimbangan energi pada perencanaan sistem pendinginan absorpsi

Equipment	Power, Heat & Cooling Load	Unit
Desorber	7166	kW
Absorber	6735	kW
Kondenser	5705	kW
Evaporator	5272	kW
SHX	906,5	kW
Sol. Pump	0,074	kW

binary working fluid single effect water/lithium bromide. Analisis sistem disesuaikan pada Gambar 4. Sumber panas yang digunakan pada sistem pendinginan *absorption chiller* berupa gas buang dari *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) ditunjukkan pada Gambar 5. Gas buang dari HRSG PLTGU memiliki temperatur yang cukup tinggi sekitar 107 °C dengan laju aliran massa sekitar 415 kg/s. Gas buang dari HRSG PLTGU digunakan untuk memanaskan generator pada sistem pendinginan *absorption chiller* untuk menguapkan refrigeran dan memisahkannya dari absorber.

II. METODE PENELITIAN

Pada penelitian ini tahapan yang dilakukan oleh peneliti adalah sebagai berikut.

A. Studi Kasus

Pada penelitian tugas akhir ini, karakteristik dari fluida kerja pada pendinginan *absorption chiller single effect water/lithium bromide system* menyesuaikan data pada *Software Solver* yang dipakai. Selain itu, pemanfaatan *waste heat* juga harus disesuaikan dengan kebutuhan sistem pendinginan yang ada sehingga tidak mengganggu *existing system* pada HRSG. Pada penelitian ini, subjek yang dipakai adalah PLTGU Blok 2 IP UP Grati POMU.

Tabel 3.
Spesifikasi peralatan sistem pendinginan yang dipakai

Model	Unit	CHP150	
Cooling Capacity	USRT	1500	
	kW	5272	
Chilled Water	Temperature	In °C	12
		Out °C	7
	Flow Rate	m ³ /h	907
	Pressure Drop	kPa	10,2
Cooling Water	Temperature	In °C	32
		Out °C	37,5
	Flow Rate	m ³ /h	1500
	Pressure Drop	kPa	4,8
Exhaust Gas	Exhaust Gas Volume	kg/s	13,18
	Temperature	°C	450
Power Source	Absorbent Pump	kW	7,5
	Electricity	V;Hz	400;50

B. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Pengumpulan data diperoleh dari berbagai buku, jurnal dan penelitian tentang *absorption chiller single effect water/lithium bromide system* yang sudah pernah dilakukan sebelumnya baik dalam negeri maupun luar negeri. Dari pengumpulan data tersebut diperoleh karakteristik dari tiap *equipment* pada *absorption chiller single effect water/lithium bromide system* pada umumnya. Selain itu, data berupa laju panas buang dari turbin gas yang masuk ke HRSG dan debit udara lingkungan yang melalui sistem juga diperlukan untuk dapat mengetahui kebutuhan pendinginan.

C. Pemodelan Sistem Pendinginan Absorpsi dengan Software Solver dan Analisis Termodinamika

Tahapan ini dimulai dengan perancangan sistem pendinginan *absorption chiller* menggunakan EES dengan beberapa referensi desain *single effect water/lithium bromide system* yang sudah ada sebelumnya. Kemudian dilakukan uji coba (*trial-error*) untuk mendapatkan hasil yang tepat (konvergen) sesuai dengan batasan yang ada. Hasil dari analisis ini akan dijadikan *base case* yang selanjutnya akan dilakukan beberapa variasi.

D. Pemodelan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dengan Cycle Tempo

Tahapan ini dimulai dengan perancangan sistem pembangkit listrik tenaga gas menggunakan *Cycle Tempo*. Perancangan sistem dibuat untuk mengetahui efek temperatur udara lingkungan terhadap kerja sistem berupa hasil simulasi. Hasil simulasi yang didapatkan selanjutnya akan diolah dalam bentuk tabel dan grafik untuk mengetahui efek pendinginan udara lingkungan pada *intake* udara sistem PLTG terhadap kerja sistem PLTG.

