



---

---

**SIMULASI EFEK POROSITAS STACK TERHADAP PERFORMA PENDINGIN TERMOAKUSTIK SATU TAHAP PADA SUHU 0 °C BERBASIS FORTRAN95**

Edo Putra Aldiansyah<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Informatika, Universitas PGRI Semarang, Indonesia

email: [edoputra@gmail.com](mailto:edoputra@gmail.com)

**Abstrak**

Sistem pengkondisian udara dan refrigerasi menjadi kebutuhan yang sangat vital dalam kehidupan sehari-hari. Seiring dengan perkembangan zaman, banyak industri modern yang menggunakan mesin pendingin (*refrigerator*) untuk membantu menjaga kestabilan suhu dari *overheating* dan mencegah produk agar terhindar dari serangan kotoran maupun serangga. Akan tetapi, sistem *refrigerasi* yang digunakan di industri masih menggunakan sistem refrigerasi kompresi uap dan menggunakan *refrigerant freon chlorofluorocarbon* (CFC) dan *hydrochlorofluorocarbon* (HCFC) yang sekarang menjadi pengganti CFC karena dinilai sebagai gas yang tidak berbahaya bagi lapisan ozon. Oleh karena itu dibutuhkan pendingin termoakustik yang dibangkitkan oleh mesin termoakustik satu tahap. Penelitian ini dilakukan secara numerik dan menggunakan pemrograman fortran95. Dalam penelitian ini, simulasi efek porositas *stack* terhadap performa pendingin termoakustik yang dibangkitkan oleh mesin termoakustik satu tahap pada suhu 0°C berbasis *Fortran95* telah dilakukan. Dari variasi nilai porositas 0,37 – 0,97 ditemukan bahwa porositas *stack* yang cukup optimal untuk meningkatkan kinerja pendingin termoakustik pada suhu 0°C adalah nilai porositas 0,97. Dari pengaruh nilai porositas 0,97 diperoleh dua hasil yang berpengaruh besar pada performa pendingin termoakustik ini. Hasil yang pertama, pada nilai porositas 0,97 diperoleh suhu pemanasan terendah adalah 490K atau 217°C. Suhu ini sesuai yang diharapkan dalam penggunaan limbah panas dari PLTP yang kurang dari 225°C sebagai sumber energi di dalam mesin. Hasil yang kedua, pada nilai porositas 0,97 diperoleh nilai efisiensi total sistem pendingin dengan nilai efisiensi 4,1%.

Keywords : mesin pendingin, termoakustik.

**A. PENDAHULUAN**

Sistem pengkondisian udara dan refrigerasi menjadi kebutuhan yang sangat vital dalam kehidupan sehari-hari. Seiring dengan perkembangan zaman, banyak industri modern yang menggunakan mesin pendingin (*refrigerator*) untuk membantu menjaga

kestabilan suhu dari *overheating* dan mencegah produk agar terhindar dari serangan kotoran maupun serangga. Akan tetapi, sistem *refrigerasi* yang digunakan di industri masih menggunakan sistem refrigerasi kompresi uap dan menggunakan *refrigerant freon chlorofluorocarbon* (CFC) dan *hydrochlorofluorocarbon* (HCFC) yang sekarang menjadi pengganti CFC karena dinilai sebagai gas yang tidak berbahaya bagi lapisan ozon (Ramadhan, dkk, 2021).

Walaupun *hydrofloroelucorocarbon* merupakan gas yang tidak berbahaya tetapi berdasarkan Peraturan Presiden Republik Indonesia RI No. 71 Tahun 2011 tentang Penyelenggaraan Inventarisasi Gas Rumah Kaca Nasional, *hydrofloroelucorocarbon* menghasilkan gas buang yang bisa merusak lapisan ozon dan memiliki nilai potensial pemanasan global yang cukup tinggi sama seperti *chlorofluorocarbon* (Presiden RI, 2011). Efek pemanasan global yang ditimbulkan oleh Gas CFC dan HCFC jauh lebih besar daripada  $\text{CO}_2$ . Satu kilogram gas CFC dan HCFC yang terlepas ke udara akan menimbulkan efek pemanasan global yang setara dengan 4.800 kg gas  $\text{CO}_2$  (Isnanda, dkk, 2019). Akibat dari pelepasan gas tersebut suhu panas di bumi semakin meningkat dan berdampak buruk pada kehidupan di bumi.

Selain itu, Indonesia memiliki perusahaan pembangkit listrik terbesar yang memanfaatkan panas bumi sebagai sumber energinya untuk membangkitkan listrik yang sering disebut sebagai Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi (PLTP). Untuk menghasilkan daya listrik yang besar, PLTP menggunakan panas bumi yang temperaturnya tinggi  $>225^\circ\text{C}$  dan temperaturnya sedang  $150^\circ\text{C} - 225^\circ\text{C}$ , dan untuk yang temperaturnya rendah kurang dari  $225^\circ\text{C}$  tidak digunakan (Utami, 2019). Efek dari panas bumi yang tidak digunakan akan menjadi limbah panas dan jika dibiarkan terus menerus akan merusak lingkungan dan berdampak buruk pada kehidupan di bumi juga.

Melihat dari permasalahan itu dan semakin menipisnya jumlah energi fosil di Indonesia, Pemerintah melalui PP No.79 tahun 2014 tentang Kebijakan Energi Nasional, telah mengaturnya guna mengatasi masalah krisis energi. Dimana target bauran energi baru dan terbarukan pada tahun 2025 paling sedikit 23% dan 31% pada tahun 2050 (Presiden RI, 2014). Oleh karena itu, perlu adanya terobosan teknologi baru yang bisa memanfaatkan dan merubah limbah panas menjadi energi baru yang bisa menggerakkan mesin pendingin secara efektif dan ramah lingkungan. Pendingin termoakustik inilah yang akan menjadi teknologi baru dengan memanfaatkan limbah panas menjadi sumber energinya. Dimana sistem pendingin yang digunakan adalah menyerap panas atau memompa panas dari temperatur rendah ke temperatur tinggi.

Termoakustik merupakan cabang ilmu yang berkaitan dengan konversi energi *acoustic* (energi bunyi) dan *thermal* (energi panas) (Farikhah dan Ueda, 2017). Hasil dari konversi energi tersebut akan memunculkan beberapa fenomena menarik seperti osilasi gas mandiri dan efek pemompaan panas akustik. Untuk memproduksi efek termoakustik perlu adanya piranti termoakustik yaitu mesin (*prime mover*) dan pendingin (*cooler*) yang sering disebut juga sebagai pompa panas (*heat pump*) (G. W Swift, 1988).

