



Analisis Statik dan Dinamik Struktur Tranduser pada *Low-Cost Dynamometer* untuk Mengukur Gaya Potong Proses Bubut *Orthogonal*

**Risma Alfiyani¹, Agus Susanto², Wida Yuliar Rezika³, Ramadhana Eka Wicaksono⁴,
Putri Hana Widyaning Mudmainah⁵**

^{1,2,3,4,5} Program Studi Sarjana Terapan Perkeretaapian, Jurusan Teknik, Politeknik Negeri Madiun
Kampus 2, Jl. Ring Road Barat, Winongo, Kec. Manguharjo, Kota Madiun, Jawa Timur 63162
Email: rismaalfiyani36@gmail.com, agus_eng.dept@pnm.ac.id, widayuliar@pnm.ac.id,
dhanarama148@gmail.com, hanawida234@gmail.com

Abstract

Cutting forces in turning process are usually measured using dynamometer and they can be used to evaluate the quality of the cutting process. Commercial dynamometers on the market today offered with quite expensive prices. Therefore, many researchers are trying to design dynamometers at more affordable prices. One of the most important components in designing a dynamometer is transducer. This article discusses the design and static and dynamic analysis of a full octagonal shaped ring transducer for measuring cutting forces in orthogonal cutting. The transducer design is analysed statically using the Finite Element Method (FEM) and dynamically using the Experimental Modal Analysis (EMA) method to determine its structural strength. The results of the static analysis of the strength of the transducer structure were able to withstand static loads of 224 to 388 N. It is because the transducer stress did not exceed the yield strength of the material which is 233 MPa. While the dynamic analysis of the transducer structure using EMA shows that the natural frequency, the damping ratio, the stiffness constant, the modal mass, and the damping coefficient 3851 Hz, 18.5×10^6 N/m, 1.04%, 32 g, and 16 N/s/m, respectively. With these dynamic parameter, the transducer design for this low-cost dynamometer is safe and reliable when used in the turning process with spindle rotation speeds reaching 20 Krpm.

Keywords: dynamometer, static analysis, experimental modal analysis (EMA), finite element method (FEM), orthogonal turning process.

Abstrak

Gaya potong pada proses bubut biasanya diukur menggunakan dinamometer dan gaya potong tersebut umumnya digunakan untuk mengevaluasi kualitas proses pemotongan. Dinamometer komersil yang ada di pasaran saat ini ditawarkan dengan harga yang cukup mahal. Sehingga banyak peneliti yang berusaha merancang dinamometer dengan harga yang lebih terjangkau. Salah satu komponen terpenting dalam merancang dinamometer adalah transducer. Artikel ini membahas desain serta analisis statik dan dinamik transducer berbentuk *full octagonal shaped ring* untuk mengukur gaya potong pada proses bubut tegak (*orthogonal cutting*). Desain transducer tersebut dianalisis secara statik menggunakan metode *Finite Element Method (FEM)* dan dinamik menggunakan metode *Experimental Modal Analysis (EMA)* untuk mengetahui kekuatan strukturnya. Hasil analisis statik kekuatan struktur transducer mampu menahan beban statik sebesar 224 hingga 388 N. Hal ini karena tegangan transducer tidak melampaui *yield strength* material yaitu 233 MPa. Sedangkan analisis dinamik struktur transducer menggunakan EMA menunjukkan bahwa frekuensi pribadi (*natural frequency*), rasio redaman (*damping ratio*), konstanta kekakuan (*stiffness*), modal massa, dan koefisien redaman masing-masing sebesar 3851 Hz, 18.5×10^6 N/m, 1.04%, 32 g, and 16 N/s/m. Dengan parameter dinamik tersebut, maka desain transducer untuk dinamometer *low-cost* ini aman dan *reliable* ketika digunakan pada proses bubut dengan kecepatan putaran *spindle* hingga 20 Krpm.

Kata kunci: dinamometer, analisis statik, *experimental modal analysis (EMA)*, *finite element method (FEM)*, proses bubut *orthogonal*.

Pendahuluan

Mesin bubut merupakan perkakas yang digunakan untuk menyayat benda yang sedang berotasi pada sumbunya dengan menggunakan pahat potong yang bergerak relatif terhadap benda kerja. Proses ini merupakan salah satu proses pemesinan yang banyak diaplikasikan dalam rantai manufaktur baik industri otomotif (Gobetto, 2014), perkeretaapian (KORLOY Railway Industry, 2019), dan dirgantara (Kappmeyer et al., 2012) terutama diterapkan pada proses *roughing* dan *finishing*.

Saat proses bubut berlangsung, kontak antara benda kerja dan pahat akan menghasilkan gaya potong arah pemakanan (*feed force*), gaya potong arah kecepatan (*tangensial force*), dan *radial force* (Umurani & Siregar, 2019). Besarnya gaya potong ini dipengaruhi oleh parameter pemesinan, yaitu kecepatan potong (*cutting speed*), kedalaman pemotongan (*depth of cut*), laju pemakanan (*feed rate*), geometri pahat, dan sifat mekanis material (Korkut & Boy, 2007).

Gaya potong tersebut umumnya diukur menggunakan dinamometer dalam rangka untuk mengevaluasi kualitas proses pemotongan dan biasanya dinamometer komersial yang digunakan adalah dinamometer piezoelektrik produksi Kistler Instruments (Pte) Ltd. Sebagaimana yang digunakan oleh Zheng et al. (2015) ketika membubut material Titanium Alloy dan Yang et al. (2010) saat memantau proses bubut material *nickel-base superalloy*. Namun, dinamometer tersebut dijual dengan harga yang cukup mahal, berkisar 860 juta. Oleh karena itu, dinamometer tersebut sulit direalisasikan oleh perguruan tinggi dan peneliti yang ada di Indonesia.

