



## Pendekatan Alternatif dalam Menghasilkan *Stability Lobes Diagram* untuk Memprediksi Getaran *Chatter* pada Proses Pemesinan Berdinding Tipis

Agus Susanto<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Prodi Teknik Perkeretaapian, Jurusan Teknik, Politeknik Negeri Madiun, Madiun. Email: [agus\\_eng.dept@pnm.ac.id](mailto:agus_eng.dept@pnm.ac.id)

### Abstract

Machining is widely used for finishing process of the entire manufacturing process chain. Machining process of thin plate, however, is not an easy task. This is because excessive vibration (chatter) can rise during operation. To predict the chatter vibration, a stability lobe diagram (SLD) is usually utilized which is strongly dependent on the frequency response function (FRF). This paper proposes an alternative approach for analyzing modal analysis by finite element method (FEM) to obtain FRF during machining thin-walled plate. The result shows good comparison between simulation and experiment. The comparison results show the same frequency domain at 300 Hz. However, a slight difference were found due to the boundary conditions in the FEM environment. The FEM result seems more rigid and contains only two dominant frequencies, at 100 Hz and 300 Hz. In addition, at a sampling range of 0.025 seconds (at 0.035 - 0.06 seconds), the amplitude of the signal generated by the FEM is 1.5 times greater than the amplitude of the signal generated by the experiment. This approach can be used to minimize the use of expensive hammering tests and an alternative to obtaining FRF on multi-stage workpieces.

**Keywords:** Thin-walled plate, FEM, frequency response function, dynamic modal, stability lobes diagram

### Abstrak

Pemesinan banyak digunakan dalam proses finishing dalam keseluruhan rantai manufaktur. Namun, melakukan proses pemesinan terutama pada proses finishing plat tipis bukanlah hal yang mudah. Hal tersebut karena getaran excessive (*chatter*) dapat muncul kapanpun selama proses operasi. Untuk memprediksi *chatter*, *stability lobe diagram* (SLD) biasanya digunakan, yang mana diagram ini sangat tergantung pada *frequency response function* (FRF). Makalah ini mengusulkan pendekatan alternatif yaitu analisis modal menggunakan metode elemen hingga (FEM) untuk mendapatkan FRF pada proses pemesinan plat tipis. Hasilnya, perbandingan antara simulasi dan eksperimen menunjukkan hasil yang memuaskan. Hasil perbandingan menunjukkan frekuensi domain yang sama, yaitu 300 Hz. Namun, terdapat sedikit perbedaan antara sinyal yang diperoleh melalui FEM dan eksperimen yang disebabkan oleh *boundary condition* pada proses FEM. Hasil FEM terlihat lebih kaku (*rigid*) dan hanya menunjukkan dua frekuensi dominan, pada 100 Hz dan 300 Hz. Selain itu, Pada rentang *sampling* 0.025 detik (pada detik ke 0.035 – 0.06), amplitude sinyal yang dihasilkan melalui FEM 1,5 kali lebih besar dari pada amplitude sinyal yang dihasilkan oleh eksperimen. Pendekatan ini dapat digunakan untuk meminimalisir penggunaan *hammering test* yang membutuhkan biaya mahal dan alternatif untuk mendapatkan FRF pada benda kerja multi stage.

**Kata Kunci:** Plat dinding tipis, FEM, *frequency response function*, modal dinamik, *stability lobes diagram*

## 1. Pendahuluan

Pemesinan - baik frais, bubut, gerinda - merupakan salah satu proses penting yang sering digunakan dalam proses finishing dari keseluruhan rantai manufaktur. Namun, melakukan proses pemesinan terutama pada proses *finishing* plat tipis bukanlah hal yang mudah. Hal tersebut karena getaran

*excessive*, misalnya *self-excited vibration* atau yang lebih dikenal dengan sebutan getaran *chatter* dapat muncul dengan mudah dari pada proses pemesinan benda kerja kaku (*rigid*). *Chatter* menjadi penyebab utama pengurangan kualitas permukaan akhir dari produk, mempercepat keausan pahat, dan merusak poros mesin perkakas (Dai, dkk., 2017). Oleh karena itu, *chatter* telah menjadi topik penelitian yang menarik dalam cabang *machining process monitoring* hingga saat ini (Quintana dan Ciurana, 2011).

Untuk mengatasi masalah getaran *chatter*, biasanya digunakan diagram lobus stabilitas atau *stability lobe diagram* (SLD) untuk memprediksinya. Diagram ini dianggap yang paling praktis oleh para praktisi karena dapat memprediksi proses pemesinan yang stabil dan tidak stabil dalam sebuah kurva (Schmitz dan Smith 2008). Memprediksi kondisi stabil saat proses pemesinan menggunakan diagram SLD telah dimulai oleh Tobias dan Tlustý (Minis and R. Yanushevsky, 1993) yang secara hampir bersamaan membuat diagram tersebut dengan parameter redaman. Selanjutnya, para peneliti menggunakan SLD dan menyempurnakannya. Dang, dkk. (Dang, dkk., 2018) memodifikasi SLD dengan parameter koefisien *directional time-varying*. Mereka menggunakan sistem keadaan transisi matriks dalam model stabilitas mereka, yang mana membantu menghilangkan periodik dan *time delay*. Huang, dkk. (Huang, dkk., 2017) membandingkan SLD karena pengaruh keseragaman jarak mata pahat (*regular constant of cutter teeth*) dan ketidakseragaman jarak mata pahat (*irregular pitch of cutter teeth*). Agus Susanto, dkk. secara luas mengulas proses kestabilan pada proses pemesinan menggunakan SLD, baik proses frais maupun bubut (Susanto, dkk., 2017, 2018a, 2018b, 2019, 2020).

