

Pengaruh geometri penampang kampas rem cakram terhadap getaran dan indikasi squeal yang muncul saat pengereman pada Molina UNS

Rifai Prima Alazhar¹, Didik Djoko S.², Eko Prasetyo B.²

¹Program Sarjana Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret
Jl. Ir. Sutami 36A Surakarta tlp. 0271632163

²Staff Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret
Jl. Ir. Sutami 36A Surakarta tlp. 0271632163
Email korespondensi: djoksus_2010@yahoo.com

Abstrak

Jurusan Teknik Mesin Universitas Sebelas Maret turut berpartisipasi dalam pengembangan mobil listrik nasional (Molina UNS). Salah satu komponen utama mobil ini adalah sistem rem. Molina UNS menggunakan jenis rem cakram untuk semua roda. Pada tipe rem ini, squeal bisa timbul berupa gangguan. Oleh karena itu, penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik dinamis dari rem cakram saat pengereman dan efek pelapisan penampang melintang rem squeal. Analisis dilakukan dengan simulasi elemen hingga menggunakan software ANSYS 14.5. Tekanan 0,6 MPa diberikan pada lapisan, putaran disk pada 5 rad / s, dan koefisien gesekan 0,405. Variasi geometri dari simulasi ini adalah lapisan rem tanpa slot, slot tunggal, slot ganda, dan chamfer. Nilai eigen hasil simulasi diekstraksi pada frekuensi antara 0 dan 13 kHz. Hasil menunjukkan mode getaran yang tidak stabil yang berpotensi memekik pada konfigurasi I, II, III, IV berurutan terjadi pada frekuensi 8769 Hz, 8713 Hz, 11737 Hz dan 11460 Hz. Sebagian besar mode getaran yang tidak stabil menjadi puntir dan bending saat berada di lapisan. Lapisan rem dengan konfigurasi chamfered memiliki potensi squeal terkecil.

Kata kunci: squeal, vibration mode, dynamic characteristics, ansys 14.5, eigenvalue.

Abstract

Mechanical Engineering Department of Sebelas Maret University participated on the development of a national electric car (Molina UNS). One of the main components of this car is the brake system. Molina UNS use disc brakes type for all wheels. In this brake type, squeal can arise in the form of disturbance. Therefore, this study aims to determine the dynamic characteristic of disc brake during braking and the effect of brake lining cross-section geometry to brake squeal occurrence. Analysis were performed with the finite element simulation using ANSYS 14.5 software. The pressure of 0,6 MPa is given on lining, disc rotation at 5 rad/s, and friction coefficient is 0,405. Geometry variation of this simulation are brake lining without slot, single slot, double slot, and chamfered. Eigenvalues of simulation results extracted on the frequency between 0 and 13 kHz. The results show the unstable vibration mode that potentially squeal on the configuration I, II, III, IV sequentially occurs at frequencies 8769 Hz, 8713 Hz, 11737 Hz and 11460 Hz. Most of the unstable vibration modes became twisting and bending moment on the lining. Brake lining with chamfered configuration has the smallest squeal potential.

Keywords: squeal, vibration mode, dynamic characteristics, ansys 14.5, eigenvalue.

1. Pendahuluan

Jurusan Teknik Mesin Universitas Sebelas Maret turut serta dalam pengembangan Mobil Listrik Nasional (Molina). Salah satu komponen utama dalam sebuah mobil adalah rem. Rem adalah suatu komponen atau alat yang berfungsi untuk memperlambat laju kendaraan, mempertahankan kecepatan pada jalan menurun dan mempertahankan kendaraan tetap diam pada saat berhenti atau parkir [1]. Dalam dunia otomotif dikenal ada dua jenis rem, yaitu rem tromol (*drum brake*) dan rem cakram (*disc brake*).

Molina UNS menggunakan jenis rem cakram pada keempat rodanya. Bentuk rem cakram yang terbuka,

membuatnya lebih mudah melepas panas akibat gesekan dari pada jenis tromol [2]. Selain itu proses perawatan rem cakram juga relatif lebih mudah.