Banyak peneliti yang berusaha merancang dinamometer dengan harga yang lebih terjangkau sehingga dapat digunakan oleh para peneliti. Rizal et al., (2018) merancang dinamometer berbasis *strain gauge* dengan tipe transduser *octagonal ring* untuk mengukur gaya potong pada proses pemotongan miring (*oblique cutting*). Pada penelitian tersebut dilakukan analisis struktur baik secara statik dan dinamik. Hasil analisis statik didapatkan hasil tegangan maksimum yaitu 214 MPa, sedangkan pada analisis dinamik didapatkan hasil nilai frekuensi natural transduser empat kali dari frekuensi mesin bubut yaitu 765,3 Hz. Zhao et al. (2015) mendesain dan memfabrikasi dinamometer 3-axial dengan dua buah

transduser berbentuk *octagonal ring* yang disusun tegak lurus dan menggunakan sensor *Micro-Electro-Mechanical System* (MEMS). Pada penelitian tersebut dilakukan analisis statik transduser dengan metode elemen hingga (FEM) dan didapatkan hasil transduser aman untuk digunakan. Şeker et al., (2004) mengonstruksi dinamometer menggunakan *load cells* dengan jenis transduser *bending beam*.

Berdasarkan penelitian tersebut, salah satu komponen terpenting penyusun dinamometer adalah transduser. Desain transduser berbentuk *octagonal ring* yang digunakan peneliti tersebut menyebabkan *strain gauge* yang dipasang pada bagian dalam sudah mengalami *compressive* meskipun pada kondisi normal - saat beban belum diaplikasikan. Hal ini jelas mempengaruhi akurasi pengukuran gaya potong. Oleh karena itu, desain transduser alternatif perlu diteliti sehingga dapat digunakan untuk mengukur gaya potong pada proses bubut secara presisi.

Artikel ini membahas tentang desain dan analisis transduser berbentuk *full octagonal shaped ring* yang akan digunakan untuk mengukur proses pemotongan tegak (*orthogonal cutting*) pada proses bubut. Metode elemen hingga (FEM) digunakan untuk menganalisis struktur transduser tersebut secara statik. Selain itu, transduser juga akan dianalisis secara dinamik menggunakan teknik *Experimental Modal Analysis* (EMA) untuk mengetahui struktur dinamometer secara dinamik saat proses pemesinan berlangsung.

Metodologi

Penelitian ini dilakukan dengan beberapa tahap yaitu studi literatur mengenai gaya potong pada proses bubut dan material mild steel untuk dinamometer. Kemudian dilakukan analisis statik dengan metode FEM dan analisis dinamik dengan ekstraksi EMA.

Material Mild Steel

Pada pembahasan ini, material yang digunakan untuk mendesain transduser adalah *Mild Steel*. Material ini tergolong baja karbon rendah karena kandungan karbonnya kurang dari 0,3%. Kandungan karbon ini akan mempengaruhi sifat-sifat material (*mechanical properties*). *Material properties* dari *mild steel* ditunjukkan pada Tabel 1 berikut.

Tabel 1. *Material properties mild steel*

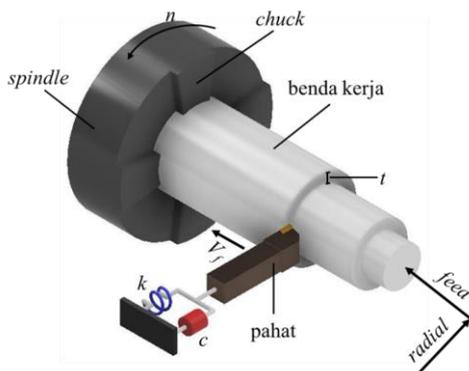
Density (ρ)	7850 kg/m ³
Ultimate Tensile Strength (UTS)	400 – 550 Mpa
Yield Strength (ϕ)	250 Mpa
Young Modulus of Elasticity (E)	200 Gpa
Thermal Conductivity (T)	50 W/mK
Heat Capacity (c)	510 J/g K

Untuk menghindari kegagalan struktur karena beban yang berlebih, besarnya tegangan maksimum dari transduser harus di bawah *yield strength* atau kekuatan luluh (ϕ) material struktural. Dengan memperhitungkan nilai *safety factor* (sf) yaitu 1,3, maka tegangan maksimum yang diijinkan dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$\sigma_{max} = \frac{\phi}{sf} \quad \text{Pers. 1}$$

Proses Bubut

Proses bubut (*turning*) merupakan proses pemesinan dengan benda kerja yang berputar sedangkan pahat melakukan gerak pemakanan. Proses bubut digunakan untuk pemesinan benda kerja silindris. Pada proses pemotongan, pahat harus diposisikan pada ketinggian yang sama dengan sumbu pusat benda kerja. Pahat bergerak translasi dengan eretan dan gerakannya diatur menggunakan lengan pengatur.

**Gambar 1.** *Isometric view proses bubut*

Pada proses bubut terdapat dua jenis proses pemotongan yaitu pemotongan miring (*oblique cutting*) dan pemotongan tegak (*orthogonal cutting*). Pemotongan tegak lurus (*orthogonal cutting*) merupakan proses pemotongan material menggunakan pahat dengan ujung mata pahat berada tegak lurus

terhadap arah pemotongan, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.