Pada umumnya, pendingin termoakustik digerakkan oleh daya akustik yang merupakan perubahan dari panas yang dihasilkan mesin termoakustik (*prime over*). Dalam bidang termoakustik, terdapat dua jenis pendingin yang digerakkan oleh panas yaitu pendingin yang digerakkan oleh mesin satu tahap (yazaki, dkk, 2002) dan pendingin yang digerakkan oleh mesin multi tahap atau bertingkat (De Blok, 2012).

Beberapa peneliti telah tertarik pada pendingin yang digerakkan oleh mesin multi tahap, karena kemampuan mencapai suhu awal di mesin lebih rendah dibanding mesin satu tahap yang memiliki suhu pemanasan awal yang tinggi. Akan tetapi, dari suhu pemanasan awal yang rendah menyebabkan daya akustik yang dihasilkan berkurang sehingga pemompaan suhunya kecil (Zang X, dkk, 2016). Selain itu, mesin multi tahap membutuhkan banyak *stack* di mesin termoakustik untuk memproses daya akustik yang tinggi. Namun, konfigurasi tersebut terlihat lebih rumit dibanding mesin satu tahap yang terbuat lebih sederhana tetapi menghasilkan daya akustik tinggi sehingga pemompaan suhunya lebih besar.

Berdasarkan uraian diatas, diketahui bahwa *stack* merupakan parameter yang berdampak pada perubahan suhu. Fungsi *stack* didalam mesin dan pendingin termoakustik sebagai saluran pengatur aliran gas kerja dan temperature guna menghasilkan gradien suhu di sepanjangnya. Di bagian *stack* terdapat parameter lagi yaitu porositas (*porosity*). *Porosity* disebut juga sebagai rasio penyumbatan, merupakan fraksi dari luas penampang tabung melingkar yang tidak terhalang untuk pergerakan gas oleh *stack*, yang bernilai antara 0-1 atau sebagai persentase 0-100%.

Sebelumnya, dalam artikelnya Setiawan dan kawan-kawan (Setiawan, dkk, 2013) telah meneliti tentang bagaimana pengaruh porositas *stack* pelat paralel terhadap penurunan suhu *refrigerator* termoakustik. Porositas *stack* pelat paralel ditentukan oleh ketebalan dan jarak antar pelat. Penelitian ini menggunakan variasi porosititas 0,5 – 0,85, dengan jarak pelat 0,5 mm hingga 1,5 mm dan ketebalan pelat 0,3 mm, 0,4 mm, dan 0,5 mm. pengukuran dilakukan dengan dua resonator dengan panjang 0,8 m dan 1,0 m dengan tekanan udara 1 atmosfer dan suhu ruang, sesuai dengan kedalaman penetrasi ( $\delta_K$ ) masing-

masing 0,26 mm dan 0,29 mm. Ditemukan bahwa terdapat porositas optimum yang memberikan penurunan suhu terbesar, dan ada kecenderungan porositas optimum bergeser ke nilai yang lebih besar dan penurunan suhu menjadi lebih besar ketika menggunakan tumpukan dengan pelat yang lebih tipis. Di sisi lain, studi ini mengungkapkan informasi yang lebih berguna daripada porositas *stack* itu sendiri. Penelitian ini, menemukan bahwa *stack* dengan pelat yang lebih tipis cenderung memberikan penurunan suhu yang lebih besar, dan jarak pelat sekitar  $4 (\delta_K)$  menyebabkan penurunan suhu terbesar.

Selanjutnya, Farikhah dan Ueda (Farikhah dan Ueda, 2017) telah melakukan penelitian yang sama secara numerik tentang pengaruh porositas regenerator pada kinerja pendingin termoakustik berpengaruh panas. Penelitian ini menggunakan henis tabung melingkar dan gelombang berjalan. Untuk mendapatkan nilai porositas yang optimal dari regenerator mesin dan regenerator pendingin, penelitian ini menggunakan variasi porositas regenerator 0,77 – 2. Gas kerjanya menggunakan helium (He) dengan tekanan 3,0 Mpa. Untuk temperatur lingkungan dan temperatur pendingin diatur pada temperatur 301K atau 28°C dan 241K atau -32°C, sedangkan suhu penukar panasnya ditentukan sebagai hasil dari perhitungan. Hasilnya, didapatkan porositas regenerator optimal pada nilai porositas 1,1, sehingga menghasilkan efisiensi total 24% dari batas atas termodinamika dan nilai tersebut hampir dua kali lipat dari efisiensi total dengan porositas 77% yang merupakan nilai biasa porositas mesin dan pendingin termoakustik. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa pemilihan porositas optimal cukup penting untuk mendapatkan kinerja pendingin yang tinggi.

Menurut beberapa sumber informasi, peneliti efek porositas *stack* terhadap performa pendingin termoakustik masih sedikit. Berangkat dari permasalahan-permasalahan yang sudah diuraikan dengan pentingnya pemilihan porositas yang optimal untuk mendapatkan kinerja pendingin yang tinggi memberikan kesempatan penulis untuk melakukan penelitian tersebut lebih lanjut. Dalam penelitian ini, penulis akan meneliti lebih lanjut tentang perhitungan secara numerik efek porositas *stack* terhadap performa pendingin termoakustik yang dibangkitkan oleh mesin termoakustik satu tahap untuk mencapai temperatur pendingin 0°C dengan bantuan *software* simulasi *Fortran95*. Penelitian ini menggunakan sumber energi limbah panas (*waste heat*), gas kerja helium (*He*) dengan jenis tabung melingkar (*looped tube*) dan tipe gelombang berjalan (*travelling wave*).

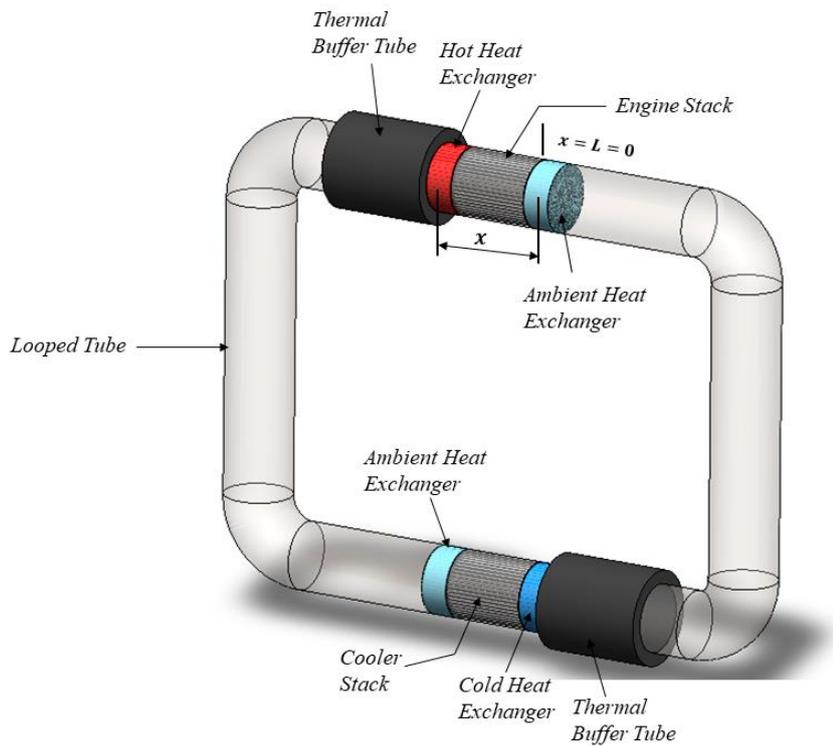
Selanjutnya, akan dibahas pula metode dan transfer matriks untuk mendapatkan perhitungan numerik dan *flowchart* guna mendapatkan nilai suhu pemanasan terendah,

