

PENGARUH KONFIGURASI GEOMETRI *BUFFER* RESONATOR TIPE-H TERHADAP INTENSITAS BUNYI

THE EFFECT OF BUFFER GEOMETRY CONFIGURATION ON SOUND INTENSITY IN H-TYPE RESONATOR

R. Yosi Aprian Sari^{1,a)}, Agung Bambang Setio Utomo^{2,b)}, Mitrayana^{2,c)}, Danang Lelono^{3,d)}

¹Jurusan Pendidikan Fisika, FMIPA, Universitas Negeri Yogyakarta

²Departemen Fisika, FMIPA, Universitas Gadjah Mada

³Departemen Ilmu Komputer dan Elektronika, FMIPA, Universitas Gadjah Mada

email: ^{a)}ryosia@uny.ac.id, ^{b)}agungbambang@ugm.ac.id, ^{c)}mitrayana@ugm.ac.id, ^{d)}danang@ugm.ac.id

Abstrak

Intensitas bunyi dari perambatan akustik pada resonator tipe-H dipengaruhi oleh konfigurasi saluran *buffer*. Bertambahnya panjang *buffer* tidak lebih berpengaruh terhadap intensitas bunyi dibandingkan dengan perubahan diameter saluran. Hal ini disebabkan adanya *head loss*, yaitu energi gelombang yang datang tidak semuanya ditransmisikan, tapi sebagian dipantulkan sehingga akan mengurangi intensitas bunyi yang ditransmisikan. Efek *head loss* ini terjadi di antaranya berupa gesekan pada sistem saluran dan tumbukan karena sambungan atau diskontinuitas saluran. Dalam penelitian ini dilakukan simulasi perambatan akustik dalam resonator tipe H menggunakan metode matriks transmisi dan persamaan Bernoulli. Dengan memvariasi panjang dan jari-jari *buffer* diperoleh nilai simulasi dari frekuensi resonansi resonator tipe H tersebut sebesar 1631 Hz.

Kata kunci: resonator tipe-H, perambatan akustik, *buffer*, *head loss*

Abstract

Sound intensity of acoustic propagation in H-type resonator is influenced by buffer duct configuration. Increasing the buffer length has no more effect on sound intensity than changes in duct diameter. This is due to the head loss, which means that not all of the incoming wave energy is transmitted, but partly it is reflected so that it will reduce the intensity of the sound being transmitted. This head loss effect occurs in the form of friction in the duct system and collisions due to duct connections or discontinuities. In this paper, we simulate the acoustic propagation in H-type resonator using transmission matrix method and Bernoulli's equation. By varying the length and radius of the buffer, the simulated value of the resonance frequency of the H-type resonator is 1631 Hz.

Key words: H-type resonator, acoustic propagation, buffer, head loss

Pendahuluan

Sinyal fotoakustik (FA) pada umumnya lemah dan resonator akustik digunakan untuk memperkuat sinyal. Optimasi geometri resonator penting untuk memaksimalkan sinyal FA. Karena belum ada bentuk geometri resonator yang optimal, maka seringkali berbagai bentuk resonator diuji. Secara eksperimental, menguji sejumlah besar bentuk resonator akan sangat memakan waktu dan biaya. Oleh karena itu, metode simulasi numerik lebih disukai [1-3]. Berbagai bentuk resonator, seperti silinder bertipe-H atau tipe-T dan cara mengoperasikan sel FA telah dipelajari. Sel FA untuk *multipas* [4] atau dioperasikan secara *intracavity* [5] telah dirancang bangun.

Efek pemanasan jendela dalam rancangan resonator tertutup telah diminimalkan dengan memperkenalkan konfigurasi *buffer* dekat jendela atau menggunakan kolom udara [6]. Dalam banyak kasus, sinyal pemanasan jendela dapat dikurangi dengan memposisikan pintu masuk dan keluar dari

berkas cahaya pada simpul-simpul ragam yang dibangkitkan [7]. Oleh karena itu, optimasi desain resonator akustik penting dilakukan untuk meningkatkan sensitivitas sistem deteksi gas lacak FA dengan meningkatkan sinyal FA dan mengurangi pengaruh kebisingan latar. Konfigurasi resonator yang sering digunakan adalah silinder karena simetrinya sederhana, yang bertepatan dengan sinar laser yang merambat sepanjang sumbu silinder atau salah satu dari ragamnya. Fitur karakteristik dari resonator silinder berupa ragam longitudinal, azimuthal, dan radial [8].

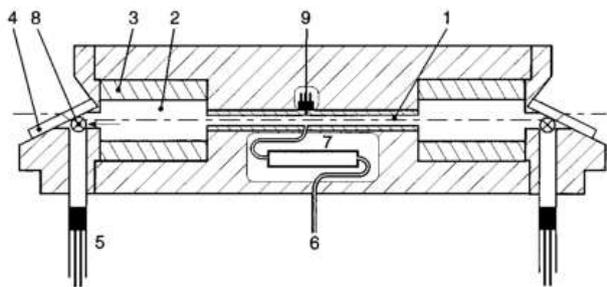
Pemodelan atau simulasi merupakan salah satu cara untuk mendapatkan prediksi sesuatu yang diinginkan. Pengembangan pemodelan dalam masalah ini berkaitan dengan perambatan akustik dalam tiga tabung silinder yang terdang pada satu sumbu sedemikian hingga membentuk suatu sistem yang disebut resonator yang dikenal sebagai resonator tipe-H. Metode pemodelan yang

digunakan dalam perambatan akustik ini adalah Metode Matriks Transmisi (TMM = *Transmission Matrix Method*) yang didasarkan pada prinsip perilaku akustik gelombang bidang.