Pada Gambar 1 menunjukkan *orthogonal cutting* pada proses bubut, kecepatan putaran poros (n) dihantarkan ke *workpiece*, dan gerak makan (f) dihantarkan ke pahat. Pemotongan dilakukan dengan pahat lurus yang ujung potongnya tegak lurus terhadap kecepatan penekanan (V_c). Sedangkan k dan c merupakan konstanta kekakuan (*stiffness constant*) dan koefisien redaman (*damping coefficient*) yang akan digunakan untuk menjelaskan proses dinamis pada pembahasan selanjutnya. Parameter pemesinan dalam proses bubut *orthogonal cutting* meliputi:

1. Kecepatan potong (v_c)

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (\text{m/min}) \quad \text{Pers. 2}$$

2. Kecepatan pemakanan (v_f)

$$v_f = n \cdot f \quad (\text{mm/min}) \quad \text{Pers. 3}$$

3. Kedalaman potong (a)

$$a = \frac{D - d}{2} \quad (\text{mm}) \quad \text{Pers. 4}$$

4. Tebal geram (*Chip thickness*) (h)

$$h = f \cdot \sin \sin 90^\circ \quad (\text{mm}) \quad \text{Pers. 5}$$

5. Lebar pemotongan (b)

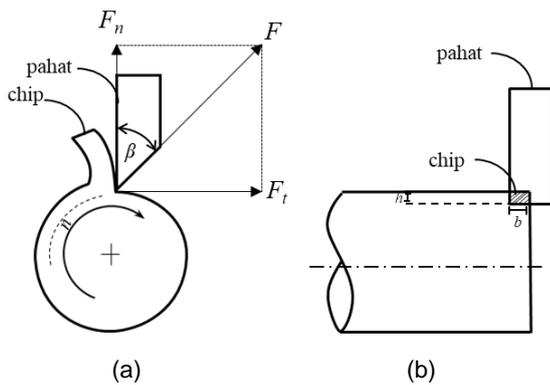
$$b = \frac{t}{\sin \sin 90^\circ} \quad (\text{mm}) \quad \text{Pers. 6}$$

6. Luasan geram sebelum terpotong (*underformed chip area*) (A)

$$A = f \cdot t = a \cdot b \quad (\text{mm}^2) \quad \text{Pers. 7}$$

dimana D dan d masing-masing adalah diameter awal dan diameter akhir benda kerja.

Dalam penelitian ini, besarnya gaya potong yang bekerja pada proses bubut akan digunakan untuk pembebanan pada proses analisis statik. Dari parameter proses bubut yang telah diketahui dapat digunakan untuk menentukan besarnya gaya potong pada proses bubut *orthogonal cutting*. Gaya potong yang bekerja pada proses bubut *orthogonal cutting* ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. (a) Komponen-komponen gaya potong pada proses bubut (b) Detail *chip* hasil pemotongan

Dari Gambar 2(a), pahat bergerak menyayat benda kerja yang berputar sebesar n (rpm) dengan gerak makan f (mm/min). Gaya potong (F) yang bekerja pada proses bubut *orthogonal cutting* dapat diuraikan menjadi gaya normal (F_n) dan gaya tangensial (F_t) dengan sudut gaya (β). Sedangkan pada Gambar 2(b) ditunjukkan ketebalan *chip* (h) dan lebar *chip* (b) yang dihasilkan dari proses pemotongan. Dari Gambar 2, tebal *chip* dapat diketahui berdasarkan persamaan 5. Sedangkan lebarnya *chip* (b) dapat diketahui dengan persamaan 6.

Besarnya gaya potong pada proses bubut *orthogonal* berbanding lurus dengan luas area *chip* (A) dan gaya potong spesifik (K_s) yang dirumuskan sebagai;

$$F = A \cdot K_s \quad \text{Pers. 8}$$

Sehingga gaya potong pada proses bubut yang telah diproyeksikan menjadi gaya potong normal (F_n) dan gaya potong tangensial (F_t) dapat dihitung sebagai berikut;

$$F_t = F \cdot \sin \beta = K_s \cdot b \cdot a \cdot \sin \beta \quad \text{Pers. 9}$$

Dan

$$F_n = F \cdot \cos \beta = K_s \cdot b \cdot a \cdot \cos \beta \quad \text{Pers. 10}$$

dimana satuan K_s adalah N/mm^2 .

Getaran pada Proses Bubut

Pada proses bubut terdapat getaran yang terjadi karena adanya kontak antara benda kerja yang berputar dengan pahat bubut seperti yang ditampilkan pada gambar 1. Getaran yang terjadi pada proses bubut dapat dimodelkan dengan derajat kebebasan tunggal (*Single Degree of Freedom (SDOF)*), merupakan gerak dalam satu sumbu translasi. Getaran SDOF dapat digambarkan dengan sebuah massa (m) yang terhubung dengan konstanta kekakuan pegas (*stiffness spring*) (k) dan koefisien peredam (c). Massa tersebut akan digetarkan

oleh gaya akibat proses pemotongan yang kemudian akan diterima oleh pegas dan peredam.

Ketika amplitude getaran semakin membesar seiring waktu akibat kecilnya nilai kekakuan dan redaman maka akan terjadi *chatter* (Susanto et al., 2020). Ketika pegas menerima gaya, maka akan memberikan gaya lawan sebanding dengan perpindahan kesetimbangan posisi yang disebut gaya kekakuan dan peredam juga akan memberikan gaya lawan yang sebanding dengan kecepatan yang disebut gaya redaman (Brandt, 2011). Dari gaya yang bekerja tersebut, maka massa akan mengalami defleksi.

Dalam tujuan analisis, dinamometer dapat ditinjau sebagai massa yang ditopang dengan pegas karena seluruh peralatan mesin beroperasi dengan beberapa getaran dan dalam operasi pemotongan tertentu. Gaya potong yang terjadi akan mempengaruhi dinamometer, sehingga besarnya frekuensi natural dinamometer harus jauh lebih besar dibandingkan dengan getaran mesin bubut.