efisiensi mesin , efisiensi pendingin, dan efisiensi keseluruhan dari sistem pendingin termoakustik.

## B. METODE PENELITIAN

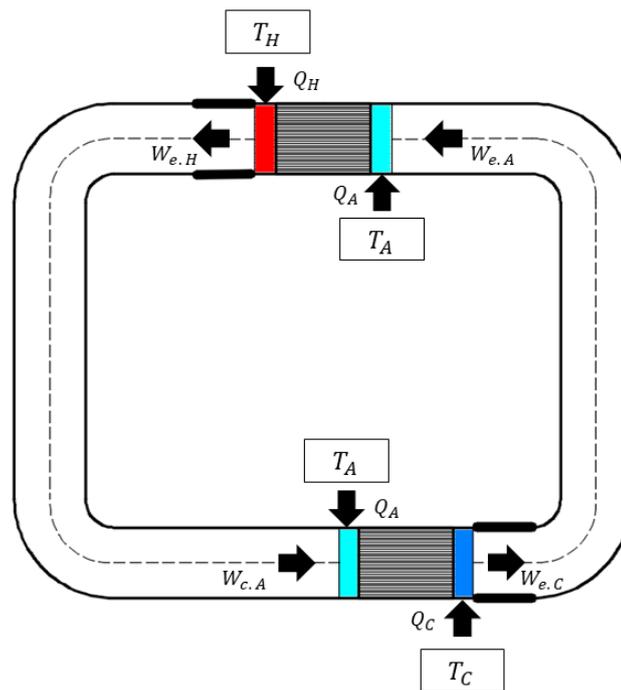
Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan kajian pustaka dari berbagai sumber literatur seperti jurnal, buku, artikel, skripsi, disertasi, serta sumber lain yang berkaitan dengan teori sistem termoakustik utamanya pada tipe gelombang berjalan dan mesin satu tahap. Kegiatan penelitian ini dimulai dengan mengumpulkan beberapa literatur, kemudian mengkajinya sesuai latar belakang permasalahan, konsep dasar, serta persamaan-persamaan yang dibutuhkan dalam penelitian. Tahap kedua adalah analisis. Berbagai informasi berupa permasalahan numerik yang telah didapatkan kemudian di analisa dengan menyimulasikan menggunakan *software* Fortran95, sehingga didapatkan data mentahan untuk dianalisa secara lanjut menggunakan *software* Igor Pro menjadi grafik sebagai data final. Tahapan ketiga adalah membandingkan data yang sudah didapat dengan data pada literature sebelumnya. Selanjutnya, pada tahap terakhir adalah numerik kesimpulan atas kegiatan membandingkan data sebelumnya. Semua tahapan ini akan dibahas dan dijabarkan dalam bentuk laporan skripsi.

Model pendingin (*cooler*) atau pompa panas (*heat pump*) termoakustik pada mesin termoakustik satu tahap ditunjukkan seperti Gambar 3.2. Model ini terdiri dari dua *stack*; Satu di *engine* dan satu di *cooler*. Jenis tabung yang digunakan adalah tabung melingkar dan tipe gelombang yang digunakan adalah gelombang berjalan. Posisi *engine stack* diantara penukar panas ambien (*ambient heat exchanger*) dan penukar suhu panas (*hot heat exchanger*), sedangkan posisi *cooler stack* diantara penukar panas ambien (*ambient heat exchanger*) dan penukar suhu dingin (*cold heat exchanger*). *Stack* dalam penelitian ini dimodelkan sebagai susunan tabung melingkar yang sempit. Sebagai variabel kontrol, panjang tabung melingkar (dinotasikan dengan  $L_L$ ) memiliki nilai 2.8 meter, jari-jari penampangnya (dinotasikan dengan  $r_L$ ) memiliki nilai 20 mm, panjang *engine stack* dan *cooler stack* (dinotasikan dengan  $L_s$  dan  $L_{sc}$ ) memiliki nilai yang sama yaitu 40 mm, jari-jari *engine stack* (dinotasikan dengan  $r_s$ ) memiliki nilai 0.1 mm, jari-jari *cooler stack* (dinotasikan dengan  $r_{sc}$ ) memiliki nilai 0.5 mm, dan diasumsikan bahwa sistem ini akan diisi dengan gas kerja berupa gas helium dengan tekanan 3.0 Mpa.



Gambar 1 Skema sistem pendingin termoakustik

Nilai porositas *stack* dinotasikan dengan  $p_s$ . Dalam perhitungan ini nilai porositas *stack* dijadikan sebagai variabel bebas yang di variasi untuk mencari kinerja seluruh pendingin termoakustik. Skema aliran energi pada sistem pendingin termoakustik ditunjukkan pada Gambar 3.3 sebagai berikut:

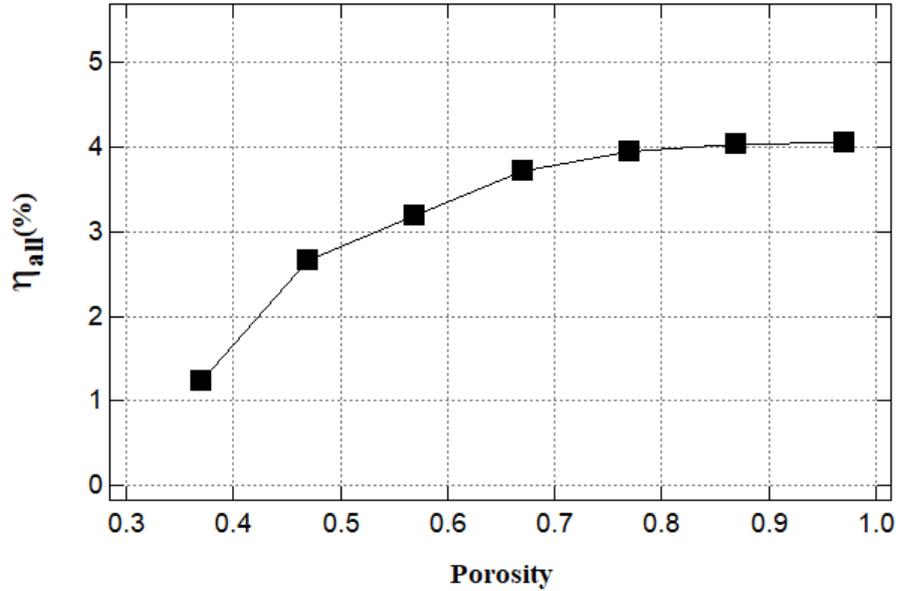


Gambar 2 Skema aliran energi pada sistem pendingin termoakustik

Penyerap suhu panas dan penyerap panas ambien dimodelkan sebagai rangkaian plat datar ditumpuk secara paralel dengan jarak antar pelat 1 mm dan tingginya 10 mm. Temperatur ambien dan penyerap suhu dingin dinotasikan sebagai  $T_a$  dan  $T_c$ . Dalam perhitungan numerik, nilai  $T_a$  ditentukan sesuai dengan suhu ruangan, yaitu 301K atau 28°C dan nilai  $T_c$  ditentukan 273K atau 0°C. Untuk nilai  $T_h$  ditentukan dengan menghitung stabilitas limit, dimana variabel bebas digunakan satu persatu untuk mendapatkan daya pemanasan terendah. Dalam tabung melingkar ada dua *thermal buffer tube* yang diletakkan di sebelah penyerap suhu panas (*hot heat exchanger*) dan penyerap suhu dingin (*cold heat exchanger*). *Thermal buffer tube* memiliki jari-jari 20 mm dan panjang 600 mm. Di sepanjang *thermal buffer tube* masing-masing, suhu berubah secara bertahap dari  $T_h$  ke  $T_a$  dan dari  $T_c$  ke  $T_a$ .

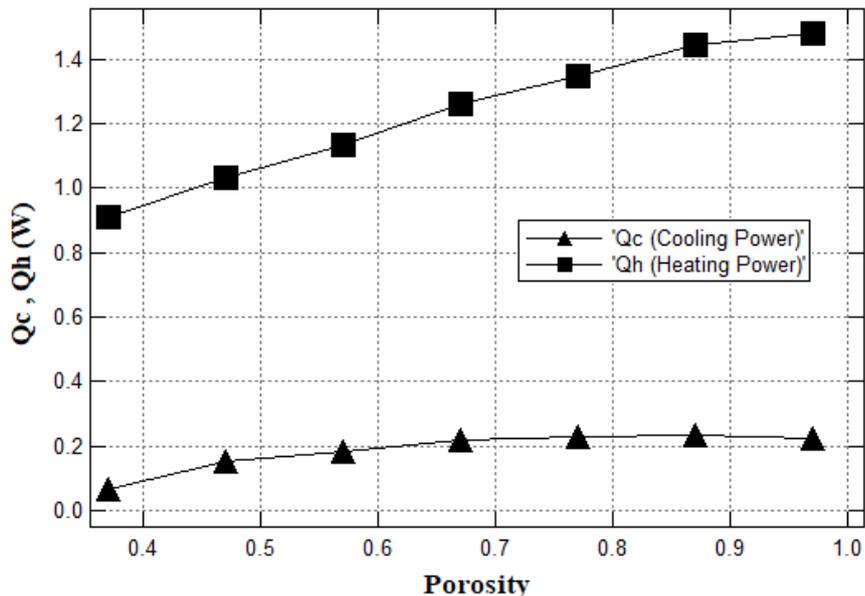
### C. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil penelitian mengenai pengaruh efek porositas *stack* terhadap performa pendingin termoakustik diperoleh nilai efisiensi total sistem pendingin yang ditunjukkan pada Gambar 3.



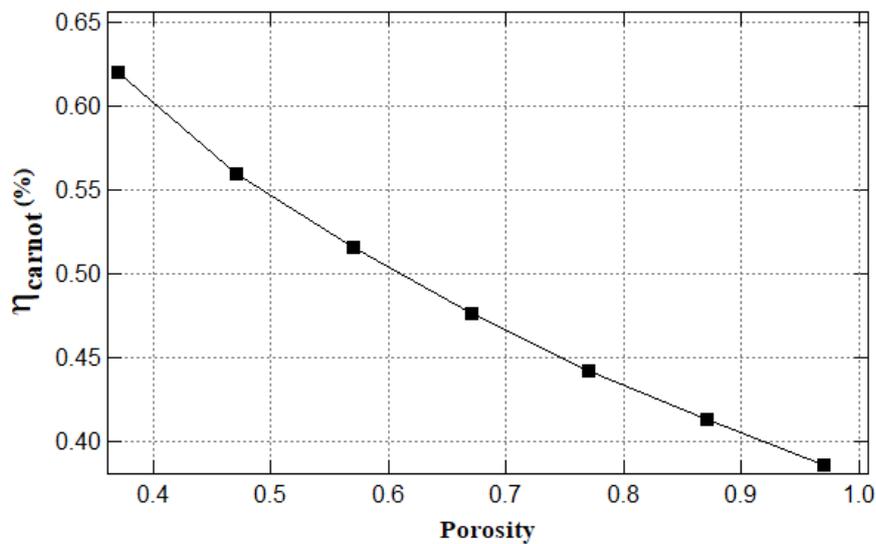
Gambar 3 Grafik efisiensi total sistem pendingin terhadap porositas

Gambar diatas merupakan grafik hasil perhitungan efisiensi total sistem pendingin termoakustik. Grafik tersebut menunjukkan porositas 0,37 nilai efisiensinya 1,2%, porositas 0,47 nilai efisiensinya 2,7%, porositas 0,57 nilai efisiensinya 3%, porositas 0,67 nilai efisiensinya 3,7%, porositas 0,77 nilai efisiensinya 3,9% , porositas 0,87 nilai efisiensinya 4%, dan porositas 0,97 nilai efisiensinya 4,1%. Pada hasil tersebut, nilai efisiensi tertinggi berada di porositas 0,97 dengan nilai efisiensi 4,1%. Hasil efisiensi total ini diperoleh dari persamaan (3.32), dimana *cooling power* ( $\dot{Q}_c$ ) dan *heating power* ( $\dot{Q}_h$ ) berpengaruh pada tingginya nilai efisiensi total sistem pendingin di porositas 0,97. Tampilan grafik  $\dot{Q}_c$  dan  $\dot{Q}_h$  di tunjukkan pada gambar 4.3.



