

## Simulasi Unjuk Kerja Profil Roda Kereta Api Ores 1002 dengan Modifikasi Radius Flens Roda

I Made Parwata<sup>1</sup>, I Made Widiyarta<sup>2</sup>, dan I Putu Lokantara<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup>Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Udayana

\*md\_parwata@unud.ac.id

### Abstrak

Salah satu cara untuk mengurangi laju keausan roda dan rel adalah dengan optimasi profil roda maupun rel. Mengurangi laju keausan dapat menurunkan biaya perawatan. Pengembangan profil roda yang tahan terhadap aus sudah banyak dilakukan. Pada penelitian ini, diamati unjuk kerja profil roda ORES 1002 modifikasi. Unjuk kerja yang dimaksudkan adalah perilaku laju kestabilan kendaraan rel. Profil roda dan rel yang disimulasikan adalah profil roda modifikasi dengan radius flens 22 mm. Rel yang digunakan adalah rel standar dengan radius *gage face* 13 mm. Model dinamika kendaraan rel digunakan untuk mensimulasikan perilaku ini. Simulasi ini dilakukan pada kondisi pada jalan lurus dan belok. Software Universal Mechanism digunakan untuk mengeksekusi model dinamika tersebut. Selanjutnya respon hasil dinamika ini dianalisis kestabilan laju arah kendaraan rel. Perbandingan gaya lateral dan gaya vertikal merupakan kriteria yang digunakan untuk melihat kestabilan ini.

Hasil simulasi memperlihatkan bahwa kendaraan rel dengan menggunakan profil roda standar pada saat belok dengan kecepatan 25 km/h perbandingan gaya lateral (L) dan vertikal (V) adalah 0,58. Hasil ini berada dibawah kriteria Nadal sebesar 0,9. Perilaku kendaraan rel dengan menggunakan profil roda modifikasi memperlihatkan pada jalur lurus, kendaraan rel dapat mencapai kecepatan 85 km/h. Kecepatan yang dapat dicapai ini lebih besar bila dibandingkan dengan kecepatan maksimum bila menggunakan profil roda standar. Pada jalur belok kecepatan maksimum adalah 25 km/h, Rasio L/V adalah 0,48 tetapi pada kecepatan 30 km/h, roda 3 bogie belakang kanan (KN), roda 3 bogie belakang kiri (KR), roda 1 bogie depan kiri (KR), dan roda 2 bogie depan kiri (KR) memiliki rasio L/V lebih besar dari 0,9 sehingga akan terjadi *derailment* pada kecepatan tersebut.

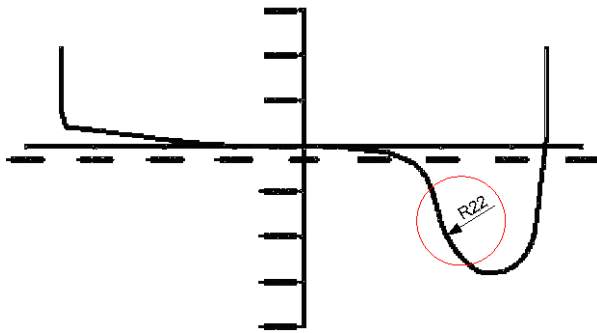
**Kata kunci** : simulasi, unjuk kerja, modifikasi, radius flens roda, kereta api

### Pendahuluan

Kereta api merupakan moda transportasi yang paling diminati karena memiliki kapasitas angkut yang besar, hemat penggunaan ruang, tidak macet, hemat energi dan ramah lingkungan. Kapasitas angkut kereta api mengalami peningkatan setiap tahun. Hal ini mengakibatkan meningkatnya beban yang diterima oleh permukaan kontak roda dan rel. Peningkatan beban kontak ini menyebabkan tingginya laju keausan baik pada roda maupun rel. Melalui simulasi eksperimen twin disc sudah didapatkan

bahwa pasangan radius lateral disk 13 mm dan 22 mm memberikan wear rate yang paling rendah yaitu sebesar 10,99  $\mu\text{g}/\text{m}/\text{mm}^2$  [1].

Pada penelitian ini, profil roda standar ORES 1002 dimodifikasi pada radius flensnya. Radius flens roda standar adalah 20 mm, sedangkan roda modifikasi menggunakan radius flens 22 mm (Gambar 52) sesuai dengan hasil pada referensi [1].



Gambar 52. Desain profil roda modifikasi dengan radius flens 22 mm

Selanjutnya, dilakukan simulasi untuk melihat unjuk kerja laju kendaraan rel dengan menggunakan profil roda yang baru tersebut.