E. Variasi Temperatur Flue Gas, Kondenser, dan Skema Beban Operasi PLTG

Selanjutnya dilakukan variasi pada temperatur kondenser dan temperatur *flue gas*. Variasi ini dilakukan untuk

mengetahui performa dari sistem pendinginan akibat 2 variabel tersebut. Kemudian pada sistem PLTG, dilakukan variasi skema beban operasi untuk mengetahui efek sistem turbin gas terhadap pendinginan yang telah dirancang.

F. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah didapatkan hasil simulasi dari *Software Solver* dan *Cycle*, hasil tersebut kemudian diolah dalam bentuk tabel maupun grafik. Langkah selanjutnya adalah mengambil kesimpulan mengenai variasi temperatur udara lingkungan dan temperatur desorber terhadap performa pendinginan *absorption chiller single effect water/lithium bromide system* pada *intake* udara PLTGU yang telah dibuat. Dari hasil tersebut kemudian disesuaikan dengan data *equipment absorption chiller* yang sudah ada dipasaran untuk penerapannya pada *intake* udara PLTGU.

G. Kesimpulan dan Saran

Hasil dari analisis akan disajikan dalam sebuah laporan yang disusun secara sistematis dan sesuai dengan laporan tugas akhir pada umumnya.

III. HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Parameter perencanaan sistem pendinginan *absorption chiller* didasarkan atas beberapa komponen. Pada penelitian ini, parameter yang ditetapkan adalah temperatur dan tekanan dimana *equipment* pada *absorption chiller* dianggap tetap. Diagram sistem perencanaan ditunjukkan pada Gambar 6 berikut.

A. Analisis Sistem Pendinginan Absorpsi

Tabel 1 menyajikan hasil analisis pada tiap keadaan di sistem pendinginan sesuai Gambar 6. Kemudian dari hasil analisis yang diperoleh, didapatkan laju panas dan kerja yang dihasilkan pada tiap *equipment* sistem pendinginan absorpsi yang disajikan pada Tabel 2.

Dari hasil analisis dengan bantuan *software solver* didapatkan nilai COP pada perencanaan sistem pendinginan absorpsi sebesar 0,7357.

B. Pemilihan Equipment Pendinginan Absorpsi

Setelah dilakukan analisis secara termodinamika pada tiap komponen, kemudian disesuaikan dengan katalog pendinginan absorpsi yang sudah ada dan terjual dipasaran. *Absorption chiller* yang dipilih adalah Kalt tipe CHP150. Spesifikasi *absorption chiller* Kalt tipe CHP150 disajikan pada Tabel 3.

C. Efek Variasi Temperatur Flue Gas dan Kondenser pada Sistem Pendinginan

Grafik dari hasil variasi temperatur *flue gas* dan temperatur outlet kondenser pada sistem pendinginan absorpsi disajikan pada Gambar 7 hingga Gambar 11.

Gambar 7 menunjukkan pengaruh temperatur inlet *flue gas* yang masuk ke desorber terhadap laju panas pada komponen sistem pendinginan absorpsi. Hasil menunjukkan kenaikan penurunan laju panas pada desorber dan absorber seiring dengan meningkatnya temperatur inlet *flue gas* dengan temperatur outlet kondenser konstan. Penurunan yang pada absorber terlihat lebih signifikan dibandingkan pada desorber. Kemudian Gambar 8 menunjukkan pengaruh temperatur inlet *flue gas* yang masuk ke desorber terhadap

rasio sirkulasi fluida kerja sistem pendinginan absorpsi. Hasil menunjukkan penurunan yang cukup signifikan seiring dengan meningkatnya temperatur inlet *flue gas* dengan temperatur outlet condenser konstan. Selanjutnya pada Gambar 9 menunjukkan pengaruh pengaruh temperatur inlet *flue gas* yang masuk ke desorber terhadap nilai COP sistem pendinginan absorpsi. Hasil menunjukkan kenaikan pada nilai COP seiring dengan meningkatnya temperatur inlet *flue gas* dengan temperatur outlet condenser konstan. Pada temperatur outlet condenser 35°C, terlihat tidak terjadi kenaikan nilai COP yang signifikan. Sedangkan pada temperatur outlet condenser tinggi pada nilai 45°C, kenaikan nilai COP terlihat cukup signifikan dengan rata-rata kenaikan sebesar 0,16%.