Gambar 4 Grafik  $\dot{Q}_c$  dan  $\dot{Q}_h$  terhadap porositas

Pada gambar grafik 4 simbol persegi menunjukkan grafik *heating power* ( $\dot{Q}_h$ ) dan simbol segitiga menunjukkan grafik *cooling power* ( $\dot{Q}_c$ ). *Heating power* ( $\dot{Q}_h$ ) merupakan daya thermal mesin yang ditimbulkan oleh suhu panas dari sisi panas begitu juga dengan *cooling power* ( $\dot{Q}_c$ ) yang merupakan daya pendinginan yang ditimbulkan oleh suhu dingin dari sisi dingin. Pada grafik *Heating power* ( $\dot{Q}_h$ ) hasilnya mengalami kenaikan dari porositas 0,37 dengan nilai daya thermal 0,9 W sampai porositas 0,97 dengan nilai daya thermal 1,5 W. Pada grafik *cooling power* ( $\dot{Q}_c$ ) hasilnya mengalami kenaikan juga dari porositas 0,37 dengan nilai daya pendinginan 0,07W sampai porositas 0,97 dengan nilai daya pendinginan 0,23 W. Karena hasil daya pendinginan meningkat maka pada persamaan (3.32) efisiensi total dipengaruhi oleh efisiensi carnot dan COP (*Coefficient Of Performance*) carnot. Grafik efisien carnot ditunjukkan pada gambar 4.4.

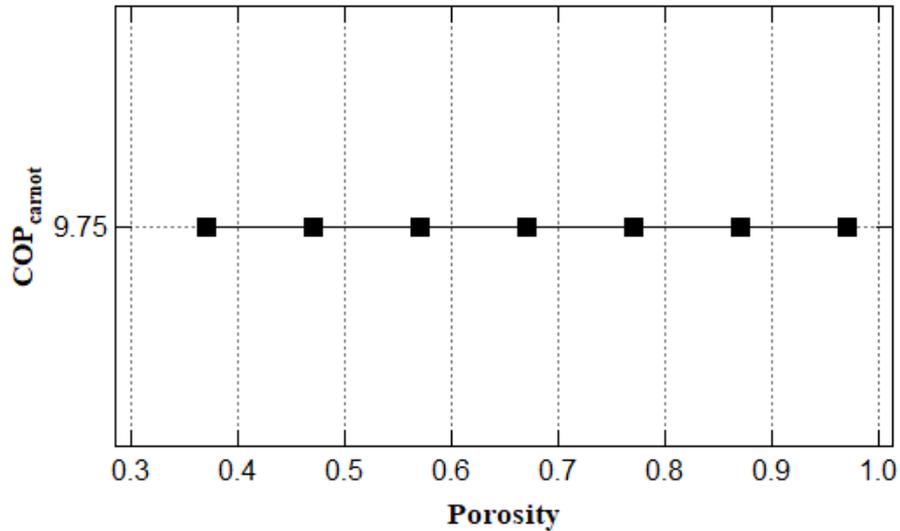


Gambar 5 Grafik  $\eta_{carnot}$  terhadap porositas

Grafik efisiensi carnot diatas mengalami penurunan secara linier dari porositas 0,37 dengan nilai efisiensi carnot 0,62% sampai 0,97 dengan nilai efisiensi carnot 0,39%. Efisiensi carnot menurun disebabkan karena perpindahan temperatur dari sisi ujung temperatur panas pada *heat exchanger* menuju sisi ujung temperatur lingkungan di mesin, sehingga rumus efisiensi carnot bisa dituliskan pada persamaan (3.28). Turunnya hasil efisiensi carnot disebabkan oleh nilai suhu pemanasan ( $T_h$ ) yang rendah yaitu 490K atau 217°C sehingga membuat nilai daya pendinginan dan efisiensi total meningkat. Oleh

karena itu, untuk memperoleh efisiensi total pendingin terbesar dibutuhkan nilai suhu pemanasan dan nilai efisiensi carnot serendah-rendahnya.

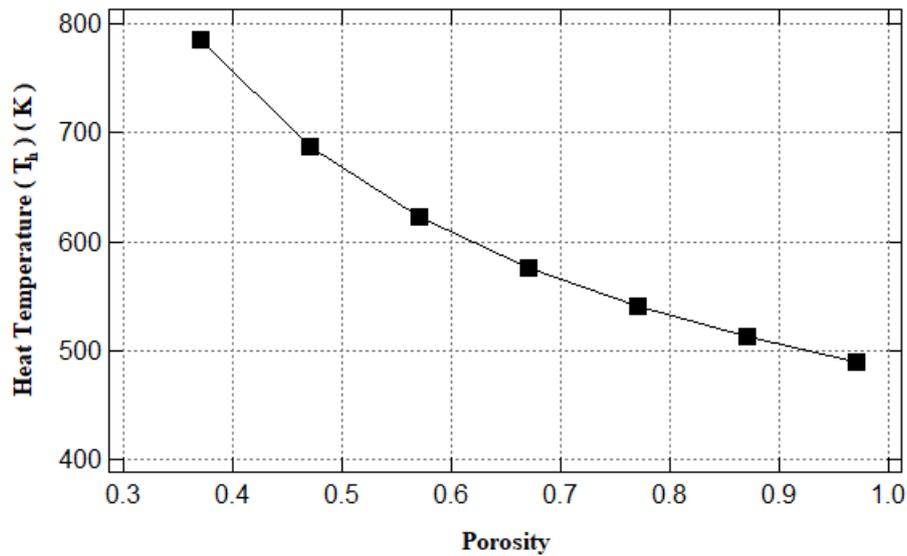
Selain itu, meningkatnya nilai daya pendinginan dan efisiensi total dipengaruhi juga oleh COP carnot, maka hasil COP carnot ditunjukkan pada gambar 4.5.



Gambar 6 Grafik  $COP_{Carnot}$  terhadap Porositas

Grafik pada gambar 6 merupakan hasil dari COP carnot yang terjadi pada sisi ujung temperatur dingin *cold exchanger* menuju sisi temperatur lingkungan di pendingin. Hasil COP carnot dari porositas 0,37 sampai 0,97 nilai COP carnotnya adalah konstan pada nilai 9,75. Sehingga rumus COP carnot bisa dituliskan pada persamaan (3.31). Hal ini disebabkan temperature pendingin ( $T_c$ ) diatur pada temperatur 0°C sehingga perpindahan temperatur yang terjadi di sepanjang *stack* stabil. Jadi, konstannya nilai COP carnot menyebabkan nilai daya pendinginan dan efisiensi total sistem pendingin meningkat.

Karena, suhu pemanasan ( $T_h$ ) mempengaruhi rendahnya nilai efisiensi carnot yang menyebabkan nilai efisiensi total meningkat. Grafik hasil penelitian suhu pemanasan ( $T_h$ ) ditunjukkan pada gambar 7.