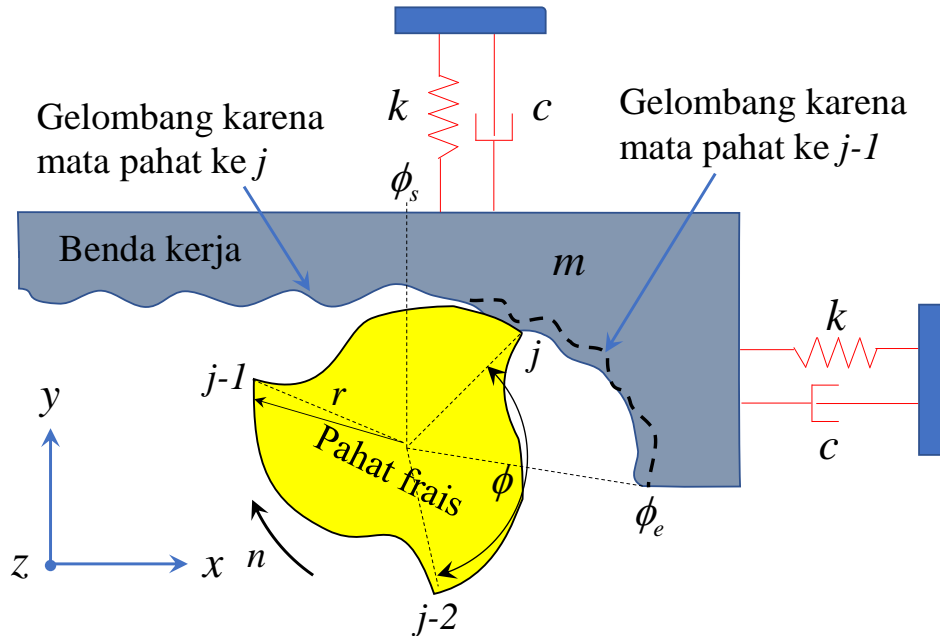
Akan tetapi, untuk membuat SLD mensyaratkan *hammering test* menggunakan *impact hammer piezoelectric* untuk mengukur *frequency response function* (FRF) sistem pemesinan; pahat-benda kerja-mesin perkakas dan selanjutnya kemudian mengekstraks FRF tersebut menjadi parameter modal dinamik (*dynamic modal parameter*) yang meliputi massa (*modal mass*), damping koefisien (*damping coefficient*), kekakuan (*stiffness*) dan frekuensi pribadi (*natural frequency*) (Susanto, dkk., 2018). Proses ini dapat menjadi kegiatan yang cukup membosankan. Sebagai contoh, jika terdapat 25 pahat dalam *tool's magazines* pada *machining center*, maka diperlukan paling tidak 50 kali *hammering test* untuk masing-masing sumbu;  $x$  dan  $y$  (dengan asumsi tidak melakukan test pada sumbu  $z$  karena dianggap *rigid*) dan mengekstrak semuanya menjadi *dynamic modal parameter*.

Makalah ini mengusulkan pendekatan alternative yaitu menggunakan *finite element method* (FEM) untuk mendapatkan FRF untuk proses pemesinan plat tipis. FRF untuk pahat mungkin saja dapat diasumsikan konstan. Akan tetapi, FRF benda kerja plat tipis pasti berubah secara berkala sebagai akibat perautan material, yang mana pada pemesinan plat tipis, seperti *jet blade*, getaran benda kerja sangat signifikan berpengaruh dibandingkan dengan getaran pahat karena pahat lebih kaku. *Hammering test* juga sangat mustahil diterapkan pada proses pemesinan multi tahap. Oleh karena itu, perlu untuk dilakukan pendekatan *offline* untuk mendapatkan FRF dalam rangka membentuk SLD. Pendekatan *offline* tersebut dapat dicapai melalui FEM sehingga pengukuran FRF untuk benda kerja yang sulit dapat dilakukan. Selain untuk meminimalisir biaya *hammering test*.

