

PEMODELAN SIKLUS TERMODINAMIK TURBIN GAS RGTT KOGENERASI

Oleh

Abdul Hafid

Pusat Teknologi Reaktor dan Keselamatan Nuklir

ABSTRAK

PEMODELAN SIKLUS TERMODINAMIK TURBIN GAS RGTT KOGENERASI. *High Temperature Gas-cooled Reactor (HTGR) cogeneration* yang selanjutnya disebut sebagai Reaktor Gas Temperatur Tinggi (RGTT) kogenerasi merupakan salah satu jenis reaktor daya maju. Reaktor ini diharapkan dapat digunakan untuk mengisi kekurangan listrik di daerah luar Jawa, Bali dan Madura karena dapat dirancang untuk kapasitas daya kecil sampai sedang. Dalam perancangan RGTT ini, pemodelan siklus termodinamik diperlukan untuk memprediksi spesifikasi temperatur masuk dan keluar komponen-komponen utama, seperti turbin, kompresor, *recuperator* dan sebagainya, serta pemilihan bahan teknis. Siklus termodinamik RGTT kogenerasi pada makalah ini adalah siklus langsung dengan menggunakan siklus Brayton jenis siklus tertutup. Fluida pendingin reaktor nuklir adalah gas helium yang juga digunakan sebagai fluida kerja pada sistem konversi energi listrik dan sekaligus sebagai sumber panas untuk pemurnian air sebagai bagian dari fungsi kogenerasi. Dalam perancangan reaktor RGTT ini, daya reaktor nuklir yang dihasilkan adalah 200 MWt. Daya termal tersebut dapat memanaskan gas helium hingga 900⁰C dengan tekanan 7 MPa. Panas gas helium pembangkit listrik yang digunakan untuk menggerakkan turbin gas adalah 850⁰C dengan laju alir 120 kg/det. Berdasarkan hasil perhitungan, dengan mengacu pada rasio tekanan turbin desain reaktor GTMHR sebesar 2,8, maka kerja turbin gas 200 MWt mencapai 216.904 kW. Hal ini menyebabkan daya kompresor yang dibutuhkan untuk LPC (*low pressure compressor*) adalah 61.671 kW dan HPC (*high pressure compressor*) 38.390 kW. Efisiensi siklus yang diperoleh mencapai 33,45% dengan daya listrik yang dapat diperoleh mencapai 117 MW.

Kata kunci: siklus temodinamika, turbin gas, RGTT200K, rasio tekanan, efisiensi siklus.

ABSTRACT

MODELING OF THERMODYNAMIC CYCLIC FOR HTGR COGENERATION GAS TURBINE. *High temperature Gas cooled Reactor (HTGR) cogeneration is one type of nuclear power plants (NPP). The reactor is able to be used to supply the shortage of electricity in areas outside Java, Bali and Madura islands because it can be designed for the production of small to medium power capacity. In the design, modeling of the thermodynamic cycle is needed to predict the input and output temperature specifications of components, such as turbines, compressors, recuperator, etc., and for the selection of technical materials. Thermodynamic cycle HTGR cogeneration in this paper is a direct cycle using a closed – cycle of Brayton Cycle. The cooling fluid is helium gas which is also used as the working fluid in electrical energy conversion systems as well as a heat source for water purification as part of cogeneration function. In the nuclear reactor power generated is 200 MWt. The thermal power can be heated up to 900⁰C with helium gas pressure is 7 MPa. The thermal plant of helium gas used to drive a gas turbine is 850⁰C with a flow rate is 120 kg/sec. Based on the calculations, with refer to turbine pressure ratio (r_p) from GTMHR ($r_p=2,8$), the work of gas turbine is 200 MWt is 216,904 kW. Compressor power required for the low pressure compressor (LPC) is 61,671 kW and high pressure compressor (HPC) is 38,390 kW. The results showed that cycle efficiency is 33.45% with the electriced power is 117 MW.*

Key word: thermodynamic cycle, gas turbine, RGTT200K, pressure ratio, cycle efficiency

PENDAHULUAN

High Temperature Gas-cooled Reactor (HTGR) yang selanjutnya disebut sebagai Reaktor berpendingin Gas Temperatur Tinggi (RGTT) merupakan salah satu jenis pembangkit listrik tenaga nuklir (PLTN). Kapasitas daya listrik RGTT dapat dirancang untuk daya listrik kecil sampai sedang sehingga sangat cocok memenuhi kebutuhan energi di daerah-daerah atau pulau-pulau berpenduduk sedikit dengan usaha industri yang terbatas yang konsumsi energi listriknya belum tinggi. Oleh karena itu, reaktor jenis ini sangat cocok dan dibutuhkan untuk wilayah Indonesia di luar Jawa – Bali – Madura.