Berdasarkan model getaran yang terdapat pada Gambar 1, persamaan getaran SDOF adalah sebagai berikut:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = Fe^{i\omega t} \quad \text{Pers. 11}$$

Variabel m merupakan massa dari benda dalam kg, k merupakan kekakuan (N/m), c merupakan koefisien peredaman (N.s/m), sedangkan $Fe^{i\omega t}$ adalah gaya potong yang terjadi selama proses pemotongan. Karena respon gerak memiliki frekuensi yang sama dengan fungsi pembebanan maka dapat diasumsikan nilai defleksi (x) adalah $x = Xe^{i\omega t}$. Diferensial pertama dari x merupakan kecepatan (\dot{x}) sehingga didapatkan $\dot{x} = i\omega Xe^{i\omega t}$. Sedangkan percepatan (\ddot{x}) didapatkan dengan diferensial kedua dari defleksi, sehingga persamaan yang didapatkan adalah $\ddot{x} = -\omega^2 Xe^{i\omega t}$. Variabel-variabel tersebut disubstitusikan ke persamaan 11 sehingga akan menjadi:

$$(-\omega^2 m + i\omega c + k)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad \text{Pers. 12}$$

Persamaan dapat diubah dalam bentuk *frequency response function (FRF)* dengan mengeliminasi bilangan eksponensialnya yaitu:

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{-\omega^2 m + i\omega c + k} \quad \text{Pers. 13}$$

Persamaan diatas dapat diuraikan menjadi empat komponen utama dari FRF, yaitu *magnitude*, fasa (*phase*), *real*, dan *imaginary*

part dari FRF. Keempat persamaan ditulis dalam persamaan 14-17.

$$\left| \frac{X}{F} \right| = \frac{1}{k} \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad \text{Pers. 14}$$

$$\frac{X}{F} = \left(\frac{-2\zeta r}{1 - r^2} \right) \quad \text{Pers. 15}$$

$$\text{Re} \left(\frac{X}{F} \right) = \frac{1}{k} \sqrt{\frac{1 - r^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad \text{Pers. 16}$$

$$\text{Im} \left(\frac{X}{F} \right) = \frac{1}{k} \sqrt{\frac{-2\zeta r^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad \text{Pers. 17}$$

Dimana r adalah rasio frekuensi antara frekuensi paksa terhadap frekuensi natural ($r = \frac{\omega}{\omega_n}$). Selanjutnya, persamaan *real* dan *imaginary part* dari FRF dapat digambarkan sebagai yang ditampilkan pada Gambar 3. Grafik ini akan digunakan untuk menentukan parameter dinamik dari struktur dinamometer saat proses bubut sedang berlangsung dengan menggunakan metode *Experimental Modal Analysis (EMA)*. EMA merupakan metode yang digunakan untuk menentukan kondisi keseluruhan dari suatu struktur (Shen et al., 2010).

Identifikasi dengan menggunakan metode EMA akan menggunakan grafik *real* dan *imaginary part* dari hasil FRF. Berikut gambar *real part* dan *imaginary part* dari FRF yang akan dilakukan ekstraksi parameter dinamik dengan metode EMA.

Dari Gambar 3(a) bagian yang ditunjuk merupakan frekuensi natural (ω_n). Sedangkan pada Gambar 3(b) bagian yang ditunjukkan merupakan frekuensi natural ω_{n1} dan ω_{n2} yang digunakan untuk menentukan nilai modal *damping ratio* dengan persamaan sebagai berikut.

$$\zeta = \frac{\omega_{n1} - \omega_{n2}}{2 \cdot \omega_n} \quad \text{Pers. 18}$$

Nilai negatif puncak (amplitudo) yang ditunjukkan dengan A pada grafik *imaginary part* akan digunakan untuk menentukan nilai kekakuan (N/m) yang dihitung melalui persamaan berikut.

$$k = \frac{-1}{2 \cdot \zeta \cdot A} \quad \text{Pers. 19}$$

Dari nilai frekuensi natural dan kekakuan yang telah diketahui maka dapat dihitung nilai massa modal (kg) melalui persamaan berikut.

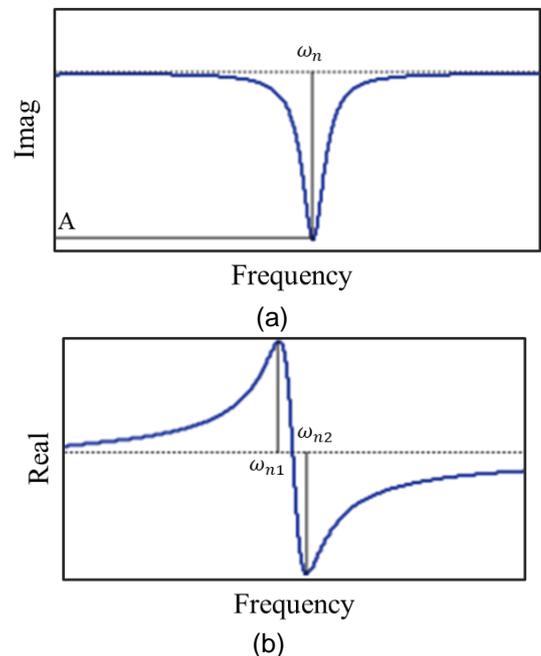
$$m = \frac{k}{(\omega_n \cdot 2\pi)^2} \quad \text{Pers. 20}$$

Koefisien redaman (N.s/m) dapat dihitung dengan menggunakan *damping ratio*, kekakuan, dan massa yang telah diketahui.

$$c = 2 \zeta \sqrt{k \cdot m} \quad \text{Pers. 21}$$

Dari variabel-variabel yang telah didapatkan di atas dapat diketahui nilai frekuensi natural (Hz) dengan persamaan:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Pers. 22}$$

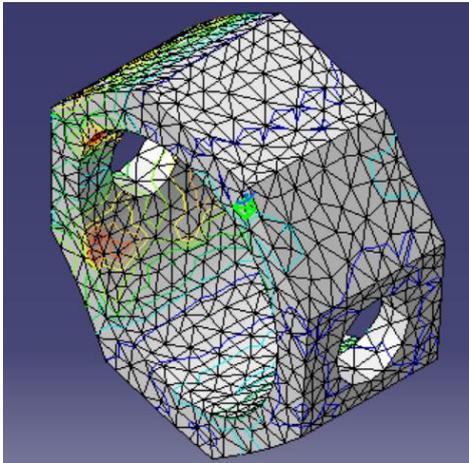


Gambar 3. Grafik *frequency response function (FRF)* berdasarkan persamaan (16) dan (17)