### 1.1. Pemodelan getaran *chatter* pada proses pemesinan plat tipis

**Gambar 1** menunjukkan model getaran yang terjadi pada proses frais naik (*up milling*) terhadap plat tipis. Simbol pada gambar, yaitu  $m$ ,  $c$ ,  $k$  masing-masing modal massa benda kerja (*modal mass*), koefisien redaman (*damping coefficient*), dan modal kekakuan (*modal stiffness*).  $\phi_s$  adalah sudut masuk mata pahat (*start angle*) yang bernilai nol (0) untuk proses *up milling*,  $\phi_e$  adalah sudut keluar mata pahat (*exit angle*) yang tergantung pada radius pahat ( $r$ ), sedangkan  $j$  adalah mata pahat (*cutting edge*). Saat proses pemesinan sedang berlangsung dengan rotasi spindle  $n$ , pahat frais mengeksitasi benda kerja dan mengakibatkan benda kerja terdefleksi pada arah  $x$  dan  $y$  yang membentuk gelombang permukaan. Defleksi benda kerja pada arah  $z$  tidak dipertimbangkan karena dianggap kaku. Sebagaimana terlihat pada gambar, gelombang getaran yang terbentuk (*imprinted*) pada benda kerja terjadi dari mata pahat ke mata pahat berikutnya. **Gambar 1** menunjukkan bahwa getaran yang

ditinggalkan oleh mata pahat ke- $j$  akan diraut oleh mata pahat ke  $j-1$  dan seterusnya. Hal ini akan menyebabkan terjadinya mekanisme *feedback*, yaitu ketebalan *chip* bervariasi tergantung pada gelombang permukaan yang ditinggalkan oleh mata pahat tertentu. Variasi ketebalan *chip* berperan besar terhadap gaya potong (*cutting force*) yang pada gilirannya akan menentukan amplitude getaran. Jika fasa getaran tidak menguntungkan, maka getaran *chatter* akan muncul. Untuk menjelaskan kemunculan getaran *chatter*, teori yang diungkapkan oleh Altintas (Altintas, 2012) akan digunakan pada penelitian ini.



**Gambar 1.** Pemodelan getaran *chatter* pada proses frais plat tipis

Variasi ketebalan *chip* saat diraut oleh mata pahat tertentu dinyatakan sebagai berikut;

$$h_j(\phi) = f_t \sin(\phi_j) + n(v_{jc}^0 - v_{jw}^0) - (v_{jc} - v_{jw}) \quad (1)$$

dimana  $f_t \sin(\phi_j)$  adalah *mean chip thickness* dengan  $f_t$  adalah kecepatan pemakanan/gigi (*feed/tooth*) dan  $\phi_j$  adalah sudut pemakanan efektif oleh mata pahat. *Mean chip thickness* adalah ketebalan *chip* saat tanpa mempertimbangkan terjadinya getaran. Sedangkan  $(v_{jc}^0, v_{jc})$  dan  $(v_{jw}^0, v_{jw})$  masing-masing adalah defleksi pahat dan defleksi benda kerja. Defleksi pada arah normal (arah ketebalan *chip*) akibat getaran pahat dan benda kerja dinyatakan sebagai berikut

$$v_{jp} = -x_p \sin \phi_j - y_p \cos \phi_j \quad (p = c, w) \quad (2)$$

dimana symbol  $c$  dan  $w$  masing-masing adalah pahat dan benda kerja.

Dengan mengeliminasi *static chip thickness* dalam persamaan (1), maka didapat;

$$h_j(\phi) = \Delta x \sin \phi_j - \Delta y \cos \phi_j \quad (3)$$

dimana

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= (x_c - x_c^0) - (x_w - x_w^0), \\ \Delta y &= (y_c - y_c^0) - (y_w - y_w^0) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Oleh karenanya, gaya potong dinamis pada gigi frais ke- $j$  dalam arah *tangential* dan *radial* dapat di definisikan sebagai;

$$\left. \begin{aligned} F_{ij}(\phi) &= K_t a h_j(\phi) \\ F_{rj}(\phi) &= K_r F_{ij}(\phi) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

dimana  $a$  adalah kedalaman potong axial, sedangkan  $K_t$  dan  $K_r$  masing-masing adalah koefisien gaya potong dalam arah *tangential* dan *radial*. Dengan mensubstitusikan persamaan (3) kedalam (5) dan menyesuaikan arah penjumlahan, akan didapatkan persamaan sebagai berikut;

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} a K_t \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \end{Bmatrix} \quad (6)$$

dimana  $a_{xy}$  adalah koefisien pemotongan dan tergantung pada posisi angular dari pahat dan koefisien gaya potong radial, oleh karena persamaan (6) merupakan fungsi waktu yang dapat ditulis dengan sempurna sebagai berikut;

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} a K_t [A(t)] \{\Delta(t)\}, \quad (7)$$

$[A(t)]$  adalah periode pada *tooth passing frequency*, yaitu  $\omega = N\Omega$ , oleh karena Altintas (Altintas, 2012) menggunakan *Fourier series expansion* sebagai solusi persamaan, oleh karena itu persamaan (7) menjadi;