RGTT menggunakan gas yaitu Helium (He) sebagai pendingin, yang merupakan ciri khas yang membedakannya dengan jenis PLTN lainnya, serta konstruksi teras yang didominasi oleh moderator grafit. Ada dua tipe bahan bakar RGTT yang dikenal di dunia sampai saat ini. Tipe pertama adalah bahan bakar berbentuk *prismatic block* yang telah digunakan di RGTT Fort St. Vrain, Colorado USA maupun pada RGTT Peach Bottom Atomic Power Station Unit No. 1, juga di USA^[1]. Tipe kedua adalah berbentuk bola (*Pebble Bed*) yang telah digunakan di RGTT AVR THTR – 300 di Jerman dan PBMR di Afrika Selatan^[2].

Pemodelan rancangan reaktor perlu dibuat sebelum perencanaan teknis. Tujuan pemodelan adalah untuk merancang komponen-komponen utama yang diperlukan dari pendekatan teoritis pada sistem yang direncanakan.

Pada perencanaan sistem konversi energi perencanaan diawali dengan pemodelan siklus termodinamik. Pada makalah ini pembahasan difokuskan pada pemodelan siklus termodinamik RGTT. Model siklus termodinamik yang sesuai untuk RGTT adalah siklus termodinamik. Ada 2 bentuk siklus Brayton yaitu siklus terbuka dan siklus tertutup. RGTT menggunakan gas helium sebagai pendingin bersirkulasi secara terus menerus pada suatu rangkaian tertutup dan tidak ada yang dilepas ke lingkungan.

Pada siklus termodinamik RGTT sistem pembakaran (*combustion system*) merupakan bagian terpisah. Sumber panas untuk memanaskan gas helium berasal dari reaktor nuklir. Pemodelan siklus termodinamik yang dirancang merupakan bentuk RGTT kogenerasi. Temperatur gas helium yang keluar dari reaktor nuklir dirancang mencapai 900⁰C. Gas helium kemudian dimanfaatkan untuk produksi gas hidrogen yang membutuhkan temperatur gas helium 900⁰C. Pengaturan panas dari 900⁰C menjadi 850⁰C menggunakan IHX (*intermediate heat exchanger*). Kemudian gas helium dengan panas rata-rata 850⁰C dan tekanan 7 MPa dialirkan untuk menggerakkan turbin gas. Setelah memutar turbin gas maka temperatur gas helium turun hingga mencapai temperatur 700⁰C dengan tekanan yang lebih rendah dari tekanan masuk. Gas helium selanjutnya dilepas ke *recuperator* dan *precooler* untuk didinginkan sehingga dapat digunakan untuk kebutuhan pemurnian gas helium dan desalinasi air laut. Gas helium kemudian dimasukkan ke kompresor tekanan rendah sehingga tekanan dan temperaturnya dapat naik.

Kemudian dimasukkan ke kompresor tekanan tinggi hingga dapat diperoleh tekanan rata lebih dari 7 MPa dan temperatur 140°C . Gas helium kemudian dilewatkan ke *recuperator* untuk menaikkan temperaturnya hingga 550°C dengan tekanan yang tetap untuk kemudian masuk kembali ke teras reaktor.

Siklus helium dari IHX hingga kembali ke IHX merupakan satu siklus. Agar desain sistem dapat dibuat terstruktur dan terukur maka perlu dibuat suatu rancangan sistem termodinamik dalam bentuk pemodelan siklus termodinamik perhitungan turbin gas reaktor gas temperatur tinggi (RGTT). Dengan adanya pemodelan termodinamik tersebut maka tiap-tiap komponen akan dirancang sesuai dengan kebutuhan yang diharapkan. Dengan demikian tujuan dari penulisan makalah ini adalah untuk memperoleh data model siklus termodinamik turbin gas RGTT kogenerasi guna mendukung konseptual sistem energi nuklir (SEN) kogenerasi berbasis RGTT dengan daya 200 MWt. Semua komponen utama SEN kogenerasi meliputi, reaktor, IHX, turbin gas, kompresor dan rekuperator serta unit produksi hidrogen dan instalasi desalinasi dimodelkan dalam bentuk blok diagram untuk kebutuhan proses desain selanjutnya.

TEORI DASAR

Siklus termodinamik yang menggunakan turbin gas sebagai mesin konversi energi merupakan Siklus Brayton. Sekema pemodelan siklus termodinamiknya ditunjukkan pada Gambar 1 dalam bentuk diagram tekanan (P) terhadap volume (V) atau temperatur (T) terhadap entropi (s) atau keduanya^[3].

Ada dua jenis sistem turbin gas, yaitu sistem turbin gas terbuka dan sistem turbin gas tertutup. Pada sistem turbin gas terbuka fluida kerja yang digunakan adalah udara. Oleh karena itu fluida kerja dapat masuk dan keluar sistem ke lingkungan secara bebas. Ruang bakar pada turbin gas terbuka menyatu dengan sistem turbin gas. Turbin gas sistem terbuka banyak digunakan untuk mesin pesawat terbang. Sedangkan pada sistem turbin gas tertutup fluida kerja yang digunakan pada sistem turbin gas tertutup ruang bakar terpisah dari sistem turbin. Oleh karena itu sistem turbin gas tertutup digunakan untuk pembangkit tenaga listrik. Pemodelan sistem turbin gas terbuka dan yang tertutup siklus ideal Brayton ditunjukkan pada Gambar 2 dengan diagram siklus termodinamik seperti pada Gambar 1.