Finite Element Method (FEM)

Finite Element Method (FEM) merupakan teknik komputasi yang digunakan untuk mendapatkan solusi perkiraan masalah nilai batas dalam rekayasa (Hutton, 2004). Metode elemen hingga menunjukkan apakah suatu struktur akan pecah, aus, bekerja sesuai dengan fungsinya, dan dapat memprediksi bagaimana kondisi suatu struktur ketika digunakan. FEM digunakan untuk mendapatkan evolusi ruang dan/atau waktu dari satu atau lebih variabel yang mewakili perilaku sebuah sistem fisik. FEM menjadi metode yang sangat baik untuk menghitung perpindahan, tegangan, dan regangan dalam struktur dengan pembebanan. Pada Gambar 4 menunjukkan contoh metode elemen hingga,

yaitu dengan membagi objek yang akan dianalisis menjadi bagian-bagian kecil yang disebut elemen dengan jumlah hingga. Setiap elemen-elemen tersebut dihubungkan dengan nodal.

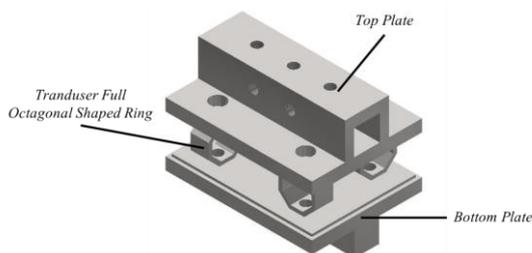


Gambar 4. Finite element method pada tranduser

Hasil dan Pembahasan

Desain Low Cost Dinamometer Bubut

Penelitian ini menggunakan tranduser *full octagonal shaped ring* berbasis *strain gauge*. Dinamometer yang didesain terdiri dari empat buah tranduser *octagonal ring* ditempatkan di antara dua pelat yaitu pelat atas (*top plate*) dan pelat bawah (*bottom plate*). Tranduser dipasang dengan kedua pelat tersebut menggunakan baut. *Top plate* dinamometer digunakan untuk menahan dinamometer pada *toolpost* mesin bubut. Sedangkan bagian *bottom plate* sebagai tempat pahat yang akan digunakan untuk pembubutan. Gambar 5 menunjukkan desain geometri dinamometer bubut serta komponen-komponen penyusunnya.



Gambar 5. Desain geometri *low cost* dinamometer bubut

Dimensi tranduser *full octagonal shaped ring* ditentukan sebagai berikut, di mana lebar ring (b) 15 mm, tebal ring (t) 3 mm, dan radius ring (r) 13,5 mm. Sifat-sifat cincin segi delapan ditentukan oleh bahan dan desainnya.

Pemilihan bahan untuk tranduser *full octagonal shaped ring* didasarkan pada beberapa faktor yaitu kekakuan struktural, kekuatan maksimum, dan natural frekuensi. Oleh karena itu, dinamometer dibuat dengan material *mild steel*.

Perhitungan Matematis

Desain tranduser tersebut kemudian dilakukan analisis statik dengan bantuan perangkat lunak berbasis FEM. Material yang digunakan untuk dinamometer ini adalah *mild steel* dengan nilai *yield strength* yaitu 250 MPa. Kondisi batasnya adalah pada ujung bawah struktur tetap (*fixed*) dan bagian atas ring bebas dimana gaya diterapkan pada arah vertikal dan horizontal. Pada artikel ini besarnya gerak makan yang akan dilakukan dalam proses bubut yaitu 0,2 mm/rev. Sedangkan beban maksimal yang dapat diterima oleh tranduser dihitung dengan mencari besarnya tebal geram (h) dan lebar geram menggunakan parameter gerak makan dan kedalaman potong.

$$h = 0,2 \cdot \sin(90) = 0,2 \text{ mm}$$

Sedangkan untuk nilai lebar geram (b) yaitu

$$b = \frac{0,8}{\sin(90)} = 0,8 \text{ mm}$$

Dari parameter b dan a tersebut maka dapat diketahui nilai gaya normal dan gaya tangensial. Dengan asumsi material yang akan dibubut yaitu 4140 *alloy steel* maka nilai K_s yaitu 2800 N/mm² dan sudut potong sebesar 60°, maka gaya potong normal (F_n) berdasarkan persamaan 10 adalah.

$$F_n = \cos(60) \cdot 2800 \cdot 0,8 \cdot 0,2 = 224 \text{ N}$$

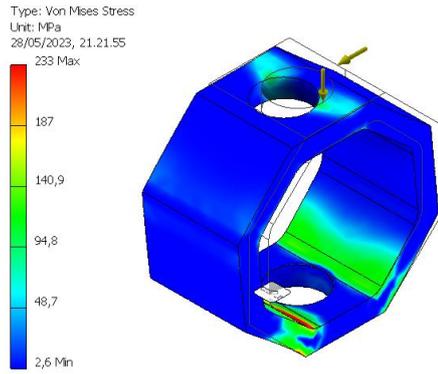
Sedangkan untuk gaya potong tangensial (F_t) didapatkan nilai seperti berikut

$$F_t = \sin(60) \cdot 2800 \cdot 0,8 \cdot 0,2 = 388 \text{ N}$$

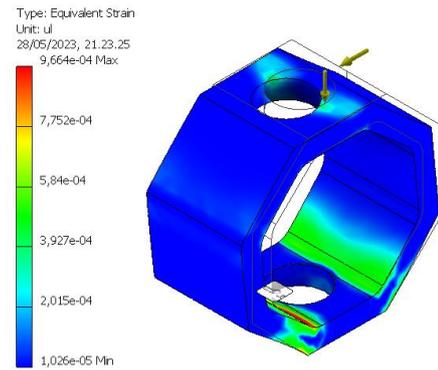
Jadi, gaya yang akan diaplikasikan pada tranduser untuk analisis statik struktur tranduser adalah gaya normal (F_n) sebesar 224 N dan gaya tangensial (F_t) sebesar 388 N.