Gambar 7 Grafik Suhu Pemanasan ( $T_h$ ) terhadap porositas

Grafik pada gambar 7 menunjukkan hubungan antara suhu pemanasan terendah ( $T_h$ ) pada beberapa variasi porositas yang dihitung dari penukar panas pada *stack* mesin. Grafik tersebut menunjukkan nilai suhu pemanasan terendah diperoleh pada porositas 0,97 dengan suhu pemanasan 490K atau 217°C dan suhu pemanasan tertinggi pada porositas 0,37 dengan suhu pemanasan 785K atau 512°C. Untuk memperoleh nilai efisiensi total yang besar diperlukan nilai suhu pemanasan yang rendah, maka suhu pemanasan terendah diperoleh pada porositas 0,97 begitu juga dengan efisiensi total meningkat pada porositas 0,97 (Gambar 4.2). Hal ini berarti bahwa menggunakan *stack* yang memiliki porositas 0,97 akan memperoleh kinerja yang tinggi untuk menghasilkan daya akustik di mesin. Sehingga pada penelitian ini, porositas 0,97 adalah porositas yang cukup optimal untuk memanfaatkan limbah panas yang bersuhu dibawah 225°C dan meningkatkan efisiensi total sistem pendingin sebesar 4,1%.

Selanjutnya, meninjau kembali pada gambar 4.3. Grafik daya pendinginan ( $\dot{Q}_c$ ) mengalami peningkatan dari porositas 0,37 sampai porositas 0,97. Menurut teori termoakustik (Tominaga, 1995) meningkatnya daya dan energi pada mesin maupun pendingin dipengaruhi oleh viskositas yang terdiri dari komponen progresif ( $\dot{Q}_{progg}$ ) dan komponen tegak ( $\dot{Q}_{stand}$ ), konduktivitas panas fluida ( $\dot{Q}_d$ ), dan konduktivitas panas pada pelat ( $\dot{Q}_k$ ) jika pelat terbuat dari bahan logam. Oleh karena itu,  $\dot{Q}_c$  dapat diperoleh dengan menjumlahkan komponen progresif ( $\dot{Q}_{progg}$ ), komponen tegak ( $\dot{Q}_{stand}$ ),  $\dot{Q}_d$ , dan  $\dot{Q}_k$ .

Namun, dalam penelitian ini  $\dot{Q}_k$  dapat diabaikan karena mesin tidak diatur untuk menggunakan pipa logam. Jadi, persamaan  $\dot{Q}_c$  dapat ditulis sebagai berikut:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{progg} + \dot{Q}_{stand} + \dot{Q}_d \tag{4.1}$$

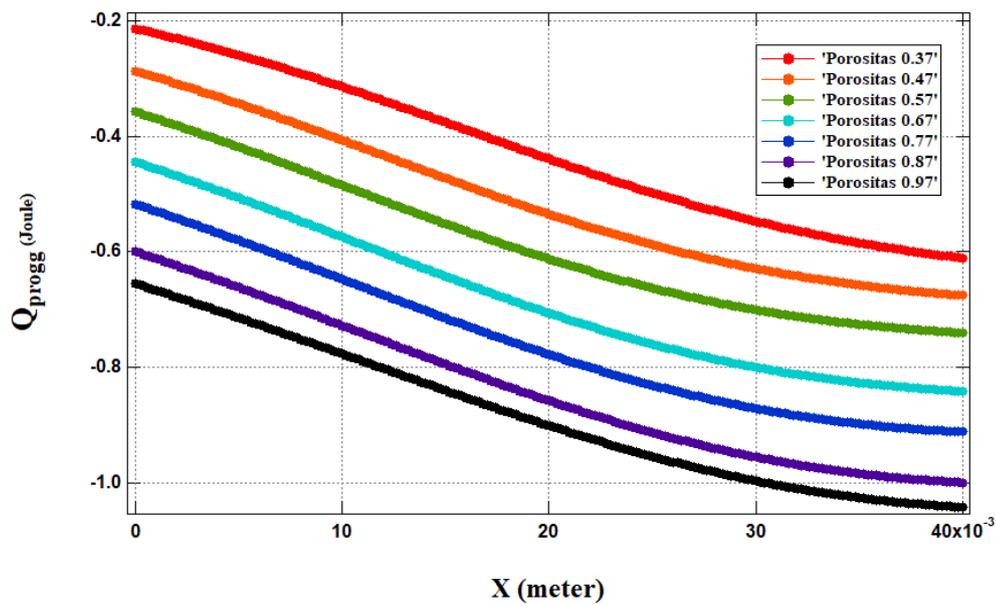
Dimana :

$$\dot{Q}_{progg} = -\frac{1}{2}AR_e[g_bPU] \tag{4.2}$$

$$\dot{Q}_{stand} = -\frac{1}{2}A Im[g_bPU] \tag{4.3}$$

$$\dot{Q}_d = A \frac{(\rho_m c_p |U|^2)}{2\omega(1-\sigma^2)|1-\chi_v|^2} Im(\chi_\alpha + \sigma \tilde{\chi}_v) \frac{dT_m}{dx} \tag{4.4}$$

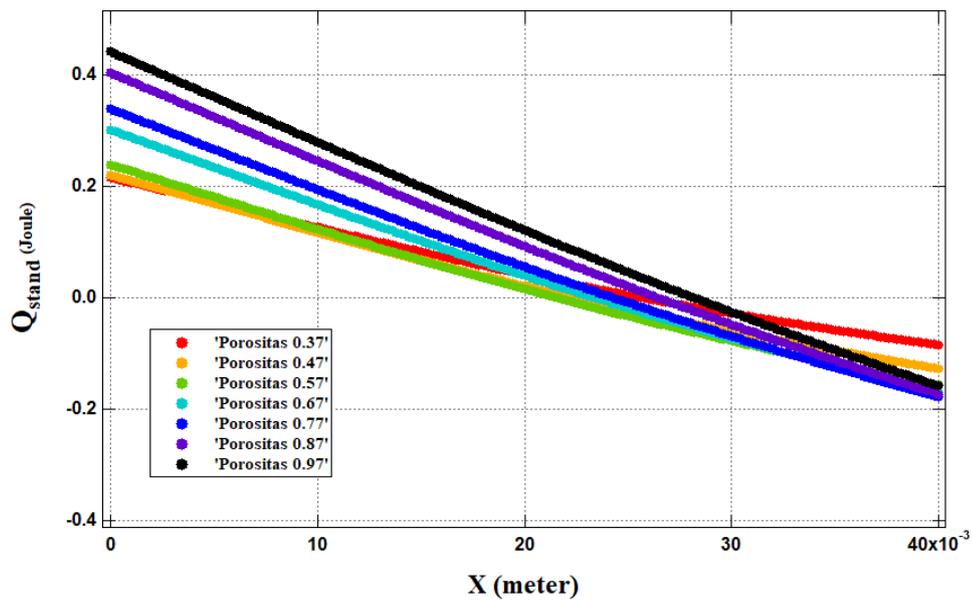
Grafik yang menggambarkan hubungan  $\dot{Q}_{progg}$ ,  $\dot{Q}_{stand}$ , dan  $\dot{Q}_d$  terhadap porositas di tunjukkan pada gambar 4.7, 4.8, dan 4.9.