Setidaknya ada tiga kriteria utama yang dipertimbangan dalam menggunakan metode ini. Pertama, terjadinya pengurangan kebisingan (*noise reduction*, NR), kehilangan sisipan (*insertion loss*, IL), dan kehilangan transmisi (*transmission loss*, TL). Dalam permasalahan ini digunakan TL karena memperhitungkan pengaruh perubahan tampang lintang sewaktu perambatan terjadi. TL ini tidak bergantung pada sumber suara. Selama perambatan akustik terjadi, diasumsikan tidak ada perubahan tekanan dan kecepatan volume di saluran dan di diskontinuitas saluran dari sumber masuk sampai keluar [9]. Sebagian besar perhitungan suara adalah hubungan antara intensitas (dB) dan frekuensi bunyi (Hz). Suara dapat dipengaruhi oleh tekanan, suhu, dan kerapatan medium [10].

Metode Penelitian

Analisis perambatan akustik pada resonator tipe-H merupakan perluasan resonator silinder dengan bagian tengah disebut resonator dan di kedua sisinya diapit silinder yang disebut *buffer* dengan jejari a dan c lebih besar daripada resonator dengan jejari b . Resonator tipe-H dihubungkan pada diskontinuitas dua saluran koaksial (sesumbu) dan setiap panjangnya adalah l_A , l_B , dan l_C (lihat Gambar 1 dan 2). Sistem koordinat silindris digunakan dengan sumbu z bertepatan dengan sumbu saluran dan asal di bidang diskontinuitas.



Gambar 1 Bentuk resonator Tipe-H. 1. Sel Resonansi Fotoakustik; 2. Volume Buffer; 3. Cincin Buffer untuk mengubah ukuran buffer; 4. Jendela Brewster ZnSe; 5. Kolom Udara; 6. Aliran Gas Masuk; 7. $\lambda/4$ notch filter; 8. Aliran Gas Keluar; 9. Mikrofon [6]

Suara yang dirambatkan dalam fluida di dalam resonator tipe-H akan menghasilkan bentuk gelombang konveksi. Persamaan gelombang konveksi dengan kecepatan aliran seragam W pada arah z adalah [11-12]

$$\nabla^2 p(r, \varphi, z) - \left(ik + M \frac{\partial}{\partial z} \right)^2 p(r, \varphi, z) = 0 \quad (1)$$

dengan $M = W/c_0$ adalah bilangan Mach dari rata-rata aliran (*mean flow*), $k = \omega/c_0$ adalah bilangan gelombang dan c_0 adalah kelajuan suara. Dengan menggunakan metode pemisahan variabel dan syarat batas tertentu, diperoleh penyelesaian umum $p(r, \varphi, z)$ yang masing-masing berkaitan dengan ragam radial, azimuth dan longitudinal,

$$p(r, \varphi, z) = \sum_{n=0}^{\infty} [A_n^+ e^{k_{mn}^+ z} + A_n^- e^{k_{mn}^- z}] e^{-im\varphi} J_m \left(\frac{\pi \alpha_{mn}}{a} r \right) \quad (2)$$

dengan

$$k_{mn}^{\pm} = \frac{iMk_{\pm} \sqrt{(1-M^2) \left(\frac{\pi \alpha_{mn}}{r} \right)^2 - k^2}}{(1-M^2)} \quad (3)$$

dengan J_m adalah fungsi Bessel bentuk pertama, dan α_{mn} adalah akar ke- n dari persamaan yang mengandung fungsi Bessel orde ke- m

Saluran *buffer* dan resonator terganggu satu dengan lainnya sehingga bentuk ragam normal azimuth haruslah ortogonal dan sesumbu serta membentuk sistem resonator tipe-H, $m = 0$. Dengan demikian tekanan dan kecepatan akustik dapat ditulis sebagai berikut [13]

$$p(r, z, \omega) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{\infty} [A_n^+ e^{k_{0n}^+ z} + A_n^- e^{k_{0n}^- z}] J_0 \left(\frac{\pi \alpha_{0n}}{a} r \right); & \begin{cases} 0 \leq z \leq l_A \\ 0 \leq r \leq a \end{cases} \\ \sum_{n'=0}^{\infty} \left[\begin{matrix} B_{n'}^+ e^{k_{0n'}^+(z-l_A)} \\ + B_{n'}^- e^{k_{0n'}^-(z-l_A)} \end{matrix} \right] J_0 \left(\frac{\pi \alpha_{0n'}}{b} r \right); & \begin{cases} l_A \leq z \leq l_A + l_B \\ 0 \leq r \leq b \end{cases} \\ \sum_{n''=0}^{\infty} \left[\begin{matrix} C_{n''}^+ e^{k_{0n''}^+(z-l_A-l_B)} \\ + C_{n''}^- e^{k_{0n''}^-(z-l_A-l_B)} \end{matrix} \right] J_0 \left(\frac{\pi \alpha_{0n''}}{c} r \right); & \begin{cases} l_A + l_B \leq z \leq l_A + l_B + l_C \\ 0 \leq r \leq c \end{cases} \end{cases} \quad (4)$$

