

Radsatzwellenberechnung

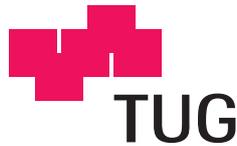
Diplomarbeit

erstellt für

SIEMENS

Siemens AG Österreich
Sektor Infrastructure & Cities / Division Rail Systems / Bogies

eingereicht an der



Technische Universität Graz
Erzherzog-Johann-Universität

Institut für Leichtbau

Ass.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser

vorgelegt von
Markus Hubmann

Graz, im März 2014

Beschluss der Curricula-Kommision für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 5.3.2014

A handwritten signature in blue ink, consisting of a stylized 'A' followed by a series of loops and a long horizontal stroke.

Kurzfassung

Radsatzwellen werden nach genormten Regelwerken ausgelegt. Diese Regelwerke sind historisch gewachsen, mit ihnen können Radsatzwellen sicher ausgelegt werden. Diese Vorschriften beinhalten die Einflüsse auf Beanspruchung und Beanspruchbarkeit mit jeweils unbekanntem Einzelsicherheiten. Moderne Berechnungskonzepte aus verwandten Bereichen haben einen modularen Aufbau und beinhalten ein Sicherheitskonzept. In dieser Arbeit werden die einschlägigen Auslegungsvorschriften und alternative Regelwerke betrachtet. An ausgewählten Details wird die Berechnung der Radsatzwelle genauer untersucht.

Abstract

Wheelset axles are designed according to standardized guidelines. These guidelines are grown over the years. Wheelset axles can be designed safe for service with that. These standards include the influences on strain and strength with unknown safety margins. Modern standards for strength assessment of related domains are having a modular structure and a safety concept. In this work the specific standards and alternative guidelines are considered. The calculation of wheelset axles is examined at selected details.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	6
1.1	Motivation	6
1.2	Ziel und Umfang der Arbeit	7
2	Die Radsatzwelle als Maschinenelement	8
2.1	Achsen und Wellen	8
2.2	Pressverbände	10
3	Literatur zur Berechnung von Radsatzwellen	15
3.1	Allgemeingültige Berechnungsvorschriften	15
3.1.1	Tragfähig von Wellen und Achsen, DIN 743	16
3.1.2	Pressverbände, DIN 7190	19
3.1.3	FKM Richtlinie	22
3.2	Einschlägige Auslegungsvorschriften	27
3.2.1	Historische Entwicklung	27
3.2.2	Aktuelle Auslegungsnorm EN 13103/13104	28
4	Rotationssymmetrische Finite Elemente Modelle	32
4.1	Außendurchmesser für DIN 7190	37
4.2	Gestufte Nabenkontur	44
4.3	Stetige Nabenkontur	47
4.4	Fliehkrafteinfluss auf die Pressung	49
4.5	Fugendruck in Abhängigkeit vom Raddurchmesser	51
4.6	Fügevorgang: Aufpressen	53
5	Dreidimensionale FEM Modelle	55
5.1	Radsatz unter Biegung und Torsion	55
5.2	Modalanalyse: Radsatz mit neuen und verschlissenen Rädern	63
5.3	Radsatzwelle im Fahrwerk	70

6 Zusammenfassung	73
Formelzeichen	74
Abbildungsverzeichnis	79
Tabellenverzeichnis	81
Literaturverzeichnis	82

Kapitel 1

Einleitung

Eine Radsatzwelle verbindet zwei gegenüberliegende Räder eines Schienenfahrzeuges. Auf den Radsatzwellen lastet das Gewicht des Schienenfahrzeuges und sie übertragen Brems- und Antriebskräfte. Wird die Welle angetrieben spricht man von einer Treibradsatzwelle, sonst von einer Laufradsatzwelle.

In der Vergangenheit wurde die Entwicklung von Radsätzen für Fahrwerke von Siemens zum größten Teil von den Radsatzherstellern durchgeführt. Siemens will sich in diesem Bereich weiterentwickeln und sich stärker in die Entwicklung von Radsätzen einbringen. Bei Siemens am Standort Graz wird seit 2011 auch die Montage von Radsätzen durchgeführt, davor wurden die Naben von Lieferanten auf die Radsatzwellen gepresst.

1.1 Motivation

Radsatzwellen werden nach genormten Regelwerken ausgelegt. Diese Regelwerke sind historisch gewachsen. Sie sind Stand der Technik und bei Beachtung der Vorschriften sind die Radsatzwellen für den Betrieb sicher dimensioniert.

Es herrscht aber eine Unzufriedenheit mit der aktuellen Normenlage. Diese Auslegungsvorschriften beinhalten die Einflüsse auf Beanspruchung und Beanspruchbarkeit mit jeweils unbekanntem Einzelsicherheiten. In den Regelwerken sind normative Lasten enthalten, eine Verifikation der Auslegungslasten mit Betriebsmessungen ist nicht vorgesehen.

Moderne Berechnungskonzepte aus verwandten Bereichen haben einen modularen Aufbau und beinhalten ein Sicherheitskonzept. Um das ungenutzte Potential der Bauteile heben zu können sollen sie mit den Werkzeugen des allgemeinen Maschinenbaus untersucht werden. Es sollen so alternative

Sichtweisen auf die Radsatzwelle gewonnen werden.

1.2 Ziel und Umfang der Arbeit

Radsatzwellen sollen aus dem Blickwinkel des allgemeinen Maschinenbaus betrachtet werden. Es sollen Möglichkeiten gezeigt werden mit denen man sich rechnerisch der Bewertung von Radsatzwellen nähern kann. Der Pressverbindung, als wichtigste Welle-Nabe-Verbindung von Radsatzwellen, wird besonderes Augenmerk geschenkt. In dieser Arbeit werden die einschlägigen Auslegungsvorschriften und alternative Regelwerke betrachtet. An ausgewählten Details wird die Berechnung der Radsatzwelle genauer untersucht. Die Summe aller Einzeluntersuchungen soll ein Beitrag für die zukünftige Arbeit in Normierungsgremien sein.

Kapitel 2

Die Radsatzwelle als Maschinenelement

Ein Maschinenelement ist das kleinste, nicht mehr sehr sinnvoll zu zerlegendes und in gleicher oder ähnlicher Form immer wieder verwendetes Bauteil im technischen Anwendungsbereich. [Matek u. a. 1992]

Gemäß dieser Definition besteht eine Radsatzwelle hauptsächlich aus den Maschinenelementen „Achsen und Wellen“ und „Pressverband“. Diesen Maschinenelementen ist dieses Kapitel gewidmet. Für diese Maschinenelemente gibt es bewährte Methoden und Auslegungsvorschriften zur Dimensionierung.

2.1 Achsen und Wellen

Achsen (umlaufend und ruhend) dienen zur Lagerung von Maschinenteilen, übertragen kein Drehmoment und werden vorwiegend auf Biegung beansprucht. Wellen (meist umlaufend) dienen zur Übertragung eines Drehmomentes und werden auf Torsion bzw. Torsion und Biegung beansprucht. [Niemann 1981]

Eine Radsatzwelle ist eine Welle, sie überträgt ein Drehmoment. Das gilt auch für Laufradsatzwellen: Sie übertragen Bremsmomente.

Bei der Berechnung von Achsen und Wellen werden die äußeren Kräfte der Einfachheit halber meist als punktförmig angreifende Kräfte angenommen, wobei die Wirklinien allgemein durch die Mitten der Angriffsflächen gelegt werden. [Matek u. a. 1992]

Achsen und Wellen können sehr gut mit den Berechnungsmodellen der Balkenstatik und der Festigkeitslehre für stabförmige Bauteile untersucht werden. Radsatzwellen sind schlanke Bauteile mit einem großen Längen-

Durchmesser Verhältnis. Für diese stabförmigen Bauteile wird ein gerader Biegeträger mit Einzelkräften betrachtet. Die Querschnitte bleiben unter Biegung eben (Bernoullische Hypothese) und es gilt das Hookesche Gesetz. Einzelheiten zur Balkenstatik sind in [Celigoj 1998] oder [Greimel 1997] zu finden. Ein Beispiel einer Laufradsatzwelle unter der einfachen Lastsituation der Gewichtsbelastung durch das Scheinefahrzeug wird im folgenden gezeigt. Das Balkenmodell wird von der Geometrie des Realbauteils abgeleitet. Eine im Gleichgewicht befindliche Kraftsituation wird durch die Schnittgrößenverläufe, hier Querkraft- und Biegemomentenverlauf, entlang der Stabachse dargestellt.

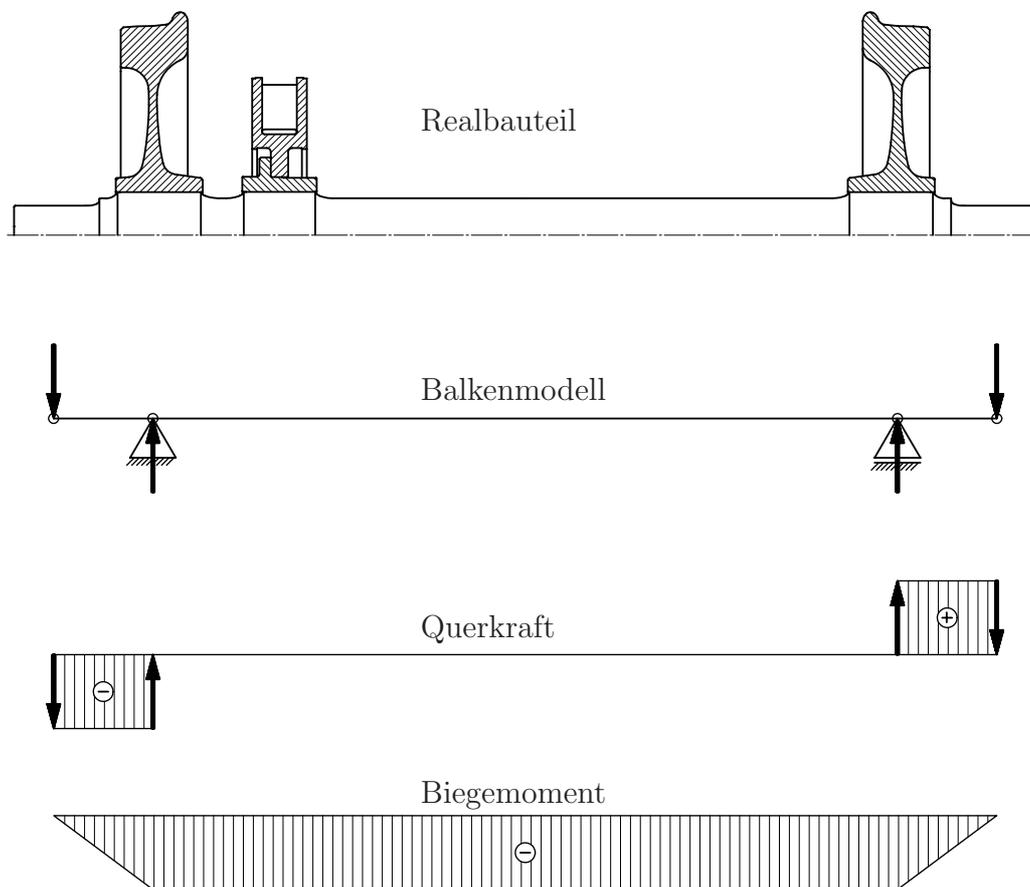


Abbildung 2.1: Balkenstatikmodell mit einfacher Randbedingung

2.2 Pressverbände

Die an eine Radsatzwelle anschließenden Bauteile (Räder, Bremscheiben...) werden mit einem Pressverband auf die Welle gefügt. Ein Pressverband ist ein Maschinenelement das zu den reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen zählt [Kollmann 1984]. Bauteile die mittels Pressverband gepaart werden haben im ungefügten Zustand eine Geometrie die sich an der Fügefläche um $\frac{U}{2}$ überschneidet. Das Übermaß U ist die Maßdifferenz zwischen Außendurchmesser des Innenteils und Innendurchmesser des Außenteils. Im gefügtem Zustand wird der Aussenteil in Umfangsrichtung gezogen und der Innenteil gedrückt, sodass sich eine gemeinsame Fügefläche einstellt. In radialer Richtung stützen sich Aussenteil und Innenteil an der Fügefläche über die Fugendruck ab. In axialer und tangentialer Richtung werden in der Fügefläche Kräfte mittels Reibung übertragen.

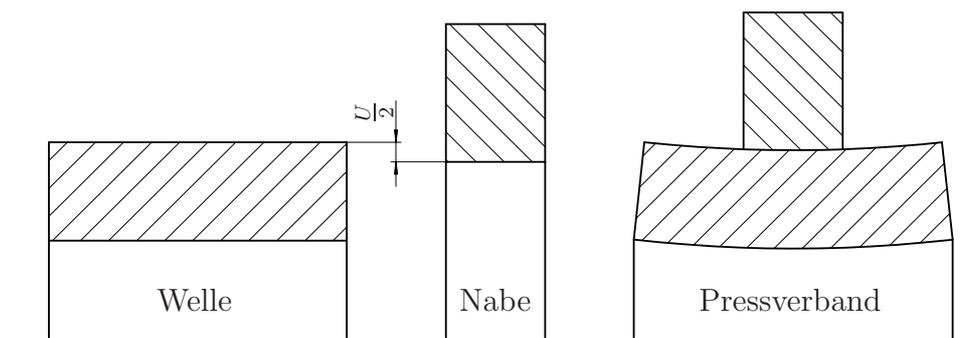


Abbildung 2.2: Bauteile vor und nach dem Fügen

Pressverbände können nach ihrem Fügevorgang unterschieden werden:

Längspressverband

Nabe und Welle werden axial unter Kraftaufwand ineinander gepresst. Um die Fügefläche nicht zu beschädigen ist die Welle mit einer flachen Fase versehen. Durch diese Fase gleiten Welle und Nabe aneinander vorbei und es kommt zu keinem Wegschaben von Material und Beschädigen der Fügefläche. Der Längspressverband ist der bei Radsätzen am meisten angewendete Pressverband.

Querpressverband

Hier werden die beiden Bauteile auf unterschiedliche Temperaturniveaus gebracht. Es werden auch die Begriffe *Schrumpfpfeßverbände* bei erhitzter

Nabe und *Dehnpressverbände* bei unterkühlter Welle verwendet. Durch die Wärmedehnung vergrößert sich die Nabe bzw. verkleinert sich die Welle. Der Temperaturunterschied muss so groß sein, dass das Übermaß und ein Fügenspiel überwunden wird. Das Fügenspiel wird zum eindeutigen Positionieren der Teile zueinander vor dem Temperatenausgleich benötigt.

Ölpressverband

Bei kegeligen Fügeflächen können die Bauteile unter Öldruck verformt werden, sodass sich eine axiale Verschiebung unter geringen Kraftaufwand einstellen lässt. Bei entferntem Öldruck bildet sich die Verbindung von Welle und Nabe. Bei zylindrischer Fügefläche wird dieses Verfahren zum Lösen der Verbindung angewendet.

Klebeschrumpfverband

Es werden Bauteile mit geringem Übermaß als Querpressverband gefügt und zusätzlich wird die Fügefläche verklebt. Durch das geringere Übermaß können die Bauteile leichter gebaut werden. Klebeschrumpfen wird bei Radsätzen nur selten angewendet. [Kurek u. Zboralski 1977] [Weber 1987]

Unbelasteter Pressverband

Als *unbelasteter Pressverband* soll ein Pressverband verstanden werden, der nur durch die Verspannung der gefügten Bauteile zueinander belastet wird. Er soll durch keine äußeren Kräfte oder Momente belastet werden. Zur Ermittlung der Spannungen im Pressverband sei auf die „dickwandige Kreisscheibe unter Außen- und Innendruck“ [Kollmann 1984] oder auf „Schrumpfverbindung“ [Celigoj 1998] verwiesen werden. Für diese Modelle wird ein ebener Spannungszustand vorausgesetzt. Welle und Nabe können sich in axialer Richtung ungehindert ausdehnen. Das Außenteil wird in Umfangsrichtung gezogen, die Tangentialspannung σ_t sinkt mit steigendem Durchmesser degressiv. Am hohlem Innenteil steigt die negative Tangentialspannung mit kleiner werdendem Durchmesser progressiv. Am Fügedurchmesser entspricht die Radialspannung σ_r dem Fugendruck p . Die Radialspannung sinkt bei der Hohlwelle progressiv und bei der Nabe degressiv auf Null ab. In der Vollwelle ist die Radialspannung gleich der Tangentialspannung und konstant über dem Querschnitt.

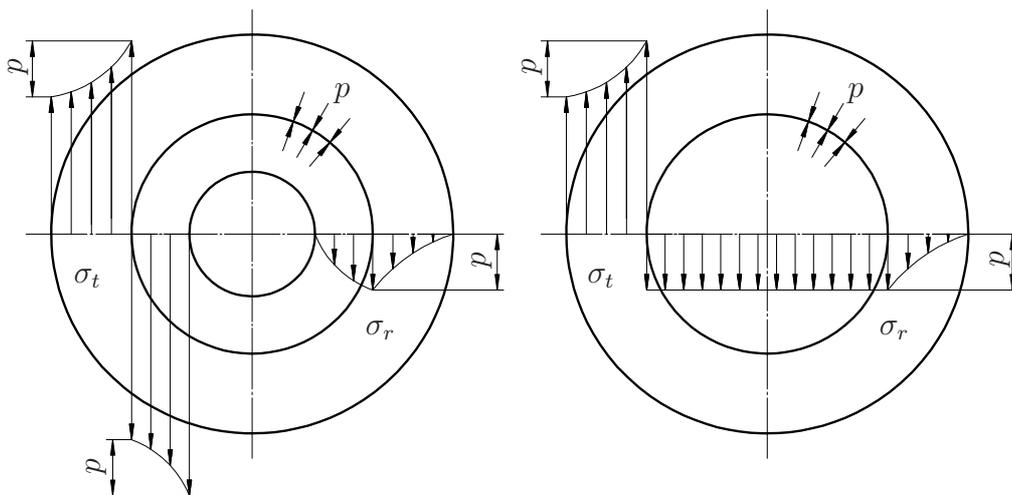


Abbildung 2.3: Tangentialspannung σ_t und Radialspannung σ_r des gefügten, unbelasteten Pressverbands für Hohl- und Vollwelle

Im realem Pressverband herrscht ein räumlicher Spannungszustand. Je nach Fügevorgang stellt sich ein Spannungszustand ein, bei dem die Bauteile durch Reibkräfte in der Fügefläche unterschiedlich belastet werden. Die durch das Fügen einer Pressverbindung bewirkten Schubspannungen in der Fügefläche sind schon nach wenigen Lastwechseln abgebaut. [Hartmann 1990] Dieser Abbau erfolgt auf einem großen Teil der Fügelänge durch örtliches Wechselgleiten unter der dynamischen Last. Es können so Gleitvorgänge

in Umfangsrichtung, die z.B. durch Drehmomentübertragung induziert werden, die axialen Gleitungen, und somit die Entspannung in axialer Richtung ermöglichen. Der unterschiedliche Spannungszustand nach dem Fügen von Längs- und Querpressverbänden muss also nicht untersucht werden, da es bei dynamischer Belastung zu einem Abbau der Schubspannungen in der Fügefläche kommt.

Mechanismus der Kraftübertragung

Längskraft

Axialkräfte werden reibschlüssig über die Fügefläche übertragen. Die axial übertragbare Kraft ist das Produkt aus Fügefläche, mittlerer Pressung und Reibkoeffizient.

Querkraft

Radialkräfte werden formschlüssig übertragen. Radialkräfte be- und entlasten den Pressverband in Richtung der Querkraft (Radialkraft). Die Pressung wird um den Quotienten aus Querkraft zu Fügefläche verändert.

Torsionsmoment

Drehmomente die von der Welle auf die Nabe wirken, werden durch Reibschluss übertragen. Das übertragbare Drehmoment ist das Produkt aus Fügefläche, mittlerer Pressung, Reibkoeffizient und halbem Fügedurchmesser.

Biegemoment

Biegemomente werden reib- und formschlüssig über die Verbindung geleitet. Für das formschlüssig übertragene Biegemoment wird bei [Hartmann 1990] die projizierte Fügefläche als biegebelasteter Rechteckquerschnitt angesehen. Die Biegespannung an diesem Querschnitt wird mit $\frac{3}{4}$ skaliert und als „Biegepressung“ dem Fugendruck überlagert.

Der reibschlüssig übertragbare Anteil des Biegemoments wurde mit FE-Methode ermittelt. [Smetana 2001] und [Leidich 1983]. Die untersuchten Pressverbände übertragen 60-80% des Biegemoments reibschlüssig. Der größte Anteil der Reibkräfte gehen in Längsrichtung, es werden nur 10-15% über Reibkräfte in Umfangsrichtung übertragen.

Da die betrachteten Verbindungen bei Radsätzen keine rotationssymmetrischen Lasten (vorallem Biegung) haben, ist eine analytische Lösung nicht möglich. Als geeignetes Werkzeug kommt die rechnerunterstützte Methode der Finiten Elemente Methode (FEM) in Frage. Mittels FEM können beliebig gestaltete Pressverbände unter beliebigen Randbedingungen untersucht werden.