Gambar 8 Grafik  $\dot{Q}_{progg}$  terhadap porositas

Grafik pada gambar 8 merupakan nilai komponen progresif ( $\dot{Q}_{progg}$ ) yang mempengaruhi meningkatnya daya pendinginan ( $\dot{Q}_c$ ). Garis horizontal atau sumbu x merupakan jarak panjang *stack* 0,04 m atau 40 mm dan garis vertikal atau sumbu y merupakan nilai komponen progresif ( $\dot{Q}_{progg}$ ) dari -0,2 sampai -1 joule. Komponen progresif pada penelitian ini aliran energinya berlawanan arah dengan energi akustik sehingga nilainya menjadi negatif. Nilai  $\dot{Q}_{progg}$  ini meningkat secara linier dengan jarak

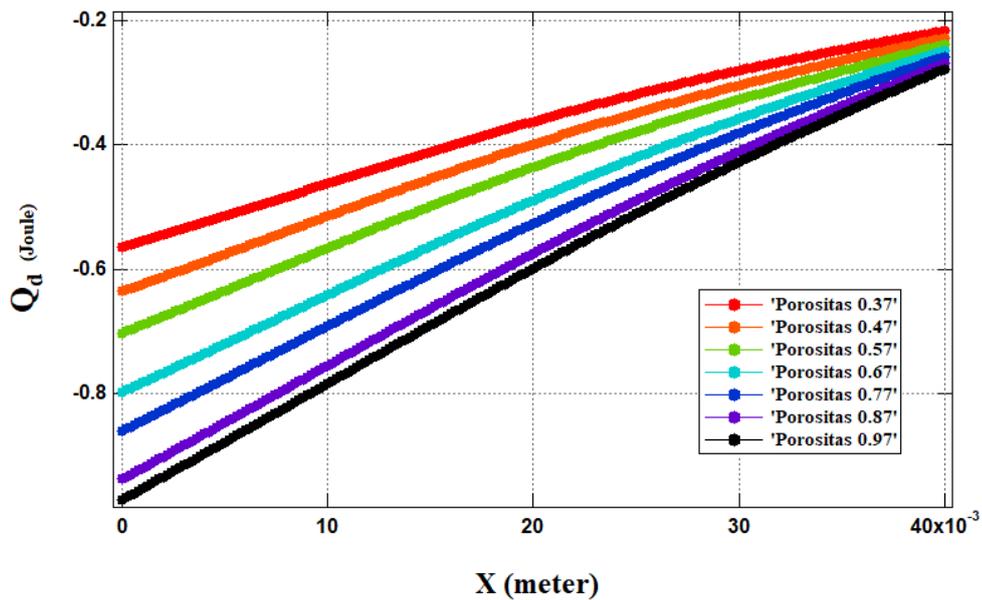
*stack* dari jarak 0 mm sampai 40 mm. Nilai tertinggi diperoleh pada porositas 0,97 (warna hitam ) dan nilai terendah diperoleh pada porositas 0,37 (warna merah), sedangkan nilai sedang diperoleh pada porositas 0,77 (warna biru tua). Nilai  $\dot{Q}_{progg}$  pada setiap porositas dan setiap jarak pada *stack* ditunjukkan pada lampiran 1. Besarnya nilai komponen progresif ini ( $\dot{Q}_{progg}$ ) dipengaruhi oleh tipe gelombang yang digunakan yaitu gelombang berjalan (*travelling wave*) dan dengan besarnya nilai ini juga membuat efisiensi total seluruh pendingin termoakustik ini menjadi bagus.



Gambar 9 Grafik  $\dot{Q}_{stand}$  terhadap porositas

Grafik pada gambar 9 merupakan nilai komponen tegak ( $\dot{Q}_{stand}$ ) yang juga mempengaruhi meningkatnya daya pendinginan ( $\dot{Q}_c$ ). Garis horizontal atau sumbu x merupakan jarak panjang *stack* 0,04 m atau 40 mm dan garis vertikal atau sumbu y merupakan nilai komponen tegak ( $\dot{Q}_{stand}$ ) dari 0,4 sampai -0,4 joule. Komponen tegak pada penelitian ini aliran energinya berlawanan arah dan searah dengan energi akustik sehingga nilainya menjadi negatif dan positif. Nilai  $\dot{Q}_{stand}$  ini meningkat secara linier dengan jarak *stack* dari jarak 0 mm sampai 40 mm. Nilai tertinggi diperoleh pada porositas 0,97 (warna hitam ) dan nilai terendah diperoleh pada porositas 0,37 (warna merah), sedangkan nilai sedang diperoleh pada porositas 0,77 (warna biru tua). Nilai  $\dot{Q}_{stand}$  pada setiap porositas dan setiap jarak pada *stack* ditunjukkan pada lampiran 2. Pengaruh komponen tegak  $\dot{Q}_{stand}$  paling banyak pada tabung lurus (*straight tube*) dan tipe gelombang tegak (*standing wave*). Pada penelitian ini, tabung yang digunakan pada sistem

pendingin termoakustik tidak murni tabung melingkar dan gelombang berjalan, akan tetapi masih ada sebagian tabung yang berbentuk tegak dan ada sebagian juga gelombang tegaknya. Apabila nilai  $\dot{Q}_{stand}$  dalam tabung melingkar lebih besar daripada  $\dot{Q}_{progg}$  maka efisiensi mesin tidak bagus. Akan tetapi pada penelitian ini, nilai  $\dot{Q}_{stand}$  lebih besar daripada  $\dot{Q}_{progg}$  jadi efisiensi totalnya masih bagus.