dan kecepatan volumenya

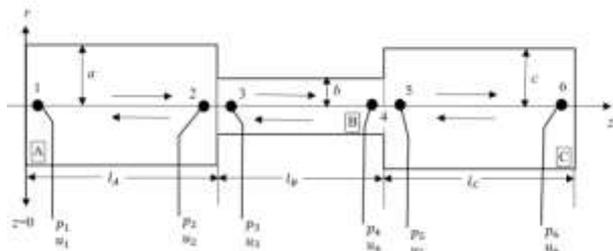
$$Q(r, z, \omega) = \begin{cases} \frac{-S_A}{i\omega\rho_0} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\begin{matrix} k_{0n}^- A_n^- e^{k_{0n}^- z} \\ + k_{0n}^+ A_n^+ e^{k_{0n}^+ z} \end{matrix} \right] J_0 \left(\frac{\pi \alpha_{0n}}{a} r \right); & \begin{cases} 0 \leq z \leq l_A \\ 0 \leq r \leq a \end{cases} \\ \frac{-S_B}{i\omega\rho_0} \sum_{n'=0}^{\infty} \left[\begin{matrix} k_{0n'}^- B_{n'}^- e^{k_{0n'}^-(z-l_A)} \\ + k_{0n'}^+ B_{n'}^+ e^{k_{0n'}^+(z-l_A)} \end{matrix} \right] J_0 \left(\frac{\pi \alpha_{0n'}}{b} r \right); & \begin{cases} l_A \leq z \leq l_A + l_B \\ 0 \leq r \leq b \end{cases} \\ \frac{-S_C}{i\omega\rho_0} \sum_{n''=0}^{\infty} \left[\begin{matrix} k_{0n''}^+ C_{n''}^+ e^{k_{0n''}^+(z-l_A-l_B)} \\ + k_{0n''}^- C_{n''}^- e^{k_{0n''}^-(z-l_A-l_B)} \end{matrix} \right] J_0 \left(\frac{\pi \alpha_{0n''}}{c} r \right); & \begin{cases} l_A + l_B \leq z \leq l_A + l_B + l_C \\ 0 \leq r \leq c \end{cases} \end{cases} \quad (5)$$

Adapun penyelesaian yang berkaitan dengan sistem resonator tipe-H ini dilakukan secara bertahap, yaitu dimulai pada ujung sebelah kiri *buffer* pada $z = 0$, yaitu pada titik (1) kemudian ditransmisikan ke titik (2) dan (3) serta titik (4) dan (5) masing-masing adalah titik-titik diperbatasan diskontinuitas saluran *buffer A* dan resonator *B* serta resonator *B* dan saluran *buffer C*. Kemudian titik (6) adalah titik di ujung sebelah kanan saluran *buffer C* [10], [14].

Perambatan akustik silinder dari titik (1) ke titik (2),

$$\begin{pmatrix} p_A^{(1)} \\ Q_A^{(1)} \end{pmatrix} = e^{\frac{-ikl_A M}{1-M^2}} \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_A^{(2)} \\ Q_A^{(2)} \end{pmatrix} \quad (6)$$

Dengan cara yang sama juga dari analisa perambatan akustik dapat ditulis dalam bentuk matriks transmisi titik (3) ke titik (4) dan dari titik (5) ke titik (6).



Gambar 2 Analisa penyelesaian resonator tipe-H

Adapun matriks transfer untuk diskontinuitas saluran di titik (2) dan (3) dapat diturunkan menggunakan persamaan Bernoulli. Persamaan ini digunakan dengan mempertimbangkan persamaan gerak di sepanjang garis aliran. Dengan asumsi bahwa tidak ada tegangan geser yang terjadi di sepanjang garis aliran, persamaan Bernoulli menyatakan bahwa *head* total dalam sistem fluida adalah sama di seluruh sistem. *Head* total di sini adalah jumlahan *head* elevasi, *head* tekanan, dan *head* kecepatan. Dalam sistem nyata, tegangan geser ada di dalam fluida dan di sepanjang batas fluida atau sistem. Akibatnya, *head* total dalam sistem fluida tidak konstan, dan persamaan energi mencerminkan kenyataan ini. Persamaan energi sangat mirip dengan persamaan Bernoulli. Persamaan energi yang diasumsikan perambatan tekanan dan kecepatan volume tidak mengalami perubahan memenuhi hukum kontinuitas [15]