Namun pada penggunaan rem cakram terkadang timbul bunyi yang mengganggu (*noise*). Berdasarkan frekuensi yang terjadi secara umum *noise* pada proses pengereman dibagi menjadi tiga kategori. Kategori tersebut adalah *low-frequency noise*, *low-frequency squeal*, dan *high-frequency squeal*.

Low-frequency noise biasanya terjadi pada rentang frekuensi 100 hingga 1000 Hz. Noise yang berada dalam kategori ini adalah *grunt*, *groan*, *grind*, dan *moan*. Noise dengan kategori ini disebabkan oleh

eksitasi material gesek yang terjadi antara cakram dan kampas rem. Energi ini ditransmisikan sebagai respon getaran melalui kampas dan komponen rangka lainnya [3].

Low-frequency squeal secara umum diklasifikasikan sebagai *noise* dengan rentang frekuensi antara 1000 Hz hingga

5000 Hz. Terjadinya kategori *squeal* ini disebabkan karena adanya gesekan yang disertai dengan fenomena *modal locking*, yaitu pasangan dua atau lebih mode getar dari beberapa struktur yang memicu kondisi optimum untuk terjadinya *brake squeal* [3].

High-frequency brake squeal didefinisikan sebagai *noise* yang dihasilkan dari gesekan yang mengakibatkan resonansi gabungan dari cakram itu sendiri serta komponen rem lainnya. Kategori *noise* ini terjadi pada frekuensi diatas 5 kHz. Karena rentang frekuensi itu terjadi pada sensitivitas tinggi telinga manusia, maka *high-frequency brake squeal* merupakan jenis *noise* yang umumnya paling mengganggu [6].

Disc brake squeal terjadi karena sistem mengalami getaran – getaran dengan amplitudo mekanis yang sangat besar [5]. Ada dua peristiwa mekanis dari *squeal*. Mekanisme pertama adalah fenomena yang dihasilkan oleh *stick-slip* pada bidang gesek [4]. Mekanisme kedua dihasilkan oleh ketidakstabilan geometri dari rangkaian sistem [6].

Mode getar suatu sistem yang memiliki frekuensi natural saling mendekati dan mempunyai karakteristik dinamik yang sama, akan bergabung jika terjadi peningkatan koefisien gesek antara kampas dan cakram. Ketika mode ini bergabung pada frekuensi yang sama, salah satu dari mereka akan menjadi tidak stabil. Mode yang tidak stabil dapat diidentifikasi menggunakan *complex eigenvalue analysis*.

Berdasarkan studi literatur ada beberapa hal yang mempengaruhi terjadinya *squeal*, diantaranya kondisi kampas, tekanan pengereman, ketebalan kampas, suhu pada saat pengereman, kestabilan geometri, dan lain sebagainya [8]. Penelitian ini akan difokuskan untuk mengkaji pengaruh geometri atau bentuk penampang kampas rem terhadap getaran dan indikasi *squeal* yang muncul saat dilakukan pengereman.

Di pasaran dijual kampas rem dengan beberapa bentuk penampang yang berbeda, sehingga diperlukan kajian lebih mendalam tentang pengaruh penampang kampas rem ini. Diharapkan hasil penelitian ini dapat dijadikan sebagai acuan dalam memilih jenis kampas rem yang memiliki potensi *squeal* terkecil.

2. Metode

Langkah pertama yaitu membuat model. Model dibuat menggunakan program SolidWorks 2011. Model merupakan gambar 3D. Model yang dibuat yaitu satu buah cakram dan sepasang kampas rem.

Langkah selanjutnya dilakukan menggunakan *software* ANSYS Workbench 14.5, yaitu mendefinisikan material, kontak, dan mengkonfigurasi *mesh* menggunakan *Mechanical Model toolbox*. Setelah itu digunakan *Static Structural toolbox* untuk melakukan *pre-stress analysis*. Pada tahap ini dilakukan konfigurasi tumpuan sistem dan penekanan statis pada kampas rem serta rotasi pada cakram. Hasil analisis kemudian digunakan sebagai *input* pada *Modal analysis*. Analisis ini akan menghasilkan output berupa mode getar dengan frekuensi natural masing – masing mode.