Kapitel 3

Literatur zur Berechnung von Radsatzwellen

Es werden Normen und Vorschriften zusammengefasst und ihre Anwendbarkeit in Bezug auf Radsatzwellen gezeigt.

3.1 Allgemeingültige Berechnungsvorschriften

Hier werden Auslegungsvorschriften für Bauteile des allgemeinen Maschinenbaus vorgestellt, die durchaus auch auf Radsatzwellen anwendbar sind. Da diese Dokumente nicht speziell für die Anwendung bei Eisenbahnfahrwerken zugeschnitten sind fehlt ihnen ein wesentlicher Teil: Die Lasten, also Kräfte und Momente die auf das Bauteil Radsatzwelle im Betrieb einwirken . Sind jedoch sichere Lasten aus Messungen oder Simulationen vorhanden steht ihrer Anwendung nichts im Weg.

3.1.1 Tragfähig von Wellen und Achsen, DIN 743

In der Norm, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen* [DIN 743 2012], wird auf einfache Weise der Festigkeitsnachweis geführt. Dies ist durch die Einschränkung auf Achsen und Wellen und mittels Nennspannungen in übersichtlicher Weise möglich. Diese Norm gilt für den Sicherheitsnachweis gegen Ermüdungsbruch (Dauerbruch, Schwingungsbruch) bei Überschreitung der Dauerfestigkeit und gegen Versagen infolge Maximalbelastung (bleibende Verformung, Anriss oder Gewaltbruch). Die Berechnung der Sicherheit gegen Ermüdung wird mit schädigungsäquivalenten Spannungsamplituden durchgeführt. In die Berechnung der Sicherheit gegen bleibende Verformung geht die größte auftretende Spannung ein. Diese Norm ist nur für den Werkstoff Stahl gültig. Der Tragfähigkeitsnachweis gilt nicht für dominierenden Querkraftschub, Knickung und für korrosive Umgebungsmedien. Die Dauerfestigkeitswerte werden auf eine Grenzlastspielzahl von $N_G = 10^7$ bezogen. Die angegebenen Dauerfestigkeitswerte haben die selbe Überlebenswahrscheinlichkeit wie die Werkstoff-Zugfestigkeit.

Diese Bedingungen ermöglichen prinzipiell eine Anwendung für Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen. Es gibt jedoch keine Information über Lastannahmen in dieser Norm. Es wird die Kenntnis der schädigungsäquivalenten Spannungsamplitude für die Ermüdungsfestigkeit und die größte auftretende Spannung für die statische Festigkeit vorausgesetzt.

Vorgehensweise beim Nachweis der Sicherheit gegen Überschreiten der Dauerfestigkeit:

Die Spannungsamplituden und Mittelspannungswerte für Zug/Druck, Biegung und Torsion werden mit einem Modell aus der Balkenstatik als Nennspannungen ermittelt.

$$\sigma_{zda}, \sigma_{ba}, \tau_{ta} \text{ und } \sigma_{zdm}, \sigma_{bm}, \tau_{tm} \quad (3.1)$$

Bei kombinierter Belastung werden Vergleichspannungen für die Mittelspannungen benötigt. Sie werden nach der Gestaltsänderungshypothese bestimmt.

$$\begin{aligned} \sigma_{mv} &= \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot (\tau_{tm})^2} \\ \tau_{mv} &= \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Wenn auf der Seite der Beanspruchbarkeit die Werkstoffwechselfestigkeit $\sigma_{zdW}(d)$, $\sigma_{bW}(d)$, $\tau_{tW}(d)$ an der zu berechnenden Stelle nicht vorhanden ist,

wird die Bauteilwechselfestigkeit wie folgt bestimmt:

$$\begin{aligned}\sigma_{zdWK} &= \frac{\sigma_{zdW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_\sigma} \\ \sigma_{bWK} &= \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_\sigma} \\ \tau_{tWK} &= \frac{\tau_{tW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_\tau}\end{aligned}\quad (3.3)$$

Hierin ist $K_1(d_{eff})$ der technologische Größeneinflussfaktor, der die Durchhärbarkeit des Querschnitts berücksichtigt und K_σ beziehungsweise K_τ der Gesamteinflussfaktor:

$$\begin{aligned}K_\sigma &= \left(\frac{\beta_\sigma}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \\ K_\tau &= \left(\frac{\beta_\tau}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}\end{aligned}\quad (3.4)$$

Darin sind β_σ und β_τ die Kerbwirkungszahlen für Zug/Druck, Biegung und Torsion. Der geometrische Größeneinflussfaktor $K_2(d)$ berücksichtigt, dass bei größer werdendem Durchmesser die Biege- und Torsionswechselfestigkeit in die Zug- und Druckwechselfestigkeit übergeht, und analog auch die Torsionswechselfestigkeit sinkt. Die Einflussfaktoren der Oberflächenrauheit $K_{F\sigma}$ und $K_{F\tau}$ und der Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung K_V werden auch im Gesamteinflussfaktor zusammengefasst. Unter Einbeziehung des Mittelspannungseinflusses und dem Überlastfall werden aus den Bauteilwechselfestigkeiten die Spannungsamplituden der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannungen:

$$\sigma_{zdADK}, \sigma_{bADK}, \tau_{tADK}\quad (3.5)$$

Der Festigkeitsnachweis, also die Gegenüberstellung von Beanspruchbarkeit zu Beanspruchung, wird mit einer rechnerischen Sicherheit S durchgeführt.

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}} \right)^2}} \geq S_{min} = 1.2\quad (3.6)$$

Vorgehensweise beim Nachweis der Sicherheit gegen bleibende Verformung:

Die maximal auftretenden Spannungen für Zug/Druck, Biegung und Torsion werden mit einem Modell aus der Balkenstatik als Nennspannungen ermittelt.

$$\sigma_{zdmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{tmax}\quad (3.7)$$

Ist die Streckgrenze an der Nachweisstelle nicht bekannt, kann von Probenwerten auf die Bauteilfließgrenzen $\sigma_{zd,bFK}$ beziehungsweise τ_{tFK} geschlossen werden:

$$\begin{aligned}\sigma_{zd,bFK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S(d_B) \\ \tau_{tFK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \frac{\sigma_S(d_B)}{\sqrt{3}}\end{aligned}\tag{3.8}$$

Die statische Stützwirkung infolge örtlicher plastischer Verformung an oder unter der Randschicht K_{2F} liegt in den in der Norm angeführten Tabellen zwischen 1,0 und 1,2. Die Erhöhung der Fließgrenze aufgrund eines mehrachsigen Spannungszustandes wird mit γ_F berücksichtigt. In der Norm ist γ_F in Abhängigkeit von Spannungskonzentrationsfaktoren α_σ oder Kerbwirkungszahlen β_σ angegeben und nimmt Werte zwischen 1.00 und 1.15 an. Der Festigkeitsnachweis wird durch das Errechnen der Sicherheit S ausgedrückt und lautet für eine zusammengesetzte Beanspruchung:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdmax}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} \geq S_{min} = 1.2\tag{3.9}$$

3.1.2 Pressverbände, DIN 7190

In der Norm, *Pressverbände - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsrichtlinien* [DIN 7190 2001], werden Pressverbände mit zylindrischen Wirkflächen behandelt. Grundlage für die Berechnung ist das strukturmechanische Problem des „dickwandigem Rohres unter Innendruck“. Die Berechnungen gelten streng genommen nur für Wellen und Naben mit rechteckigem Radial-Querschnitt und gleicher axialer Länge. Es werden Axialkräfte und Torsi-

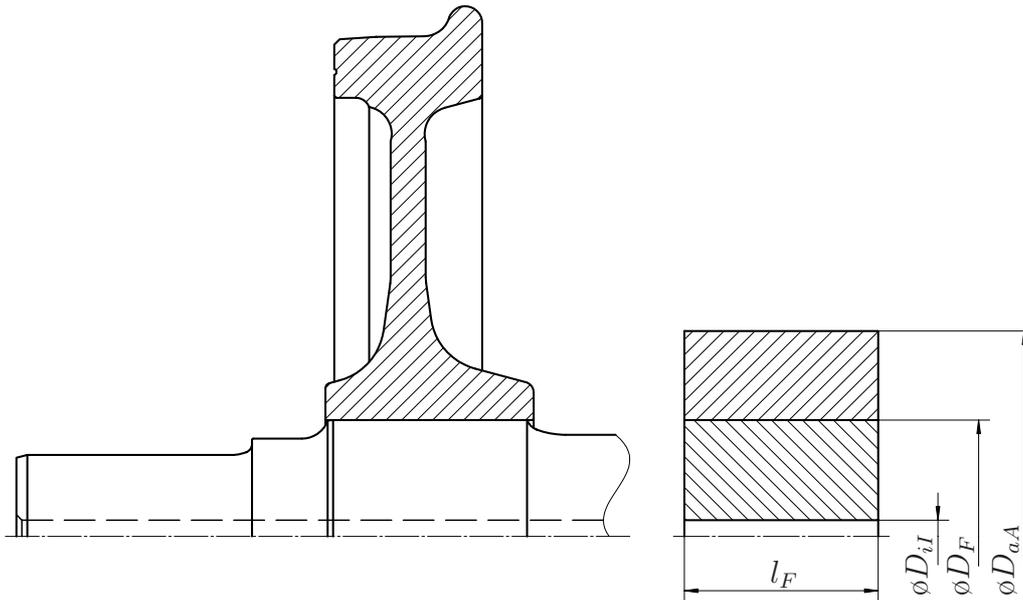


Abbildung 3.1: Realbauteil und Berechnungsmodell nach DIN 7190 [2001]

onsmomente die vom Pressverband übertragen werden, berechnet. Biegemomente werden nicht behandelt. Der Zusammenhang von Geometrie und Fugenpressung wird hergestellt. Der Fliehkrafteinfluss auf rotierende Pressverbände wird auch gezeigt.

Wichtige Größen und Zusammenhänge:

Das Übermaß ist die Maßdifferenz zwischen Innendurchmesser des Außenteils und Außendurchmesser des Innenteils:

$$U = |D_{iA} - D_{aI}| \quad (3.10)$$

Durch den Fügevorgang von Längs- und Querpressverbänden wird das Übermaß auf das wirksames Übermaß verringert. Je rauher die Oberfläche der

Bauteile an der Fügefläche sind, desto geringer wird das wirksame Übermaß:

$$U_w = U - 0.8 \cdot (R_{zA} + R_{zI}) \quad (3.11)$$

Das bezogene Übermaß ist das wirksame Übermaß bezogen auf den Fügedurchmesser:

$$\xi_w = \frac{U_w}{D_F} \quad (3.12)$$

Die Durchmessererhältnisse des Außen- und Innenteils sind:

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}} \quad (3.13)$$

$$Q_I = \frac{D_{iI}}{D_F} \quad (3.14)$$

Eine Hilfsgröße für die Auslegung elastischer Pressverbände ist:

$$K = \frac{E_A}{E_I} \cdot \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \mu_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \mu_A \quad (3.15)$$

Der Zusammenhang zwischen Pressung und wirksamen Übermaß ist:

$$p = \frac{\xi_w}{K} \cdot E_A \quad (3.16)$$

Es sind so genannte Haftbeiwerte ν in Umfangs- ν_{xu} und Längsrichtung ν_{xl} für Lösen ν_{lx} und Rutschen ν_{rx} des Pressverbandes angegeben. Der Haftbeiwert ist das Verhältnis von gemessener Löse- bzw. Rutschkraft zu errechneter Normalkraft in der Pressfuge. Der Haftwert ν_{ru} zeigt zum Beispiel die Verhältnisse bei Rutschen in Umfangsrichtung. Reibungszahlen hingegen beziehen sich auf eine gemessene Normalkraft. Das übertragbare Drehmoment ist:

$$T = \frac{\pi}{2} \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \nu_{ru} \cdot p \quad (3.17)$$

Die übertragbare Axialkraft ist:

$$F_{ax} = \pi \cdot D_F \cdot l_F \cdot \nu_{rl} \cdot p \quad (3.18)$$

Bei Schubspannungshypothese (modifizierte Fließbedingung nach Tresca) sind die Bedingungen für einen elastischen Pressverband:

$$\xi_w \leq K \cdot \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eLA}}{E_A} \quad (3.19)$$

und

$$\xi_w \leq K \cdot \frac{1 - Q_I^2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eLI}}{E_A} \quad (3.20)$$

Die auch in der Norm enthaltene elastisch-plastische Auslegung für Pressverbände in Folge des Fügevorgangs ist für Werkstoffe mit einer Bruchdehnung $A \leq 10\%$ und einer Brucheinschnürung $Z \leq 30\%$ zulässig. Werkstoffe bei Radsätzen erfüllen diese Kriterien an der Verformbarkeit, [EN 13261 2003] und [EN 13262 2004]. Es werden elastisch-plastisch ausgelegte Pressverbände nur in seltenen Fällen bei Getriebegroßrädern an Radsätzen verwendet. Die in den Gestaltungsrichtlinien angegebenen Beispiele für eine optimierte Gestaltsfestigkeit entsprechen den bei Radsatzwellen gängigen Ausführungen. Die Biegemomentenübertragung und die Reibdauerbeanspruchung geht nicht in die Dimensionierung des Pressverbandes ein [Leidich 2002].

3.1.3 FKM Richtlinie

Die *FKM-Richtlinie - Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile* [Rennert u. a. 2012] ist universell für alle Bauteile des Maschinenbaus, also auch für Radsatzwellen anwendbar. Der statische und der Ermüdungsfestigkeitsnachweis kann mit Nennspannungen oder örtlichen Spannungen durchgeführt werden. Der statische Nachweis wird mit der Maximalspannung des zyklischen Spannungsverlaufs durchgeführt. Die Festigkeitswerte sollen einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5% entsprechen. Die Ermittlung der Spannung ist nach der elementaren Festigkeitslehre, mittels FEM oder aus Messungen möglich. Bei der Berechnung der Spannungen wird ein linear elastisches Material angenommen. Der Sicherheitsfaktor setzt sich aus Teilsicherheitsfaktoren zusammen. Die Nachweise werden für jede einzelne Spannungsart und für Vergleichsspannung geführt. Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis ist ab einer Zyklenzahl von 10^4 gültig.

Vorgehensweise beim Ermüdungsfestigkeitsnachweis:

1. Spannungskennwerte

Die Spannungsamplituden mit ihren zugehörigen Mittelwerten werden für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis bewertet. Die Spannungskennwerte können entweder als Nennspannung ermittelt werden:

- Axialspannungsamplitude $S_{a,zd}$ und Mittelwert $S_{m,zd}$
- Biegespannungsamplitude $S_{a,b}$ und Mittelwert $S_{m,b}$
- Schubspannungsamplitude $T_{a,s}$ und Mittelwert $T_{m,s}$
- Torsionsspannungsamplitude $T_{a,t}$ und Mittelwert $T_{m,t}$

Oder sie werden als örtliche Spannung mittels FEM berechnet:

- An der freien Bauteiloberfläche als Amplituden $\sigma_{a,x}, \sigma_{a,y}, \tau_a$ und Mittelwerte $\sigma_{m,x}, \sigma_{m,y}, \tau_m$
- An der belasteten Oberfläche (Pressverband) als Hauptspannungsamplituden $\sigma_{a,1}, \sigma_{a,2}, \sigma_{a,3}$ und Mittelwerte $\sigma_{m,1}, \sigma_{m,2}, \sigma_{m,3}$

2. Werkstoff-Festigkeitskennwerte

Die Bauteil-Normwerte für die Werkstoff-Wechselfestigkeit $\sigma_{W,zd}$ und $\tau_{W,s}$ werden mit den Wechselfestigkeitsfaktoren $f_{W,\sigma}$ und $f_{W,\tau}$ aus der Bruchfestigkeit gebildet.

$$\begin{aligned}\sigma_{W,zd} &= f_{W,\sigma} \cdot R_m \\ \tau_{W,s} &= \sigma_{W,zd} \cdot f_{W,\tau}\end{aligned}\tag{3.21}$$

3. *Konstruktionskennwerte*

Der Einfluss der Konstruktion auf die Festigkeit wird im Konstruktionsfaktor K_{WK} zusammengefasst.

Beim Festigkeitsnachweis mit Nennspannungen sind die Konstruktionsfaktoren für die einzelnen Spannungsarten zu bestimmen. Die Einflussgrößen sind die Kerbwirkungszahl K_f , Rauheitsfaktor K_R und der Randschichtfaktor K_V .

$$K_{WK} = \left(K_f + \frac{1}{K_R} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \quad (3.22)$$

Für den Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen muss der Konstruktionsfaktor K_{WK} für Schub- und Normalspannung bestimmt werden.

$$K_{WK} = \frac{1}{n} \cdot \left[1 + \frac{1}{\tilde{K}_f} \cdot \left(\frac{1}{K_R} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{K_V} \quad (3.23)$$

Die Stützzahl n berücksichtigt die Stützwirkung bei Spannungsgradienten. \tilde{K}_f ist der Schätzwert der Kerbwirkungszahl für die Stelle der örtlichen Spannung.

4. *Bauteilermüdungsfestigkeit*

Mit Nennspannungen wird die Festigkeit für jede Spannungsart (Zug/-Druck, Biegung um beide Achsen, Schub in beide Richtungen und Torsion) ermittelt.

Bei örtlichen Spannungen wird mit jeder Spannungskomponente (σ_x, σ_y, τ oder $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) gerechnet.

(a) *Bauteil-Wechselfestigkeit*

Die Bauteil-Wechselfestigkeit wird von der Werkstoff-Wechselfestigkeit mit den Konstruktionsfaktor abgeleitet.

(b) *Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung*

Die Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung wird mit der Bauteil-Wechselfestigkeit und dem Mittelspannungsfaktor K_{AK} gebildet.

(c) *Bauteil-Betriebsfestigkeit*

Die Bauteil-Betriebsfestigkeit wird mit der Bauteil-Dauerfestigkeit und den Betriebsfestigkeitsfaktor K_{BK} errechnet.

5. *Sicherheitsfaktoren*

Der Sicherheitsfaktor setzt sich aus einem Lastfaktor und Materialfaktor zusammen. Bei sicheren Lastannahmen ist der Lastfaktor $j_s = 1$.

Die Material-Sicherheitsfaktoren sind in Abhängigkeit von den möglichen Schadensfolgen und der Inspektionsmöglichkeit angegeben. Der Material-Sicherheitsfaktor der Ermüdungsfestigkeit beträgt mindestens 1.2.

6. *Nachweis*

Es werden zyklische Auslastungsgrade berechnet. Der zyklische Auslastungsgrad a_{BK} muss < 1 sein.

Mit Nennspannungen muss der Nachweis für jede Spannungsart und für die zusammengesetzte Spannungsarten gemacht werden.

Mit örtlichen Spannungen muss der Nachweis mit jeder Spannungskomponente und mit zusammengesetzter Spannung gemacht werden.

Der zyklische Auslastungsgrad a_{BK} ist der Quotient aus vorhandener Spannungsamplitude und zulässiger Amplitude der Bauteil-Betriebsfestigkeit im Nachweispunkt. Die zulässige Amplitude der Bauteil-Betriebsfestigkeit ist der Quotient ertragbarer Amplitude der Bauteil-Betriebsfestigkeit und dem Gesamtsicherheitsfaktor j_D .

$$a_{BK} = \frac{\text{vorhandene Spannungsamplitude}}{\text{ertragbare Spannungsamplitude}} \cdot j_D < 1 \quad (3.24)$$

Vorgehensweise beim statischem Festigkeitsnachweis:

1. *Spannungskennwerte*

Die größten auftretenden Spannungen werden für den statischen Festigkeitsnachweis bewertet. Die Spannungskennwerte können entweder als Nennspannung aus einem Balkenstatikmodell ermittelt werden:

- Axialspannung S_{zd}
- Biegespannung S_b
- Schubspannung T_s
- Torsionsspannung T_t

Oder als örtliche Spannung mittels FEM, bei Stahl die Vergleichsspannung nach v. Mises:

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]} \quad (3.25)$$

2. *Werkstoff-Festigkeitskennwerte*

Die Bauteilwerte für Bruchfestigkeit R_m und Streckgrenze R_p können, wenn sie nicht direkt vorhanden sind, von den Halbzeug-Normwerten $R_{m,N}$ und $R_{p,N}$ unter Einbeziehung vom technologischen Größenfaktor K_d und vom Anisotropiefaktor K_A abgeleitet werden.

$$\begin{aligned} R_m &= K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} \\ R_p &= K_{d,p} \cdot K_A \cdot R_{p,N} \end{aligned} \quad (3.26)$$

3. *Konstruktionskennwerte*

Die Traglastreserve eines Bauteils nach Überschreiten der elastischen Grenzlast, bis zum Erreichen der vollplastischen Traglast, kann genutzt werden. Sie wird durch die plastische Formzahl K_p berücksichtigt.

$$K_p = \frac{\text{vollplastische Traglast}}{\text{elastische Grenzlast}} \quad (3.27)$$

Die Vollplastische Traglast wird mit elastisch-idealplastischem Materialverhalten ermittelt.

4. *statische Bauteilfestigkeit*

Bei Nennspannungen wird für jede Spannungsart die statische Bauteilfestigkeit in Abhängigkeit von der Streckgrenze R_p , unter Berücksichtigung von etwaigen Traglastreserven berechnet.