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} a K_t [A_0] \{\Delta(t)\} \quad (8)$$

dimana  $[A_0]$  adalah *invariant* waktu yang tergantung pada matrik koefisien gaya potong. Dengan menggunakan waktu saat terjadi getaran ( $t$ ) dan waktu saat sebelum terjadi getaran ( $T - t$ ), persamaan (8) dapat dinyatakan sebagai;

$$\{F\} e^{i\omega ct} = \frac{1}{2} a K_t [A_0] (1 - e^{i\omega ct}) [G(i\omega_c)] \{F\} e^{i\omega ct} \quad (9)$$

dimana  $\{F\}$  menyatakan amplitude dari gaya potong dinamik  $\{F(t)\}$ , dan matrik  $[G(i\omega_c)]$  adalah *frequency response function* (FRF). Matrik FRF  $[G(i\omega_c)]$  adalah focus utama dalam paper ini yang didefinisikan secara lengkap sebagai

$$[G(i\omega_c)] = [G_c(i\omega_c)] + [G_w(i\omega_c)] \quad (10)$$

dimana

$$[G_p(i\omega_c)] = \begin{bmatrix} G_{p_{xx}}(i\omega_c) & G_{p_{xy}}(i\omega_c) \\ G_{p_{yx}}(i\omega_c) & G_{p_{yy}}(i\omega_c) \end{bmatrix}, \quad (p=c,w) \quad (11)$$

Persamaan (9) terdiri-dari solusi *non-trivial* hanya jika determinanturnya bernilai nol,

$$\det[[I] + \Lambda[G_0(i\omega_c)]] = 0 \quad (12)$$

dimana  $[G_0] = [A_0][G]$

*Eigenvalues* didefinisikan sebagai

$$\Lambda = -\frac{N}{4\pi} K_t a (1 - e^{-i\omega T}) \quad (13)$$

Memberikan solusi persamaan (12) secara numerik akan memberikan dua *parts*, yaitu *complex part* dan *real parts*  $\Lambda = \Lambda_R + i\Lambda_I$ , dan dari ketetapan Euler yang menyatakan  $e^{-i\omega_c T} = \cos \omega_c T - i \sin \omega_c T$ . Ketika persamaan-persamaan tersebut disubstitusikan kedalam persamaan (13), *complex part* akan lenyap dengan sendirinya, yaitu  $\Lambda_I(1 - \cos \omega_c T) = \Lambda_R \sin \omega_c T$  karena kedalaman potong aksial  $a$  adalah bernilai real. Oleh karenanya

$$\kappa = \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} = \frac{\sin \omega_c T}{1 - \cos \omega_c T} = \tan \psi \quad (14)$$

dimana  $\psi$  adalah beda *phase* dari *eigenvalues*. Dari persamaan ini, hubungan antara frekuensi putaran spindle dan kecepatan putaran spindle diperoleh sebagai

$$\left. \begin{aligned} \omega_c T &= \varepsilon + 2k \\ \varepsilon &= \pi - 2\psi, \\ \psi &= \tan^{-1} k, \\ n &= \frac{60}{NT}, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

dimana  $\varepsilon$  adalah beda *phase* antara modulasi gelombang permukaan luar dan dalam,  $k$  adalah bilangan bulat untuk bilangan gelombang getaran dalam periode gigi frais dan  $n$  adalah kecepatan spindle (*rpm*). Dengan mensubstitusi persamaan (14) kedalam persamaan (13), maka persamaan akhir untuk mendapatkan kedalaman potong bebas dari getaran chatter dinyatakan sebagai;

$$a_{lim} = -\frac{2\pi\Lambda_R}{NK_t} (1 + k^2) \quad (16)$$

Jika frekuensi getaran *chatter* dinyatakan  $\omega_c$ , *eigenvalues* diperoleh dari persamaan (12), yangmana menjadikan kedalaman potong kritis dapat dihitung dari persamaan (16) dan kecepatan spindle dihitung menggunakan persamaan (15) untuk bilangan getaran yang berbeda,  $k$ . Hal ini diulangi untuk berbagai frekuensi disekitar struktur modus getaran yang dominan.

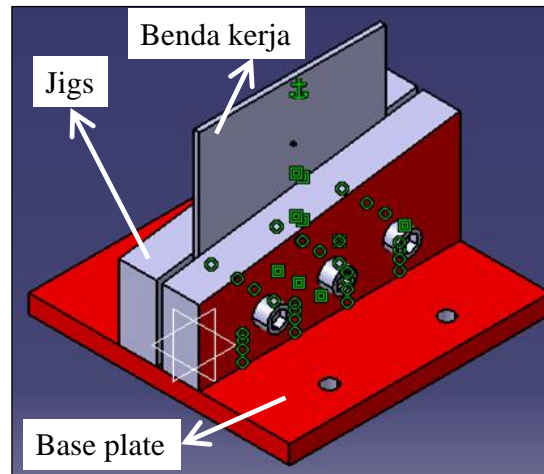
## 2. Metode

**Gambar 2** menampilkan bentuk benda kerja plat tipis yang biasanya di mesin dengan cara *side milling*. Bentuk benda kerja ini digunakan dalam pemodelan *finite element method* (FEM) dengan bahan Aluminium Alloy dengan sifat material; *density*, modulus elastis (*Young Modulus*), rasio *Poisson* (*Poisson ratio*) masing-masing adalah  $2,8 \times 10^3 \text{ Kg.m}^{-3}$ , 69,8 GPa dan 0,337. Ketebalan benda kerja yaitu 1,5 mm. Dalam membangun FEM, digunakan kondisi batas (*boundary condition*) sebagai berikut:

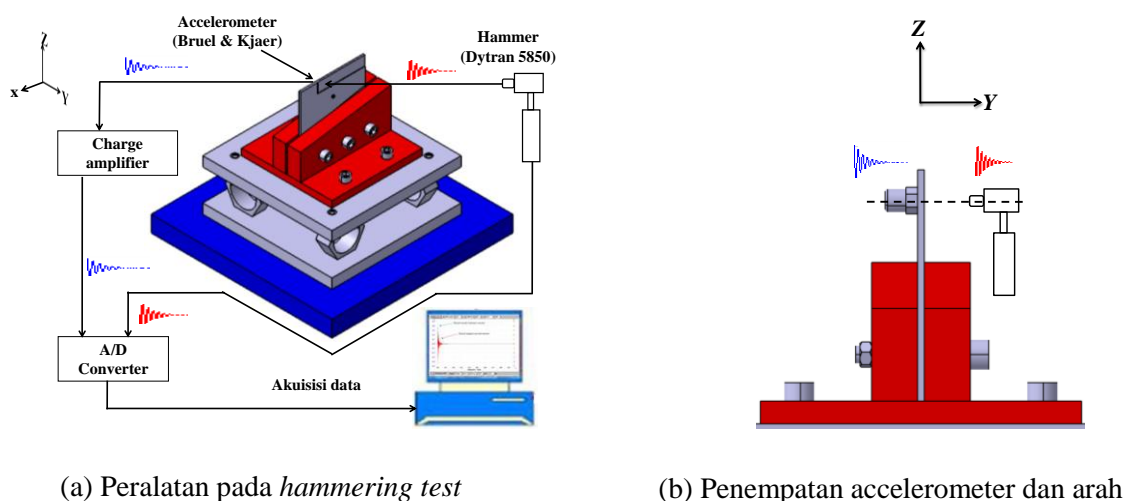
- 1) Benda dibaut pada permukaan *base plat* selama *hammering test* dan pada FEA diasumsikan dijepit sempurna.
- 2) Benda kerja di baut pada mesin milling selama *hammering test* dan diasumsikan bahwa frekuensi alami dari mesin sangat tinggi dibandingkan dengan benda kerja, maka pengaruhnya dapat diabaikan dalam analisis FEM.
- 3) Massa accelerometer ditambahkan ke model FEM sebagaimana ditambihkan pada **Gambar 3(b)**

Setup dari *hammering test* ditunjukkan pada **Gambar 3**. Pada gambar ini, terdapat beberapa peralatan yang digunakan dalam eksperimen dan skemanya sebagaimana terlihat pada **Gambar 3(a)**. berdasarkan **Gambar 3(a)**, benda kerja dieksitasi menggunakan palu instrumentasi yang pada ujungnya terdapat transduser pengukur gaya impact. Sementara accelerometer ditempatkan pada sisi

berlawanan dari titik eksitasi untuk mengukur *direct frequency response function* (FRF) seperti yang terlihat pada **Gambar 3(b)**. Dengan menggunakan metode *experimental modal analysis* (EMA) (Susanto, dkk., 2018), modal dinamik seperti modal massa ( $m$ ), modal *damping* ( $c$ ), modal *stiffness* ( $k$ ), dan frekuensi pribadi dapat diuraikan.