Pada turbin gas, daya yang dihasilkan turbin sebagian untuk menggerakkan generator dan sebagian lagi untuk menggerakkan kompresor dengan perbandingan daya turbin:kompresor:generator berkisar 3:2:1. Maka agar dapat memutar generator listrik 1000 kW turbin harus memiliki daya 3000 kW karena kompresor membutuhkan daya 2000 kW. Oleh karena itu, turbin harus mempunyai efisiensi yang tinggi selain masalah teknologi panas pada turbin dan kompresor.^[4]

Pemakaian gas helium selain sebagai fluida kerja juga sekaligus sebagai pendingin reaktor gas temperatur tinggi (RGTT). Pada siklus ideal Brayton siklus tertutup, fluida kerja dapat kembali setelah satu siklus penuh. Proses siklus ideal dapat berlangsung dengan langkah: 1 - 2 kompresi isentropik yang berlangsung pada

kompresor, 2 – 3 pemasukan panas pada tekanan konstan, 3 – 4 ekspansi isentropik yang berlangsung di dalam turbin dan 4 – 1 proses pembuangan panas pada tekanan konstan sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 1.

Proses kesetimbangan energi untuk proses aliran *steady* sebagai dasar satuan massa sebagai:

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{masuk} - h_{keluar} \dots \dots \dots (1)$$

dimana q_{in} adalah panas spesifik masuk, q_{out} panas spesifik keluar, w_{in} kerja spesifik masuk dan w_{out} kerja spesifik keluar, h_{masuk} adalah masuk dan h_{keluar} entalpi keluar.

Oleh karena itu perpindahan panas pada dan dari fluida kerja adalah

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \dots \dots \dots (2)$$

dan

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \dots \dots \dots (3)$$

dimana h adalah entalpi di tiap-tiap titik dan T adalah temperatur di tiap-tiap titik, dan c_p adalah kapasitas panas spesifik dari gas helium. Sehingga kesetimbangan energi siklus termal merupakan kerja bersih (*netto*) yang diperoleh dihitung dengan persamaan:

$$W_{net} = q_{in} - q_{out} \dots \dots \dots (4)$$

dengan h_1, h_2, h_3, h_4 adalah entalpi di titik 1, 2, 3 dan 4, sehingga efisiensi termal siklus Brayton ideal diperoleh sebagai:

$$\eta_{th \text{ Brayton}} = w_{net} / q_{in} = 1 - (q_{out} / q_{in}) \dots \dots \dots (5)$$

Selanjutnya, proses 1 – 2 dan 3 – 4 pada Gambar 3 dirumuskan sebagai :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

dan

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (6)$$

Dengan $P_2/P_1 = r_p$ yang merupakan rasio kompresi gas dan $(c_p / c_v) = k$. Dalam hal ini c_p ,

c_v masing – masing merupakan konstanta panas spesifik pada tekanan konstan dan konstanta panas spesifik pada volume konstan. Sehingga efisiensi termal siklus Brayton ideal secara sederhana dapat dirumuskan menjadi:

$$\eta_{th \text{ Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \dots \dots \dots (7)$$

Apabila diperhitungkan dari hasil kerja turbin dan kompresor maka efisiensi termal Brayton ($\eta_{th \text{ Brayton}}$) dapat juga dirumuskan sebagai hasil kerja turbin (W_{turbin}) dikurangi hasil kerja kompresor ($W_{kompresor}$) dibagi dengan jumlah panas yang dimasukkan (Q_{in}). Hal ini dapat dirumuskan sebagai:

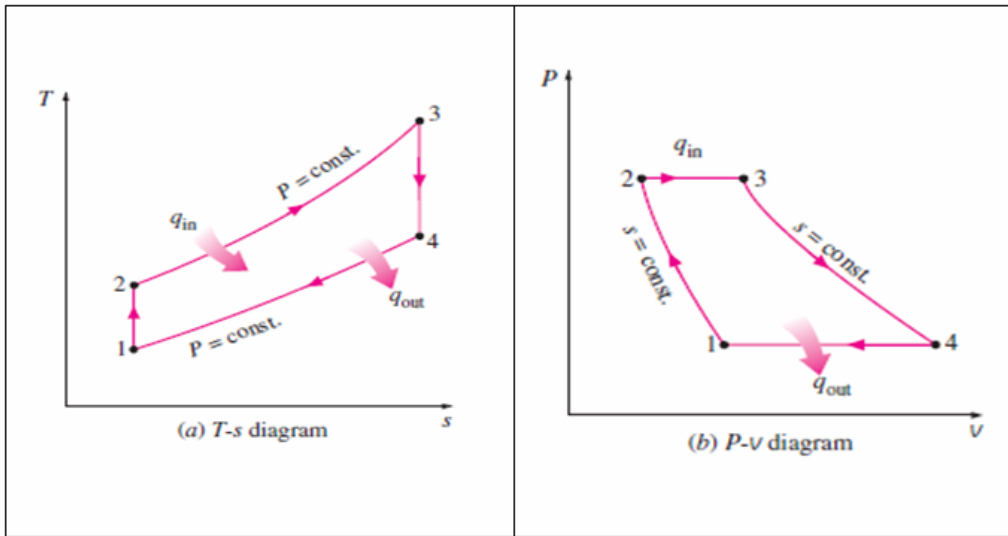
$$\eta_{th \text{ Brayton}} = \frac{\sum W_{turbin} - \sum W_{kompresor}}{Q_{in}} \dots \dots (8)$$