$$p_{sA}^{(2)} + \frac{1}{2}\rho(v_A^{(2)})^2 + \rho g z_A^{(2)} = p_{sB}^{(3)} + \frac{1}{2}\rho(v_B^{(3)})^2 + \rho g z_B^{(3)} + \rho g h_e \quad (7)$$

dengan p_s adalah tekanan statis fluida, ρ adalah kerapatan fluida, z adalah tinggi saluran, g adalah percepatan gravitasi, dan h_e adalah *head loss*. *Head loss* merupakan energi potensial yang diubah

menjadi energi kinetik. *Head loss* disebabkan hambatan gesekan sistem saluran, misalkan pada katup, *fitting*, pintu masuk, dan sambungan. Subskrip 1 menunjukkan sisi masuk dan subskrip 2 menunjukkan sisi keluar. Dalam kebanyakan kasus, perbedaan *head* elevasi dapat diabaikan, yaitu $z_A^{(2)} = z_B^{(3)}$. Tekanan stagnasi adalah penjumlahan dari *head* tekanan dan *head* kecepatan, $p = p_s + \frac{1}{2}\rho v^2$. Persamaan (7) tereduksi menjadi

$$p_A^{(2)} = p_B^{(3)} + \rho g h_e \quad (8)$$

Persamaan (7) juga dapat ditulis sebagai fungsi dari koefisien panas yang hilang k_e

$$p_A^{(2)} = p_B^{(3)} + \frac{1}{2} k_e \rho (v_A^{(2)})^2 \quad (9)$$

Istilah kehilangan tekanan dalam persamaan (8) atau persamaan (9) biasanya merupakan fungsi dari volume aliran fluida yang masuk melalui sistem Q , sehingga persamaan (8) dapat ditulis

$$p_A^{(2)} = p_B^{(3)} + R_f Q_A^{(2)} \quad (10)$$

dengan R_f adalah hambatan aliran. Di sisi lain, jumlah aliran yang masuk ke sistem sama dengan jumlah aliran yang keluar dari sistem

$$Q_A^{(2)} = Q_B^{(3)} \quad (11)$$

dan menyusun kembali persamaan (10) dan (11) dalam bentuk matriks, diperoleh

$$\begin{pmatrix} p_A^{(2)} \\ Q_A^{(2)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & R_f \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_B^{(3)} \\ Q_B^{(3)} \end{pmatrix} \quad (12)$$

Dengan membandingkan persamaan (8) dan (10), hambatan aliran terkait *head loss* sebesar

$$R_f(Q) = \frac{\rho g h_e(Q)}{Q} \quad (13)$$

yang merupakan *head loss*, dan sebagai akibat hambatan aliran, bergantung pada aliran. Dengan membandingkan persamaan (9) dan (10) hambatan aliran terkait dengan koefisien kerugian sebesar

$$R_f(Q) = k_e \frac{\rho}{2S^2} |Q| \quad (14)$$

dengan S adalah luas penampang minimum dari masuk/keluar saluran. Koefisien kerugian adalah konstanta yang bergantung pada geometri saluran.

Pada masalah diskontinuitas saluran baik berupa ekspansi maupun kontraksi diperlakukan secara terpisah. Untuk kasus ekspansi, dipertimbangkan aliran stabil di saluran dengan pembesaran secara mendadak. Persamaan energi (8) dapat ditulis dengan mengabaikan perbedaan energi potensial

$$R_f Q = p_A^{(2)} - p_B^{(3)} + \rho \frac{(v_A^{(2)})^2 - (v_B^{(3)})^2}{2} \quad (15)$$

Dengan menerapkan hukum kedua Newton, gaya total yang bekerja pada fluida sama dengan laju kenaikan momentum

$$(p_A^{(2)} - p_B^{(3)}) S_B = \rho Q (v_B^{(3)} - v_A^{(2)}) \quad (16)$$

Substitusi persamaan (16) menjadi persamaan (15) memberi

$$R_f = \rho \frac{v_B^{(3)}(v_B^{(3)} - v_A^{(2)})}{Q} + \rho \frac{(v_A^{(2)})^2 - (v_B^{(3)})^2}{2Q} \quad (17)$$

yang direduksi menjadi

$$R_{f \rightarrow e} = k_{e \rightarrow e} \frac{\rho}{2S_A^2} \quad (18)$$

dengan $k_{e \rightarrow e}$ adalah koefisien kerugian ekspansi dan sama dengan persamaan (8)

$$k_{e \rightarrow e} = \left(1 - \frac{S_A}{S_B}\right)^2 \quad (19)$$

Untuk kasus kontraksi, koefisien kerugian untuk kontraksi secara tetiba bergantung pada rasio luas dan diberikan oleh persamaan (13) dan (9)

$$R_{f \rightarrow k} = k_{e \rightarrow k} \frac{\rho}{2S_B^2} \quad (20)$$

dengan $k_{e \rightarrow k}$ adalah koefisien kerugian kontraksi [15]–[17]

$$k_{e \rightarrow k} = \left(1 - \frac{S_B}{S_C}\right)^2 \quad (21)$$

sehingga bentuk transfer matriks pada diskontinuitas saluran A dan B (kontraksi)

$$\begin{pmatrix} p_A^{(2)} \\ Q_A^{(2)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & R_k \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_B^{(3)} \\ Q_B^{(3)} \end{pmatrix} \quad (22)$$

dan pada saluran B dan C (ekspansi)

$$\begin{pmatrix} p_B^{(4)} \\ Q_B^{(4)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & R_e \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_C^{(5)} \\ Q_C^{(5)} \end{pmatrix} \quad (23)$$