Analisis Statik Struktur Tranduser Dinamometer Menggunakan Metode FEM

Hasil analisis statik struktur tranduser berdasarkan metode FEM ditunjukkan seperti pada Gambar 6 dan Gambar 7, yaitu meliputi tegangan, regangan, defleksi, dan faktor keamanan.



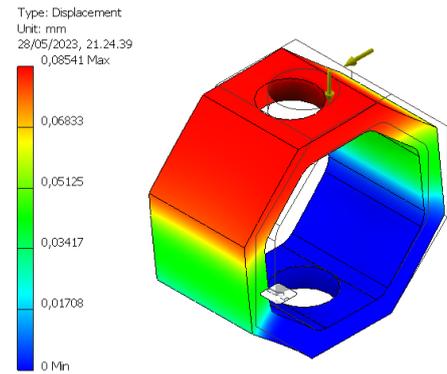
(a) Hasil tegangan tranduser



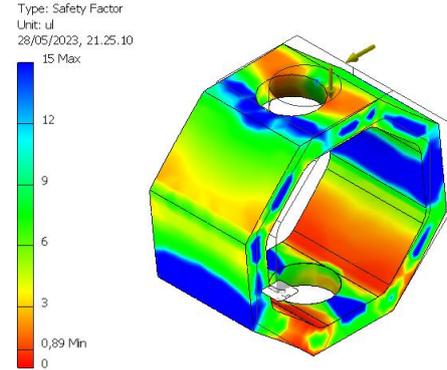
(b) Hasil regangan tranduser

Gambar 6. Distribusi tegangan dan regangan hasil simulasi FEM

Gambar 6 merupakan simulasi yang menunjukkan distribusi tegangan pada transducer ketika diberikan gaya yang telah ditentukan. Distribusi tegangan tersebut bervariasi dan menyebar pada seluruh transducer dengan nilai tegangan 2,6 – 233 MPa sebagaimana ditunjukkan pada colour bar. Material mulai luluh ketika nilai tegangan mencapai nilai kritis atau *yield strength*. Hal tersebut menunjukkan bahwa desain transducer masih dalam kriteria aman untuk digunakan, karena dengan pembebanan statis yang diberikan didapatkan besarnya tegangan masih di bawah nilai *yield strength* material yang digunakan yaitu 250 MPa. Bagian transducer yang paling tegang saat gaya potong diberikan ditunjukkan oleh warna merah pada Gambar 6. Sedangkan distribusi regangan yang terjadi ketika transducer diberikan beban yaitu maksimal $9,6 \times 10^{-4}$. Nilai tersebut sangat kecil sehingga menunjukkan bahwa transducer ini sangat rigid.



(a) Hasil defleksi tranduser



(b) Hasil faktor keamanan

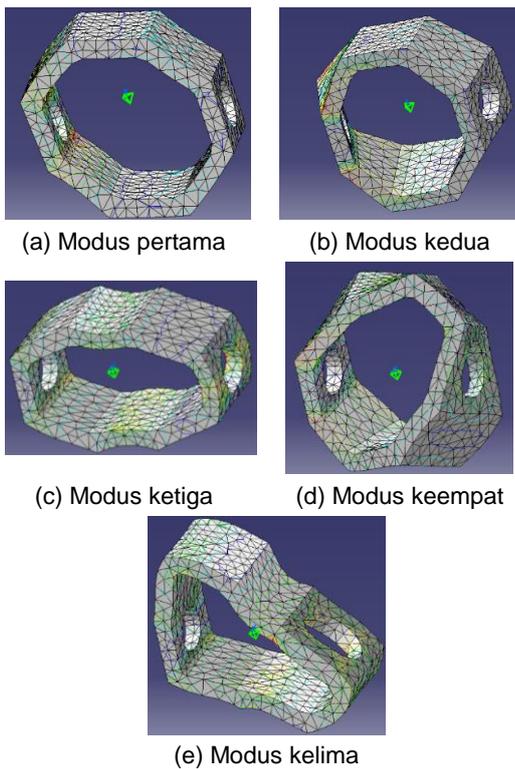
Gambar 7. Hasil defleksi dan faktor keamanan

Gambar 7 menunjukkan nilai defleksi yang dihasilkan dari analisis statik sangat kecil yaitu 0.08541 mm. Hal tersebut menunjukkan bahwa transducer memiliki sifat yang rigid namun dengan tingkat kerigidan yang terbatas. Transducer didesain rigid karena pada frekuensi proses bubut dan frekuensi dinamometer harus berbeda jauh agar transducer tidak rusak. Dari analisis statik juga dapat diketahui *safety factor* dari transducer yang akan menunjukkan bagian yang aman ketika diberikan beban. Bagian yang paling aman ditunjukkan dengan warna biru tua, sedangkan bagian yang kurang aman ditunjukkan oleh warna merah. Besarnya *safety factor* ini harus bernilai lebih dari 1. Hasil analisis statik menunjukkan transducer masih dalam kondisi aman digunakan dengan maksimal gaya yang dapat diterima telah ditentukan. Selain itu, transducer bersifat sangat rigid yang ditunjukkan dengan nilai *displacement* transducer yang sangat kecil.

Analisis Dinamik Struktur Transducer

Hasil analisis dinamik struktur transducer dinamometer ditunjukkan pada gambar 8 yang menampilkan lima modes getar (*vibration modes*) transducer. Saat proses bubut

berlangsung dengan gaya paksa sebesar 224 N arah normal dan 338 N arah tangensial.