Bei örtlichen Spannungen ist die statische Bauteilfestigkeit die ertragbare Vergleichsspannung am Nachweisort unter Berücksichtigung der plastischen Traglastreserve.

5. *Sicherheitsfaktoren*

Der Sicherheitsfaktor setzt sich aus einem Lastfaktor und Materialfaktor zusammen. Bei sicheren Lastannahmen ist der Lastfaktor $j_s = 1$.

Die Material-Sicherheitsfaktoren sind in Abhängigkeit von den möglichen Schadensfolgen und der Auftretenswahrscheinlichkeit der Höhe der Last angegeben. Der Material-Sicherheitsfaktor der statischen Festigkeit beträgt mindestens 1.2.

6. *Nachweis*

Es werden statische Auslastungsgrade berechnet. Der statische Auslastungsgrad a_{SK} muss < 1 sein.

Mit Nennspannungen muss der Nachweis für jede Spannungsart und für die zusammengesetzte Spannung gemacht werden. Der statische

Auslastungsgrad a_{SK} ist der Quotient aus vorhandener Spannung und statisch zulässiger Spannung im Nachweispunkt.

Mit örtlichen Spannungen ist der statische Auslastungsgrad der Quotient aus vorhandener Vergleichsspannung und statisch zulässiger Spannung im Nachweispunkt.

Die statisch zulässige Spannung ist der Quotient aus statisch ertragbarer Spannung und dem Gesamtsicherheitsfaktor j_{ges} .

$$a_{SK} = \frac{\text{vorhandene Spannung}}{\text{statisch ertragbare Spannung}} \cdot j_{ges} < 1 \quad (3.28)$$

3.2 Einschlägige Auslegungsvorschriften

In diesem Abschnitt werden Normen und Vorschriften, die speziell für Radsatzwellen erstellt und verwendet wurden, gezeigt.

[Grab u. a. 2008] [Traupe u. a. 2004] [Hug u. a. 2003]

3.2.1 Historische Entwicklung

Mitte des 19. Jahrhunderts wurde mit der systematischen Bemessung von Radsatzwellen begonnen. Die Dimensionierung von Radsatzwellen wurde von 1850 bis etwa 1900 mit zulässigen Achslasten, die den Wellendurchmessern zugeordnet waren, durchgeführt.

In den "Technischen Vereinbarungen, 1897" wurden zulässige Werte erstmals als Nennspannungen in Wellenquerschnitten unter statischer Radsatzlast in einer Vorschrift verwendet. Noch in den "Technischen Vereinbarungen, 1930" wurden für Personenwagen im Radsatz eine 11-fache Sicherheit gegenüber der Zugfestigkeit, außerhalb der Sitze eine 9-fache Sicherheit gegenüber der Zugfestigkeit gefordert. Bei Güterwägen wurde entsprechend eine 9-fache Sicherheit im Sitz und eine 7-fache Sicherheit außerhalb der Sitze verlangt. Ob die Gründe für die unterschiedlichen Sicherheiten in den Betriebsbedingungen oder im unterschiedlichem Sicherheitsbedürfnis liegen ist nicht bekannt.

Im Fw-Blatt wurden ab 1941 und in den späteren Ausgaben bis 1960 die Lasten mittels geschwindigkeitsabhängigen Stofffaktoren von der statischen Achsschenkellast bestimmt. [Fw-Blatt 1941] [Fw-Blatt 1950] [Fw-Blatt 1960].

Vom British Railways Board wurde eine Vorschrift zur Berechnung von angetriebenen Radsätzen herausgegeben. [Scott 1967]

In der französischen Norm [NF F 01-118 1989] wurden Spannungsüberhöhungsfaktoren und werkstoffabhängige Sicherheiten angegeben. Diese Erkenntnisse wurden in die europäischen Vorschriften übernommen. [ORE 136 RP11 1979] [UIC 515-3 1994]

In Deutschland wurde [DIN 5577 1990] erstellt, die von ORE 136 RP11 abgeleitet wurde. Die Bahnnorm [BN 421 022 1992] basiert auf den internen Berechnungsverfahren des Lokomotivenbauers Henschel. Sie wurde als vorläufige Richtlinie erstellt, da die Erstellung einer europäischen Norm absehbar war.

Das derzeit gültige Regelwerk zur Berechnung von Radsatzwellen gründet zum größten Teil auf der französischen Norm NF F 01-118 und auf UIC 515-3. Eine grafische Darstellung der Entstehungsgeschichte der Richtlinien ist auf Seite 28 zu finden.

Nationale Regelwerke der europäischen Bahnen

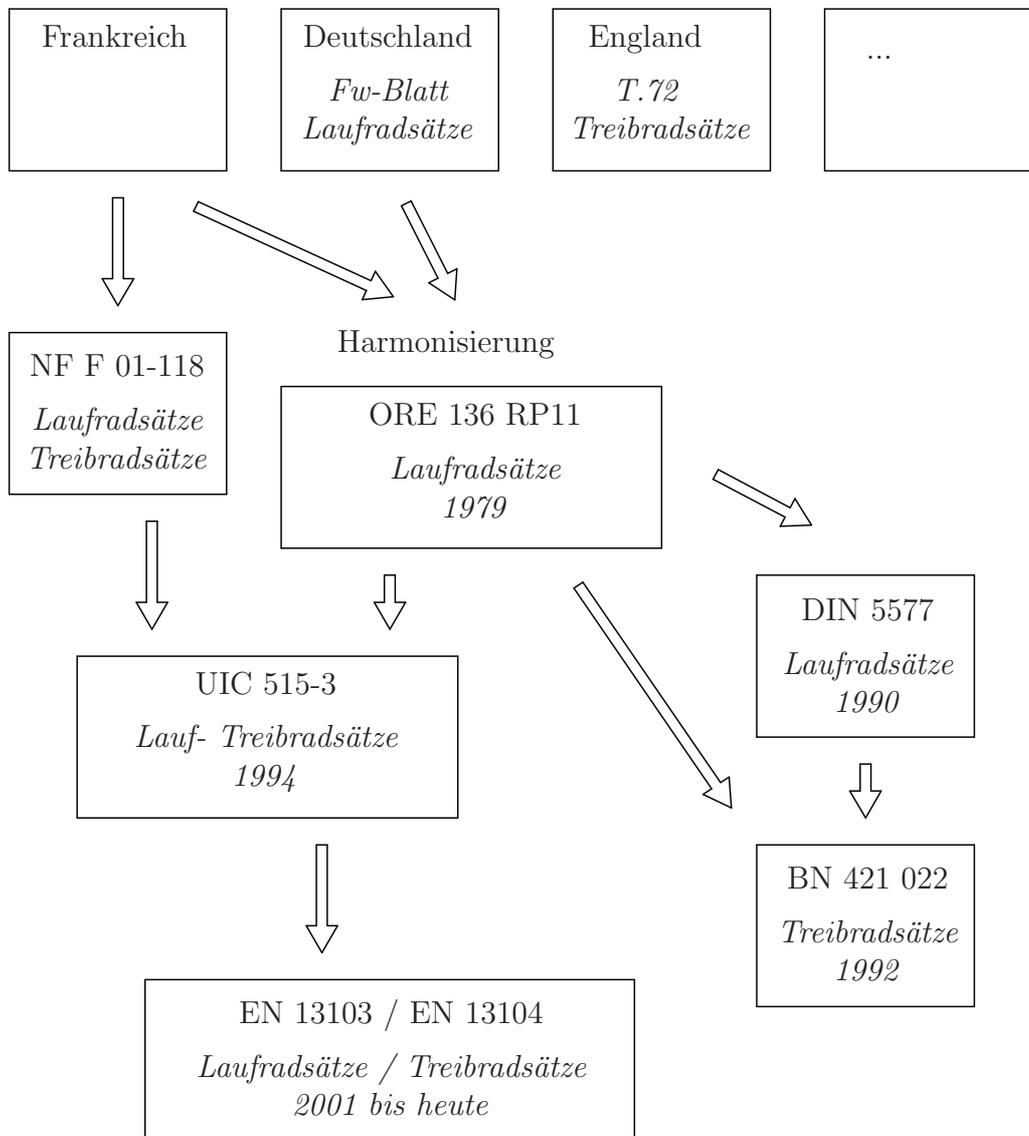


Abbildung 3.2: Entwicklung der Regelwerke

3.2.2 Aktuelle Auslegungsnorm EN 13103/13104

[EN 13103 2012] [EN 13104 2012] [Traupe u. a. 2003]

Die aktuelle Norm zur Auslegung von Radsatzwellen hat wie ihre Vorgängerdokumente das einfache Berechnungsmodell auf Abbildung 3.3 hinterlegt. Die Kraft P_0 , hervorgerufen durch die Gewichtskraft der Masse m_1

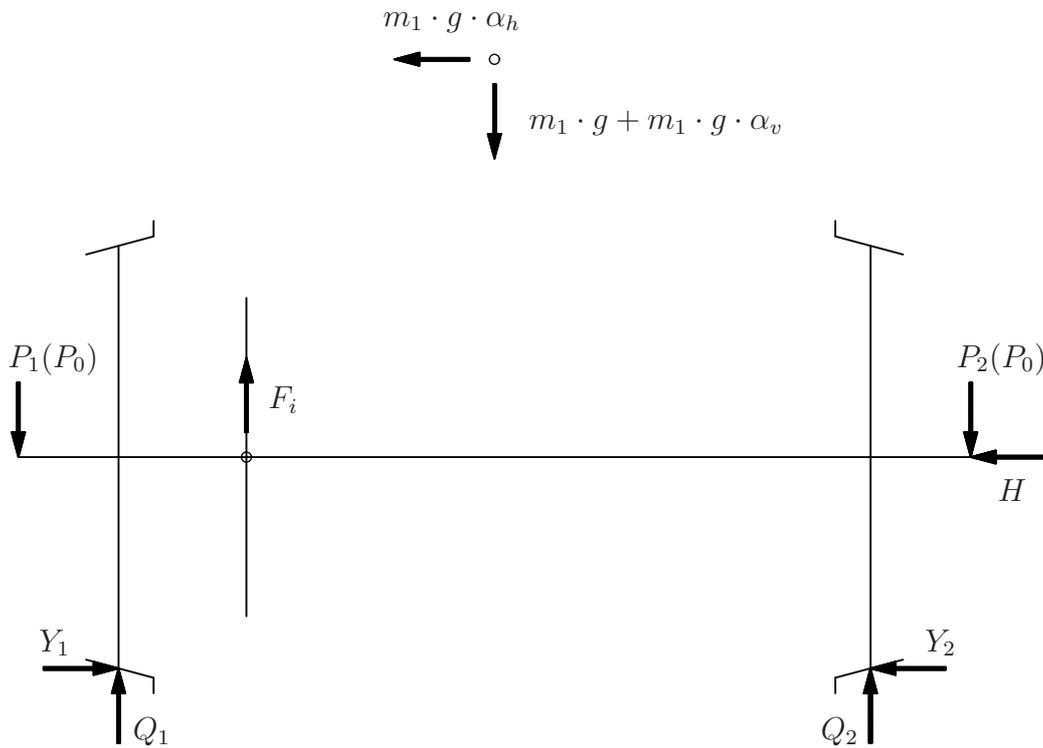


Abbildung 3.3: Berechnungsmodell nach EN 13104 [2012]

des Wagenkastens und aller Bauteile über der Radsatzwelle, wirkt jeweils auf die beiden Lagerstellen der Radsatzwelle. Diesem Ruhezustand werden Trägheitskräfte verschiedener Lastsituationen überlagert. Diese Trägheitskräfte werden durch Stoßfaktoren (α_v und α_h) auf die Gewichtskraft $m_1 \cdot g$ berücksichtigt. Die in vertikaler und horizontaler Richtung wirkenden Trägheitskräfte führen zu veränderten vertikalen Kräften auf die Achsschenkel: P_1 ist die höhere, und P_2 die kleinere Kraft. Mit der horizontalen Kraft H stützt sich der Wagenkasten quer zur Schiene auf der Radsatzwelle ab. An der Schnittstelle zur Schiene treten die Kräfte Q in vertikaler Richtung und Y in horizontaler Richtung auf. Unabgefederte Massen m_i , die an der Radsatzwelle montiert sind wie zum Beispiel Bremscheiben, werden als Gravitationskräfte $F_i = m_i \cdot g$ berücksichtigt. Die Richtung der Gravitationskraft wird so gewählt, dass sich ihr Einfluss auf die Biegung der Welle zu den Vertikallasten addiert.

Neben Kräften aus bewegten Massen werden auch Bremskräfte berücksichtigt. Die Bremskräfte für Scheiben- und Klotzbremsen biegen die Radsatzwelle in zwei Ebenen. Die vertikalen Reibkräfte verursachen das Moment M'_x und biegen die Welle in der selben Ebene wie die bewegten Massen. Die horizontalen Lagerreaktionen und die Längskräfte zwischen Rad und Schie-

ne bilden das Moment M'_z und biegen die Welle um die Hochachse. Das Torsionsmoment in der Welle ist M'_y .

Die Einflüsse auf die Radsatzwelle aus dem Antriebsmoment des Getriebes unter konstanter Reibung sind geringer als die Einflüsse aus dem Bremsen. In der Norm sind die Kräfte P_1, P_2, Y_1, Y_2 , und H für das Antreiben angegeben. Sie bewirken analog zum Bremsen Momente auf die Welle M''_x, M''_y und M''_z .

Für die einzelnen Querschnitte werden Momente aus den bewegten Massen und Bremsen beziehungsweise Antrieb summiert:

$$\begin{aligned} MX &= M_x + \sum M'_x & \text{bzw.} & & MX &= M_x + \sum M''_x \\ MY &= \sum M'_y & \text{bzw.} & & MY &= \sum M''_y \\ MZ &= \sum M'_z & \text{bzw.} & & MZ &= \sum M''_z \end{aligned} \quad (3.29)$$

Mit den Summenmomenten wird das resultierende Moment gebildet:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} \quad (3.30)$$

Diese Vorgehensweise entspricht der Schubspannungshypothese zur Ermittlung der Vergleichsspannung. Mit dem resultierendem Moment wird die Spannung an den verschiedenen Querschnitten der Welle unter Berücksichtigung des Faktors für den Spannungsanstieg ermittelt:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3} & \text{für Vollwellen} \\ \sigma &= \frac{K \cdot 32 \cdot MR \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)} & \text{für Hohlwellen außen} \\ \sigma &= \frac{K \cdot 32 \cdot MR \cdot d'}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)} & \text{für Hohlwellen an der Bohrung} \end{aligned} \quad (3.31)$$

K berücksichtigt die Spannungsüberhöhung an Durchmessersprüngen und ist in der Norm angegeben.

Für die ertragbare Beanspruchung wird für einen Werkstoff eine sogenannte Grenzspannung angegeben. Diese wird für Wellenabsätze als örtliche, und für Presssitze als nominelle Beanspruchbarkeit mit einer erhöhten Überlebenswahrscheinlichkeit aufgefasst. Von dieser Spannung ausgehend, wird über einen Sicherheitsfaktor S eine zulässige Spannung σ_{zul} ermittelt. Der Sicherheitsfaktor beträgt für Laufradsatzwellen 1.2 und für Treibradsatzwellen 1.3 bis 1.5. Für andere Werkstoffe als den Standardwerkstoff A1N wird der Sicherheitsfaktor dann noch erhöht, um die höhere Kerbempfindlichkeit

zu berücksichtigen. Für den Dauerfestigkeitsnachweis wird gefordert, dass die auftretende Spannung die zulässige nicht überschreitet:

$$\sigma \leq \sigma_{zul} \tag{3.32}$$

Kapitel 4

Rotationssymmetrische Finite Elemente Modelle

Die Einschränkung der analytischen Berechnung von Pressverbänden auf Wellen- und Nabenquerschnitte mit gleicher axialer Länge ist nicht befriedigend. Die Geometrie der Naben die auf die Radsatzwelle gefügt sind haben im Allgemeinen keinen konstanten Außendurchmesser. Auch die axialen Abmessungen der Naben sind verschieden von den Abmessungen der Welle. Eine detailliertere Betrachtung kann mittels rotationssymmetrischen Modellen der Finite Elemente Methode durchgeführt werden. Hierbei können beliebige Wellen- und Nabenquerschnitte als Kontaktproblem an der Fügefläche abgebildet werden. Da dabei nur ein Radialquerschnitt diskretisiert wird, und nicht die dreidimensionalen Körper, erhält man kleine Modelle mit wenigen Freiheitsgraden die nur geringen Rechenaufwand benötigen. Hier sollen nur rotationssymmetrische Randbedingungen untersucht werden. Nicht rotationssymmetrische Randbedingungen müssten als Fourier-Reihe in Umfangsrichtung entwickelt werden und werden hier nicht behandelt. [MSC 2011].

Im folgenden werden Fragestellungen rund um Pressverbände bei Radsätzen behandelt die mittels rotationssymmetrischen FEM-Modellen untersucht werden. Als Software kommt das Programmpaket MarcMentat 2011 von MSC.Software GmbH zur Anwendung.

Die Fügefläche wird jeweils mit Nominalabmessung modelliert und das Übermaß zwischen Nabe und Welle wird als *interference closure* abgebildet. Es wird, wenn nicht anders angegeben, immer ein wirksames relatives Übermaß $\xi_w = 0.001$ verwendet. An der Fügefläche werden nur Kräfte normal zur Fläche übertragen, es wird keine Reibung zwischen Welle und Nabe berücksichtigt. Die Kontaktgeometrie wird analytisch mit Polynome beschrieben, es kommt dadurch zu keinem Polygoneffekt an der Kontaktzone infolge der Diskretisierung der Bauteile. Wenn nicht anders angegeben, wird

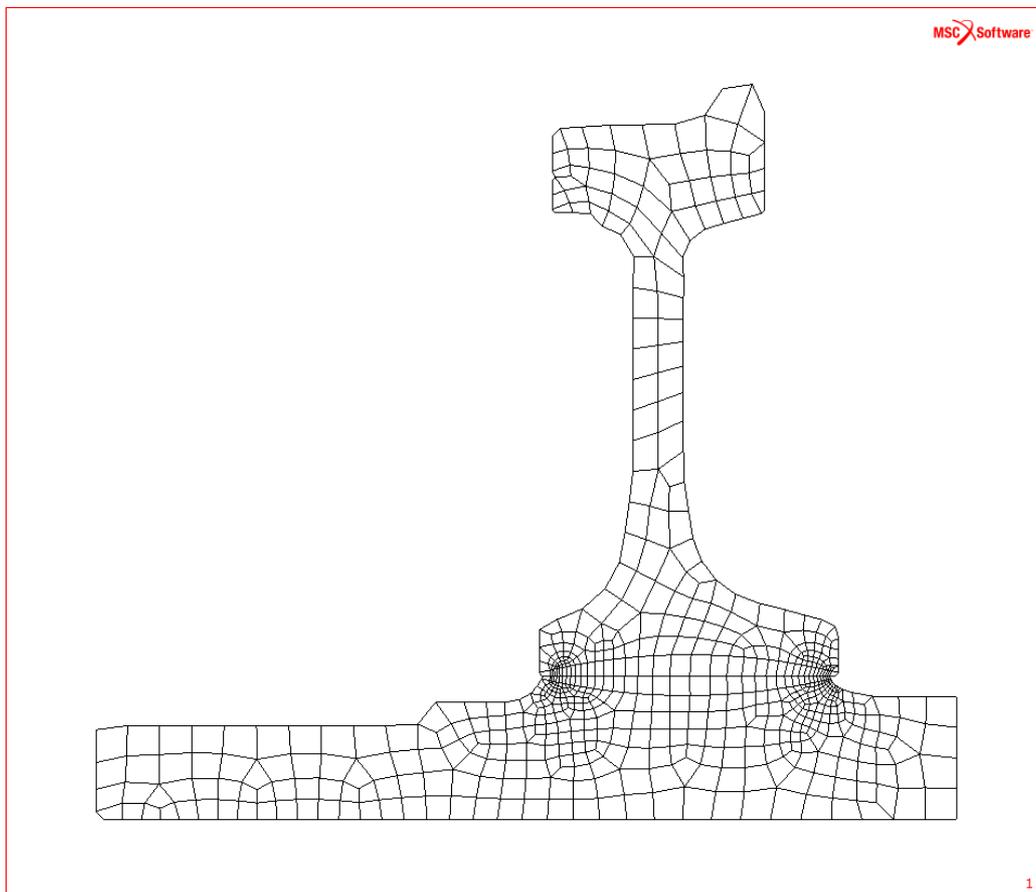


Abbildung 4.1: Diskretisierter Radialschnitt eines Radpressverbandes

linear elastisches Materialverhalten mit den Materialkonstanten für Stahl verwendet: Elastizitätsmodul $E = 210000N/mm^2$ und Querkontraktionszahl $\nu = 0.3$.

Der Pressverband zwischen Radsatzwelle und Radscheibe, in Abbildung 3.1 auf Seite 19, wird mit 4-knotigen Schalenelementen vernetzt. Das Netz an der Fügefläche wird zur Nabenkante feiner, da an der Nabenkante der Anstieg der Pressung abgebildet werden soll. Die Knoten der Elemente von Welle und Nabe liegen auf der Fügefläche übereinander, sind aber nicht zusammenhängend.