Dari penjelasan tersebut, maka dapat ditulis

$$\begin{aligned} p_A^{(2)} &= p_B^{(3)}, & 0 < r < b \\ Q_A^{(2)} &= Q_B^{(3)}, & 0 < r < b \\ Q_B^{(3)} &= 0, & b < r < a \end{aligned} \quad (24)$$

atau

$$\Phi^{(2)} = \Phi^{(3)}, \quad 0 < r < b \quad (25)$$

dan dengan cara yang sama untuk titik diskontinuitas (4) ke (5), sehingga diperoleh transmisi dari titik (1) ke (6),

$$\Phi^{(1)} = \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \Phi^{(6)} \quad (26)$$

atau

$$\begin{pmatrix} p^{(1)} \\ Q^{(1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p^{(6)} \\ Q^{(6)} \end{pmatrix} \quad (27)$$

dengan

$$\begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} = e^{-ikM(l_A+l_B+l_C)/(1-M^2)} \times \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & R_k \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & R_e \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{pmatrix} \quad (28)$$

dengan

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= \left[\cos\left(\frac{kl_A}{1-M^2}\right) + iM \sin\left(\frac{kl_A}{1-M^2}\right) \right] \\ A_{12} &= \left[i \left(\frac{\rho_0 c_0}{S_A}\right) (1-M^2) \sin\left(\frac{kl_A}{1-M^2}\right) \right] \\ A_{21} &= \left[i \left(\frac{S_A}{\rho_0 c_0}\right) \sin\left(\frac{kl_A}{1-M^2}\right) \right] \\ A_{22} &= \left[\cos\left(\frac{kl_A}{1-M^2}\right) - iM \sin\left(\frac{kl_A}{1-M^2}\right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Begitu juga dengan cara yang sama untuk matriks transfer saluran B dan C .

Selanjutnya dari sini juga dapat ditentukan *Sound Transmission Loss* (STL = Kehilangan Transmisi Suara) dari resonator tipe-H dapat dihitung dari definisi [9-10]

$$STL(f, Q, l_A, l_B, l_C, S_A, S_B, S_C) = 20 \log \left(\frac{|T_{11}+T_{12}+T_{21}+T_{22}|}{2} \right) + 10 \log \left(\frac{S_A}{S_C} \right) \quad (30)$$

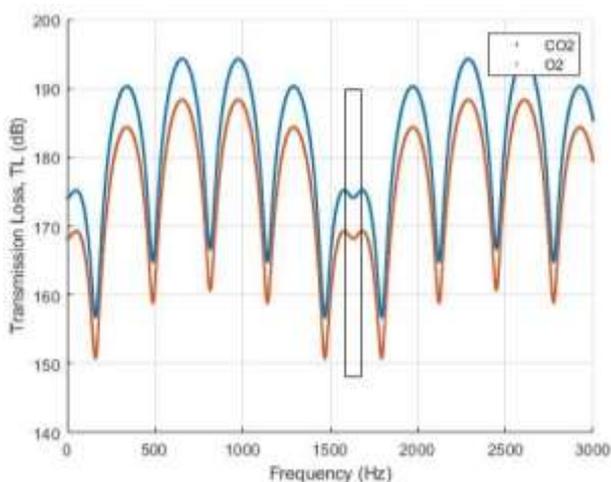
Resonator tipe-H yang ditunjukkan pada Gambar 1 memiliki ukuran panjang dan jari-jari resonator (saluran B) masing-masing 100 mm dan 3 mm. Adapun kerapatan fluida di dalam resonator masing-masing 1 kg/m³ untuk O₂ dan 1,98 kg/m³ untuk CO₂, serta kecepatan suara diambil 340 m/s. Dalam hal ini frekuensi maksimum 3000 Hz dengan resolusi frekuensi 1 Hz. Metode ini mudah digunakan di komputer untuk mendapatkan nilai teoritis untuk kehilangan transmisi. Kehilangan transmisi memberikan nilai dalam dB yang sesuai dengan kemampuan untuk meredam kebisingan. Di sini, tekanan p memiliki satuan [Pa] dan Q menunjukkan kecepatan volume [m³/s].