Pemodelan Sistem

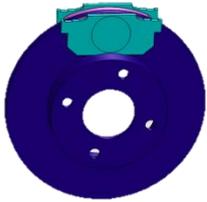
Simulasi yang dilakukan dalam penelitian ini menggunakan penyederhanaan model dari sistem rem yang kompleks. Hal ini mengacu pada penelitian yang dilakukan [5] serta Triches dkk, dimana disebutkan bahwa dua komponen utama yang memicu terjadinya *squeal* adalah cakram dan kampas rem [5,7].

Model simulasi terdiri dari sebuah cakram dan sepasang kampas rem. Kampas rem itu sendiri terdiri dari dua material yang berbeda. Sebagai logam penyangga atau disebut *back plate* merupakan logam baja, sedangkan *friction material (pad)* itu sendiri terbuat dari campuran berbagai material abrasif. Sedangkan komponen – komponen pendukung lainnya akan dijadikan sebagai kondisi batas dalam simulasi.

Model dibuat menggunakan *software* SolidWorks 2011. Piringan terbuat dari *cast iron* memiliki diameter luar 230 mm, tebal 10 mm, diameter dalam 62 mm, dan 4 buah lubang dibuat sebagai dudukan untuk memasang cakram pada poros roda mobil.

Selanjutnya membuat model dari material gesek kampas. Bagian ini dimodelkan sesuai dengan dimensi material gesek yang terdapat di pasaran. Terbuat dari *composite material* dan memiliki ketebalan 9 mm. Geometri penampang pada bagian ini yang nantinya akan dibandingkan sebagai variasi terhadap potensi *squeal* yang muncul saat pengereman. Dilakukan simulasi terhadap 4 variasi geometri penampang. Konfigurasi I menggunakan kampas rem dengan geometri permukaan kampas tanpa alur. Konfigurasi II, kampas diberi alur tunggal vertikal pada bagian tengah. Alur ganda vertikal dengan jarak 40 mm diberikan pada konfigurasi III. Tiap alur berukuran lebar 4 mm dan kedalaman 2 mm. Pada konfigurasi IV bagian tepi material gesek dibentuk *chamfer* paralel berukuran 21 mm

Bagian yang ketiga yaitu memodelkan bagian *back plate* dalam file terpisah. Model ini mengikuti penampang *back plate* yang sesungguhnya. Memiliki ketebalan 5 mm dan terbuat dari baja. Hasil pemodelan dari komponen rem dapat dilihat pada Gambar 1 di bawah ini.

Komponen Sistem	Keterangan
	Piringan cakram (<i>disc brake</i>)
	<i>Back plate</i>
	Material gesek (<i>abrasive material</i>)
	Sistem rem yang telah dirangkai

Gambar 1. Komponen – komponen pemodelan sistem

Simulasi Sistem

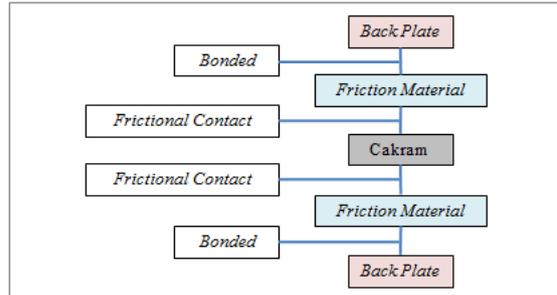
Langkah awal dari proses simulasi yaitu mengimpor geometri yang telah dibuat kedalam *software finite element ANSYS 14.5*. Proses selanjutnya yaitu mendefinisikan material komponen sistem. Sifat mekanik komponen rem pada simulasi dapat dilihat pada Tabel 1 di bawah.

Tabel 1. Sifat mekanik komponen sistem.