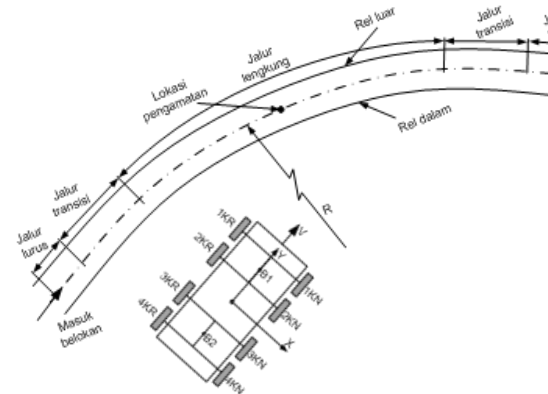
Pengembangan profil roda sudah banyak dilakukan. Polach [2] mengusulkan perubahan pada bagian thread roda. Pada bagian ini dibuat lebih banyak titik kontak yang terjadi antara roda dan rel sehingga traksi yang diteruskan bisa lebih besar dan memperlebar distribusi tegangan kontak. Demikian pula Haryanto [3] telah mendapatkan profil roda yang baru dimana titik kontak pada flens roda yang semula terpusat pada satu titik menjadi menyebar di beberapa titik. Pengembangan profil roda yang baru ini perlu diuji kembali untuk melihat kestabilan laju arah kendaraan rel.

### Metodologi Penelitian

Pada penelitian ini, model dinamika kendaraan rel digunakan untuk mensimulasikan perilaku kendaraan rel dengan menggunakan roda modifikasi dengan radius flens 22 mm dengan rel standard. Kendaraan rel melaju pada jalur belok. *Software Universal Mechanism* digunakan untuk mengeksekusi model dinamika tersebut. Selanjutnya respon hasil dinamika ini dianalisis kestabilan laju arah kendaraan rel. Perbandingan gaya lateral dan gaya vertikal merupakan kriteria yang digunakan untuk melihat kestabilan ini.

Model jalur belok yang digunakan dalam simulasi ini diperlihatkan pada Gambar 53. Kendaraan melewati jalur lurus sepanjang 10 m, kemudian memasuki jalur transisi sepanjang 30 m, dan jalur lengkung sepanjang 250 m. Radius kelengkungan rel adalah 200 m dan *super elevation* antara rel luar dan dalam adalah 0,010 m. Tipe profil rel yang dimasukkan adalah UIC 54. Tipe profil roda yang dimasukkan adalah ORES 1002 dengan modifikasi pada radius flens yaitu 22 mm.

Penomoran kendaraan rel seperti yang diperlihatkan pada Gambar 53. B1 dan B2 adalah nomer untuk bogi 1 dan 2. Untuk roda diberi nomer berurutan pada masing-masing bogi. Nomer 1 dan 2 untuk bogi 1, sedangkan roda kiri dilambangkan dengan KR dan roda kanan dengan KN. Sehingga, untuk roda depan kiri untuk bogi 1 dinotasikan 1KR, 1KN untuk roda kanan, 2KR untuk roda belakang kiri dan 2 KN untuk roda belakang kanan, demikian seterusnya untuk bogi 2.

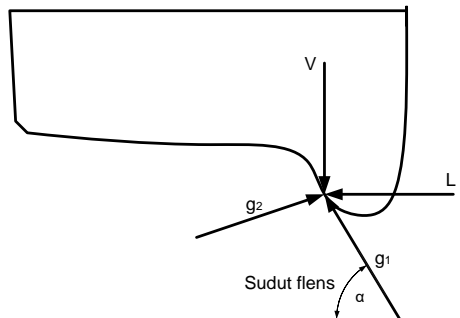


Gambar 53. Skematik kendaraan rel dan jalur belok

### Kriteria Nadal

Kriteria Nadal digunakan sebagai kriteria kestabilan laju kendaraan rel. Kriteria ini menggunakan perbandingan gaya lateral (L) dan gaya vertikal (V). Gaya-gaya yang bekerja pada lokasi kontak roda dan rel diperlihatkan pada Gambar 54.