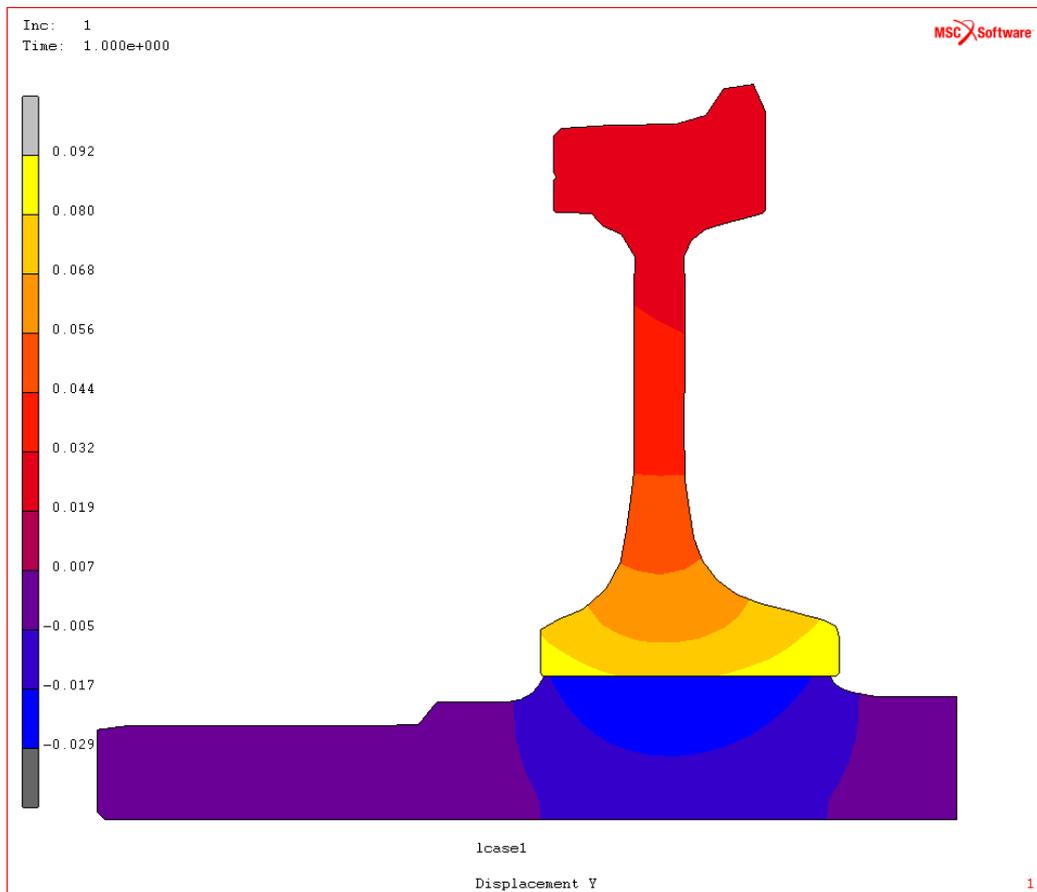


Abbildung 4.2: Radialverschiebung in *mm* am Radialschnitt

Die Welle wird gedrückt und die Nabe wird gedehnt, sodass sich eine gemeinsame Fügefläche einstellt. Bild 4.2 zeigt die Radialverschiebung der gefügten Bauteile im Radialschnitt. Da Rad- und Wellendurchmesser über die Fügelänge veränderlich sind, ist auch die Radialverschiebung über die Fügelänge nicht konstant. In der Pressfuge herrscht keine Reibung, Welle und Nabe können sich in axialer Richtung ungehindert verformen. Die größten radialen Verschiebungen treten beim Rad an den Randbereichen der Pressfuge auf, hier weist die Nabe im Vergleich zur Welle die größte Nachgiebigkeit auf. Die größten Verschiebungen an der Welle treten dort auf wo die Nabe am steifsten ist und zwar unter dem Radsteg in der Mitte der Pressfuge.

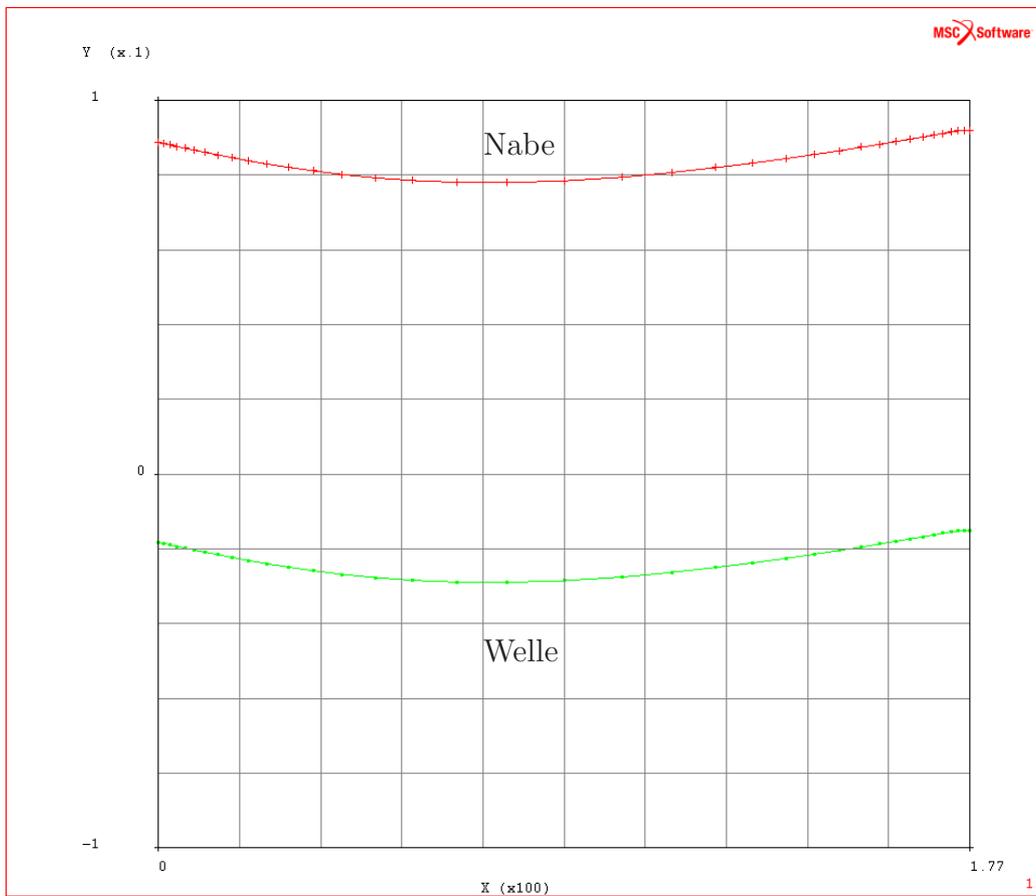


Abbildung 4.3: Radialverschiebung in mm an der Fügefläche über der Nabenlänge in mm

Da sich das Übermaß U auf die Durchmesser bezieht, muss die Summe der Beträge der Radialverschiebungen an jeder Stelle der Fügefläche dem halben wirksamen Übermaß $\frac{U}{2}$ entsprechen. In Abbildung 4.3 sind die Vertikalabstände der Verschiebungen von Rad und Welle konstant und entsprechen jeweils $\frac{U}{2}$. Die Welle hat in diesem Beispiel eine größere Steifigkeit als die Nabe, der größte Teil der radialen Verschiebung zur Überwindung des Übermaßes wird von Nabe geleistet.

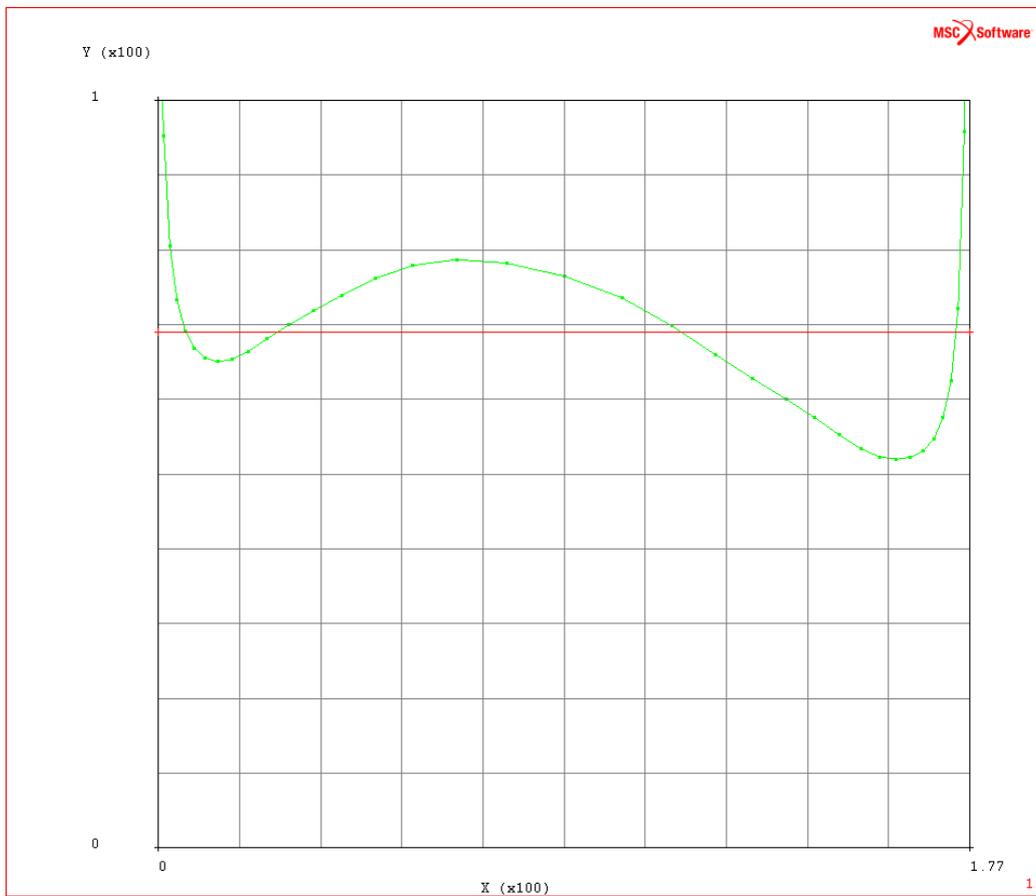


Abbildung 4.4: Fugenpressung in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm

Die Fugenpressung steigt an den Rändern des Pressverbandes steil an. Die Radialspannung ist an diesen Stellen singular und konvergiert auch bei Netzverfeinerung nicht. In der Mitte des Pressverbandes, im Bereich des Radsteges, dem steifsten Abschnitt der Nabe, hat die Fugnepressung ein lokales Maximum. Vor den Nabenkanten, in den Bereichen der relativ nachgiebigen Radnabe, gibt es die lokalen Minima der Fugenpressung. In diesem Beispiel ist der lokale Fugendruck, abgesehen von den Randbereichen, zwischen $52N/mm^2$ und $79N/mm^2$ wobei der über die Fugenlänge gemittelte Fugendruck bei $69N/mm^2$ liegt.

4.1 Außendurchmesser für DIN 7190

Um die Berechnung eines Pressverbandes nach DIN 7190 durchführen zu können, muß ein Berechnungsmodell mit rechteckigen Radial-Querschnitten gefunden werden, siehe Abschnitt 3.1.2. Eine häufige Fragestellung, die mit den Gleichungen von DIN 7190 beantwortet wird, ist die der mittleren Pressung im Pressverband. Die mittlere Pressung in der Fügefläche wird zum Beispiel zur Ermittlung des übertragbarem Drehmoments des Pressverbandes oder zur Bestimmung der Fugekraft gebraucht. Die Abmessungen für Berechnungsmodelle nach DIN 7190 sollen von verschiedenen Pressverbänden an Radsätzen abgeleitet werden. Der Innendurchmesser der Welle D_{iI} , der Fügedurchmesser D_F und die Fügelänge l_F finden sich direkt an der Bauteilgeometrie. Der Außendurchmesser der Nabe D_{aA} ist jedoch nicht so eindeutig an den Bauteilen ablesbar. Ein Radquerschnitt weicht deutlich vom rechteckigen Modell-Naben-Radialquerschnitt ab, der Radkranz krägt noch dazu über den Radsteg aus. Auch sind die Naben bei Radsätzen gewöhnlich breiter als die zugehörigen Wellensitze. Wie groß muß der Außendurchmesser für das Berechnungsmodell nach DIN 7190 gewählt werden um die selbe mittlere Pressung zu erreichen?

Vorgehensweise bei der Ermittlung von D_{aA} :

1. *FEM-Modell*

Es wird ein Radialquerschnitt des Pressverbandes vernetzt. Zwischen Welle und Nabe gibt es eine Kontaktbedingung. Der Fugendruckverlauf entlang der Fügelänge wird bestimmt.

2. *mittlerer Fugendruck p_m*

Der Mittelwert des Fugendrucks wird gebildet. Die Singularitäten an der Nabenkante werden dabei vom Wert der Fugenpressung 1mm vor der Nabenkante begrenzt.

$$p_m = \frac{\int p(y) \cdot dy}{l_F} \quad (4.1)$$

3. *Außendurchmesser nach DIN 7190*

Radsatzwellen und die darauf montierten Naben bestehen meist aus Stahl. Welle und Nabe haben dann die selben elastischen Materialeigenschaften: $E_A = E_I = E$ und $\mu_A = \mu_I = \mu$. Der Fugendruck p soll der mittlere Fugendruck p_m sein. Unter diesen Voraussetzungen kann mit den Gleichungen 3.10 bis 3.16 der Außendurchmesser der Nabe D_{aA} als Funktion des mittleren Fugendrucks p_m wie folgt dargestellt

werden:

$$D_{aA} = \sqrt{\frac{U_w \cdot E \cdot (D_F^4 - D_{iI}^2 \cdot D_F^2) - 2 \cdot p_m \cdot D_{iI}^2 \cdot D_F^3}{U_w \cdot E \cdot (D_F^2 - D_{iI}^2) - 2 \cdot p_m \cdot D_F^3}} \quad (4.2)$$

4. *Visualisierung Realbauteil, Rechenmodell und Fugendruckverläufe über der Fügelänge*

In einer überblendeten Darstellung werden die Realbauteile und das Berechnungsmodell gezeigt:

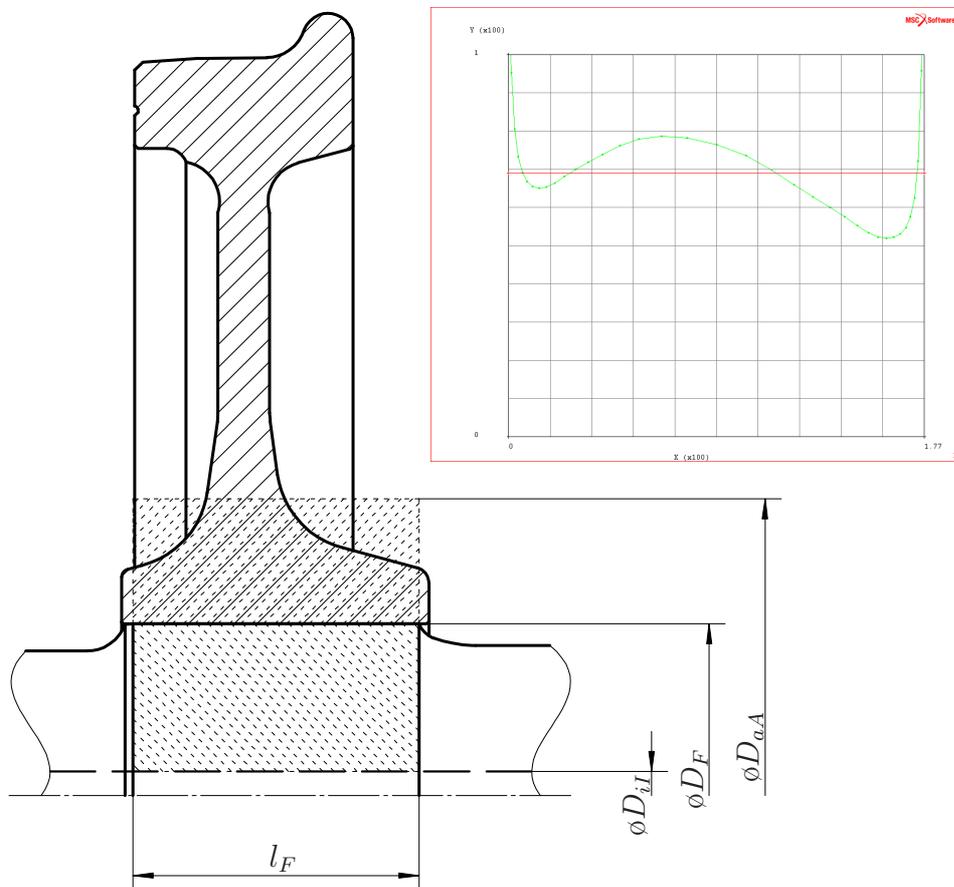


Abbildung 4.5: Radsitz eines Nahverkehrsfahrzeuges

Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugendruck in N/mm^2 nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm

Im folgendem werden weitere Pressverbände von Radsätzen mit ihren, nach der oben angeführten Vorgehensweise, ermittelten Berechnungsmodellen gezeigt. Diese Darstellungen sollen eine Hilfestellung zur Wahl des Außendurchmessers für eine einfache Berechnung nach DIN 7190 geben.

Radsitz Lokomotive

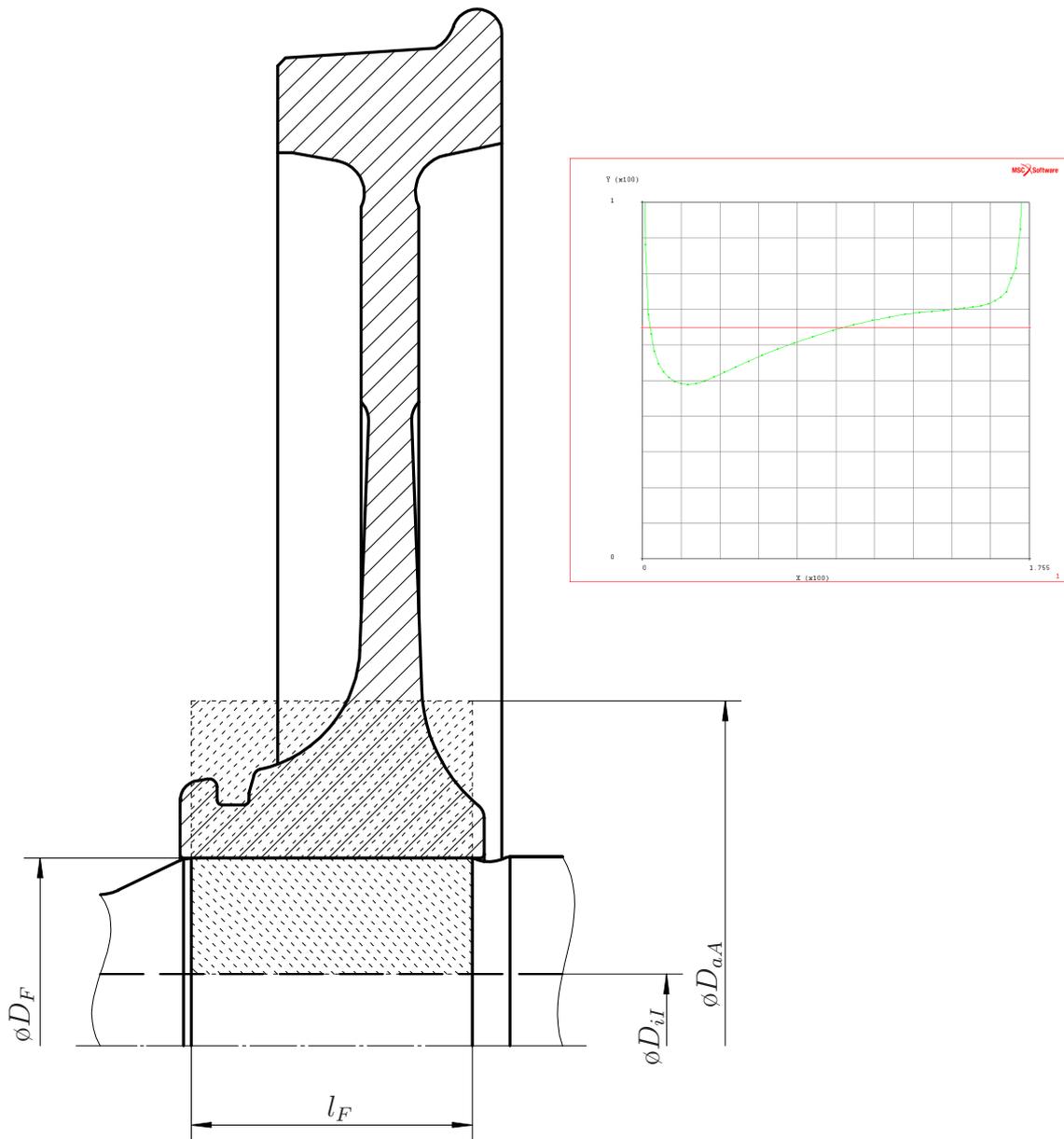


Abbildung 4.6: Radsitz einer Lokomotive
 Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugendruck in N/mm^2
 nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in
 mm