**Gambar 2.** Bentuk dan dimensi benda kerja yang digunakan pada FEM.



**Gambar 3.** Setup dari *hammering test*

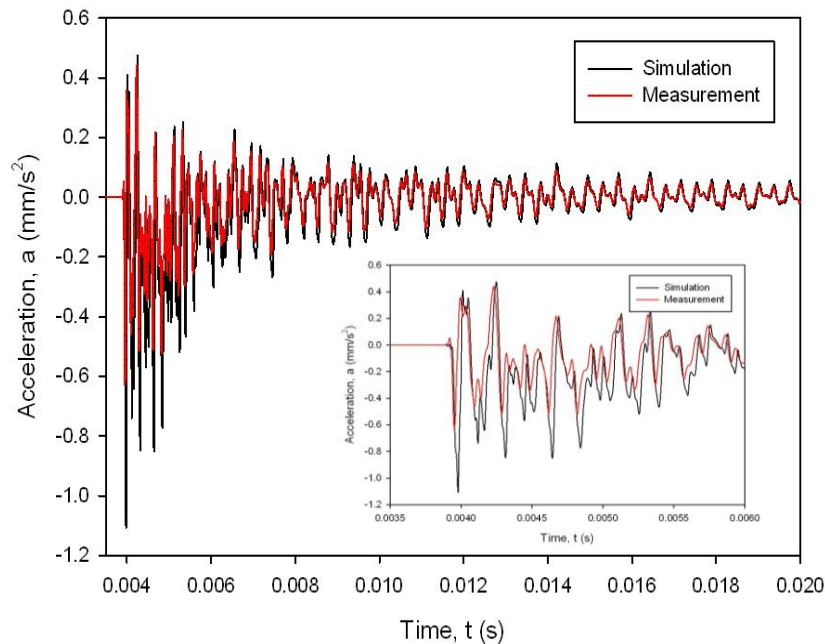
### 3. Hasil dan Pembahasan

Pada sub-bab ini dibahas tentang hasil dari penelitian dan penjelasannya. Pertama, pembahasan akan menjelaskan tentang analisis sinyal dalam domain waktu. Selanjutnya akan dijelaskan analisis sinyal dalam domain frekuensi untuk membahas *frequency response function* (FRF) dan terakhir akan membahas tentang *stability lobe diagram* (SLD) untuk membedakan proses pemesinan yang stabil dan tidak stabil (proses pemesinan terjadi getaran *chatter*).

#### 3.1. Analisis sinyal pada domain waktu

**Gambar 4** menampilkan sinyal dalam domain waktu. Pada gambar, terdapat dua sinyal yang ditampilkan sebagai perbandingan dalam gambar tersebut. Sinyal hitam adalah sinyal yang diperoleh dari FEM, sedangkan yang merah adalah sinyal diperoleh melalui *hammering test*. Untuk mengamati

hasil secara lebih jelas, diambil sampel sinyal selama 0.025 detik (pada detik ke 0.035 – 0.06) sebagaimana ditampilkan pada gambar sisipan. Sebagaimana terlihat pada gambar, sinyal prediksi yang diperoleh melalui FEM dan sinyal hasil eksperimen terlihat mempunyai korelasi yang memuaskan walaupun pada rentang sampling ini, amplitude sinyal yang dihasilkan melalui FEM 1 kali lebih besar dari pada amplitude sinyal yang dihasilkan oleh eksperimen. Sehingga, dapat dikatakan bahwa simulasi menggunakan FEM cukup berhasil untuk memprediksi sinyal dalam domain waktu. Namun perlu adanya analisa dalam domain frekuensi untuk menganalisa FRF karena ekstraksi modal dinamik hanya bisa dilakukan pada domain frekuensi.

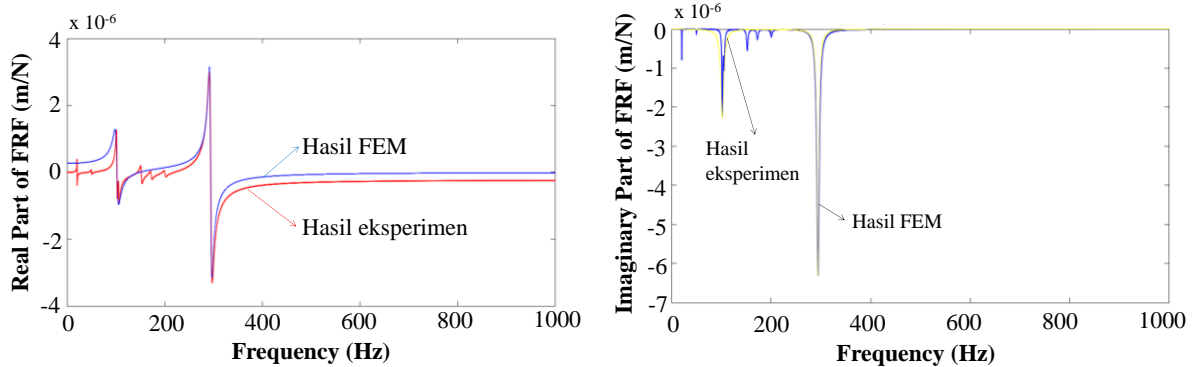


**Gambar 4.** Perbandingan sinyal percepatan yang diperoleh melalui FEA (hitam) dan pengujian (merah).

### 3.2. Analisis sinyal pada frekuensi domain

**Gambar 5** menampilkan sinyal dalam domain frekuensi. Terlihat dari gambar bahwa dua sinyal sedang diperbandingkan, yaitu sinyal FRF yang diperoleh dari FEM dan sinyal FRF yang diperoleh dari eksperimen. Pada gambar ini, **Gambar 5(a)** adalah perbandingan *real part* dari FRF dan **Gambar 5(b)** adalah perbandingan *imaginary part* dari FRF.

Terlihat bahwa hasil perbandingan menunjukkan korelasi yang baik antara hasil FEM dan eksperimen. Terlihat pada **Gambar 5(b)**, kedua metode mempunyai frekuensi domain yang sama, yaitu 300 Hz. Namun, terdapat sedikit perbedaan antara sinyal yang diperoleh melalui FEM dan eksperimen, yaitu hasil FEM terlihat lebih kaku (*rigid*) dan hanya menunjukkan dua frekuensi dominan, pada 100 Hz dan 300 Hz sebagaimana terlihat pada **Gambar 5(a)**. Hal tersebut disebabkan oleh beberapa kondisi batas (*boundary condition*) yang digunakan dalam pemodelan selama melakukan proses FEM, yaitu pada saat *hammering test*, benda kerja dibaut pada permukaan *base plat* dan pada FEA diasumsikan dijepit sempurna. Selain itu, massa accelerometer ditambahkan ke model FEM sebagaimana ditambulkan sehingga menjadi satu kesatuan dengan benda kerja. Namun, secara umum perbandingan terlihat baik.