Gaya gesek dan gaya normal berturut-turut dinotasikan dengan  $g_1$  dan  $g_2$ . Hubungan antar gaya-gaya tersebut diuraikan sebagai berikut [4]:



Gambar 54. Gaya pada lokasi kontak antara flens roda dengan rel

$$g_2 = V \cos \alpha + L \sin \theta = V \left( \cos \alpha + \frac{L}{V} \sin \alpha \right) \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} g_1 = V \sin \alpha - L \cos \alpha = V \left( \sin \alpha - \frac{L}{V} \sin \alpha \right) \\ \text{Bila } (V \sin \alpha - L \cos \alpha) < \mu \cdot g_2 \\ \quad g_1 = \mu \cdot g_2 \\ \text{Bila } (V \sin \alpha - L \cos \alpha) \geq \mu \cdot g_2 \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\frac{L}{V} = \frac{\tan \alpha - g_1/g_2}{1 + g_1/g_2 \tan \alpha} \quad (3)$$

Persamaan (4) dikenal dengan kriteria batas Nadal. Karena  $g_1/g_2 = \mu$  maka persamaan (5) diatas dapat disederhanakan menjadi

$$\frac{L}{V} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} \quad (4)$$

Bila rasio gaya lateral berbanding gaya vertikal berada dibawah nilai pada ruas kanan maka tidak akan terjadi *derailment*.

Untuk mengamati unjuk kerja profil roda modifikasi, simulasi kecepatan

dilakukan ketika kendaraan rel melewati jalur belok dan jalur lurus. Kecepatan belok yang disimulasikan adalah 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, dan 45 km/h. Sedangkan, pada jalur lurus disimulasikan kecepatan 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80 km/h.

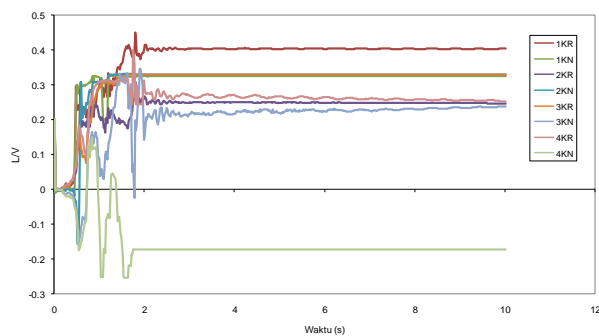
## Hasil dan Pembahasan

Hasil simulasi memperlihatkan unjuk kerja kendaraan rel yang menggunakan profil roda modifikasi adalah sebagai berikut:

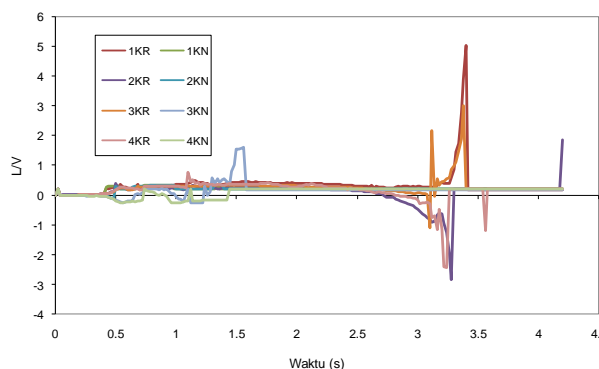
### Jalur Belok

Dari kecepatan 10 km/h sampai dengan kecepatan 25 km/h kendaraan rel masih stabil. Stabil artinya perbandingan gaya lateral dan vertikal ( $L/V$ ) masih dibawah 0,9. Dalam makalah ini hanya ditampilkan hasil perbandingan gaya lateral dan vertikal untuk kecepatan 25 km/h, sedangkan untuk kecepatan dibawahnya perbandingan gaya lateral dan vertikal masih dibawah 0,9. Gambar 55 menampilkan perbandingan ini. Perbandingan gaya lateral dan vertikal paling tinggi dicapai oleh roda 1KR yaitu sekitar 0,45. Rasio ini masih dibawah kriteria Nadal.

Selanjutnya, simulasi pada kecepatan 30 km/h memperlihatkan perbandingan  $L/V$  roda 1KR, 2KR, 3KN, 3KR, dan 4KR lebih besar dari 0,9 yang berarti bahwa roda-roda tersebut sudah keluar dari rel (Gambar 56). Rasio paling tinggi dicapai oleh roda 1KR sebesar 5,03. Roda 1KR adalah roda kiri depan untuk bogi 1, *wheelset* 1. Dengan demikian, kecepatan maksimum kendaraan rel pada saat belok untuk profil roda modifikasi adalah sebesar 25 km/h.