Efisiensi termal keseluruhan dengan memperhitungkan beban tetap pembangkitan (W_s) (*stationary load*) dan beban kerja sirkulasi (W_{cir})^[5] serta dikopel dengan produksi hidrogen maka rumusan efisiensi keseluruhan menjadi:

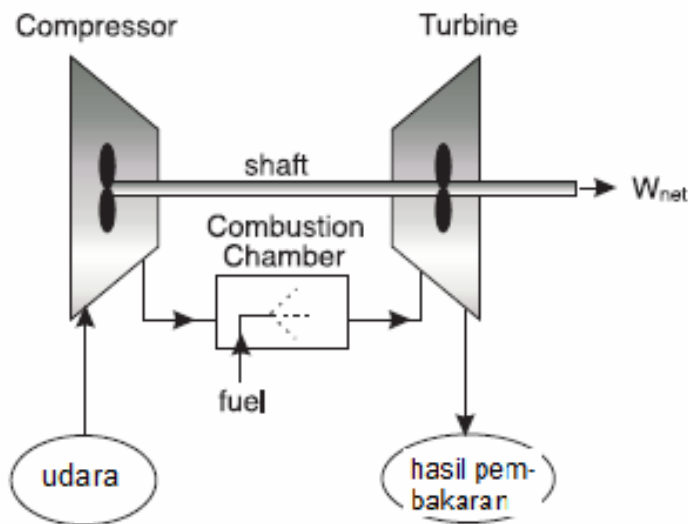
$$\eta_{overall} = \frac{\sum W_{turbin} - \sum W_{kompresor} - W_s - \sum W_{cir} + 0,5 * Q_{H_2}}{Q_{in}} \dots \dots (9)$$

Dalam hal ini Q_{H_2} merupakan kalor yang diperlukan untuk produksi hidrogen. Dari rumusan tersebut terlihat bahwa efisiensi termal ataupun efisiensi keseluruhan akan naik apabila kerja turbin dinaikkan atau kerja kompresor diturunkan. Oleh karena itu dengan menggunakan *intercooling* dan tambahan satu kompresor maka kerja kompresor dapat diturunkan. Dilain pihak dengan menambah satu unit turbin maka kerja turbin dinaikkan. Selain itu, untuk memperoleh nilai pendekatan sebenarnya maka reduksi

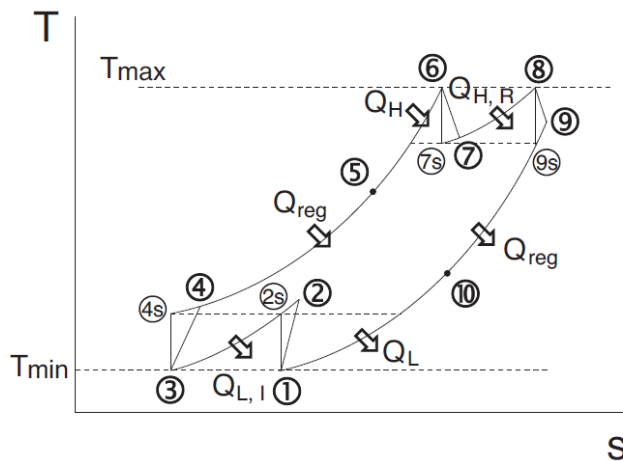
temperatur dan tekanan pada siklus menjadi dari siklus termodinamik yang dapat menjadi pertimbangan. Dengan demikian diagram T – S sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 1. Siklus termodinamik siklus Brayton ideal (a) diagram T-s, (b) diagram P-V^[3]



Gambar 2. (a) sistem turbin gas terbuka (b) sistem turbin gas tertutup^[4]



Gambar 3. Diagram T – s siklus Brayton dengan 2 turbin dan 2 kompresor^[5]