Komponen Sistem	Material	Density (kg.m ⁻³)	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio
Cakram	Cast Iron	7155	125	0.23
Back plate	Steel	7850	210	0.3
Friction Material	Composite Material	2045	2.6	0.34

([9] telah diolah kembali)

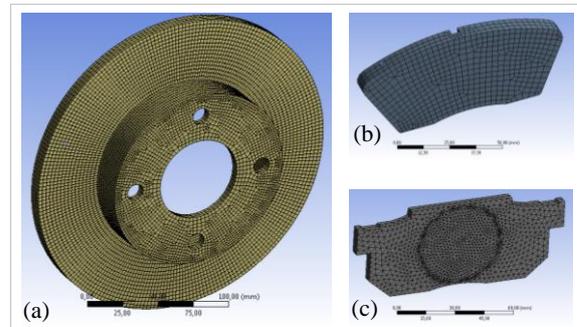
Gambar 2 di bawah ini menunjukkan pendefinisian kontak yang terjadi antara tiap komponen. Kontak gesek didefinisikan berdasarkan gaya gesek yang terjadi pada saat dilakukan pengereman.



Gambar 2. Kontak pada sistem rem cakram.

Besarnya gaya gesek yang terjadi tergantung dari nilai koefisien gesek yang diberikan. Pada penelitian ini digunakan kanvas rem berkode “FF”. Berdasarkan *SAE Standard J866* nilai koefisien gesek kanvas dengan kode F yaitu $0,35 < \mu \leq 0,45$. Koefisien gesek pada simulasi ini mengambil nilai tengah dari standar, yaitu sebesar 0,405.

Tahap selanjutnya yaitu proses *meshing*. Tipe elemen yang dipilih pada simulasi ini ada dua macam. Pada bagian cakram dan material gesek, menggunakan metode *meshing multizone* dengan elemen dominan *hexahedral*. Dengan tipe ini diharapkan akan memperkecil jumlah elemen tanpa mengurangi keakuratan. Sedangkan pada bagian *back plate* digunakan tipe elemen *tetrahedral*. Tipe ini digunakan karena pada bagian *back plate* terdapat banyak lekukan yang kurang memungkinkan jika menggunakan elemen *hexahedral*. Hasil *meshing* dari sistem rem dapat dilihat pada Gambar 3 dibawah ini.



Gambar 3. Hasil mesh (a) Cakram (b) Material gesek (c) Back plate

Tahap selanjutnya dilakukan proses simulasi Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah *full nonlinear prestressed modal analysis*. Metode ini terdiri dari dua langkah utama yaitu *static structural analysis* dan *linear perturbation analysis*.

Analisis statis nonlinier digunakan untuk menentukan kontak awal dan menghitung kontak geser antara kanvas dan cakram. Beban dan rotasi cakram yang diterapkan menimbulkan efek pra-tegang (*prestressed*), dan kontak gesekan

menghasilkan matriks kekakuan selama analisis statis struktur.

Konfigurasi tumpuan dan beban dilakukan untuk meniru kondisi rem yang sebenarnya. Pertama memberikan tumpuan silindris pada cakram (*cylindrical support*), sesuai dengan sumbu putar cakram pada poros roda. Selanjutnya memberikan tumpuan *displacement* pada bagian kampas rem, dengan konfigurasi gerakan translasi yang bebas pada arah sejajar sumbu cakram dan diam kearah lainnya. Kemudian mengaplikasikan tekanan pada *back plate* layaknya tekanan piston yang terjadi saat proses pengereman. Tekanan diberikan pada kedua *back plate* dengan besar tekanan 0,6 MPa. Kecepatan rotasi sebesar 5 rad/s diaplikasikan pada kontak elemen antara kampas rem dan cakram.

Setelah dilakukan analisis statis struktur kemudian dilanjutkan dengan analisis gangguan linier untuk menciptakan matriks kekakuan elemen, dimana pada umumnya asimetris. Fase kedua dari analisis gangguan linier adalah *modal analysis*. Tujuan dari *modal analysis* pada struktur mekanik adalah untuk mengetahui mode getar dan frekuensi natural dari objek atau struktur selama terjadi getaran bebas. Pada analisis ini dilakukan ekstraksi *eigenvalue* antara frekuensi 0 hingga 13 kHz. Hasil ekstraksi nantinya digambarkan pada bentuk mode getar pada tiap frekuensi natural yang dihasilkan. Selanjutnya akan diplot pada bidang kompleks untuk mengetahui kestabilan sistem dan potensi terjadinya squeal.

3. Hasil dan Pembahasan

Untuk menguji kevalidan metode yang digunakan, akan dilakukan simulasi ulang dari penelitian yang dilakukan [9] Perbandingan hasil *modal analysis* pada komponen cakram dan kampas rem ditunjukkan pada Tabel 2 dibawah ini.