Radsitz Metro

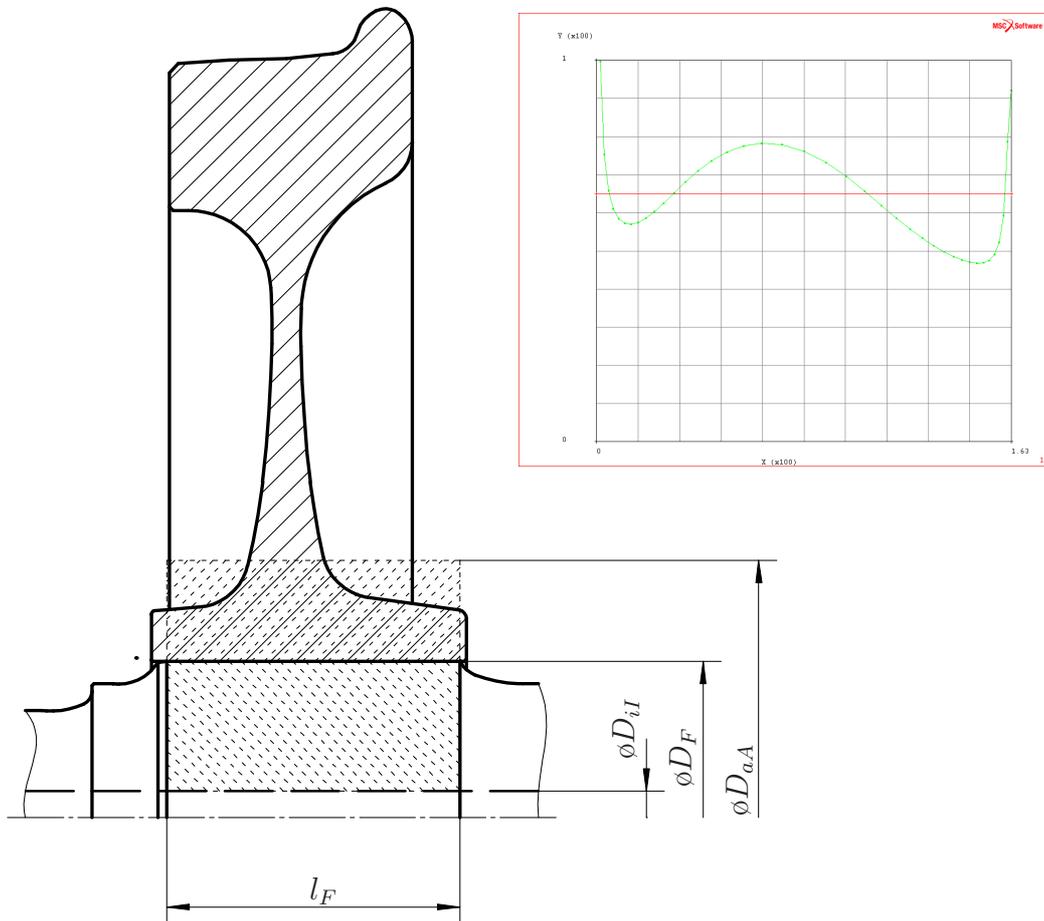


Abbildung 4.7: Radsitz einer Metro
Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugendruck nach FEM
in N/mm^2 und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in
 mm

Bremsscheibensitz Metro

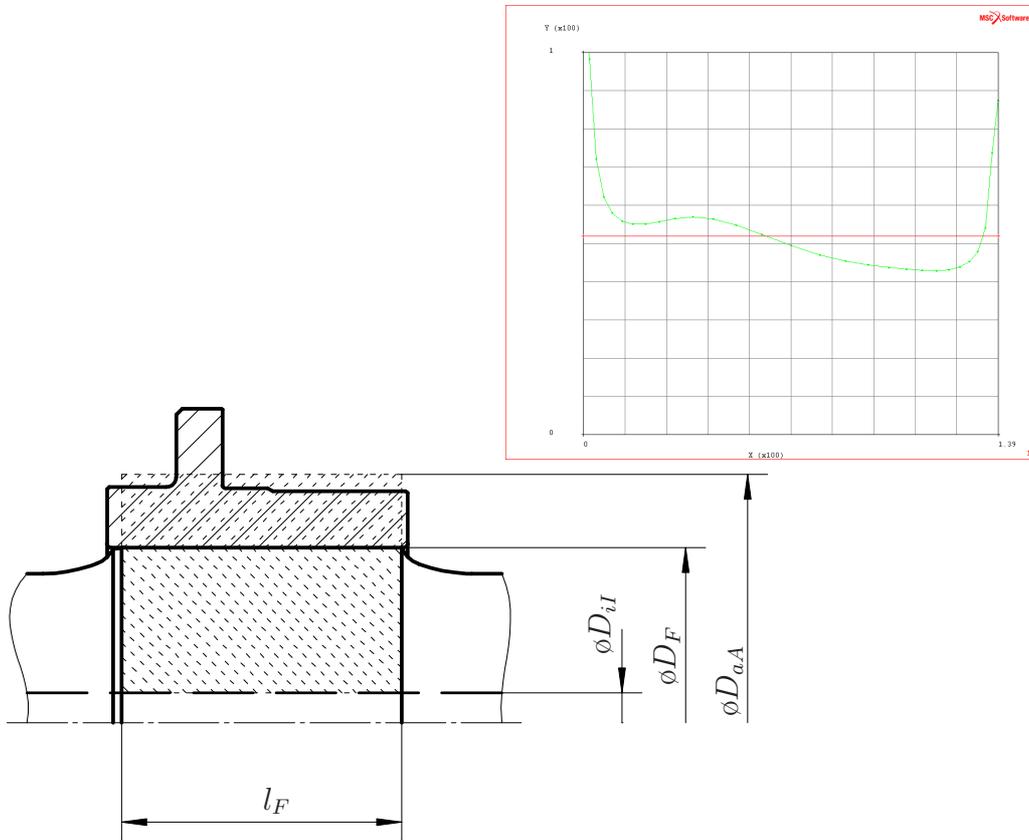


Abbildung 4.8: Bremscheibensitz einer Metro
Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugendruck in N/mm^2
nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in
 mm

Getriebegroßradsitz Lokomotive

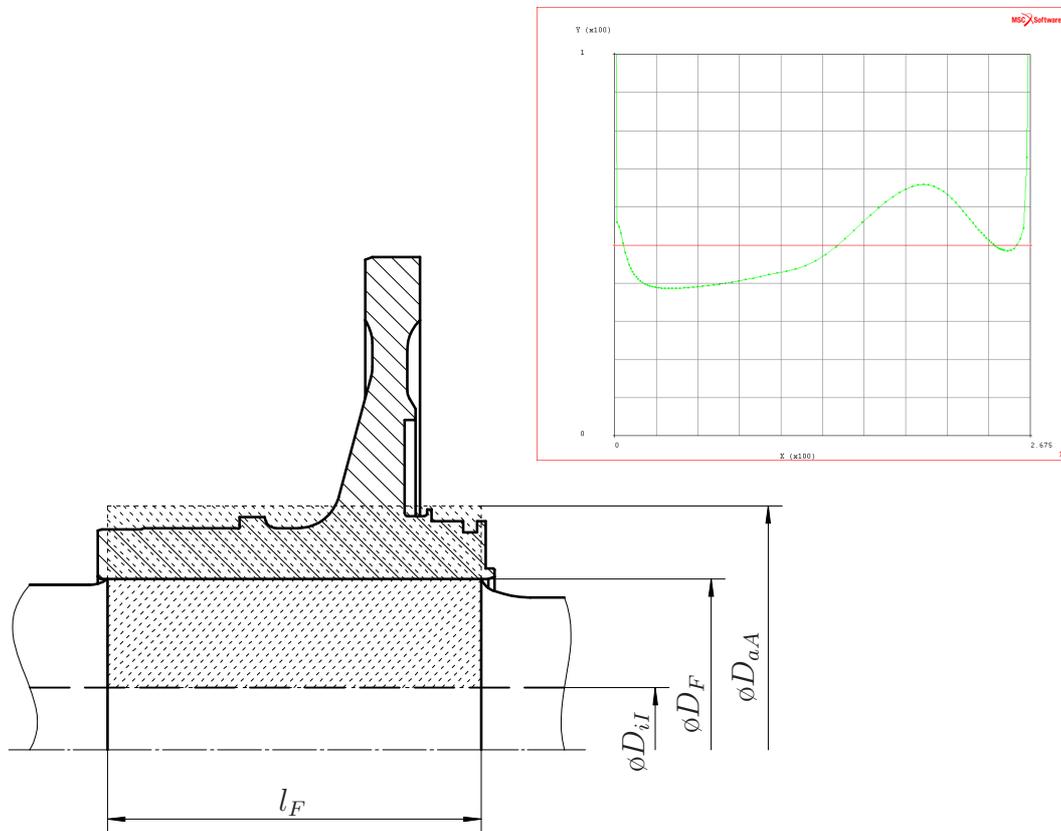


Abbildung 4.9: Zahnradträgersitz einer Lokomotive
Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugendruck in N/mm^2
nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in
 mm

4.2 Gestufte Nabenkontur

Eine verbreitete Methode, um Pressverbände mit veränderlichem Nabenauswendendurchmesser D_{aA} genauer zu erfassen, ist die Unterteilung der beliebig geformten Nabe in axiale Abschnitte l_{Fi} mit jeweils konstantem Außendurchmesser D_{aAi} . Diese einzelnen Abschnitte sollen die selben Steifigkeiten wie die entsprechenden Nabenabschnitte haben. [Hartmann 1990]

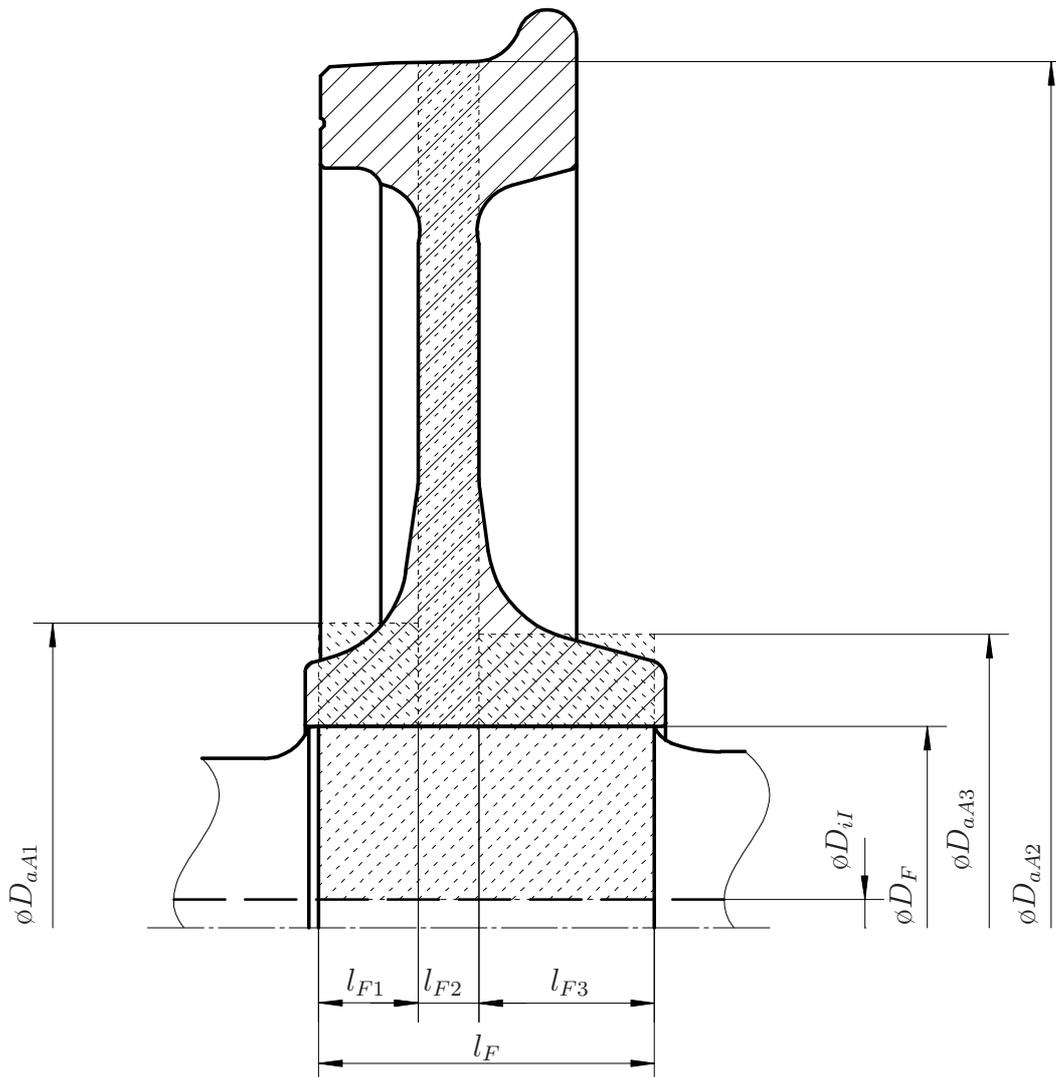


Abbildung 4.10: Berechnungsmodell mit gestufter Nabenkontur

Die einzelnen Bereiche werden wie eigenständige Pressverbände behandelt und mit den bekannten Gleichungen untersucht. Zwischen den einzel-

nen Pressverbandabschnitten gibt es keine Übergangsbedingungen. Jeder einzelne Modellabschnitt wirkt auf seiner axialen Länge l_{Fi} aufgrund seiner Steifigkeit mit dem Fugendruck p_i auf die Fügefläche. Der mittlere Fugendruck p_m auf den gesamten Pressverband ist der gewichtete Mittelwert der Einzelfugendrucke und kann folgendermaßen bestimmt werden:

$$p_m = \frac{\sum p_i \cdot l_{Fi}}{l_F} \quad (4.3)$$

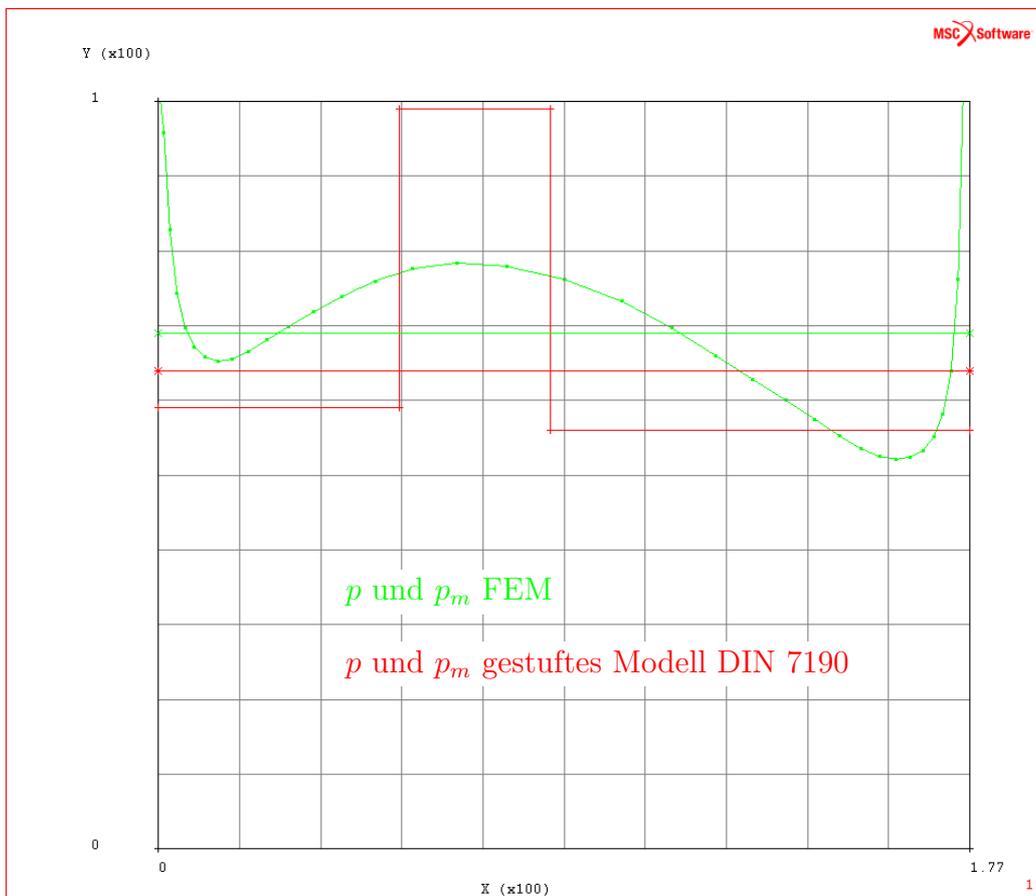


Abbildung 4.11: Fugendruck in N/mm^2 bei gestuftem Außendurchmesser und FEM nach Abbildung 4.1 über der Nabenlänge in mm

Da es zwischen den einzelnen Bereichen keine Übergangsbedingungen gibt, ist der Fugendruckverlauf bei dieser Methode gestuft wie die Nabenkontur des Berechnungsmodells. Der Fugendruck weicht erheblich vom realen Verlauf ab. Der mittlere Fugendruck ist geringer als bei beim FEM-Modell,

da die Nabenüberstände und Bereiche des Radkranzes bei der Aufteilung der Nabe nicht mit berücksichtigt wurden.

4.3 Stetige Nabenkontur

Die konsequente Weiterentwicklung des Berechnungsmodells mit gestufter Nabenkontur ist ein Modell mit stetiger Nabenkontur. Das Modell entspricht einem Pressverband der in unendlich viele, unendlich dünne Scheiben zerteilt ist. Die einzelnen Scheiben liegen isoliert hintereinander und verhalten sich jeder für sich wie ein einzelner Pressverband. Es gibt im Gegensatz zum realen Pressverband keine Wechselwirkung mit den Nachbarbereichen.

Radsatzwellen und die darauf montierten Naben bestehen meist aus Stahl. Welle und Nabe haben dann die selben elastischen Materialeigenschaften: $E_A = E_I = E$ und $\mu_A = \mu_I = \mu$. Unter diesen Voraussetzungen kann mit den Gleichungen 3.10 bis 3.16 der Fugendruck p als Funktion des Nabenaußendurchmessers D_{aA} wie folgt dargestellt werden:

$$p = \frac{U_w \cdot E}{D_F \cdot \left(\frac{D_{aA}^2 + D_F^2}{D_{aA}^2 - D_F^2} + \frac{D_F^2 + D_{iI}^2}{D_F^2 - D_{iI}^2} \right)} \quad (4.4)$$

In dem angeführten Beispiel in Abbildung 4.10 auf Seite 44 werden nur die zusammenhängenden Querschnitte berücksichtigt. Die auskragenden Nabenquerschnitte am Radkranz leisten bei dieser Betrachtung keinen Beitrag zur Fugenpressung.

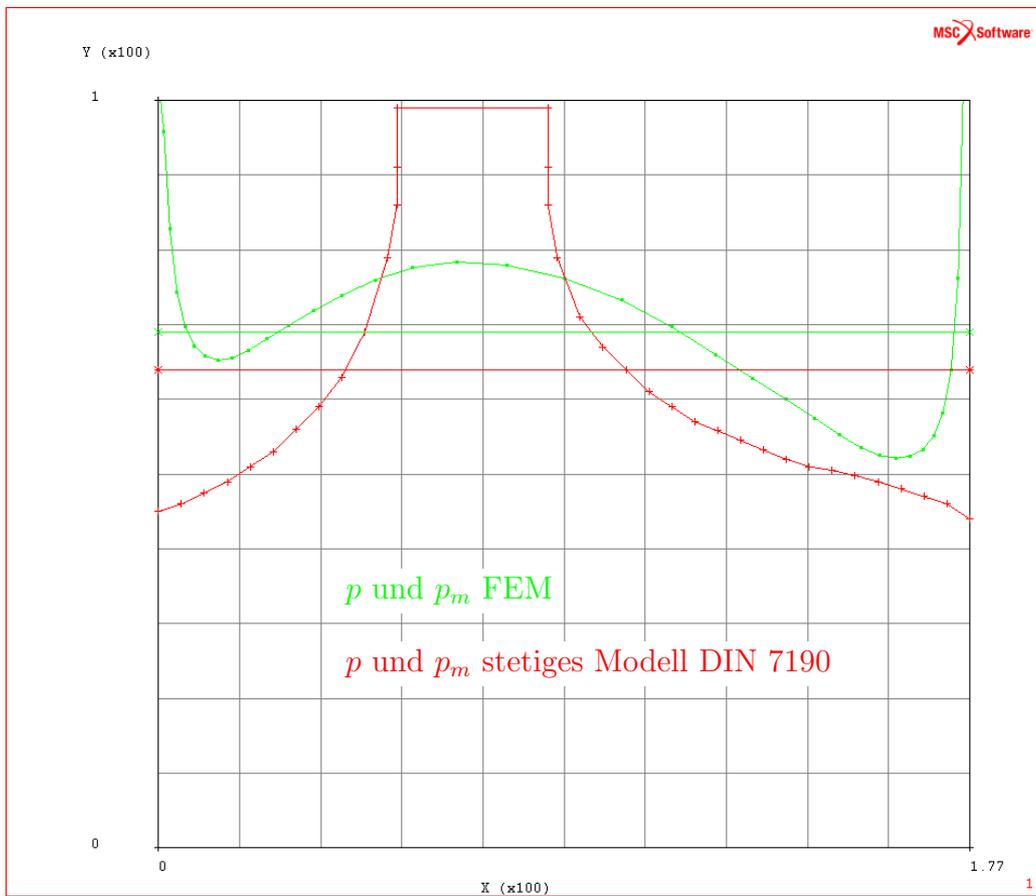


Abbildung 4.12: Fugendruck in N/mm^2 bei stetigem Berechnungsmodell nach DIN 7190 und FEM nach Abbildung 4.1 über der Nabenlänge in mm

Der Fugendruckverlauf bei stetiger Nabenkontur über der Nabenlänge weicht sehr stark vom realen Fugendruckverlauf ab. Es gibt keine Erhöhung des Fugendrucks an der Nabenkante. Der mittlere Fugendruck bei dem Berechnungsmodell mit der stetigen Nabenkontur ist geringer als der mittlere Fugendruck aus der FEM, da die beidseitigen, axialen Überstände der Nabe über dem Wellensitz und der auskragende Radkranz nicht mitbetrachtet werden.