PERHITUNGAN SIKLUS BRAYTON IDEAL PEMODELAN SISTEM TERMODINAMIK RGTT

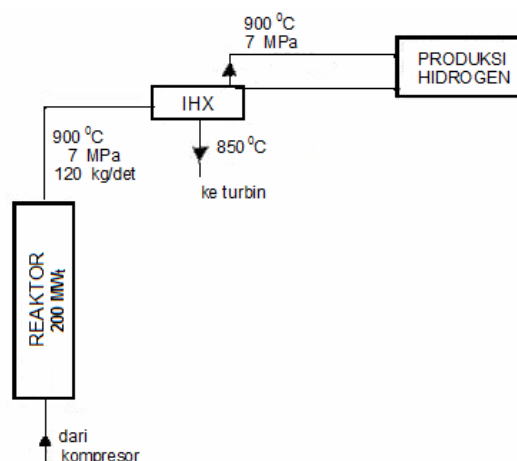
Reaktor nuklir RGTT yang dirancang memiliki daya termal 200 MWt. Reaktor dapat memanaskan gas helium hingga mencapai temperatur 900°C (1173K) dan tekanan 7 MPa. Apabila temperatur terendah direncanakan 35°C (308 K) dengan tekanan 1,1 bar masuk kompresor maka dengan menggunakan model siklus Brayton ideal sebagaimana ditunjukkan pada gambar 1, dapat diperoleh hasil perhitungan pendekatan untuk merencanakan sistem konversi energi. Data tentang sifat-sifat gas helium sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 1 siklus Brayton ideal RGTT dapat dihitung.

Tabel 1. Data sifat – sifat gas helium^[7]

Berat molekul (kg/kg mol)	4.0026
Volume spesifik (ft^3/lb ; m^3/kg)	97,86 ; 6.11
Panas spesifik tekanan konstan - c_p - ($\text{Btu/lb}^{\circ}\text{F}$ or $\text{cal/g}^{\circ}\text{C}$, J/kgK)	1,24 ; 5188
Rasio panas spesifik- c_p/c_v	1,666645
Konstanta gas – R - ($\text{ft lb/lb}^{\circ}\text{R}$, $\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$)	386 ; 2077

Bila perbandingan kompresi setelah keluar kompresor 5 dan laju aliran massa (*mass flow rate*) 120 kg/det dapat diperoleh bahwa temperatur helium untuk memutar turbin (T_3) adalah 845°C (1118 K) dan efisiensi siklus Brayton ideal sebagai kerja turbin dikurangi kerja kompresor dibagi dengan daya termal reaktor diperoleh sebesar 49 %. Hasil perhitungan siklus Brayton ideal sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 1.

Berdasarkan model pola aliran panas gas helium setelah keluar dari reaktor nuklir akan dialirkan ke *intermediate heat exchanger* (IHX) sebelum ke sistem konversi energi. Panas gas selanjutnya akan dimanfaatkan oleh sistem produksi hidrogen. IHX akan mereduksi panas gas helium dari reaktor $\pm 50^{\circ}\text{C}$ sehingga panas gas yang digunakan untuk sistem konversi energi untuk pembangkit listrik menjadi 850°C (1123 K) sesuai perhitungan siklus Brayton. Model sistem yang tersedia tanpa menyertakan sistem konversi daya sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 4.



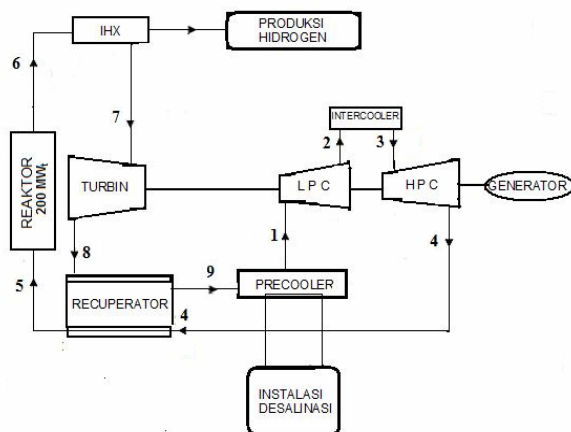
Gambar 4. Model termodinamik Produksi Hidrogen Reaktor Gas Temperatur Tinggi berpendingin helium

Berikut akan dibahas proses siklus termodinamik untuk pembangkit listrik tanpa menyertakan sistem produksi hidrogen. Dengan mengambil helium panas bertekanan 7 MPa dan temperatur 850°C (1123 K) dari IHX (*Intermediate Heat Exchanger*) langsung dialirkan ke turbin maka pemodelan siklus termodinamik reaktor gas temperatur tinggi dapat ditunjukkan pada Gambar 5.

Proses sirkulasi tersebut dapat diuraikan sebagai berikut:

6 – 7 → Temperatur panas helium dari reaktor rata-rata 900°C (1173 K) dimanfaatkan untuk produksi hidrogen dan diturunkan hingga 850 °C (1123 K) sesuai syarat untuk masuk turbin

7 – 8 → Gas helium panas dialirkan ke turbin akan mengalami proses ekspansi termal yang mengakibatkan tekanan dan temperatur gas helium turun. Energi termal akan diubah menjadi energi mekanis.



Gambar 5. Model siklus termodinamik turbin gas RGTT

8 – 9 → Gas helium dialirkan ke *recuperator*. Pada *recuperator* kondisi gas helium akan mengalami perbaikan setelah proses ekspansi. Selanjutnya gas helium yang masih mengangkut sisa panas setelah proses ekspansi akan diarahkan ke instalasi instalasi desalinasi (*demin water plant*) untuk proses pemurnian air.