Hasil dan Diskusi

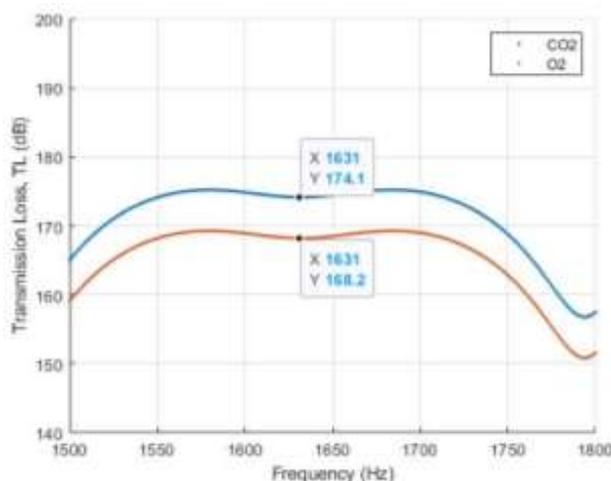
Resonator tipe-H ini memiliki ukuran resonator (saluran B) yang tetap, akan tetapi ukuran *buffer*-nya (saluran A dan C) bisa divariasikan sesuai dengan kebutuhan. Analisis dengan Metode Matriks Transfer (MMT) dan persamaan Bernoulli

digunakan untuk mendapatkan konfigurasi resonator tipe-H dari sumber suara masuk titik (1) sampai ke titik keluar titik (6) dengan menggunakan kode MATLAB. Kinerja akustik resonator diharapkan bergantung pada ukuran panjang dan jari-jari *buffer*.

Pada Gambar 3 dan 4, ditunjukkan perbandingan nilai TL terhadap gas yang dimasukkan ke dalam resonator. Pada puncak pertama, gas CO₂ memiliki nilai TL 209,4 dB yang memiliki nilai kerapatan $\rho_{CO_2} = 1,98 \text{ kg/m}^3$ lebih tinggi daripada gas O₂ yang memiliki nilai TL 203,4 dB dengan kerapatan $\rho_{O_2} = 1,0 \text{ kg/m}^3$ pada frekuensi yang sama 820 Hz. Sedangkan nilai TL terendah gas CO₂ dan O₂ masing-masing 178,5 dB dan 172,5 dB pada frekuensi 410 Hz. Gas yang digunakan dalam resonator adalah gas CO₂.

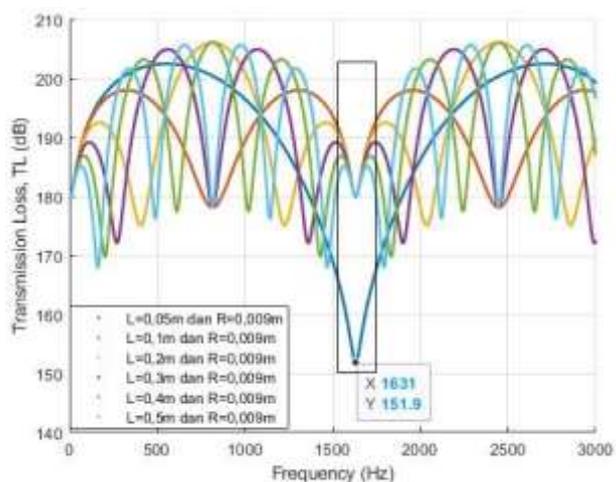


Gambar 3. Transmisi akustik untuk panjang dan jari-jari resonator 100 mm dan 3 mm dan panjang dan jari-jari *buffer* 0,5 m dan 0,005 m untuk gas CO₂ dan O₂

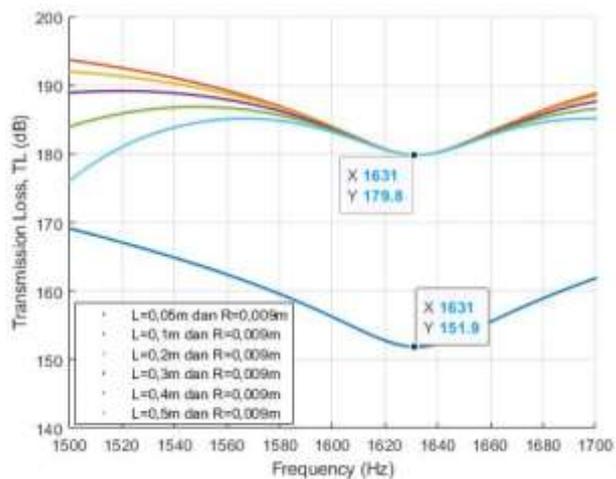


Gambar 4. *Insert* gas CO₂ dan O₂

Gambar 5 dan 6 menunjukkan pola perubahan panjang *buffer* dengan jari-jari *buffer* yang tetap, 0,009 m. Di sini terlihat bahwa semua panjang *buffer* menuju pada frekuensi yang sama 1631 Hz, dan memiliki nilai TL yang sama pula, yaitu 179,8 dB, dan juga untuk panjang *buffer* 0,05 m yang nilai TL-nya 151,9 dB. Panjang *buffer* relatif tidak terpengaruh terhadap gesekan fluida pada permukaan saluran. Akan tetapi jika panjang *buffer* tetap dan jari-jarinya diperbesar akan memunculkan pola gelombang seperti pada Gambar 7 dan 8, yang terlihat bahwa semakin besar jari-jari *buffer* nilai TL semakin besar dan semua variasi jari-jari *buffer* menuju nilai frekuensi yang sama, 1631 Hz.