4.4 Fliehkrafteinfluss auf die Pressung

Auf rotierende Bauteile wirken Fliehkräfte in radialer Richtung. Durch diese Fliehkräfte werden Welle und Nabe eines Pressverbandes in radialer Richtung vergrößert. Die Fliehkraft auf ein rotierendes Massenelement dm ist $dm \cdot r \cdot \omega^2$. Es werden von der Drehachse weiter entfernte Massen stärker beschleunigt als Massen nahe an der Drehachse. Die Nabe wird stärker gedehnt als die Welle: Der Fugendruck sinkt. Zur Veranschaulichung der Fliehkraftwirkung auf einen Pressverband wurde das FEM-Modell nach Abbildung 4.1 mit einem Beschleunigungsfeld, das der Fliehkraftwirkung entspricht, beaufschlagt. Querkräfte auf den Pressverband, die im Betrieb durch die Radlaufstandskraft immer vorhanden sind, werden in dieser Untersuchung nicht betrachtet.

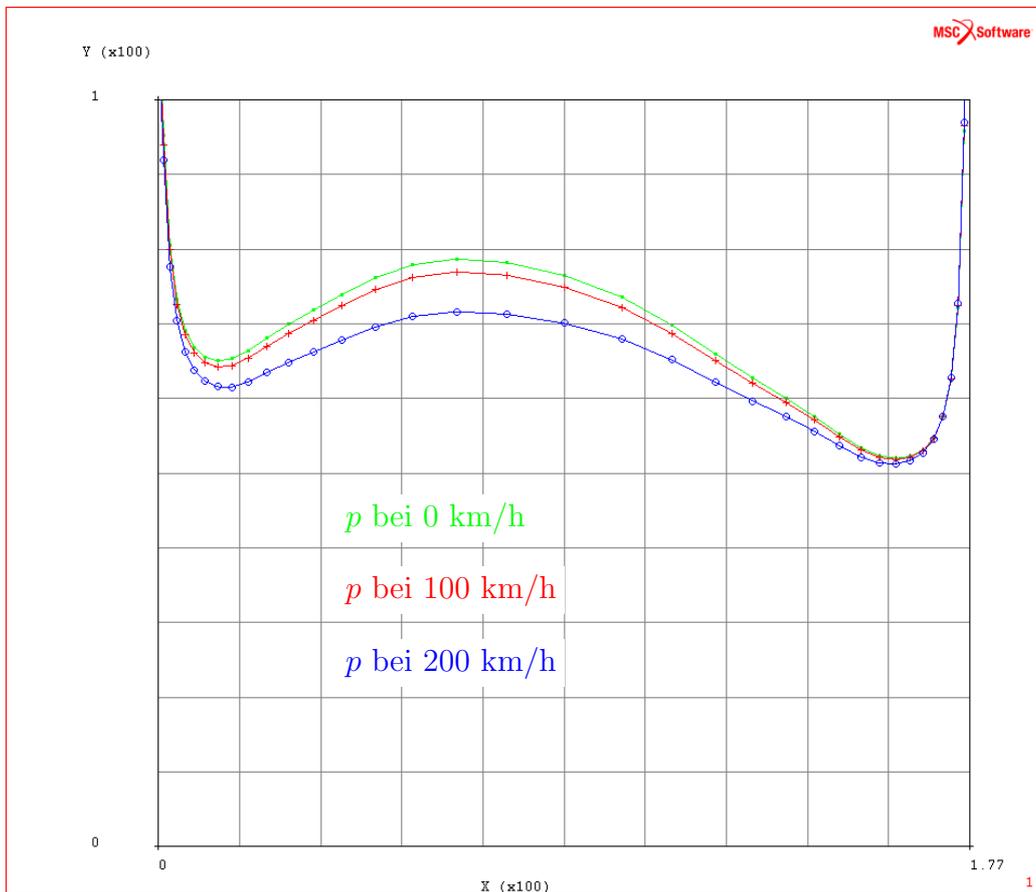


Abbildung 4.13: Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm unter Fliehkraft

Abbildung 4.13 zeigt den Fugendruck bei verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten (= Umfangsgeschwindigkeiten am Rad). Der Rand der Nabe hat relativ geringe Durchmesser und die auftretenden Fliehkräfte beeinflussen den Fugendruck kaum. In der Mitte der Nabe zieht der Radkranz über den Radsteg unter Fliehkraftwirkung am stärksten am Pressverband. Hier gibt es den größten Einfluss auf den Fugendruck.

Fliehkrafteinfluss mit Berechnungsmodell nach DIN 7190

Die realen Nabekonturen an Radsatzwellen und die daraus abgeleiteten Querschnitte für die Berechnung nach DIN 7190 haben unterschiedliche Eigenschaften hinsichtlich ihrer Fliehkraftwirkung. Typische Naben an Radsätzen haben stark veränderliche Außendurchmesser. Die Berechnungsquerschnitte wurden mit dem Ziel gleicher Steifigkeitseigenschaften abgeleitet. Sie haben eine radiale Erstreckung die geringer ist als beim Realquerschnitt. Es ist mehr Masse nahe der Drehachse konzentriert, drehachsenferne Massen die besonders wirksam für die Fliehkräfte sind, fehlen. Die Wirkung der Fliehkraft wird mit diesen Berechnungsmodellen unterschätzt.

4.5 Fugendruck in Abhängigkeit vom Raddurchmesser

Die Raddurchmesser bei Schienenfahrzeugen variieren je nach Fahrzeug, von der Straßenbahn bis hin zur Lokomotive, in einem großem Bereich. Verschlossene Räder weisen nach mehrmaliger Reprofilierung einen um bis zu 80 mm kleineren Durchmesser auf als neue Räder. Um die Auswirkung von geänderten Raddurchmessern auf den Pressverband beurteilen zu können wird das FEM-Modell des Rades nach Abbildung 4.1 mit verschiedenen Raddurchmessern berechnet. Die Nabe und der Radkranz bleibt dabei unverändert, es wird nur die radiale Ausdehnung des Radsteiges verändert.

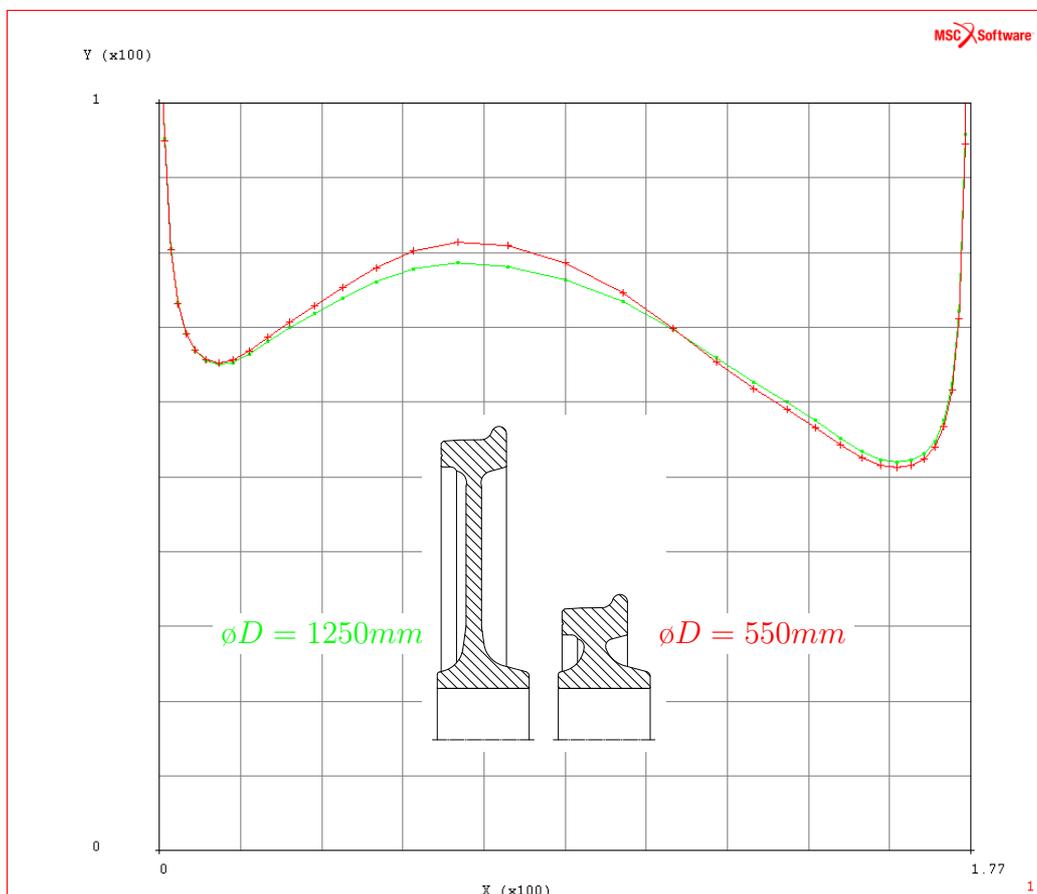


Abbildung 4.14: Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm für verschiedene Raddurchmesser

Es zeigt sich nur ein geringer Einfluss des Raddurchmessers auf den Pressverband, beziehungsweise auf den Fugendruck. Die Kontur nahe der

Fügefläche des Rades, hat die größte Auswirkung auf den Fugendruck und diese Nabenkontur wurde nicht verändert. Der steife Radsteg gewinnt mit zunehmendem Raddurchmesser nur unwesentlich an Wirkung auf den Pressverband.

Die Schlussfolgerung für die FEM-Modellierung ist, dass Bereiche außerhalb des Nahbereichs vom Pressverband ohne Auswirkung auf den Pressverband grob vernetzt werden können.

4.6 Fügevorgang: Aufpressen

Für das Fügen von Pressverbänden bei Radsätzen sind im Regelwerk [EN 13260 2006] Kraft-Weg-Diagramme definiert. In diesen Diagrammen sind die Toleranzgrenzen dargestellt innerhalb derer der gemessene Aufpresskraftverlauf liegen muss. So wird sichergestellt, dass die verpressten Bauteile unbeschädigt sind und dass das notwendige Übermaß vorhanden ist.

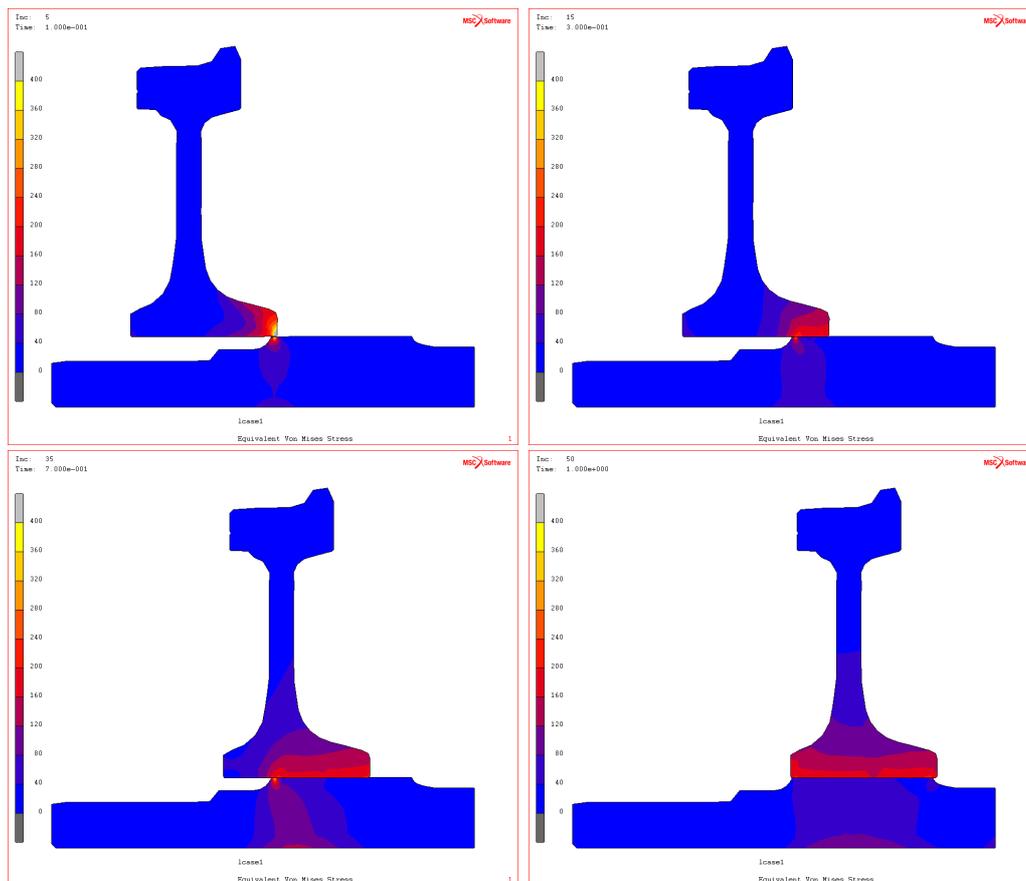


Abbildung 4.15: Vergleichsspannung nach von Mises in N/mm^2 beim Fügen

Beim Aufpressen entstehen vor allem am Beginn des Aufpresvorgangs hohe Spannungen in den Bauteilen. Die Rundungen der Nabe und der Übergang der Fase der Welle auf die Fügefläche verformen sich lokal plastisch.

In Abbildung 4.16 sind die Grenzen der Aufpresskraft nach EN 13261 und der mit dem FEM-Modell nach Abbildung 4.1 ermittelte Aufpresskraftverlauf dargestellt.

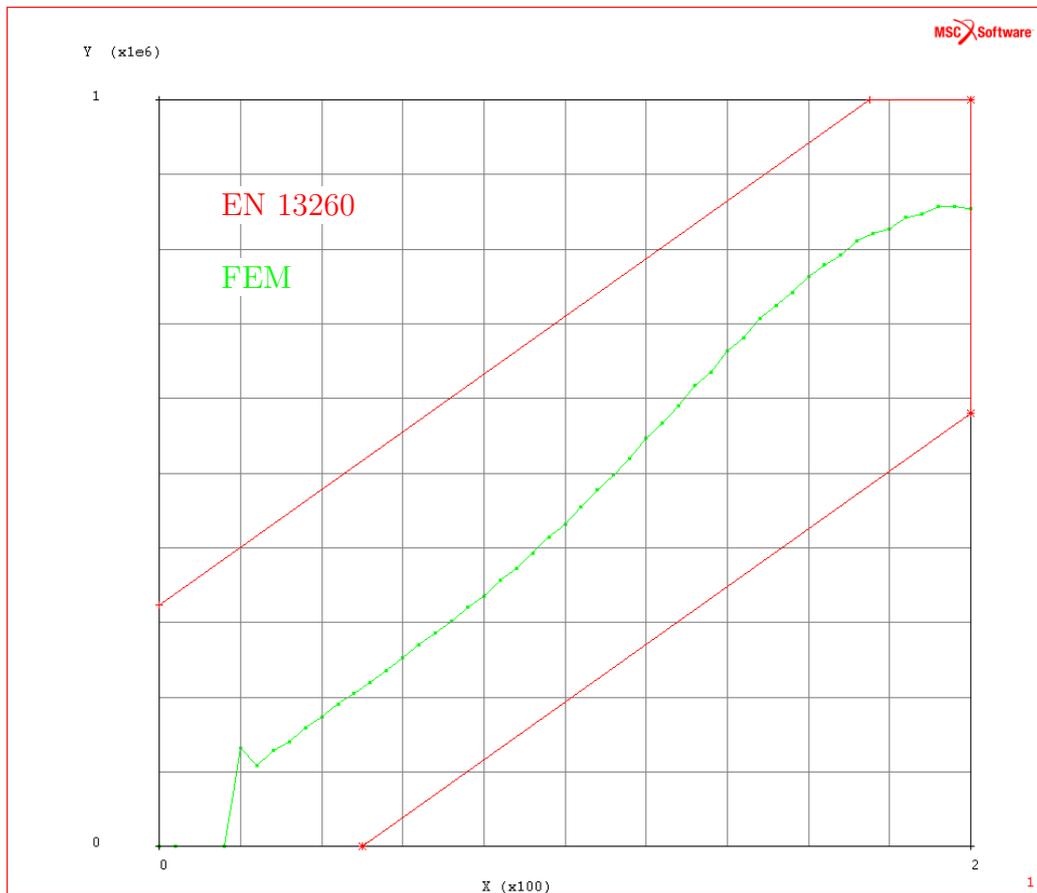


Abbildung 4.16: Kraft in N über dem Aufpressweg in mm beim Aufpressen

Kapitel 5

Dreidimensionale FEM Modelle

Um allgemeine Problemstellungen untersuchen zu können, und um sich nicht auf rotationssymmetrische Randbedingungen beschränken zu müssen, wurden dreidimensionale FEM-Modelle aufgebaut.

5.1 Radsatz unter Biegung und Torsion

Der Radpressverband und die angrenzende Umdrehungskerbe (Mulde) soll detailliert betrachtet werden.

Dafür wird der Radialschnitt der Radsatzwelle und des Rades diskretisiert. Wie Abbildung 5.1 auf Seite 56 zeigt, wird nur eine Hälfte der Welle und ein Rad abgebildet, weitere Naben werden nicht mitbetrachtet. Der Schwerpunkt der Untersuchung liegt im Bereich der Nabenkante des Radpressverbandes und in der anschließenden Mulde hin zum Dichtringsitz des Getriebelagers. Das Berechnungsnetz ist, wie Abbildung 5.2 auf Seite 57 zeigt, in diesem Bereich besonders fein. Das ebene Netz wird in Umfangsrichtung expandiert, sodass sich ein räumliches Berechnungsnetz mit linearen, 8-knotigen Hexaeder-Elementen ergibt, wie Abbildung 5.3 auf Seite 58 zeigt. Am Pressverband ist eine Kontaktbedingung zwischen Rad und Welle modelliert. Die Kontaktzone wird, ähnlich wie bei den rotationssymmetrischen Modellen, analytisch durch stetige Polygonflächen beschrieben. Es konnte das Netz in Umfangsrichtung relativ grob gewählt werden, ohne dass es in der Kontaktzone zu Polygoneffekten kommt.

Dieses Modell wird Randbedingungen in Anlehnung an EN 13103 / EN 13104 unterworfen.

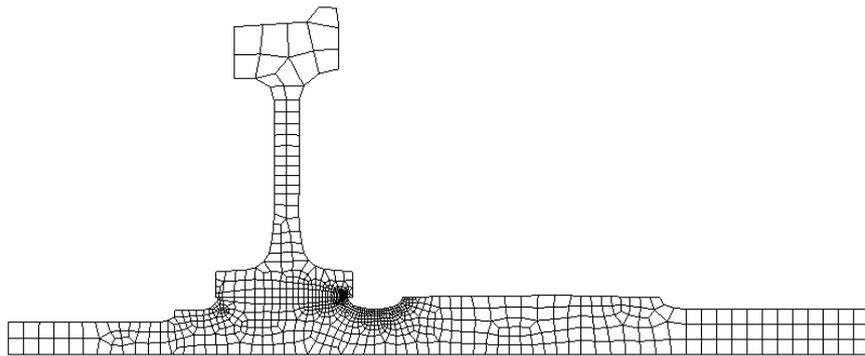


Abbildung 5.1: Diskretisierter Radialschnitt einer Radsatzwelle

Es wird nur eine Hälfte des symmetrischen Radsatzes vernetzt.