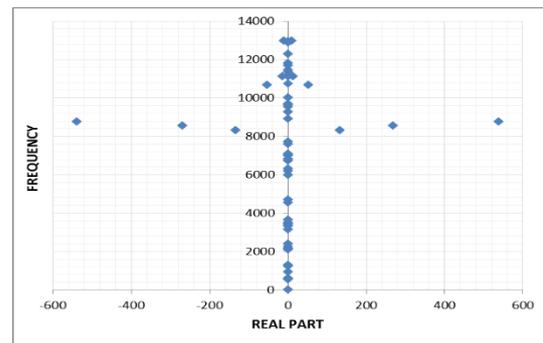
Tabel 2. Perbandingan frekuensi pada penelitian [9] dan penelitian sekarang.

Komponen	Mode	Penelitian Nouby (Hz)	Penelitian Sekarang (Hz)	Error (%)
Cakram	1	1453	1561	7,45
	2	3225	3291	2,04
	3	5062	5142	1,57
	4	7076	7214	1,95
Kampas Rem	1	2889	2888	-0,04
	2	4460	3938	-11,70
	3	6735	6896	2,40
	4	8976	8523	-5,05

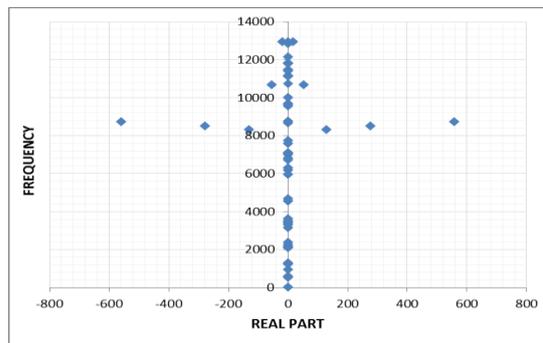
Tabel 2 menunjukkan perbandingan frekuensi komponen rem. Setiap frekuensi mode memiliki nilai error yang bervariasi. Nilai error dengan perbandingan metode ini masih dapat diterima jika merujuk pada penelitian sebelumnya [10-13]. Pada

penelitian tersebut terjadi nilai error yang bervariasi dengan nilai maksimal hingga 13 %.

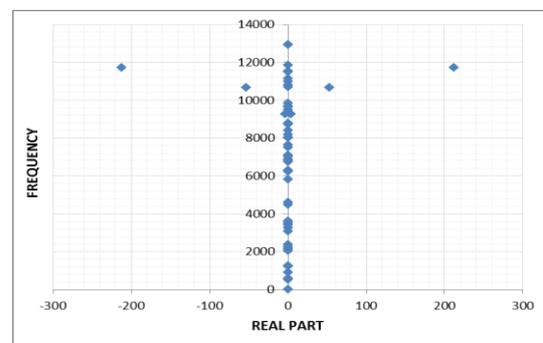
Setelah proses validasi, simulasi dilakukan untuk setiap konfigurasi geometri yang telah ditentukan. Ekstraksi *Complex Eigenvalue Analysis* (CEA) antara 0 hingga 13 kHz pada kecepatan rotasi 5 rad/s dilakukan untuk memprediksi potensi terjadinya *squeal*. Tekanan yang diberikan pada kampas yaitu 0,6 MPa. Koefisien gesek antara kampas dengan cakram konstan yaitu 0,405 dan simulasi dilakukan tanpa memberikan efek redaman. Di bawah ini adalah hasil ekstraksi *eigenvalue* konfigurasi I, II, III, dan IV.