Gambar 5. Variasi panjang *buffer* terhadap jari-jari *buffer* 0,009 m

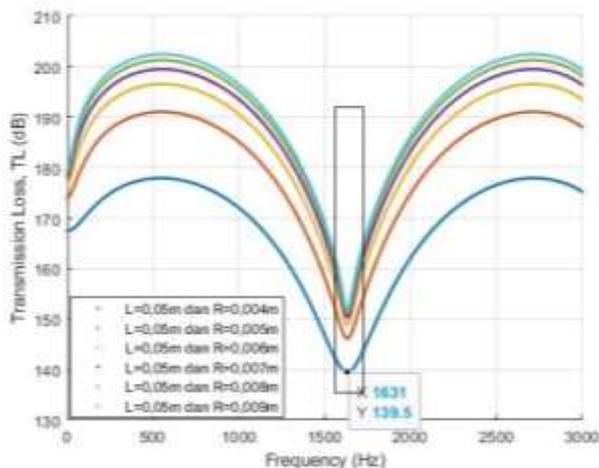


Gambar 6. *Insert* pada frekuensi 1631 Hz

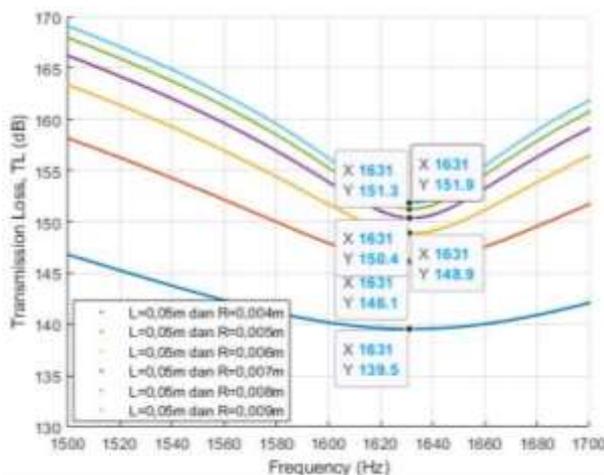
Kenaikan nilai TL pada jari-jari yang semakin besar ini karena tidak semua energi gelombang diteruskan, tapi sebagian dipantulkan karena terjadinya tumbukan oleh perubahan jari-jari saluran. Selain itu, *head loss* sangat berpengaruh

terhadap meningkatnya nilai TL karena adanya hambatan karena gesekan dan juga tumbukan perubahan diameter *buffer* terhadap resonator.

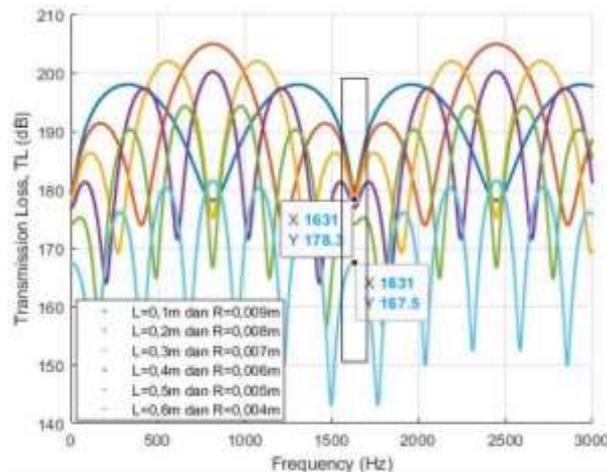
Bila dibandingkan hasil yang diperoleh dari variasi panjang dengan jari jari tetap (Gambar 5 dan 6), variasi jari-jari dengan panjang tetap (Gambar 7 dan 8) dan variasi panjang dan jari-jari *buffer* (Gambar 9), terlihat memiliki frekuensi yang sama, yaitu 1631 Hz. Ini berarti bahwa terjadi resonansi pada frekuensi ini. Hasil ini juga mendekati yang telah diperoleh sebelumnya oleh Wasono yaitu 1619,3 Hz secara teoritis dan 1616 Hz secara eksperimen [18]. Bijnen [6] menyampaikan bahwa pada $r_{buf} \approx 3 \times r_{res}$ dan $l_{res} = 2 \times r_{buf}$, ($l_{res} \gg r_{res}$) diperoleh frekuensi resonansi pada 1750 Hz. Sedangkan Harren [5] melaporkan masing-masing panjang dan jari-jari *buffer* 0,05 m dan 0,01 m menghasilkan frekuensi resonansi sebesar 1651 Hz.