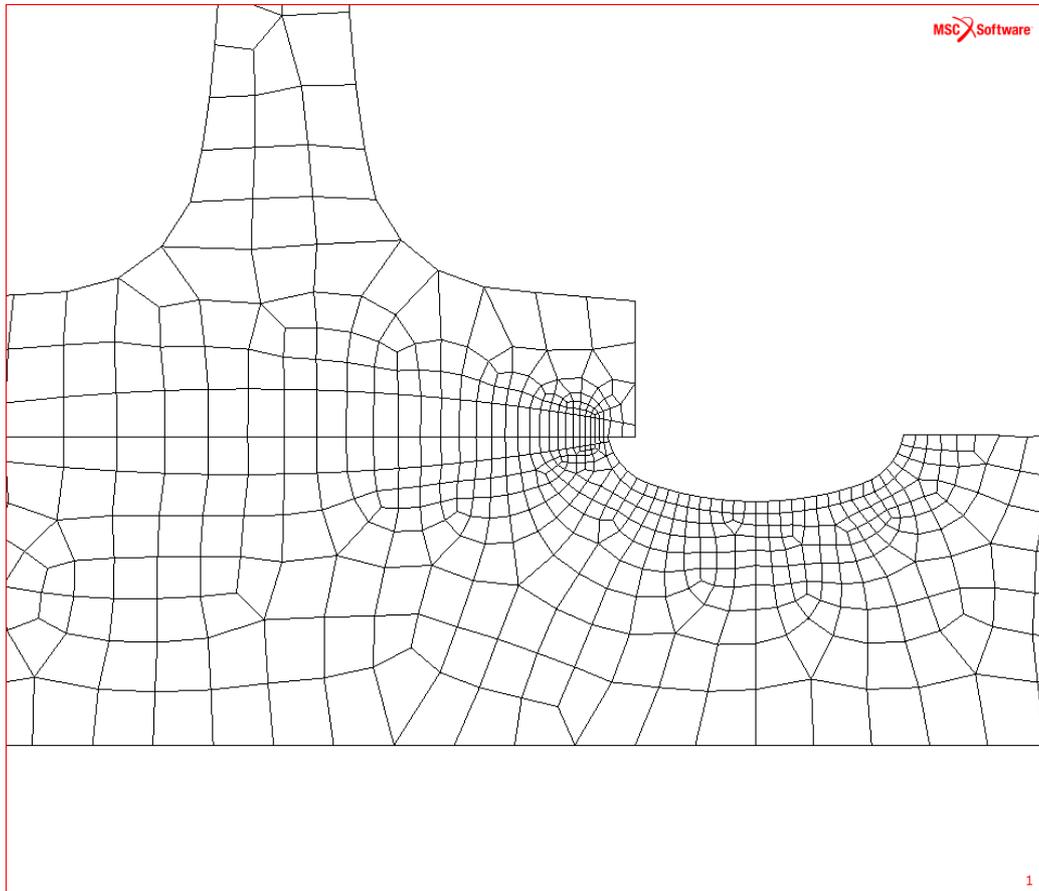


Abbildung 5.2: Diskretisierter Radialschnitt: Detail Radpressverband mit anschließender Mulde

Das Berechnungsnetz ist an der Nabenkante zur Mulde hin und in der Mulde im Vergleich zum Rest des Modells sehr fein.

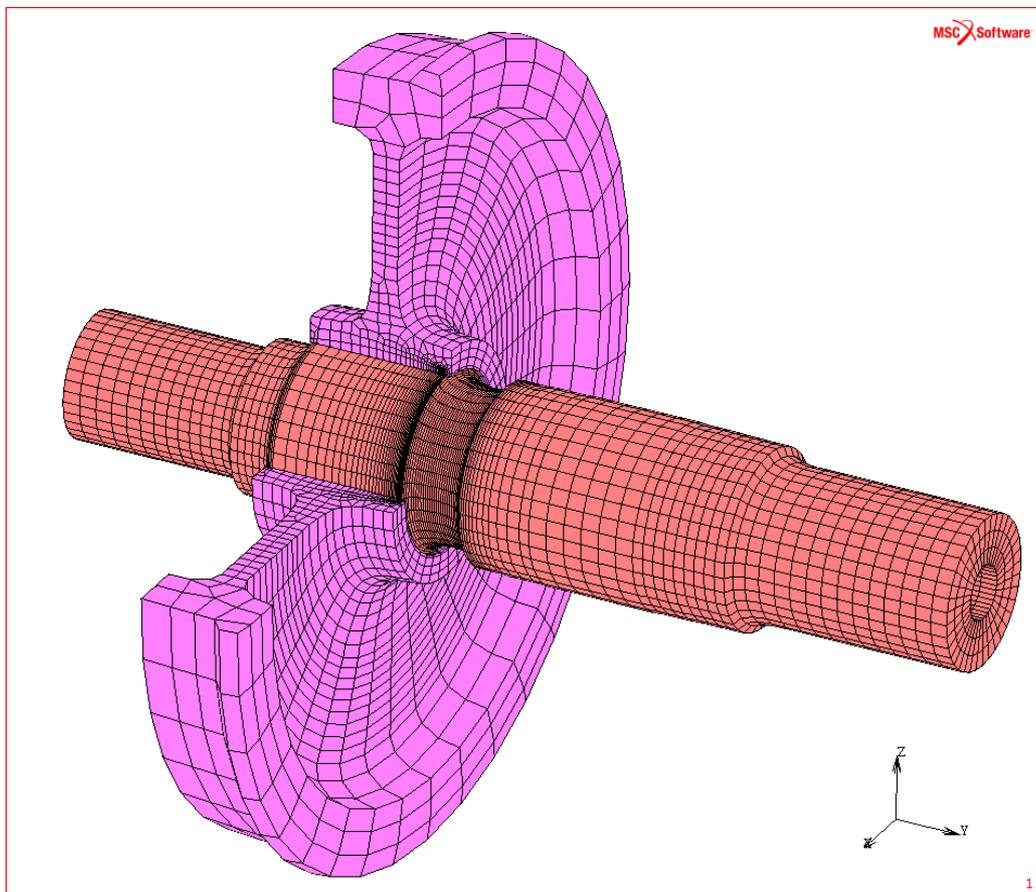


Abbildung 5.3: Dreidimensionales Berechnungsnetz des Radpressverbandes mit anschließender Mulde

Dieses dreidimensionale Modell wird durch die Lagerkraft auf den Achsschenkel und durch die Reaktionskraft auf die vertikale Radaufstandskraft auf die Schiene beaufschlagt. An der Mitte des Radsatzes gibt es eine Symmetrierandbedingung. Die angewendeten Randbedingungen erzwingen einen Biegemomentenverlauf, der in der Mitte des Lagers von Null bis zur Mitte des Rades hin ansteigt und zwischen den Rädern konstant ist. Der Schnittgrößenverlauf entspricht dem in Abbildung 2.1 auf Seite 9.

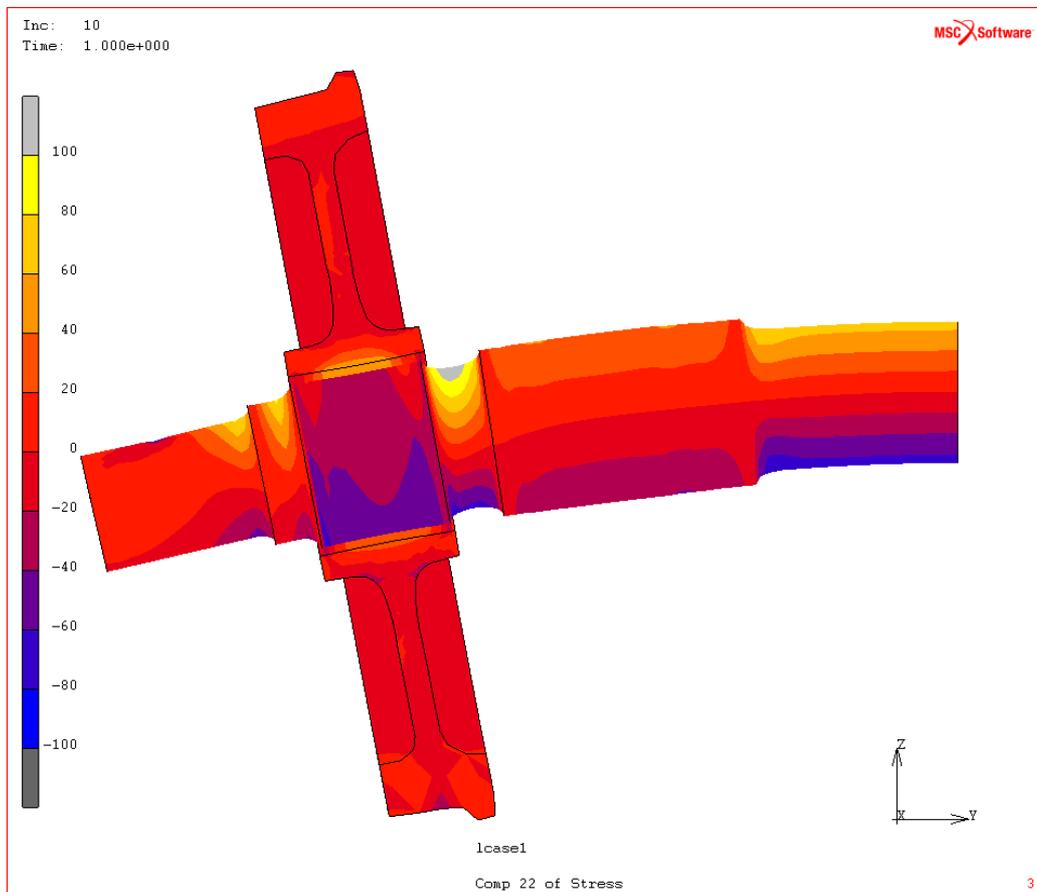


Abbildung 5.4: Biegespannung in N/mm^2 , Verformung mit 100-facher Überhöhung

Der an der Symmetrieebene klar erkennbare Biegespannungsverlauf wird in der Mulde gestört. Auf der Zugfaser entstehen größere Spannungen als die Biegespannung und auf der Druckfaser kleinere. Der Pressverband hat eine Verschiebung der Mittelspannung zur Folge. Der Radpressverband spannt die Welle im Bereich der Mulde in axialer Richtung vor. Abbildung 5.5 auf Seite 60 zeigt die Axialspannung in der Radsatzwelle durch den Radpressverband ohne äußere Kräfte.

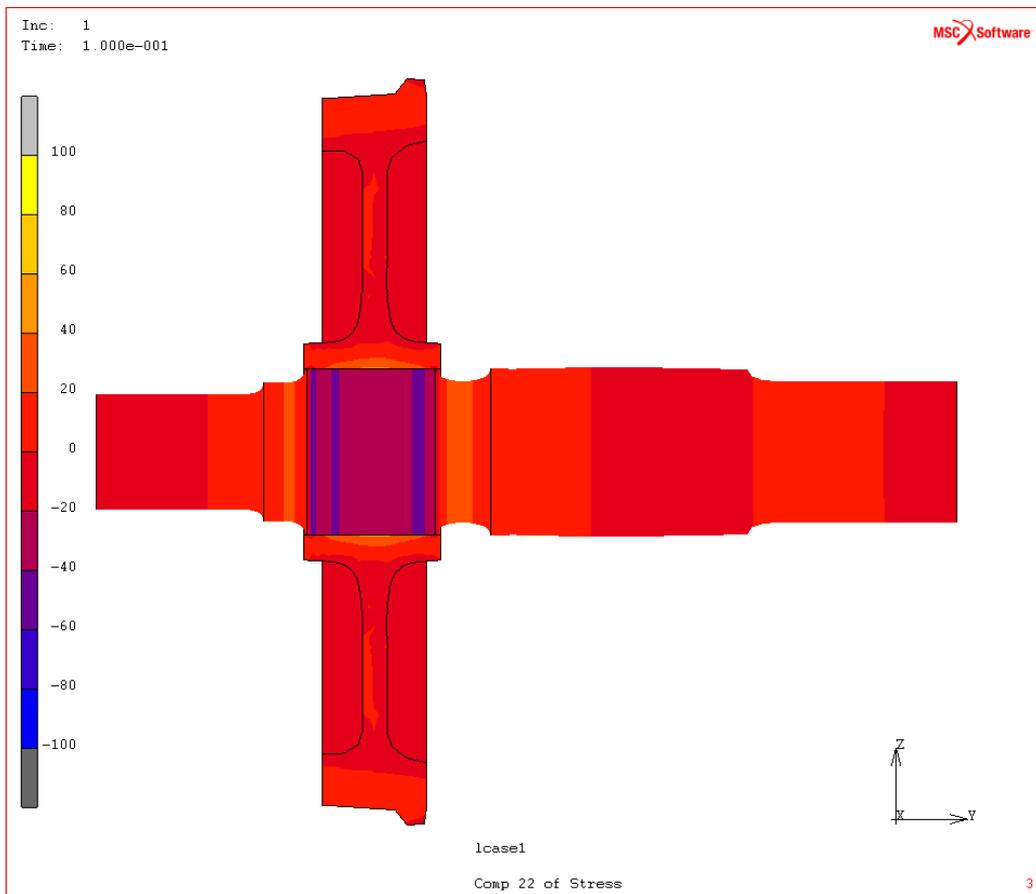


Abbildung 5.5: Axialspannung in N/mm^2 aufgrund Pressverband

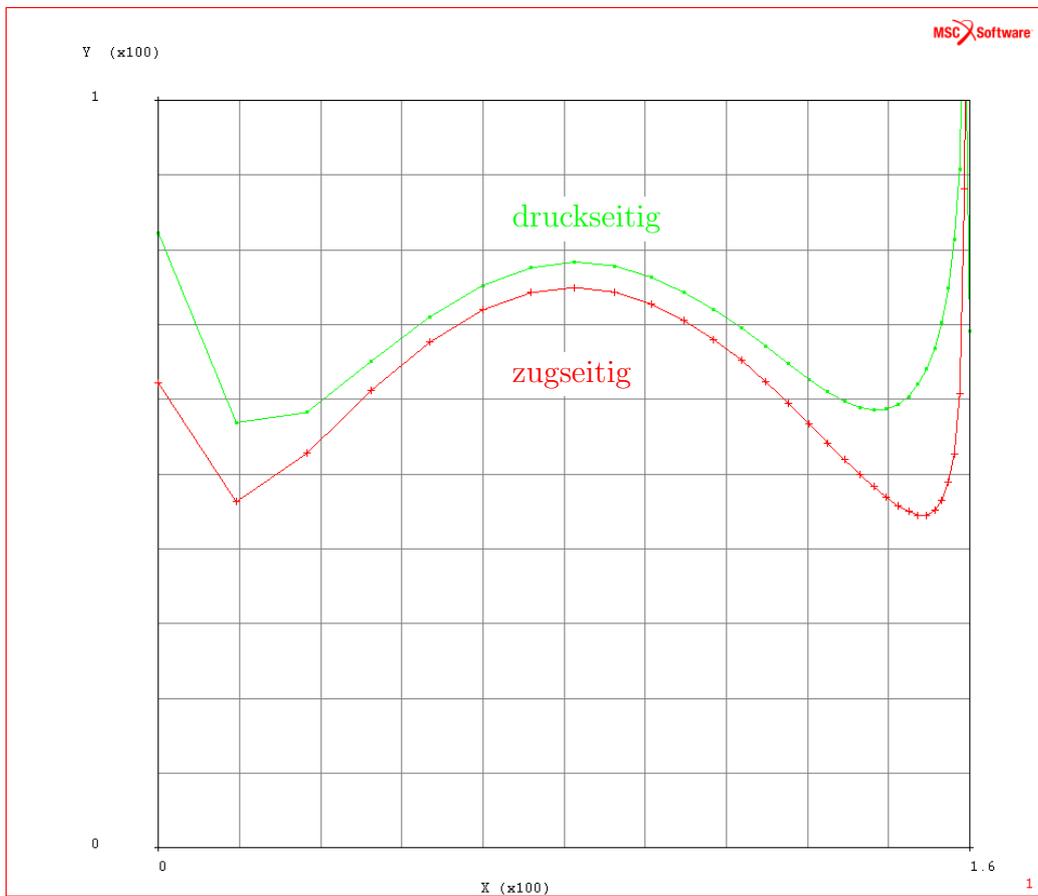


Abbildung 5.6: Fugendruck in N/mm^2 über die Fügelänge in mm am biegebeanspruchten Pressverband an der Zug- und Druckfaser der Welle

Durch das Biegemoment und die Querkraft erhöht sich der Fugendruck an der Druckseite der Welle und sinkt auf der Zugseite. In den Randbereichen wird der Fugendruck durch die Biegung stark beeinflusst. In der Mitte des Pressverbandes sind die Verläufe nahezu parallel, hier verschiebt die Wirkung der Querkraft den Fugendruck.

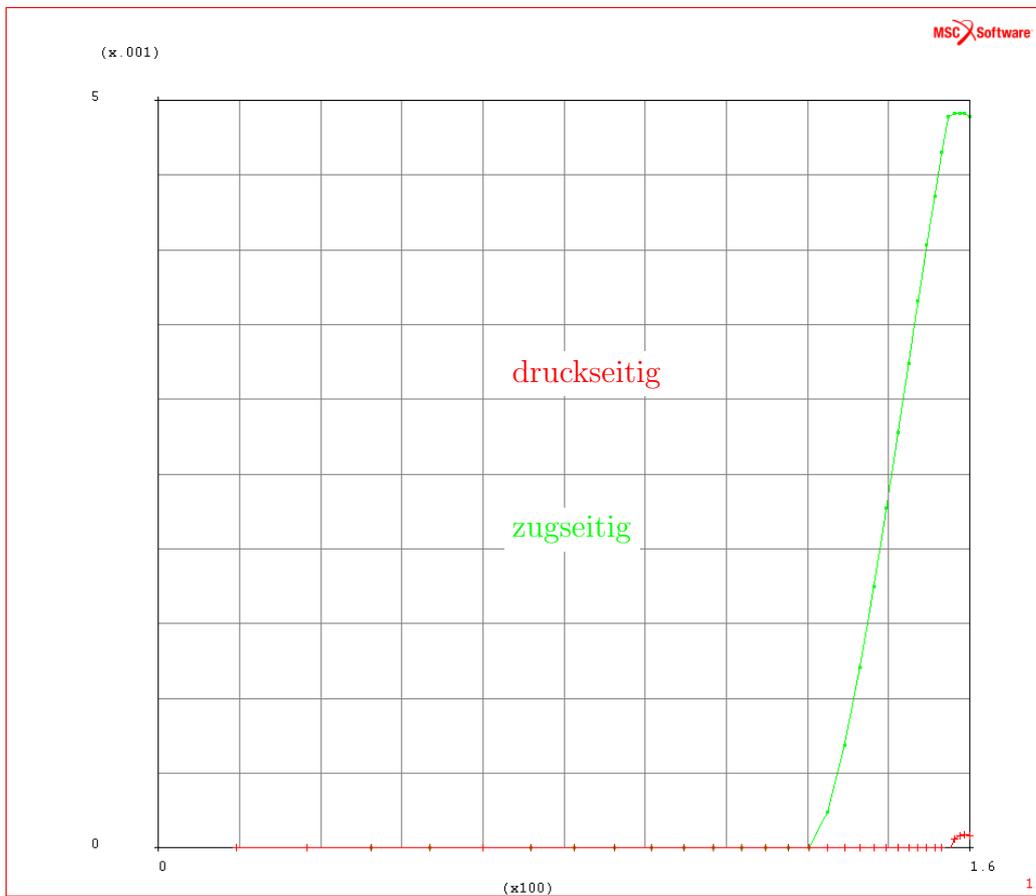


Abbildung 5.7: Axialschlupf in μm im biegebeanspruchten Pressverband über der Nabellänge in mm

Torsionsmomente in der Höhe des maximalen Anfahrmomentes haben im Modell mit dem gewählten Übermaß $\xi_w = 0.001$ und einem Reibwert von 0.3 weder auf der Druckseite noch auf der Zugseite der Welle zu einem Schlupf in Umfangsrichtung geführt.

5.2 Modalanalyse: Radsatz mit neuen und verschlissenen Rädern

Räder verschleiben im Laufe des Betriebs. In der Instandhaltung werden die Laufflächen der Räder überdreht. Dieser Vorgang zur Wiederherstellung des Radprofils wird als „Reprofilierung“ bezeichnet. Für diese Reprofilierung haben neue Räder einen Verschleißvorrat von etwa 40mm im Radius gemessen. Die Fragestellung für diese Untersuchung lautet: Wie entwickeln sich die Eigenmoden für das schwingfähige System Radsatz? Dafür wurden FEM-Modelle mit neuen und verschlissenen Rädern erzeugt und eine Modalanalyse durchgeführt. Es wird der freigeschnittene Radsatz ohne Verschiebungsrandbedingungen betrachtet. Die Eigenmoden werden von Masse und Federsteifigkeit bestimmt. Die Kreisfrequenz für einen Einmassenschwinger lautet:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (5.1)$$

Die Eigenfrequenz in Hertz wird wie folgt bestimmt:

$$f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (5.2)$$

Beide Einflussparameter auf die Eigenfrequenz werden durch das Überdrehen der Räder beeinflusst. Die nachgiebigste Feder im System Radsatz ist die Welle, sie bestimmt die tiefsten Eigenmoden. Da die Welle nicht verändert wird, sondern nur die Räder, werden die Moden, an denen die Welle hauptsächlich als Feder wirkt, zu höheren Frequenzen hin verschoben. Der abgenutzte Radsatz ist leichter und die Steifigkeit der Welle bleibt unverändert, somit steigen die Eigenfrequenzen der Moden.