(a) Perbandingan *real part* dari FRF yang dihasilkan FEM dan hasil eksperimen.

(b) Perbandingan *imaginary part* dari FRF yang dihasilkan FEM dan hasil eksperimen.

**Gambar 5.** Perbandingan sinyal FRF yang diperoleh melalui FEM (merah) dan pengujian (biru).

### 3.3. Prediksi getaran *chatter* menggunakan SLD

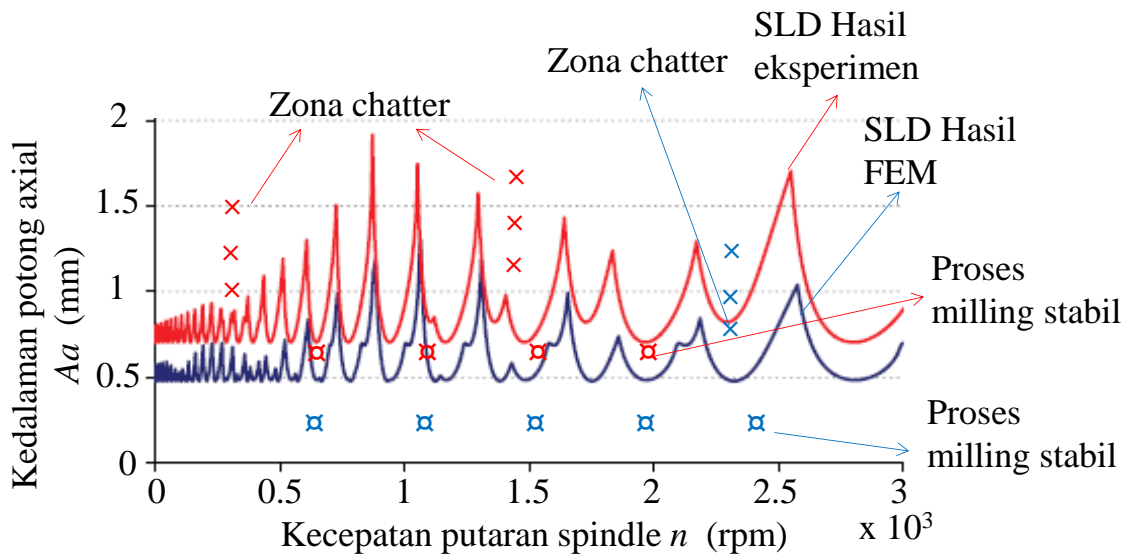
Pada subbab sebelumnya telah dijelaskan bahwa getaran *chatter* dapat diprediksi menggunakan *stability lobe diagram* (SLD). Namun SLD hanya dapat dibuat dengan mengekstrak *frequency response function* (FRF) yang tertera pada **Gambar 5** menjadi modal dinamik. Selain itu, untuk membentuk SLD diperlukan *radial cutting force coefficient* ( $F_{cr} = 0.7$ ) dan *tangential cutting force* ( $F_{ct} = 981.7$  MPa) (Schmitz dan Smith, 2008), serta kedalaman potong radial ( $A_r$ ) untuk proses frais samping (*side milling*) ditentukan sebesar 0.5 mm.

SLD yang dihasilkan disajikan pada **Gambar 6**. Pada diagram SLD, setiap pasangan parameter pemotongan - kecepatan putaran spindle (*rpm*) dan kedalaman potong axial (mm) - yang terletak dibawah lobes menunjukkan proses pemesinan yang stabil (getaran *chatter* tidak terjadi). Sebaliknya, setiap pasangan parameter pemotongan (kecepatan putaran spindle dan kedalaman potong axial) yang terletak diatas lobes menunjukkan proses pemesinan yang tidak stabil (terjadi getaran *chatter*).

Sebagaimana terlihat pada **Gambar 6** tersebut, terdapat dua kurva untuk dibandingkan dalam rangka mengkonfirmasi pendekatan yang digunakan dalam penelitian ini. Perbandingan menunjukkan hubungan yang cukup bagus meskipun tidak benar-benar serupa (terdapat sedikit perbedaan). Sedikit perbedaan tersebut dikarenakan perbedaan frekuensi pribadi antara hasil FEM dan eksperimen. Sedikit perbedaan frekuensi pribadi yang dihasilkan dari FEM dan eksperimen berakibat pada pergeseran kecil kecepatan spindle yang dihitung dalam diagram SLD. Oleh karena itu, frekuensi pribadi mempengaruhi kestabilan frekuensi *tooth passing* pahat frais jika ditinjau dalam diagram.