Gambar 7. Variasi jari-jari *buffer* terhadap panjang *buffer* 0,05 m



Gambar 8. *Insert* pada frekuensi 1631 Hz



Gambar 9. Variasi jari-jari *buffer* dan panjang *buffer*

Simpulan

Konfigurasi panjang dan jari-jari *buffer* pada resonator tipe-H menghasilkan nilai TL yang bervariasi, terjadi perubahan intensitas energi gelombang yang merambat dari sumber yang melalui saluran atau area tertentu. Pada diskontinuitas saluran, efek kehilangan transmisi energi gelombang sangat besar karena perubahan diameter saluran mengakibatkan ada proses tumbukan dan energi tidak semuanya diteruskan, tapi sebagian dipantulkan. Pada diskontinuitas saluran, terjadi *head loss* total yang cukup besar, baik *head* elevasi, *head* kecepatan dan *head* tekanan saat fluida bergerak dalam resonator. Keberadaan *head loss* akibat adanya gesekan tidak dapat diabaikan dalam perhitungan sistem. Nilai *head loss* bervariasi sebagai kuadrat dari laju aliran. Dari simulasi diperoleh hasil frekuensi resonansi pada resonator tipe-H ini sebesar 1631 Hz. Nilai ini diperoleh dari variasi panjang dengan jari-jari *buffer* tetap dan variasi jari-jari dengan panjang *buffer* tetap. Nilai ini tidak jauh berbeda dengan nilai yang diperoleh sebelumnya, baik secara eksperimen maupun teoritis.

Ucapan Terima Kasih

Ucapan terima kasih sebesar-besarnya diberikan kepada LPDP yang telah mensponsori penelitian ini.

Pustaka

[1] S. A. S. El-Busaidy, B. Baumann, M. Wolff, and L. Duggen, "Photoacoustic Modeling Using Amplitude Mode Expansion Method in a Multi-scale T-cell Resonator," *comsol Conf. 2018 Lausanne, Switz.*, vol. 14, no. 2014, p.

- 2018, 2018.
- [2] B. Kost, B. Baumann, M. Germer, and M. Wolff, "Shape optimization of photoacoustic resonators," *WIT Trans. Built Environ.*, vol. 106, no. May, pp. 45–54, 2009.
- [3] B. Baumann, M. Wolff, B. Kost, and H. Groninga, "Finite element calculation of photoacoustic signals," *Appl. Opt.*, vol. 46, no. 7, p. 1120, 2007.
- [4] K. P. Koch and W. Lahmann, "Optoacoustic detection of sulphur dioxide below the parts per billion level," *Appl. Phys. Lett.*, vol. 32, no. 5, pp. 289–291, 1978.
- [5] F. J. M. Harren, F. G. C. Bijnen, J. Reuss, L. A. J. C. Voesenek, and C. W. P. M. Blom, "Sensitive Intracavity Photoacoustic Measurements with a CO₂ Waveguide Laser," *Appl. Phys. B Lasers Opt.*, vol. 50, pp. 137–144, 1990.
- [6] F. G. C. Bijnen, J. Reuss, and F. J. M. Harren, "Geometrical optimization of a longitudinal resonant photoacoustic cell for sensitive and fast trace gas detection," *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 67, no. 8, pp. 2914–2923, 1996.
- [7] D. C. Dumitras, *CO₂ LASER – OPTIMISATION AND APPLICATION Edited by Dan C. Dumitras*. 2012.
- [8] J. Li, W. Chen, and B. Yu, "Recent progress on infrared photoacoustic spectroscopy techniques," *Appl. Spectrosc. Rev.*, vol. 46, no. 6, pp. 440–471, 2011.
- [9] A. K. Gupta and A. Tiwari, "Transfer Matrix Method for Noise Attenuation on Single Expansion Chamber Muffler having Central Inlet and Central Outlet with Experimental Techniques and FEA Validation," *Int. J. Theor. Appl. Sci.*, vol. 7, no. 2, pp. 14–20, 2015.
- [10] M. Ranjbar, H. Arslan, and M. Orak, "Effect of Geometry Modification on Sound Transmission Loss in Multi-Chamber Muffler," in *The 8th International Conference on Acoustics & Vibration (ISAV2018)*, 2018, pp. 1–12.
- [11] F. C. Karal, "The Analogous Acoustical Impedance for Discontinuities and Constrictions of Circular Cross Section," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 25, no. 2, pp. 233–237, 1953.
- [12] K. S. Peat, "The acoustical impedance at discontinuities of ducts in the presence of a mean flow," *J. Sound Vib.*, vol. 127, no. 1, pp. 123–132, 1988.
- [13] B. Liu, J. Liu, W. Wei, H. Shen, and Z. Wei, "Suppression of low frequency sound transmission in fluid-filled pipe systems through installation of an anechoic node array," *AIP Adv.*, vol. 8, no. 11, 2018.
- [14] F. Chen, "Optimization design of muffler based on acoustic transfer matrix and genetic algorithm," *J. Vibroengineering*, vol. 16, no. 5, pp. 2216–2223, 2014.
- [15] T. Elnady, S. Elsaadany, and M. Åbom, "Flow and pressure drop calculation using two-ports," *J. Vib. Acoust. Trans. ASME*, vol. 133, no. 4, pp. 1–8, 2011.
- [16] B. Munson, D. Young, and T. Okiishi, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 8th ed. 2010.
- [17] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics A Fundamental Approach*. 2018.
- [18] Mitrayana, M. A. J. Wasono, dan M. R. Ikhsan, *Spektroskopi Fotoakustik Laser dan Aplikasinya*, 2014