Gambar 10 menunjukkan pengaruh temperatur outlet kondensor terhadap rasio sirkulasi fluida kerja sistem pendinginan absorpsi. Hasil menunjukkan penurunan yang cukup signifikan seiring dengan meningkatnya temperatur outlet kondensor dengan temperatur inlet *flue gas* konstan. Pada temperatur inlet *flue gas* 101 °C, *trendline* rasio sirkulasi fluida menunjukkan kenaikan secara signifikan dengan rata-rata kenaikan sebesar 18,82%. Pada temperatur inlet *flue gas* 105 °C, *trendline* rasio sirkulasi fluida menunjukkan kenaikan yang lebih signifikan dengan rata-rata kenaikan sebesar 21,62%. Sedangkan pada temperatur inlet *flue gas* 110 °C, *trendline* rasio sirkulasi fluida menunjukkan kenaikan yang paling signifikan dengan rata-rata kenaikan sebesar 25,67%. Gambar 11 menunjukkan pengaruh temperatur outlet kondensor terhadap nilai COP sistem pendinginan absorpsi. Hasil menunjukkan penurunan yang cukup signifikan seiring dengan meningkatnya temperatur outlet kondensor dengan temperatur inlet *flue gas* konstan. Pada temperatur inlet *flue gas* 101 °C, *trendline* nilai COP menunjukkan penurunan yang signifikan dengan rata-rata penurunan sebesar 1,94%. Pada temperatur inlet *flue gas* 105 °C, *trendline* nilai COP menunjukkan penurunan yang lebih signifikan dengan rata-rata penurunan sebesar 2,1%. Sedangkan pada temperatur inlet *flue gas* 109 °C, *trendline* nilai COP menunjukkan penurunan yang paling signifikan dengan rata-rata penurunan sebesar 2,41%.

D. Efek Pendinginan Intake Udara terhadap Sistem Turbin Gas

Setelah diterapkan pendinginan *intake* udara pada sistem pembangkit listrik tenaga gas, hasil simulasi pada *cycle tempo* menunjukkan beberapa perubahan pada tiap unit blok 2 PLTGU IP UP Grati POMU dengan skema operasi PLTGU 3-3-1.

Gambar 12 menunjukkan peningkatan daya net turbin gas setelah proses pendinginan udara. Hasil menunjukkan rata-rata kenaikan daya net turbin gas pada tiap beban operasi. Ketika kerja kompresor tetap, maka daya net yang dihasilkan setelah pendinginan akan naik. Hal ini disebabkan karena massa udara yang dibawa kompresor meningkat disebabkan peningkatan densitas udara sehingga daya net turbin yang dihasilkan juga semakin besar. Pada beban 224 MW, daya net turbin gas setelah pendinginan naik sebesar 9,98%. Beban 323 MW memiliki kenaikan yang lebih rendah dari beban 224 MW yaitu sebesar 8,08%. Untuk beban 383 MW dan 480 MW, nilai kenaikan masing-masing sebesar 7,45% dan 6,75%. Gambar 13 menunjukkan peningkatan laju