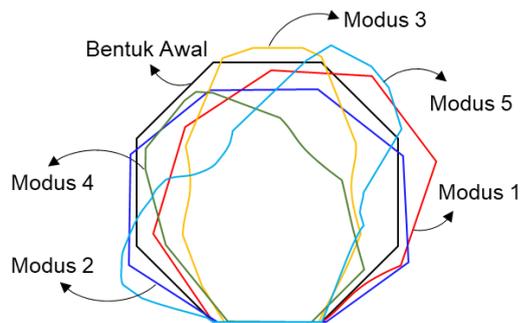


(a) Modus pertama (b) Modus kedua
(c) Modus ketiga (d) Modus keempat
(e) Modus kelima

Gambar 8. Lima modus frekuensi tranduser

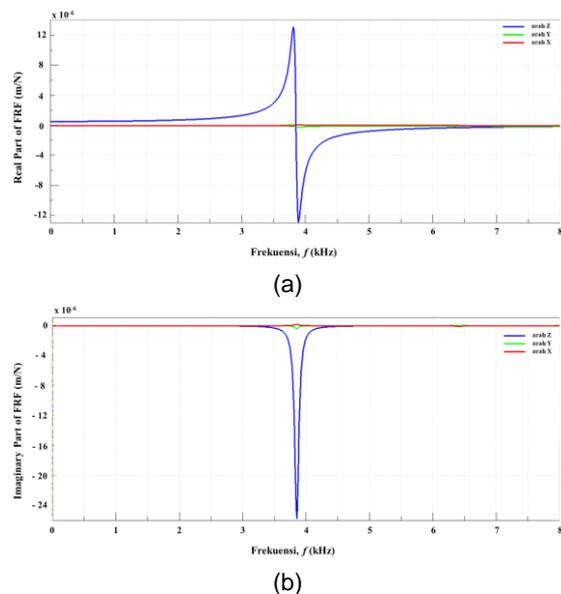
Gambar 8 (a) merupakan model tranduser modes 1 dengan frekuensi 3,85 kHz, terlihat bahwa pada modes ini tranduser mengalami deformasi, namun masih dapat mempertahankan bentuknya. Gambar 8 (b) adalah model tranduser modes 2 dengan frekuensi 6,41 kHz dimana tranduser mengalami puntir ke arah kiri. Terlihat juga bahwa tranduser masih dalam bentuknya pada frekuensi ini. Gambar 8 (c) menunjukkan model tranduser pada modes 3 dengan frekuensi 10,15 kHz dan tranduser mengalami terdefleksi. Gambar 8 (d) adalah model tranduser modes 4 dengan frekuensi 14,1 kHz, tranduser mengalami puntir ke arah kanan. Gambar 8 (e) yaitu model tranduser pada modes 5 dengan frekuensi 20 kHz dimana tranduser mengalami perubahan bentuk yang tidak menyerupai bentuk aslinya.

Perbandingan lima modus getar ini dengan aslinya ditampilkan pada Gambar 9 berikut.



Gambar 9. Perbandingan modus frekuensi tranduser dengan bentuk awal tranduser

Selain 5 modes frekuensi tranduser, pada analisis dinamik juga didapatkan grafik *real part* dan *imaginary part*. Dari kedua grafik tersebut maka dapat dilakukan ekstraksi menggunakan metode EMA. Grafik tersebut ditunjukkan pada Gambar 10.



Gambar 10. (a) Grafik *real part of FRF* (b) Grafik *imaginary part of FRF*

Dari grafik *real part* FRF maka didapatkan nilai frekuensi natural ω_{n1} sebesar 3808 Hz dan ω_{n2} sebesar 3888 Hz. Sedangkan dari grafik *imaginary part* FRF didapatkan nilai frekuensi natural (ω_n) atau dapat diketahui dari modus getar pertama yaitu sebesar 3851 Hz. Nilai *damping ratio* dapat dihitung menggunakan persamaan 18 yaitu:

$$\zeta = \frac{\omega_{n1} - \omega_{n2}}{2 \cdot \omega_n}$$

$$\zeta = \frac{3888 - 3808}{2 \cdot 3850}$$

$$\zeta = 0,0103896 = 1,04\%$$

Nilai *damping ratio* tersebut akan digunakan untuk menentukan nilai konstanta kekakuan yang dihitung melalui persamaan berikut;

$$k = \frac{-1}{2 \cdot \zeta \cdot A}$$

$$k = \frac{-1}{2(0,0103869)(-2,6 \times 10^{-6})}$$

$$k = 18514423,08 \text{ N/m} = 18,5 \times 10^{-6}$$

Dengan nilai kekakuan (k) yang telah didapatkan maka dapat ditentukan nilai massa (m) dengan rumus berikut;

$$m = \frac{k}{(\omega_n \cdot 2\pi)^2}$$

$$m = \frac{18514423,08}{(3850 (2)(3,14))^2}$$

$$m = 3,165 \times 10^{-4} \text{ kg} = 32 \text{ g}$$

Dari nilai massa yang didapatkan, dapat dihitung nilai koefisien redaman sebagai berikut;

$$c = 2 \zeta \sqrt{k \cdot m}$$

$$c = 2(0,0104) \sqrt{18514423,08 \times 3,165 \times 10^{-4}}$$

$$c = 16 \text{ N.s/m}$$

Dengan nilai koefisien redaman yang tinggi ini, getaran yang terjadi selama proses bubut dapat segera teredam. Dari variabel-variabel yang telah didapatkan di atas dapat diketahui nilai frekuensi natural (ω_n) dengan persamaan:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{18514423,08}{3,165 \times 10^{-4}}}$$

$$\omega_n = 24184 \text{ rad/s} = 3851 \text{ Hz}$$

Nilai frekuensi natural transducer harus lebih besar dari frekuensi gaya potong mesin bubut agar tidak terjadi resonansi yang dapat mengakibatkan kerusakan pada transducer. Besarnya frekuensi mesin bubut dapat diketahui dengan mengasumsikan kecepatan putar mesin bubut yang akan digunakan adalah 20 Krpm, frekuensi gaya potong dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$f = \frac{n}{t}$$

$$f = \frac{20000}{60}$$

$$f = 333,33 \text{ Hz}$$

Dari perhitungan di atas, dapat ditunjukkan bahwa nilai frekuensi pribadi transducer jauh

lebih besar dari nilai frekuensi gaya potong, sehingga transducer aman digunakan untuk mengukur gaya potong pada proses bubut dalam tinjauan dinamis. Hal tersebut menunjukkan parameter dinamik lain yang telah didapatkan aman untuk digunakan karena besarnya frekuensi transducer didapatkan dari perhitungan parameter dinamik secara runtut.