Gambar 10 Grafik  $\dot{Q}_d$  terhadap porositas

Grafik pada gambar 10 merupakan konduktivitas panas fluida ( $\dot{Q}_d$ ) yang juga mempengaruhi meningkatnya daya pendinginan ( $\dot{Q}_c$ ). Garis horizontal atau sumbu x merupakan jarak panjang *stack* 0,04 m atau 40 mm dan garis vertikal atau sumbu y merupakan nilai konduktivitas panas fluida ( $\dot{Q}_d$ ) dari 0,4 sampai -0,4 joule. konduktivitas panas fluida pada penelitian ini aliran energinya berlawanan arah dengan energi akustik sehingga nilainya menjadi negatif. Nilai ( $\dot{Q}_d$ ) ini meningkat secara linier dengan jarak *stack* dari jarak 0 mm sampai 40 mm. Nilai tertinggi diperoleh pada porositas 0,97 (warna hitam ) dan nilai terendah diperoleh pada porositas 0,37 (warna merah), sedangkan nilai sedang diperoleh pada porositas 0,77 (warna biru tua). Nilai ( $\dot{Q}_d$ ) pada setiap porositas dan setiap jarak pada *stack* ditunjukkan pada lampiran 3. Berdasarkan teori termodinamika yang dijelaskan oleh tominaga (Tominaga, 1995), pengaruh dari konduktivitas panas fluida ( $\dot{Q}_d$ ) pada tabung yaitu menyebabkan disipasi. Jika nilai nilai konduktivitas panas fluida ( $\dot{Q}_d$ ) lebih besar daripada  $\dot{Q}_{progg}$  maka terjadi disipasi yang besar pada tabung

sehingga efisiensi total sistem pendingin tidak bagus. Sebaliknya, ketika nilai  $\dot{Q}_{progg}$  lebih besar daripada  $\dot{Q}_d$  maka disipasinya kecil sehingga efisiensi total sistem pendingin bagus.

Berdasarkan penjelasan dari ketiga grafik pada gambar 4.7, 4.8, dan 4.9 hasil  $\dot{Q}_{progg}$  lebih besar daripada  $\dot{Q}_{stand}$  dan  $\dot{Q}_d$  sehingga hasil efisiensi total sistem pendingin bagus (gambar 4.2) dan penelitian ini sesuai dengan teori termoakustik (Tominaga, 1995) dalam penggunaan jenis tabung melingkar dan tipe gelombang berjalan.

#### D. KESIMPULAN

Dalam penelitian ini, simulasi efek porositas *stack* terhadap performa pendingin termoakustik yang dibangkitkan oleh mesin termoakustik satu tahap pada suhu 0°C berbasis *Fortran95* telah dilakukan. Dari variasi nilai porositas 0,37 – 0,97 ditemukan bahwa porositas *stack* yang cukup optimal untuk meningkatkan kinerja pendingin termoakustik pada suhu 0°C adalah nilai porositas 0,97.

Dari pengaruh nilai porositas 0,97 diperoleh dua hasil yang berpengaruh besar pada performa pendingin termoakustik ini. Hasil yang pertama, pada nilai porositas 0,97 diperoleh suhu pemanasan terendah adalah 490K atau 217°C. Suhu ini sesuai yang diharapkan dalam penggunaan limbah panas dari PLTP yang kurang dari 225°C sebagai sumber energi di dalam mesin. Hasil yang kedua, pada nilai porositas 0,97 diperoleh nilai efisiensi total sistem pendingin dengan nilai efisiensi 4,1%. Hal ini menunjukkan bahwa pemilihan porositas *stack* sangat penting untuk meningkatkan performa pendingin termoakustik.

#### DAFTAR PUSTAKA

- G.W. Swift. 2002. *A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerator*. New York: Acoustical Society of America.
- A. Tominaga. 1990. "Thermoacoustic Theory of Regenerator in Refrigerator". *TEION KOGAKU*. 26, 30-36.
- A. Tominaga. 1995. "Thermodynamic Aspects of Thermoacoustic Theory". A.A. Putnam,
- W.R. Dennis. 1956. "Survey of Organ Pipe Oscillations in Systems".
- C.D. Danang, H.P. Masano, S. Ikhsan, U.A.B. Setio. 2017. "Pembuatan dan Pengujian Prime Mover Termoakustik Tipe Gelombang Berjalan" Prosiding Pertemuan Ilmiah XXXI HFI Jateng & DIY. Yogyakarta: Universitas Gadjah Mada.
- F. Irna, Y. Ueda. 2017. "Numerical Calculation of the Performance of a Thermoacoustic System with Engine and Cooler Regenerators in a Looped Tube". *Applied Science*

- Article. 7, 1-14. F. Irna. 2018. "Optimization of a Heat Driven Thermoacoustic Cooler in a Looped Tube with Two Regenerator". Unpublished Thesis Ph.D. Tokyo University of Agriculture and Technology.
- G. Bisio, G. Rubatto. 1999. "Sondhauss and Rijke Oscillations. Thermodynamic Analysis, Possible Applications and Analogies". Journal Energy. 24, 117- 131.
- G. Kirchoff. 1868. "Ueber Den Einfluss Der Wärmeleitung In Einem Gase Auf Die Schallbewegung". Journal Ann. Phys. Chem. 134, 177-193.
- G.W. Swift, S. Backhaus. 2000. "A Thermoacoustic Stirling Heat Engine: Detailed Study". Journal Acoustical Society of America. 107, 3148- 3166. 51 G.W. Swift. 1988. "Thermoacoustic Engines". Journal Acoustical Society of America. 84, 1145-1180.
- G.W. Swift. 1992. "Analysis and Performance of a Large Thermoacoustic Engine". Journal Acoustical Society of America. 92, 1551-1563. I.A.G. Varian. 2011. "Karakteristik Termoakustik Berdasarkan Variasi". Skripsi. Depok: Universitas Indonesia Journal Acoustical Society of America. Am. 28, 246-259. Journal Cryogenic. 35, 427-440.
- K.W. Taconis, J.J.M. Beenakker. 1949. "Measurements Concerning the Vapor- Liquid Equilibrium of Solutions of  $3he$  in  $4he$  below 2.19 K". Physica. 15, 733-739.
- L. Rayleigh. 1945. The Theory of Sound 2nd Edition. New York: Dover Publications.
- M.M. Bassem, Y. Ueda, A. Akisawa. 2011. "Design and Contruction of a Travelling Wave Thermoacoustic Refrigerator". International Journal Refrigeration. 34, 1125-1131.
- M.P. Guntur, Halimah, M.F. Adam. 2013. "Frocogerator (Free Freon Cooler Refrigerator) Sebagai Inovasi Kulkas Penyimpan Buah dan Sayur yang Ramah Lingkungan Berbasis Transfer Kalor Adsorben-Adsorbat yang Low Power". Prosiding elektronik PIMNAS PKM-KC. Semarang: Universitas Negeri Semarang.
- Mulyono. 2016. "Kajian Sejumlah Metode Untuk Mencari Solusi Numerik Persamaan Diferensial". Prosiding Konferensi Nasional Penelitian Matematika dan Pembelajarannya (KNPMP I). Surakarta: Universitas Muhammadiyah Surakarta.
- N. Rott. 1969. "Damped and Thermally Driven Acoustic Oscillations in Wide and Narrow Tubes". Journal Z. Angew. Math. Phys. 20, 230-243