

Strukturoptimierung von Eisenbahn-Radsätzen nach schwingungs- und schalltechnischen Kriterien

M. Beitelschmidt, D. Stüwing, V. Quarz

Institut für Theoretische Grundlagen der Fahrzeugtechnik, Technische Universität Dresden

Einleitung

Die Reduktion der Schallemission im Schienenverkehr, besonders infolge des Rollkontaktes, ist eine technische Herausforderung. Aus Messungen ist bekannt, daß die Radscheibe den größten Teil des Gesamtschalls abstrahlt. Ebenso ist bekannt, daß die Schallpegelspitzen durch Resonanzen von bestimmten Eigenmoden des Radsatzes entstehen, die von den harmonischen Ordnungen der periodischen Rollkontaktstörungen erregt werden.

Oft wird der entstandene Luftschall durch **sekundäre** Maßnahmen absorbiert oder reflektiert, z. B. durch Schallschutzwände.

Effektiver und preiswerter sind **primäre** Maßnahmen, die den Schall an seiner Quelle reduzieren. Dazu gehören neben den bekannten Dämpfer- und Absorberlösungen auch **Strukturoptimierungen** mit dem Ziel, Resonanzen mit akustisch effektiven Eigenformen im Betrieb vollkommen zu vermeiden.

Der abgestrahlte Schalleistungspegel L_W eines Bauteils berechnet sich nach der Grundgleichung der Maschinenakustik aus drei Summanden, dem Kraftpegel L_F , dem Körperschallmaß L_h und dem Abstrahlmaß L_σ .

$$L_W(f) = L_F(f) + L_h(f) + L_\sigma(f)$$

Alle Änderungen dieser Summanden zählen zu den primären Maßnahmen.

Der Kraftpegel enthält die erregende Kraft und kann z. B. durch Schienenschleifen erheblich reduziert werden.

Das Körperschallmaß enthält die Übertragungsadmittanz und die abstrahlende Oberfläche. Es kann durch Dämpfung und Strukturoptimierung vermindert werden.

Das Abstrahlmaß läßt sich im betrachteten Frequenzbereich leider nicht mehr verringern.

Die Dynamik des Radsatzes

In Eisenbahn-radsätzen treten eine Vielzahl von interessanten Eigenschwingungen auf, die auf ihre akustische Wirkung untersucht werden sollen.

Die Eigenlösungen des Radsatzes sind gekoppelte Schwingungen. Die Welle führt Biege-, Längs- und Torsionsschwingungen aus, die Räder axiale und radiale Scheibenschwingungen.

Die Räder können sog. **Schirmschwingungen**, die durch Kreisknoten gekennzeichnet sind, oder sog. **Fächerschwingungen**, die durch Durchmesser-knoten bestimmt werden, ausführen oder **Kombinationen** von beiden.

Zur Kennzeichnung wird die dominierende Verformung der Welle und der Radscheibe herangezogen

Eine Abkürzung **A,1,2** bedeutet eine axial dominierte Scheibenschwingung mit 1 Kreisknoten und 2 Durchmesser-knoten. Eine Eigenform **R,0,2** bedeutet eine radial dominierte Scheibenschwingung mit 2 Durchmesser-

knoten, die nur deshalb akustisch interessant ist, weil sie mit wesentlichen axialen Amplituden gekoppelt ist.

Axiale Scheibenschwingungen mit 1 Durchmesser-knoten, z. B. **A,0,1** oder **A,1,1** sind immer mit Biegeschwingungen der Welle, z. B. **B,2** einer Biegeform mit 2 Knoten, gekoppelt.

Schirmschwingungen der Räder sind immer mit Längsschwingungen der Welle verbunden.

Fächerschwingungen oder Kombinationen mit 2 oder mehr Durchmesser-knoten, z. B. **A,0,2**; **A,0,3**; **A,1,2** oder **R,0,2** und **R,0,3** sind in sich geschlossene Schwingformen, die keine Kopplung zur Welle haben und sehr wenig gedämpft werden.