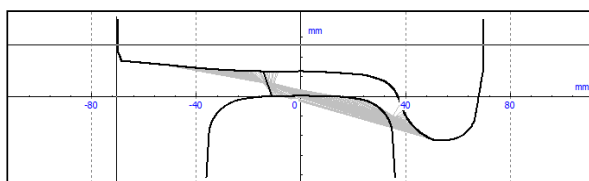


Gambar 55. Perbandingan L/V pada kecepatan belok 25 km/h



Gambar 56. Perbandingan L/V pada kecepatan belok 30 km/h

Lokasi titik kontak antara roda modifikasi dengan rel pada simulasi diperlihatkan dalam Gambar 57..



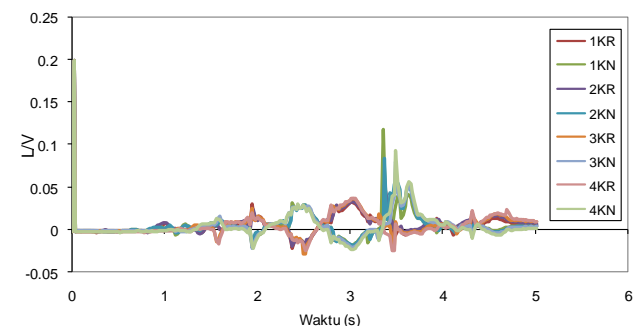
Gambar 57. Lokasi titik kontak profil roda modifikasi pada kecepatan belok 25 km/h.

Lokasi kontak kendaraan rel pada saat melewati belokan ada dua yaitu pada bagian thread dan flens roda. Demikian pula, hasil simulasi yang didapatkan oleh Gerlici dan Lack [5] terdapat dua lokasi kontak pada saat melewati belokan.

Besarnya tekanan kontak pada bagian flens dalam simulasi adalah sebesar 1730 MPa. Tekanan ini cukup besar bila dibandingkan dengan tekanan kontak apabila menggunakan roda standard yaitu 1250 MPa. Tekanan kontak yang besar akan mempengaruhi laju keausan.

### Jalur Lurus

Kecpatan yang disimulasi pada jalur lurus adalah 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80 km/h. Hasil simulasi memperlihatkan bahwa pada kecepatan-kecepatan tersebut perbandingan gaya lateral dan vertikal dibawah 0,9. Hal ini berarti penggunaan roda modifikasi masih stabil melaju pada kecepatan 80 km/h. Perbandingan gaya lateral dan vertikal pada kecepatan 80 km/h diperlihatkan pada Gambar 58. Rasio maksimum dicapai oleh roda 1KN yaitu roda depan kanan pada bogi 1. Besar rasio maksimum adalah 0,12. Rasio ini jauh dibawah rasio kriteria Nadal yaitu 0,9.



Gambar 58. Perbandingan gaya lateral dan vertikal melalui jalur lurus pada kecepatan 80 km/h

### Kesimpulan

Berdasarkan hasil-hasil penelitian dan uraian-uraian yang telah disampaikan maka dapat disimpulkan bahwa profil roda modifikasi memberikan kestabilan laju arah kendaraan rel yang cukup baik. Pada jalur lurus kecepatan yang dapat dicapai adalah 80 km/h, sedangkan pada jalur belok kecepatan maksimum yang dapat dicapai

adalah 25 km/h. Meskipun kestabilan laju arah telah dicapai namun tekanan kontak yang dihasilkan masih cukup tinggi yaitu 1730 MPa. Hal ini dapat menyebabkan keausan yang cukup tinggi.

### **Ucapan Terima Kasih**

Terima kasih disampaikan kepada PT. INKA atas pemberian ijin pemakaian *software Universal Mechanism*.

### **Referensi**

- [1] Budiwantoro, B., I.M. Parwata, W. Puja, dan S. Soemantri, Optimum Lateral Railway Wheel Flange Radius With Minimum Wear Rate: Twin Disc Simulation. JSMME, 2013. 7(4): p. 496-506.
- [2] Polach, O., Wheel profile design for target conicity and wide tread wear spreading. Wear, 2011. 271(1-2): p. 195-202.
- [3] Haryanto, D., Optimasi Bentuk Profil Roda Gerbong KKBW di Divisi Regional III Sumatera Selatan PT. Kereta Api (Persero) Untuk Mengurangi Tingkat Keausan Flens Roda Akibat Kontak Roda Dan Rel, in Teknik Mesin. 2007, ITB.
- [4] Iwnicki, S., Handbook of Railway Vehicle Dynamics. 2006, London: CRC Press.
- [5] Gerlici, J. dan T. Lack, Contact geometry influence on the rail/wheel surface stress distribution. Procedia Engineering, 2010. 2(1): p. 2249-2257.