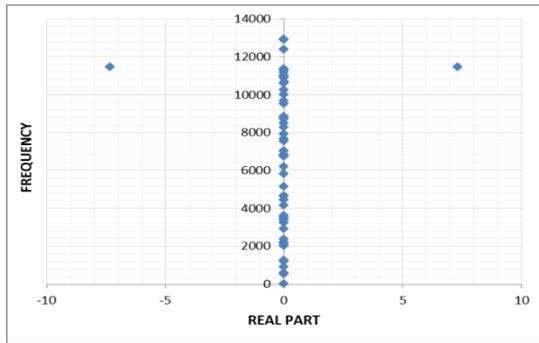
Gambar 4. Hasil ekstraksi *eigenvalue* kampas rem konfigurasi I



Gambar 5. Hasil ekstraksi *eigenvalue* kampas rem konfigurasi II



Gambar 6. Hasil ekstraksi *eigenvalue* kampas rem konfigurasi III



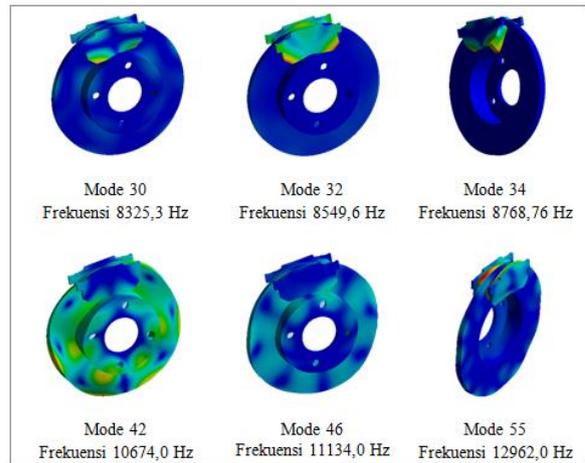
Gambar 7. Hasil ekstraksi *eigenvalue* kampak rem konfigurasi IV

Hasil ekstraksi *eigenvalue* konfigurasi I, II, III, dan IV menunjukkan hasil yang berbeda – beda. Tentunya hal ini berkaitan dengan bentuk geometri kampak rem yang disimulasikan. Grafik menunjukkan sebagian besar mode getar memiliki nilai *real part* (koefisien redaman) sama dengan nol yang ditunjukkan oleh titik – titik yang terletak pada sumbu Y. Sistem dengan kondisi tersebut akan bergetar dengan amplitudo tetap pada frekuensi naturalnya, dengan kata lain sistem bergetar tanpa terjadi peningkatan amplitudo (*undamped vibration*), sehingga sistem dapat dikatakan stabil.

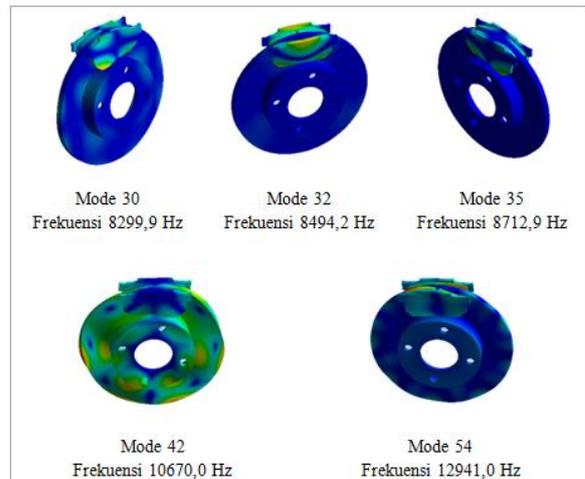
Grafik bidang kompleks juga menunjukkan bahwa terdapat pasangan mode getar yang menyimpang dan simetris terhadap sumbu Y. Mode getar yang menyimpang tersebut memiliki nilai *real part* (koefisien redaman) positif dan negatif. Jika koefisien redaman yang bernilai positif akan menyebabkan amplitudo osilasi akan meningkat terhadap waktu [9]. Sehingga sistem akan menjadi tak stabil ketika koefisien redaman bernilai positif. Dengan kata lain dengan melihat nilai *real part* dari mode getar yang tak stabil, potensi terjadinya *squeal* lebih mudah diprediksi.

Semua konfigurasi menunjukkan adanya potensi terjadinya *squeal*. Ditunjukkan dengan munculnya *real part* bernilai positif, bahkan muncul lebih dari satu potensi (kecuali konfigurasi IV). Nilai *real part* yang positif akan membuat sistem menjadi tak stabil. Ketika sistem tidak stabil, kecenderungan terjadinya *squeal* akan meningkat seiring peningkatan dari koefisien redaman ataupun rasio redaman (dalam nilai absolut).