Dengan demikian didapatkan nilai-nilai parameter dinamik seperti pada Tabel 2 berikut.

Tabel 2. Parameter dinamik hasil analisis dinamik

Parameter Dinamik	Nilai
Massa (m)	32 g
Damping ratio (ζ)	1,04%
Kekakuan (k)	$18,5 \times 10^{-6} \text{ N/m}$
Koefisien peredaman (c)	16 N.s/m
Frekuensi (f_n)	24184 rad/s
Frekuensi (ω_n)	3851 Hz

Kesimpulan

Artikel ini membahas desain transducer dinamometer untuk mengukur gaya potong pada proses bubut dengan model transducer *full octagonal shaped ring*. Transducer tersebut kemudian dianalisis secara statik dan dinamik untuk mengetahui kekuatannya dengan metode elemen hingga (*FEM*) dan metode *Experimental Modal Analysis (EMA)*. Hasil menunjukkan bahwa, transducer aman digunakan untuk mengukur gaya potong. Pada analisis statik didapatkan tegangan maksimal yang terjadi pada transducer sebesar 233 MPa yang masih berada di bawah nilai *yield strength* material yaitu 250 MPa. Sedangkan pada analisis dinamik, didapatkan hasil nilai frekuensi pribadi transducer yaitu 3850 Hz, rasio redaman (*damping ratio*) sebesar 1,04%, konstanta kekakuan (*stiffness*) $18,5 \times 10^{-6} \text{ N/m}$, modal massa sebesar 32 g, dan koefisien redaman yaitu 16 N.s/m. Nilai tersebut jauh lebih besar dari nilai frekuensi mesin bubut yaitu 33,33 Hz sehingga parameter dinamik lain seperti rasio redaman, konstanta kekakuan, modal massa, dan koefisien redaman menunjukkan nilai yang aman juga karena hasil frekuensi transducer diperoleh dari perhitungan parameter dinamik secara runtut. Oleh karena itu, dinamometer yang telah didesain aman untuk digunakan dalam mengukur gaya potong pada proses bubut.

Daftar Pustaka

- Brandt, A. (2011). *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures* (1st ed.). Wiley. <https://doi.org/10.1002/9780470978160>
- Gobetto, M. (2014). *Operations Management in Automotive Industries (From Industrial Strategies to Production Resources Management, Through the Industrialization Process and Supply Chain to Pursue Value Creation)*. Springer Dordrecht.
- Hutton, D. V. (2004). *Fundamentals of Finite Element Analysis*. McGraw Hill.
- Kappmeyer, G., Hubig, C., Hardy, M., Witty, M., & Busch, M. (2012). Modern Machining of Advanced Aerospace Alloys—Enabler for Quality and Performance. *Procedia CIRP*, 1, 28–43. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2012.04.005>
- Korkut, I., & Boy, M. (2007). *Experimental Examination of Main Cutting Force and Surface Roughness Depending on Cutting Parameters*. *Journal of Mechanical Engineering*, 531-538.
- KORLOY Railway Industry. 2019. *Technical Information Korloy Railway Industry*.
- Rizal, M., Ghani, J. A., . H., & . H. (2018). Design and Construction of a Strain Gauge-Based Dynamometer for a 3-axis Cutting Force Measurement in Turning Process. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 12(4), 4072–4087. <https://doi.org/10.15282/jmes.12.4.2018.07.0353>
- Şeker, U., Kurt, A., & Çiftçi, İ. (2004). The Effect of Feed Rate on the Cutting Forces when Machining with Linear Motion. *Journal of Materials Processing Technology*, 146(3), 403–407. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2003.12.001>
- Shen, W., Zhang, S., & Li, C. (2010). Research of Experimental Modal Analysis and Multi-information Fusion Applied in Structural Damage Detection. *2010 International Conference on Digital Manufacturing & Automation*, 172–173. <https://doi.org/10.1109/ICDMA.2010.248>
- Susanto, A., Yamada, K., Tanaka, R., Handoko, Y. A., & Subhan, M. F. (2020). Chatter Identification in Turning Process Based on Vibration Analysis Using Hilbert-Huang Transform. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 14(2), 6856–6868. <https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.25.0537>
- Umurani, K., & Siregar, R. A. (2019). Development of Dynamometer for Cutting Force Measurement in Turning Operation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 705(1), 012051. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/705/1/012051>
- Yang, Q., Xing, A., & Zhanqiang, L. (2010). Machining Performance and Tool Wear of Coated Carbide Inserts in High Speed Turning Powder Metallurgy Nickel-base Superalloy. *2010 WASE International Conference on Information Engineering*, 71–74. <https://doi.org/10.1109/ICIE.2010.195>
- Zhao, Y., Zhao, Y., & Liang, S. (2015). Design and Fabrication of a Triaxial Cutting Force Dynamometer Based on MEMS Technique. *10th IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems*, 323–326. <https://doi.org/10.1109/NEMS.2015.7147436>
- Zheng, Q., Yang, C., Zhang, S., & Hu, Y. (2015). Simulation and Experimental Research on Cutting Force of Turning Titanium Alloy. *MATEC Web of Conferences*, 31, 03013. <https://doi.org/10.1051/mateconf/20153103013>