Kedalaman potong aksial yang dihasilkan melalui FEM sedikit lebih rendah dari kedalaman potong aksial hasil dari eksperimen. Hal ini dikarenakan kondisi benda kerja pada pemodelan FEM lebih kaku (*rigid*) dibandingkan dengan kondisi benda pada eksperimen yang cenderung lebih flexible (mudah bergetar). Kembali lagi pada kondisi batas (*boundary condition*) yang diterapkan pada asumsi yang dinyatakan dalam pembahasan sebelumnya, yaitu permukaan bagian bawah benda kerja pada FEM diasumsikan diclamp secara sempurna. Sedangkan pada eksperimen di baut pada beberapa titik. Oleh karenanya akan mempengaruhi formulasi matriks kekakuan (*stiffness matrix formulation*) dan derajat kebebasan (*degree of freedom*) dalam tinjauan getaran mekanik (*mechanical vibration*). Untuk hasil yang lebih akurat, maka dibutuhkan pendekatan kekakuan gesek (*friction stiffness*) antara bad mesin dan benda kerja.





**Gambar 6.** *stability lobe diagram* (SLD) untuk menentukan stabil dan ketidak stabilan proses pemesinan

Secara umum pendekatan yang dilakukan dalam penelitian ini dapat digunakan sebagai alternative untuk mendapatkan *frequency response function* (FRF) untuk proses pemesinan plat berding tipis selain *hammering test*. Selain itu, *hammering test* akan sangat tidak mungkin digunakan pada proses pemesinan multi tahap karena FRF benda kerja plat tipis adalah berubah secara konstan sebagai akibat perautan material, serta pendekatan yang digunakan dalam penelitian ini dapat meminimalisir uji *impact* yang cukup mahal, baik pengadaan peralatan (*impact hammer, accelerometer*, peralatan akuisisi data, serta perlengkapannya).

#### 4. Kesimpulan

Pada penelitian ini, *Finite element method* (FEM) digunakan sebagai pendekatan alternatif untuk mendapatkan *frequency response function* (FRF) yang dikorfiriasi kebenarannya secara eksperimen. FRF tersebut kemudian diekstrak menggunakan metode *experimental modal analysis* untuk mendapatkan modal dinamik. Modal dinamik tersebut kemudian digunakan untuk membentuk *stability lobe diagram* (SLD). Perbandingan antara pendekatan FEM dan eksperimen menunjukkan hasil yang memuaskan meskipun terdapat sedikit perbedaan yang disebabkan oleh asumsi *boundary condition* pada proses FEM. Pendekatan ini dapat digunakan untuk memecahkan masalah yang berbeda yang dihadapi melalui penggunaan *hammering test*.

#### Daftar Pustaka

- A. Susanto, C. H. Liu, K. Yamada, Y. R. Hwang, R. Tanaka, and K. Sekiya (2018), "Application of Hilbert–Huang transform for vibration signal analysis in end-milling," *Precis. Eng.*, vol. 53, no. 5: 263–277, doi: 10.1016/j.precisioneng.2018.04.008.
- A. Susanto, C.-H. Liu, K. Yamada, Y.-R. Hwang, R. Tanaka, and K. Sekiya (2018), "Milling Process Monitoring Based on Vibration Analysis Using Hilbert-Huang Transform," *Int. J. Autom. Technol.*, vol. 12, no. 5: 688–698, doi: 10.20965/ijat.2018.p0688.
- A. Susanto, K. Yamada, K. Mani, R. Tanaka, and K. Sekiya (2017), "Vibration Analysis in Milling of Thin-Walled Workpieces Using Hilbert-Huang Transform," in *9th International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century : LEM21*, vol. 9: 1–6, doi: 10.1299/jsmelem.2017.9.031.

- A. Susanto, K. Yamada, R. Tanaka, Y. A. Handoko, and M. F. Subhan (2020), "Chatter identification in turning process based on vibration analysis using Hilbert- Huang transform," *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 14, no. 2: 6856–6868.
- G. Quintana and J. Ciurana. (2011), "Chatter in machining processes: A review," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 51, No. 5: 363–376, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2011.01.001.
- I. Minis and R. Yanushevsky, (1993), "A new theoretical approach for the prediction of machine tool chatter in Milling," *J. Manuf. Sci. Eng. Trans. ASME*, vol. 115, No. 1: 1–8, doi: 10.1115/1.2901633.
- Tony L. Schmitz and K. S. Smith, *Machining Dynamics: Frequency Response to Improved Productivity*, vol. 1. (2008). Springer
- T. Huang, X. M. Zhang, and H. Ding (2017), "Tool Orientation Optimization for Reduction of Vibration and Deformation in Ball-end Milling of Thin-walled Impeller Blades," *Procedia CIRP*, vol. 58: 210–215, doi: 10.1016/j.procir.2017.03.211.
- X. Bin Dang, M. Wan, Y. Yang, and W. H. Zhang (2018), "Efficient prediction of varying dynamic characteristics in thin-wall milling using freedom and mode reduction methods," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 150, No. 1: 202–216, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2018.10.009.
- Y. Altintas, *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design* (2012). Cambridge University Press, Cambridge, New York.
- Y. Dai, H. Li, X. Xing, and B. Hao (2017), "Prediction of chatter stability for milling process using precise integration method," *Precis. Eng.*, vol. 52, No. 1: 152–157, doi: 10.1016/j.precisioneng.2017.12.003.