9 – 1 → Dengan menggunakan *precooler* gas helium didinginkan sekaligus dimanfaatkan untuk instalasi desalinasi. Pada saat keluar dari *recuperator*, temperatur gas helium masih dipertahankan pada rentang 150°C. Selanjutnya, gas helium dialirkan ke *precooler* untuk dimanfaatkan oleh instalasi instalasi desalinasi.

1 – 2 → Pada saat keluar dari *precooler* temperatur gas helium mendekati temperatur lingkungan, yaitu sekitar 35°C (308 K). Selanjutnya gas helium dialirkan ke kompresor tekanan rendah (LPC = *Low Pressure Compressor*).

2 – 3 → Dengan tetap mempertahankan tekanannya, temperatur helium diturunkan kembali dengan menggunakan *intercooler* untuk mendapatkan luasan kerja yang lebih.

3 – 4 → Gas helium kemudian dikompresi ulang pada kompresor tekanan tinggi (HPC = *High Pressure Compressor*) hingga temperatur dan tekanannya naik menjadi lebih tinggi dari semula dan mencapai tekanan yang disyaratkan oleh reaktor (5 MPa).

4 – 5 → Gas helium kemudian dilewatkan ke *recuperator* hingga temperaturnya bertambah dan dapat memenuhi kriteria minimum temperatur awal masuk.

5 – 6 → Selanjutnya gas helium dinaikkan kembali temperatur dalam reaktor nuklir hingga mencapai temperatur kerja 900 °C (1173 K), maka satu siklus termodinamik tercapai. Proses ini akan terus berjalan secara berulang.

Seluruh rangkaian siklus tersebut sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 5.

DIAGRAM T – S MODEL TERMODINAMIK RGTT

Berdasarkan model siklus termodinamik turbin gas RGTT pada Gambar 5 maka satu siklus termodinamik berada pada orientasi 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7 – 8 – 9 – 1. Dengan mengacu pada siklus gas ideal siklus Brayton dapat digambarkan dalam bentuk

diagram temperatur (T) terhadap entropi (S), diagram T – S, sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 6.

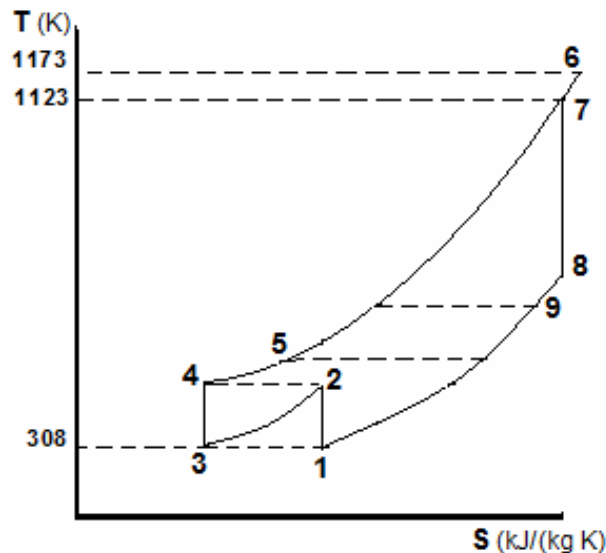
HASIL PERHITUNGAN DAN ANALISIS

Dari tabel properties gas helium^[8] diperoleh data untuk keadaan gas helium pada tekanan 7 MPa dengan temperatur 1100 K dan 1200 K, seperti pada Tabel 1.

Tabel 1. Sifat-sifat gas helium pada temperatur 1100K dan 1200K^[8]

Tekanan (P) MPa	Temp. (T) K	Entalpi (h) (J/kg)	Entropi (S) J/(kg.K)	Cp J/kg.K	Cv J/kg.K	ρ
						kg/m ³
7	1100	5.747.000	29.540	5.190	3.118	3,042
7	1200	5.256.000	29.990	5.190	3.118	2,790

Oleh karena temperatur masuk turbin pada titik (7) ada pada 1123 K maka data pada



Gambar 6. Diagram T – S siklus termodinamik turbin gas RGTT

Tabel 2. Sifat-sifat gas helium pada saat masuk turbin aksial RGTT

Tekanan (P) MPa	Temp. (T) K	Entalpi (h) (J/kg).	Entropi (s) J/(kg.K)	Cp J/kg.K	Cv J/(kg.K)	ρ
						kg/m ³
7	1123	5.864.834	29.644	5190	3118	2,984

Dengan demikian data pada Tabel 2 merupakan keadaan gas helium pada titik 7 jika disesuaikan dengan gambar siklus termodinamik model desain RGTT seperti ditunjukkan pada Gambar 5 dan Gambar 6.