Die Eigenmoden des Radsatzes sind in unterschiedlichem Maße an dem abgestrahlten Schall beteiligt. Die axialen Schwingungen, z. B. **A,1,2** sind besonders effektiv, weil der Kreisknoten im steifen Radkranz liegt und große Abstrahlflächen auftreten. Entgegen bisheriger Auffassung sind auch die Biegeschwingungen des Radsatzes, die mit axialen Scheibenmoden gekoppelt sind, z. B. **B,2 + A,0,1**, infolge hoher Erregungsintensität und großer Abstrahlfläche akustisch sehr effektiv.

Die Schwingungsanregung im Betrieb

Beim Abrollen des Rades auf der Schiene treten Störungen auf, hervorgerufen durch Flachstellen, Polygonisierung oder Riffel, die sich nahezu periodisch wiederholen, z. B. nach jedem Radumfang. Diese Rollkontaktstörungen haben große periodische Vertikalkraftschwankungen und infolge der Rad – Schiene – Geometrie auch große Axialkraftschwankungen zur Folge. Diese dynamischen Erregerkräfte wirken beim Vollrad direkt auf den Radsatz. Eine Besonderheit des Rollkontaktes ist die **umlaufende Erregung** im Gegensatz zur Erregung an einem festen Punkt des Umfangs. Das hat Bedeutung für das Resonanzverhalten. Viele Resonanzen sind sog. Scheinresonanzen, für die die Arbeit der erregenden Kräfte auf dem Umfang des Rades zu Null wird, d. h. Tilgung auftritt. Nur die Eigenformen des Rades, deren Zahl der Durchmesser-knoten mit der Ordnung der Harmonischen der Erregerkraft übereinstimmen, werden tatsächlich in Resonanz erregt.

Im Güterverkehr wird eine Fahrgeschwindigkeit zwischen 80 km/h und 120 km/h als signifikant für die Schallabstrahlung betrachtet. Mit den häufigsten Riffellängen von 3 cm bis 5 cm erhält man daraus einen Erregerfrequenzbereich von 440 – 1100 Hz im Güterverkehr.

Das Resonanzschaubild zeigt, welche Eigenformen des Radsatzes in diesem Bereich zu akustisch effektiven Schwingungen angeregt werden können.

Strukturoptimierung des Radsatzes

Ein erster Prototyp eines optimierten Rades wurde für Geschwindigkeiten bis 240 km/h entwickelt, von unserem Industriepartner gebaut (siehe Abb. 1)

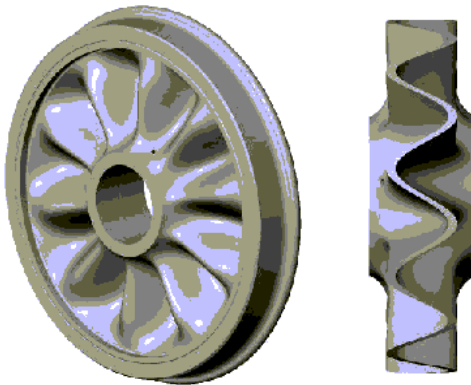


Abbildung 1: Optimiertes Wellsteg-Rad

und in einer Freifeldmessung erfolgreich getestet. Diese Radform wurde nicht weiterentwickelt, weil mit ihm die hohen thermischen Beanspruchungen infolge der Klotzbremsung nicht vollständig beherrscht wurden und die besondere Wellstegform höhere Herstellungskosten verursachte.

Da sich die akustische Wirkung bestätigt hat, wurde das Verfahren auf ein anderes Radprofil, die Bauart 004 mit guter thermischer Belastbarkeit und für Geschwindigkeiten bis 120 km/h angewendet.