aliran massa bahan bakar yang dibutuhkan sistem turbin gas setelah proses pendinginan udara. Hasil menunjukkan rata-rata penambahan bahan bakar pada tiap beban operasi. Hal ini disebabkan karena pembakaran yang terjadi pada *combustion chamber* meningkat akibat penambahan laju aliran massa udara sehingga kebutuhan bahan bakar untuk proses pembakaran juga ikut meningkat. Pada beban 224 MW, kebutuhan bahan bakar setelah pendinginan naik sebesar 8,89%. Beban 323 MW memiliki kenaikan yang lebih rendah dari beban 224 MW yaitu sebesar 8,35%. Untuk beban 383 MW dan 480 MW, nilai kenaikan masing-masing sebesar 5,14% dan 5,84%. Gambar 14 menunjukkan peningkatan efisiensi sistem turbin gas. Hasil menunjukkan rata-rata terjadi kenaikan efisiensi sistem pada tiap beban operasi setelah proses pendinginan. Pada beban 224 MW, efisiensi sistem turbin gas setelah pendinginan naik sebesar 2,43% dari sebelum pendinginan. Beban 323 MW memiliki kenaikan yang lebih rendah dari beban 224 MW yaitu sebesar 1,11%. Untuk beban 383 MW dan 480 MW, nilai kenaikan masing-masing sebesar 1,17% dan 0,99%.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian dan pembahasan dapat ditarik kesimpulan bahwa sistem pendinginan *intake* udara PLTGU memanfaatkan *waste heat* HRSG pada PLTGU UP IP Grati POMU menggunakan sistem sistem *single effect water/lithium bromide*. Komponen pendinginan absorpsi yang dipilih adalah Kalt CHP150 dengan kapasitas pendinginan sebesar 5272 kW. Nilai COP yang dihasilkan dari sistem pendinginan sebesar 0,7357. Semakin tinggi temperatur inlet *flue gas* dan semakin rendah temperatur outlet kondensor menghasilkan performa sistem pendinginan yang lebih optimal. Pendinginan *intake* udara PLTGU menyebabkan penambahan bahan bakar pada tiap skema beban operasi dengan nilai rata-rata penambahan sebesar 7,05%. Daya net yang dihasilkan turbin gas naik dengan rata-rata kenaikan sebesar 8,07%. Efisiensi sistem turbin gas juga meningkat dengan rata-rata peningkatan sebesar 1,43%.

UCAPAN TERIMA KASIH

Peneliti mengucapkan terima kasih pada Institut Teknologi Surabaya yang telah memberikan kesempatan untuk menyelesaikan penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. R. Majdi Yazdi, F. Ommi, M. A. Ehyaei, and M. A. Rosen, "Comparison of gas turbine inlet air cooling systems for several climates in Iran using energy, exergy, economic, and environmental (4E) analyses," *Energy Convers. Manag.*, vol. 216, no. May, p. 112944, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112944.
- [2] A. De Sa and S. Al Zubaidy, "Gas turbine performance at varying ambient temperature," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 14–15, pp. 2735–2739, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.04.045.
- [3] T. Ruseno, "Analisis Performance dan Efisiensi Thermal Turbin gas Untuk Pembangkit Tenaga Listrik," Indonesia Power, Jakarta, 2013.
- [4] B. Le Lostec, N. Galanis, and J. Millette, "Simulation of an ammonia-water absorption chiller," *Renew. Energy*, vol. 60, pp. 269–283, 2013, doi: 10.1016/j.renene.2013.05.027.
- [5] S. T. Kadam *et al.*, "Investigation of binary, ternary and quaternary mixtures across solution heat exchanger used in absorption refrigeration and process modifications to improve cycle performance," *Energy*, vol. 198, p. 117254, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117254.
- [6] D. C. Larson, C. B. Weinberger, A. Lawley, D. H. Thomas, and T. W.

- Moore, "Fundamentals of engineering energy," *Journal of Engineering Education*, vol. 83, no. 4, 1994, doi: 10.1002/j.2168-98301994.tb00126.
- [7] K. E. Herold, R. Radermacher, and S. A. Klein, *Absorption Chillers and Heat Pumps*, 2nd ed. CRC Press Inc, 2016, doi: 10.1201/b19625.
- [8] H. A. Patel, L. N. Patel, D. Jani, and A. Christian, "Energetic Analysis of Single Stage Lithium Bromide Water Absorption Refrigeration System," in *2016 International Conference on Innovations in Automation and Mechatronics Engineering (ICIAME 2016)*, India, vol. 23, pp. 488–495, 2016, doi: 10.1016/j.protcy.2016.03.054.
- [9] E. Kakaras, A. Doukelis, and S. Karellas, "Compressor intake-air cooling in gas turbine plants," *Energy*, vol. 29, no. 12-15 SPEC. ISS., pp. 2347–2358, 2004, doi: 10.1016/j.energy.2004.03.043.