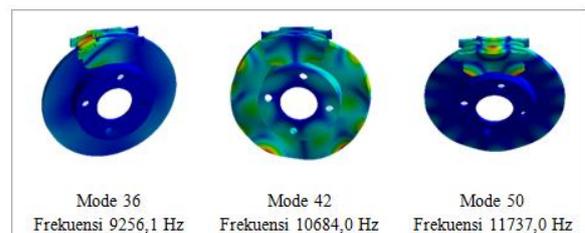
Modus getar pada frekuensi tak stabil untuk masing masing konfigurasi dapat dilihat pada Gambar 8 - 11 dibawah ini.



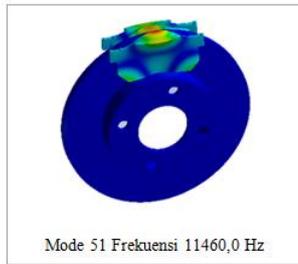
Gambar 8. Mode getar frekuensi tak stabil pada konfigurasi I



Gambar 9. Mode getar frekuensi tak stabil pada konfigurasi II



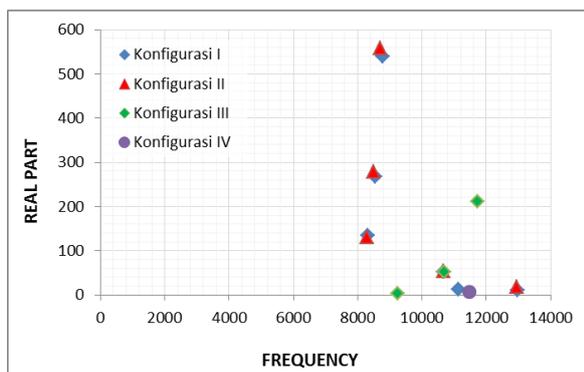
Gambar 10. Mode getar frekuensi tak stabil pada konfigurasi III



Gambar 11. Mode getar frekuensi tak stabil pada konfigurasi IV

Hasil analisis karakteristik dinamis sistem rem menunjukkan bahwa pada frekuensi tak stabil sebagian besar *anti-node* (amplitudo maksimal) terjadi pada kampas rem khususnya bagian *friction material*. Modus getar didominasi oleh mode tekuk dan mode puntir.

Frekuensi tak stabil dari hasil ekstraksi *eigenvalue* dari konfigurasi I, II, III, dan IV dapat dilihat pada Gambar 12 dibawah ini.



Gambar 12. Frekuensi tak stabil dari konfigurasi I, II, III, dan IV

Gambar 12 memperlihatkan bahwa konfigurasi II (alur tunggal) memiliki *real part* (koefisien *damping*) maksimal yang lebih tinggi dari konfigurasi ke I (tanpa alur). Mode dengan nilai koefisien (*real part*) yang lebih tinggi merupakan mode yang paling memungkinkan terjadinya *squeal*, hal ini sesuai dengan penelitian Bajer [14]. Jika merujuk pada pernyataan tersebut maka diperoleh mode getar tak stabil yang memiliki kecenderungan *squeal* pada konfigurasi I, II, III, IV secara berurutan terjadi pada frekuensi 8769 Hz, 8713 Hz, 11737 Hz, dan 11460 Hz. Dilihat dari nilai *real part* hasil simulasi, maka pemberian alur pada bagian tengah kampas (konfigurasi II) akan menyebabkan potensi *squeal* semakin tinggi. Hasil ini sesuai dengan eksperimen Dunlap dkk yang menunjukkan bahwa konfigurasi dengan menambahkan alur pada bagian tengah meningkatkan terjadinya *squeal* [15].

Data pada Gambar 12 juga menunjukkan bahwa semua konfigurasi geometri penampang kampas rem memiliki potensi terjadinya *squeal*. Konfigurasi yang

diprediksi memiliki potensi *squeal* terendah adalah konfigurasi IV (kampas rem dengan chamfer pada kedua tepi). Selain memiliki potensi dengan jumlah paling sedikit, nilai *real part* yang terjadi juga paling kecil yaitu +7,33. Penambahan *chamfer* akan mengurangi kemungkinan mekanisme *sprag-slip* pada bagian tepi material gesek. Hal ini sesuai dengan hasil penelitian Nouby yang menunjukkan adanya penurunan potensi *squeal* pada kampas rem yang diberi *chamfer* [5].