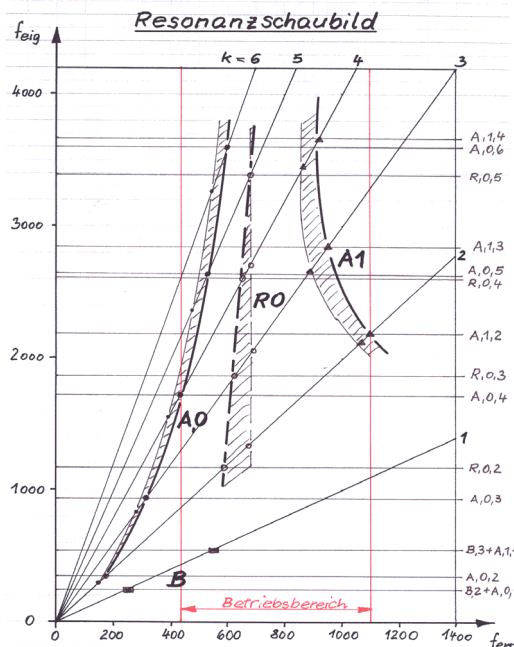


Abbildung 2: Resonanzschaubild Bauart 004

Aus dem Resonanzschaubild der Bauart 004 erkennt man (siehe Abb. 2), daß 3 Eigenformen im Betriebsbereich in Resonanz kommen und Schallpegelspitzen erzeugen können: **R,0,2** ; **A,1,2** und **B,3 + A,1,1**.

Um die Resonanzen mit diesen Eigenformen im Betriebsbereich zu vermeiden muß man versuchen, sowohl die Schwingform **R,0,2** auf unter 880 Hz zu senken als auch die Mode **A,1,2** auf über 2200 Hz anzuheben. Die Radsatzbiegeform **B,3 + A,1,1** muß auf unter 440 Hz gesenkt werden.

Aus fahrdynamischen Gründen darf nur der Bereich zwischen Radkranz und Radnabe verändert werden. Dieser Bereich wurde parametrisiert und mit bekannten Optimierungsalgorithmen variiert. Eine Nebenbedingung war die maximale Radmasse von 380 kg.

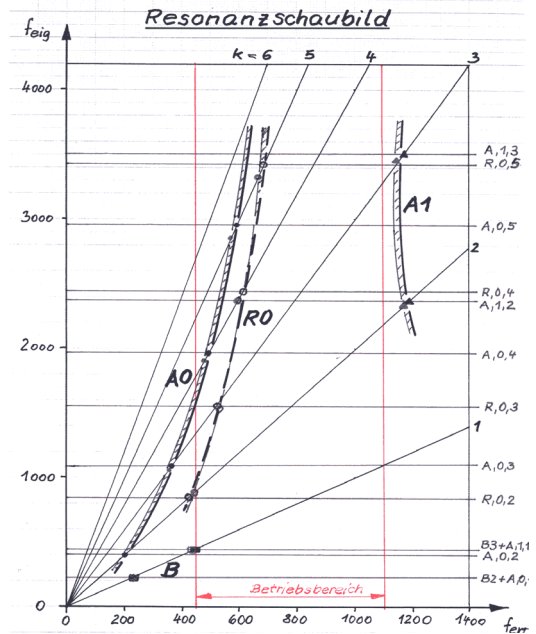


Abbildung 3: Optimiertes Resonanzschaubild

Das Ergebnis zeigt die Abb. 3 für den optimierten Radsatz. Auf die Welle aufgespannte Zusatzmassen senken die Biegefrequenz **B,3+A,1,1** um 96 Hz. In dem zugehörigen Resonanzschaubild erkennt man den gewünschten breiten resonanzfreien Betriebsbereich. Die Eigenform **A,1,2** wurde um 185 Hz erhöht und **R,0,2** um 333 Hz gesenkt. Die noch verbleibenden möglichen Resonanzen mit Eigenformen **R,0,3** ; **R,0,4** ; **A,0,4** und **A,0,5** werden weniger stark erregt und haben geringere Abstrahlflächen, so daß sie akustisch wenig effektiv sind. Außerdem kann man im Innenrand des Radkranzes einen einfachen Dämpfungerring einsetzen.

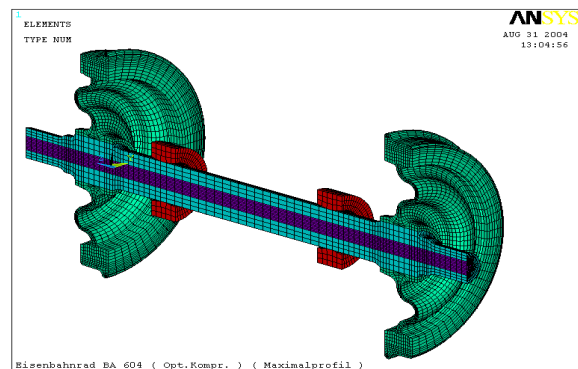


Abbildung 4: Optimierter Radsatz