Nilai rasio tekanan turbin (r_p) dalam pemodelan ini adalah 2,8 dengan mengacu penggunaan nilai rasio tekanan turbin reaktor GTMHR ini karena kondisi temperatur helium pada saat masuk turbin tersebut berada pada $854,6 \text{ } ^\circ\text{C}^{[9]}$ yang sangat mendekati temperatur konseptual desain yang direncanakan. Kemudian dengan menggunakan persamaan (1), (2) dan (5) dapat diperoleh kondisi gas helium pada titik 8 menurut Gambar 5 atau pada saat keluar turbin seperti pada Tabel 3:

Tabel 3. Hasil ekspansi reversibel adiabatik isentropis pada turbin aksial RGTT

Rasio tekanan (r_p)	Tekanan Keluar (P_2) MPa	Temp. (T_2)
		K
2,8	2,5	775

Dengan melakukan interpolasi linier terhadap tekanan dan temperatur dari nilai properties gas helium pada tekanan 2,5 MPa pada tabel *properties* gas helium dengan tekanan 2,4 dan 2,6 serta temperatur 700K dan 800K maka sifat-sifat termal gas helium pada saat keluar turbin dapat diperoleh seperti ditunjukkan pada Tabel 4. Dengan demikian nilai properties helium pada saat keluar dari turbin (titik 8 pada

Tabel 4. Sifat-sifat gas helium pada saat meninggalkan turbin aksial RGTT

Tekanan P (MPa)	Temp. T (K)	Entalpi h (J/kg).	Entropi s J/(kg.K)	Cp J/kg.K	Cv J/(kg.K)	ρ
						kg/m ³
2,5	775	4.047.000	29.768	5191	3117	1,6093

Berdasarkan hasil perhitungan perkalian laju aliran massa, konstanta spesifik tekanan (C_p) dengan selisih temperatur gas helium masuk dan keluar turbin dan dengan mempertimbangkan efisiensi mekanis turbin sebesar 92% maka dapat diperoleh besar kerja turbin adalah 216.904 kW.

Selanjutnya, gas helium akan mengalami proses penurunan temperatur dan perbaikan sifat-sifat termal pada *recuperator*. Kehilangan tekanan selama proses di *recuperator* diakibatkan oleh faktor-faktor mekanis. Proses pendinginan selanjutnya menggunakan *precooler*.

Dalam hal ini *precooler* akan mengatur besar temperatur yang diperlukan oleh unit *demin water plant*. Pada waktu pendinginan helium, sejumlah panas dilepaskan sehingga temperatur helium akan berkurang hingga mencapai temperatur lingkungan. Idealnya proses berlangsung pada tekanan konstan namun pada kenyataannya tidak ada alat yang memiliki efisiensi 100%. Jika diasumsikan bahwa akibat rugi-rugi pada pipa, *recuperator* dan komponen alat lainnya terjadi kehilangan tekanan hingga 12%, maka tekanan gas helium pada saat masuk kompresor adalah 2,2 MPa dengan temperatur 35°C (308K).

Dengan menggunakan tabel sifat-sifat termal gas helium pada temperature 35°C dan tekanan 2,2 MPa dapat diperoleh besar entalpi, entropi, massa jenis gas helium pada saat akan

masuk ke kompresor sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Sifat-sifat gas helium pada saat masuk kompresor aksial RGTT

Tekanan P_1	Temp. T_1	Entalpi h	Entropi s	C_p	C_v	ρ
(MPa)	(K)	(J/kg).	J/(kg.K)	J/kg.K	J/(kg.K)	kg/m ³
2,2	308	1.621.600	25.328	5191	3120	3,4160

Gas helium akan dimampatkan ulang dengan menggunakan dua kompresor, yaitu kompresor 1 yang disebut *low pressure compressor* (LPC) dan kompresor 2 yang disebut *high pressure compressor* (HPC). Dengan menggunakan rasio tekanan 2,15 untuk LPC

dan 1,5 untuk HPC tekanan has helium dapat dinaikkan kembali. Dengan efisiensi mekanis kompresor 90%, kenaikan tekanan dan temperatur gas helium setelah melalui kompresor LPC dan HPC seperti pada Tabel 6.

Tabel 6. Perubahan tekanan dan temperatur gas helium pada kompresor LPC dan HPC

Rasio Tekanan LPC (rp)	Tekanan LPC		Temperatur LPC		Rasio Tekanan HPC (rp)	Tekanan HPC		Temperatur HPC	
	P_1	P_2	T_1	T_2		P_1	P_2	T_1	T_2
	(MPa)		(K)			(MPa)		(K)	
2,15	2,2	4,73	308	407	1,5	4,73	7,1	390	452

Daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor LPC sebesar 61.671 kW dan daya untuk HPC adalah 38.390 kW. Sehingga daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor sebesar 100.061 kW. Dengan demikian berdasarkan selisih daya listrik yang dihasilkan oleh turbin terhadap daya listrik yang diperlukan oleh kompresor diperoleh daya listrik yang dapat dibangkitkan oleh unit konversi daya dapat mencapai 117 MW.