4. Kesimpulan

Paper ini memberikan kajian tentang pengaruh geometri penampang kampas rem cakram terhadap getaran dan indikasi *squeal* yang muncul saat pengereman pada mobil listrik nasional UNS. Parameter desain Molina UNS dijadikan sebagai variabel input untuk memperoleh hasil kajian yang riil. Dari hasil analisis dapat ditarik beberapa kesimpulan yaitu :

- Mode getar tak stabil yang memiliki kecenderungan *squeal* pada konfigurasi I, II, III, IV secara berurutan terjadi pada frekuensi 8769 Hz, 8713 Hz, 11737 Hz, dan 11460 Hz.
- Mode getar tak stabil pada sistem rem cakram didominasi oleh mode tekuk (bending) dan mode puntir (twisting) pada bagian kampas rem.
- Semua konfigurasi geometri penampang kampas pada penelitian ini memiliki potensi terjadinya *squeal*, potensi terkecil ke besar yaitu Konfigurasi IV (chamfered), III (alur ganda), I (tanpa alur), dan II (alur tunggal).
- Berdasarkan hasil simulasi, geometri penampang kampas yang cocok untuk rem cakram Molina UNS adalah kampas dengan konfigurasi chamfered.

Daftar Pustaka

- [1] L. Rudolf, 1999, *Brake Design and Safety Second Edition*, Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale.
- [2] F. Talati and S. Jalalifar, 2009, *Analysis of Heat Conduction in a Disk Brake System*, *Heat Mass Transfer*, Vol. 45, No 8 pp. 1047-1059.
- [3] Dunlap, K. B., Riehle, M. A., Longhouse, R. E., *An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise*. SAE Paper 1999-01-0142.
- [4] H. R. Mills, 1938, *Brake Squeak*, *Technical report 9000 B*, Institution of Automobile Engineers.
- [5] M. Nouby and K. Srinivasan, 2009, *Parametric Studies of Disc Brake Squeal Using Finite Element Approach*, *Jurnal Mekanikal* No.29, 52-66.
- [6] F. Chen, J. Chern, and J. Swayze, 2002. *Modal Coupling and Its Effect on Brake Squeal*. SAE Paper.

- [7] M. J. Trichês, N. Y. Samir, and R. Jordan, 2008, *Analysis of Brake Squeal Noise Using Finite Element Method: a Parametric Study*, Appl Acoustics ;69:147-162.
- [8] H. Murakami, N. Tsunada, and T. Kitamura, 1984, *A Study Concerned With a Mechanism of Disc-Brake Squeal*, Technical Report 841233, Warrendale (PA): SAE.
- [9] M. G. B. Nouby, 2009, *Study on Automotive Disc Brake Squeal using Finite Element Analysis and Design of Experiments*, PhD Thesis, Faculty of Mechanical Engineering, Anna University.
- [10] S. W. Kung, K. B. Dunlap, and R. S. Ballinger, 2000, *Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Low Frequency Brake Squeal*, SAE Technical Report 2000-01-0444.
- [11] A. R. Abu Baker, 2005, *Modelling and Simulation of Disc Brake Contact Analysis and Squeal*, PhD Thesis, Department of Engineering, University of Liverpool.
- [12] S. James, 2003, *An Experimental Study of Disc Brake Squeal*, PhD Thesis, Department of Engineering, University of Liverpool.
- [13] A. Papinniemi, 2008, *Vibro-acoustic Studies of Brake Squeal*, PhD Thesis, The University of New South Wales.
- [14] A. Bajer, V. Belsky, and L. J. Zeng, 2003, *Combining a Nonlinear Static Analysis and Complex Eigenvalue Extraction in Brake Squeal Simulation*, SAE paper 2003-01-3349.
- [15] K. B. Dunlap, M. A. Riehle, and R. E. Longhouse, 1999, *An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise*, SAE paper 1999-01-0142.