Proses yang dilakukan oleh gas helium merupakan suatu siklus tertutup. Oleh karena panas yang diperlukan untuk memutar turbin mencapai 1123 K dan untuk produksi hidrogen

1173 K (900°C) maka gas helium hasil pemampatan dari kompresor dipanaskan ulang dengan menggunakan reaktor setelah melalui pemanasan awal (*pre-heating*) menggunakan *recuperator*. Apabila panas mula *recuperator* dapat menaikkan temperatur gas helium hingga 550 K maka selisih panas yang harus dikembalikan oleh reaktor adalah sebesar 623 K agar panas gas helium dapat kembali menjadi 1173 K (900°C). Besar kapasitas panas yang diperlukan untuk memanaskan gas helium adalah hasil kali laju aliran massa terhadap selisih perubahan entalpi hasil panas gas helium keluar terhadap gas yang masuk reaktor. Kapasitas panas terse-

but adalah (Q_{in}) 388.080 kW, sedangkan kapasitas panas yang diperlukan sistem konversi daya turbin dan kompresor sebesar sebesar 321.240 kW. Sehingga dengan menggunakan persamaan 7, efisiensi siklus termodinamik turbin gas RGTT diperoleh sebesar 33,45%. Nilai ini diperoleh tanpa memperhitungkan beban tetap, beban sirkulasi dan hasil pengkopelan dengan unit produksi hidrogen

Pada kajian lain dengan beberapa perbedaan nilai data oleh Mohammad Dhandhang Purwadi diperoleh nilai efisiensi termal yang lebih rendah, yaitu 29 %. Perbedaan nilai data tersebut meliputi, laju alir 115 kg/det, tekanan pada sisi masuk turbin 5 MPa, rasio tekanan turbin (r_p) 2 MPa dan temperatur keluar turbin 640 °C^[10] lebih besar dari yang digunakan dalam penelitian ini. Sehingga dapat dinyatakan bahwa perubahan data masukan utama akan sangat mempengaruhi hasil akhir dari desain turbin gas secara menyeluruh.

KESIMPULAN

Telah dilakukan pemodelan untuk memperoleh data awal perancangan komponen dan efisiensi siklus sistem turbin gas reaktor berpendingin gas temperatur tinggi. Dari hasil pemodelan siklus termodinamik diperoleh bahwa temperatur dan tekanan gas helium setelah mengalami ekspansi dalam turbin menjadi 775 K (502°C) dan 2,5 MPa yang dapat menghasilkan daya sebesar 216.904 kW. Besar daya turbin ini diperoleh dengan menggunakan nilai rasio tekanan 2,8 yang diacu dari desain reaktor GTMHR yang menggunakan temperatur masuk turbin yang serupa dengan

desain konseptual RGTT 200 MWt sebesar 850 °C. Akibat adanya kehilangan tekanan selama proses pendinginan maka tekanan gas helium pada saat masuk *low pressure compressor* (LPC) sebesar 2,2 MPa dengan temperatur 308 K (35 °C). Daya untuk menggerakkan LPC sebesar 61.671 kW dan untuk *high pressure compressor* (HPC) sebesar 38.390 kW. Kapasitas panas yang diperlukan untuk mengembalikan panas hasil proses konversi energi setelah melalui recuperator adalah 388.080 kW. Dengan demikian besar efisiensi termal siklus termodinamik turbin gas RGTT kogenerasi yang dirancang dapat mencapai 33,45% tanpa memperhitungkan beban tetap dan beban sirkulasi dan hasil pengkopelan dengan unit produksi hidrogen.

Daftar Pustaka

1. L.E. Steele (editor), **Status of USA Nuclear Reactor Pressure Vessel Surveillance For Radiation Effects**, ASTM STP 784, USA, 1983.
2. T. William (editor), **Critical Experiments and Reactor Physics Calculations for Low-Enriched High Temperature Gas Cooled Reactors**, IAEA TECDOC 1249 (advance electronic version), IAEA, Viena, Austria, 2001
3. Yunus A. Cengel and Michael A. Boles, **Thermodynamics An Engineering Approach**, 5th edition, McGraw – Hill, London, 2006. Fritz Dietzel,
4. **Turbinen, Pumpen Und Verdichter**, edisi terjemahan oleh Dakso Sriyono, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1993.
5. C. Oh, et all, **Thermal Hydraulic Analyses For Coupling High Temperature Gas – Cooled Reactor To Hydrogen Plant**, Idaho National Laboratory, INL, USA, August, 2006.
6. J. Stephen Herring, et all, **Progress In High-Temperature Electrolysis For Hydrogen Production Using Planar SOFC Technology**, Idaho National Laboratory, AIChE 2005 Spring National Meeting, USA,

- April 2005.
7. http://www.engineeringtoolbox.com/helium-d_1418.html, 10 Maret 2010.
 8. Vincent D. Arp and Robert D. McCarty, **Thermophysical Properties of Helium-4 From 0.8 to 1500 K With Pressures to 2000 MPa**, NIST Technical Note – US Department Of Commerce, 1989.
 9. Saied Dardous, Simon Nisan and Francoise Charbit, **Utilisation of Waste Heat from GTMHR and PBMR Reactors for Nuclear Desalination**, Desalination 205, Elsevier, 2007 page 254 – 268.
 10. Mohammad Dhandhang Purwadi, **Desain Konseptual Sistem Reaktor Daya Kogenerasi Berbasis RGTT**, Prosiding TKPFN ke-16, 2010, hal. 14-22.