Eigenmode	neues Rad ø920mm	verschlissenes Rad ø840mm
1. Torsionseigenmode	77 Hz	111 Hz
1. Biegeeigenmode	92 Hz	115 Hz
2. Biegeeigenmode	157 Hz	220 Hz

Tabelle 5.1: Übersicht über Eigenmoden und Eigenfrequenzen

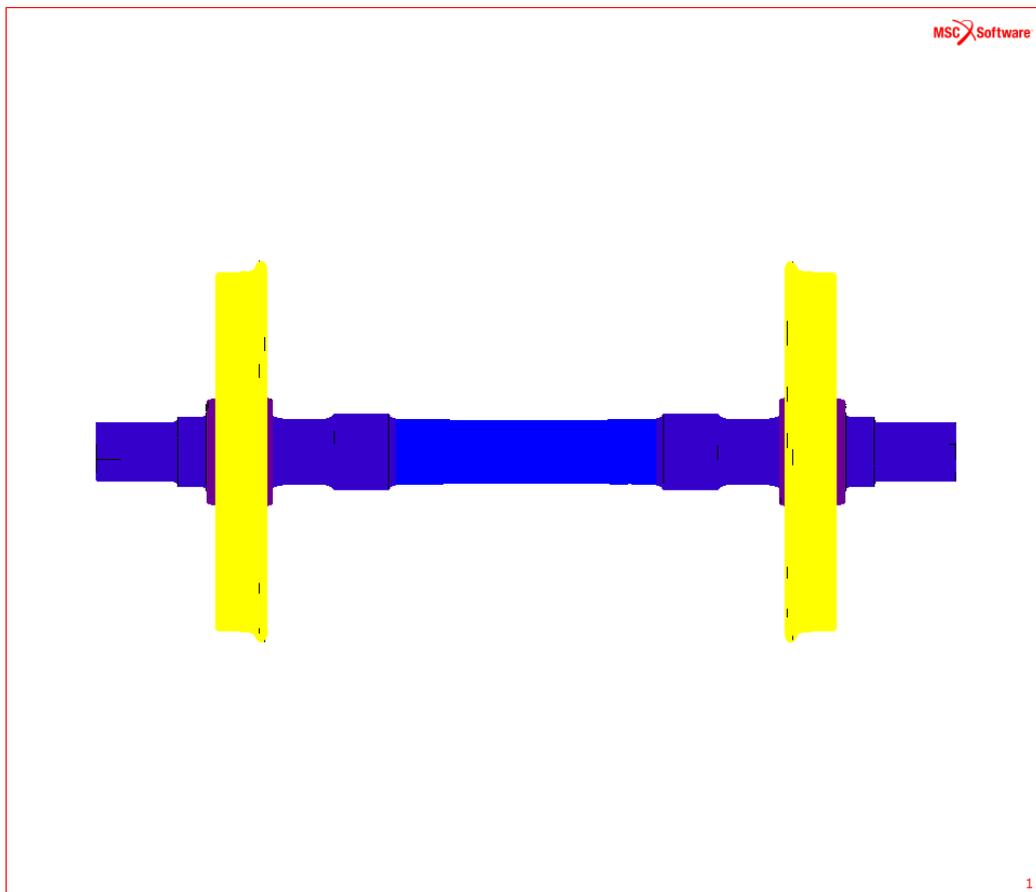


Abbildung 5.8: Erster Torsions-Eigenmode, neues Rad, 77 Hz

Beim ersten Torsionseigenmode des Radsatzes mit neuen Rädern schwingen die beiden Radscheiben rotatorisch um die Achse der Radsatzwelle zueinander. Die Welle wirkt als Torsionsfeder und hat einen Schwingungsknoten in der Mitte der Welle. Die größten Auslenkungen treten am Radkranz der Räder auf. Der erste Torsionseigenmode ist der Eigenmode mit der tiefsten Eigenfrequenz des Systems Radsatz.

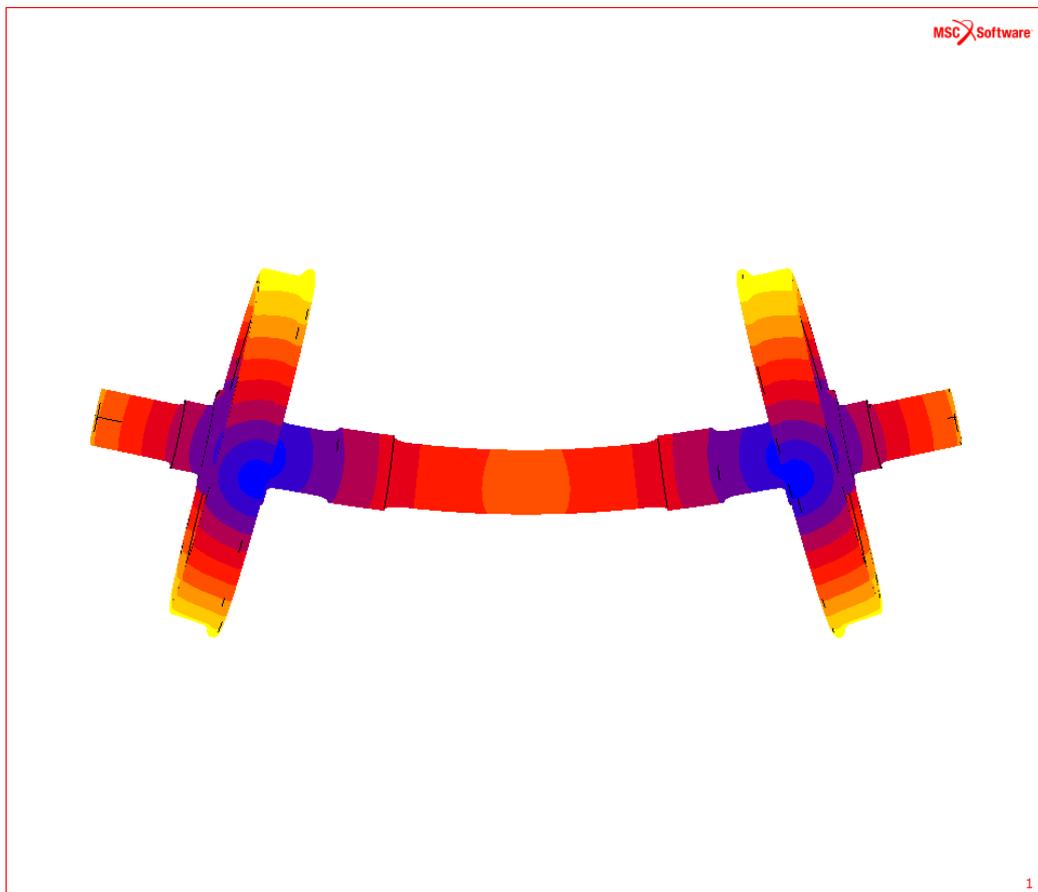


Abbildung 5.9: Erster Biege-Eigenmode, neues Rad, 92 Hz

Der erste Biegeeigenmode des neuen Radsatzes hat zwei Schwingungsknoten in der Nähe des Radpressverbandes. Die Radscheiben machen an ihrem Radkränzen durch die Winkelstellung der Welle die größten Wege.

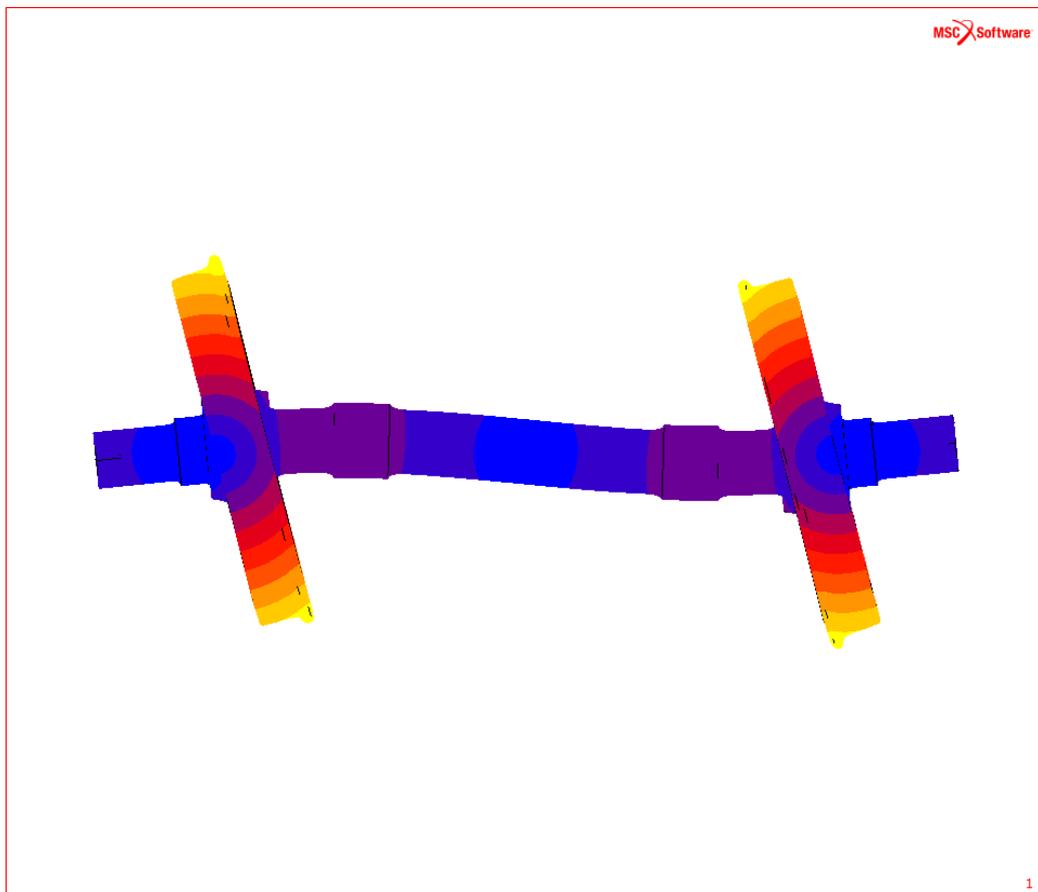


Abbildung 5.10: Zweiter Biege-Eigenmode, neues Rad, 157 Hz

Der zweite Biegeeigenmode des neuen Radsatzes hat drei Schwingungsknoten, zwei in der Nähe der Radpressverbindungen und einen in der Mitte der Welle. Die Radscheiben schwingen nicht symmetrisch zueinander. An den Radscheiben treten die höchsten Auslenkungen auf

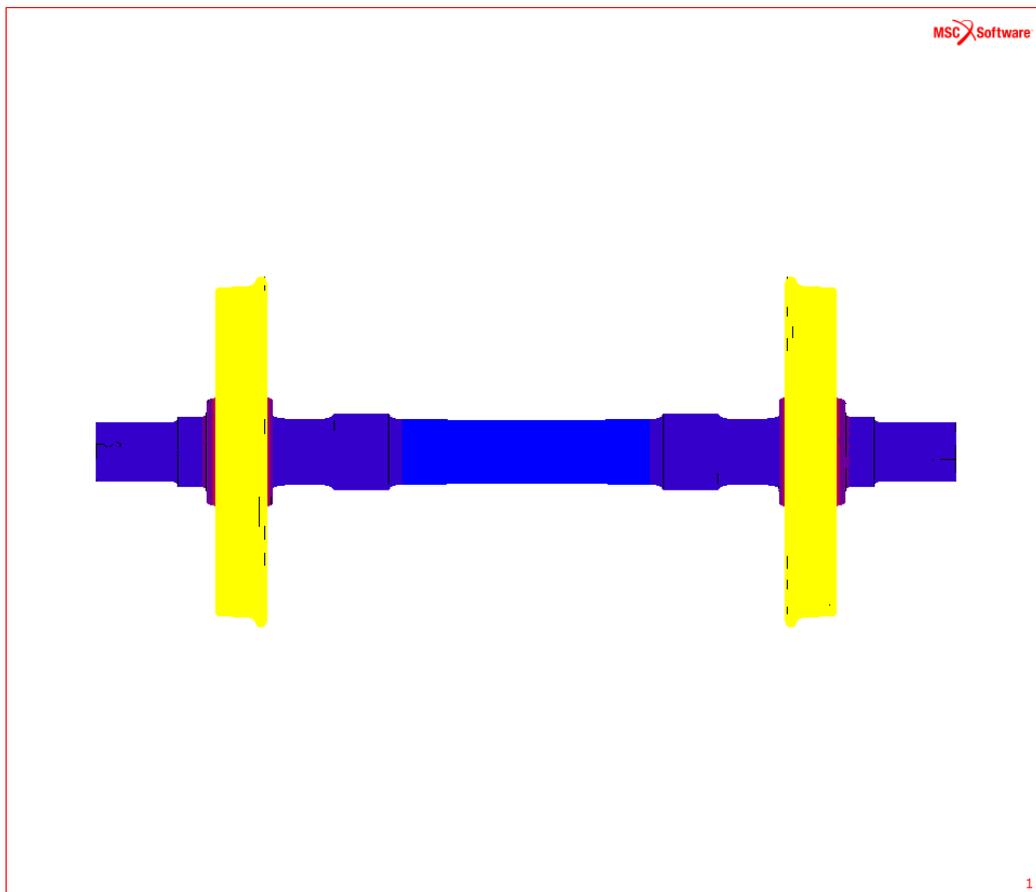


Abbildung 5.11: Erster Torsions-Eigenmode, verschlissenes Rad, 111 Hz

Der erste Torsionseigenmode des Radsatzes mit den verschlissenen Rädern entspricht dem Mode des Radsatzes mit den neuen Rädern. Die Eigenfrequenz ist deutlich erhöht. Die vorherrschende Feder, die Welle blieb unverändert, aber die hauptsächlich am Mode beteiligte Masse wurde verringert.

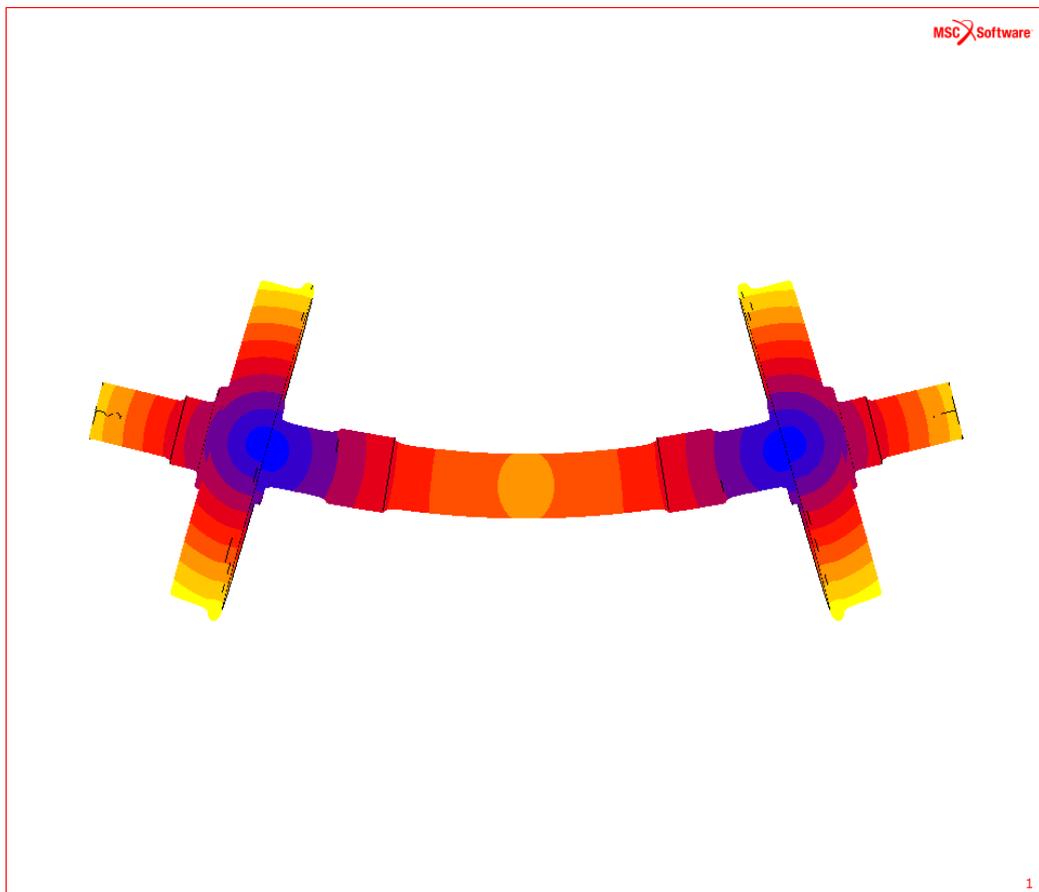


Abbildung 5.12: Erster Biege-Eigenmode, verschlissenes Rad, 115 Hz

Der Mode entspricht dem Mode des neuem Radsatzes, er hat aber eine erhöhte Eigenfrequenz.

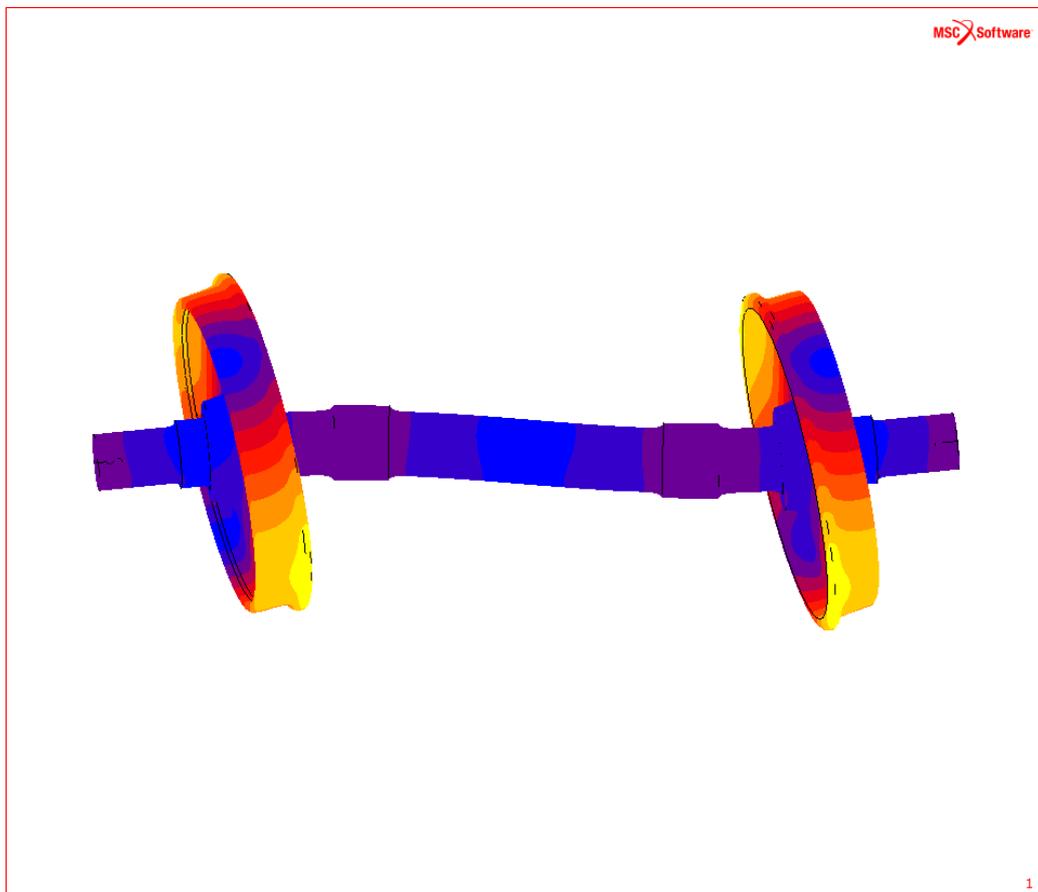


Abbildung 5.13: Zweiter Biege-Eigenmode, verschlissenes Rad, 220 Hz

Der Mode entspricht dem Mode des neuem Radsatzes, er hat aber eine erhöhte Eigenfrequenz.

Es wurden nur die Moden mit den tiefsten Eigenfrequenzen dargestellt. Die Moden im höheren Frequenzbereich haben eine steigende Anzahl an Schwingungsknoten in der Welle und in den Rädern. Die sechs Starrkörpermoden des Systems wurden bei der Analyse ausgeschlossen indem nur nach Moden mit einer Eigenfrequenz $> 1Hz$ gesucht wurde.

5.3 Radsatzwelle im Fahrwerk

Die Radsatzwelle ist mit Kontaktbedingung zu allen Naben (Rad, Bremsscheibe, Getriebegroßräder...) abgebildet. Radsatzführung und Antriebs-elemente sind mit Steifigkeit, Masse und Aktivkräften berücksichtigt. Es können komplexe Randbedingungen berechnet werden die auf Messergebnissen basieren.

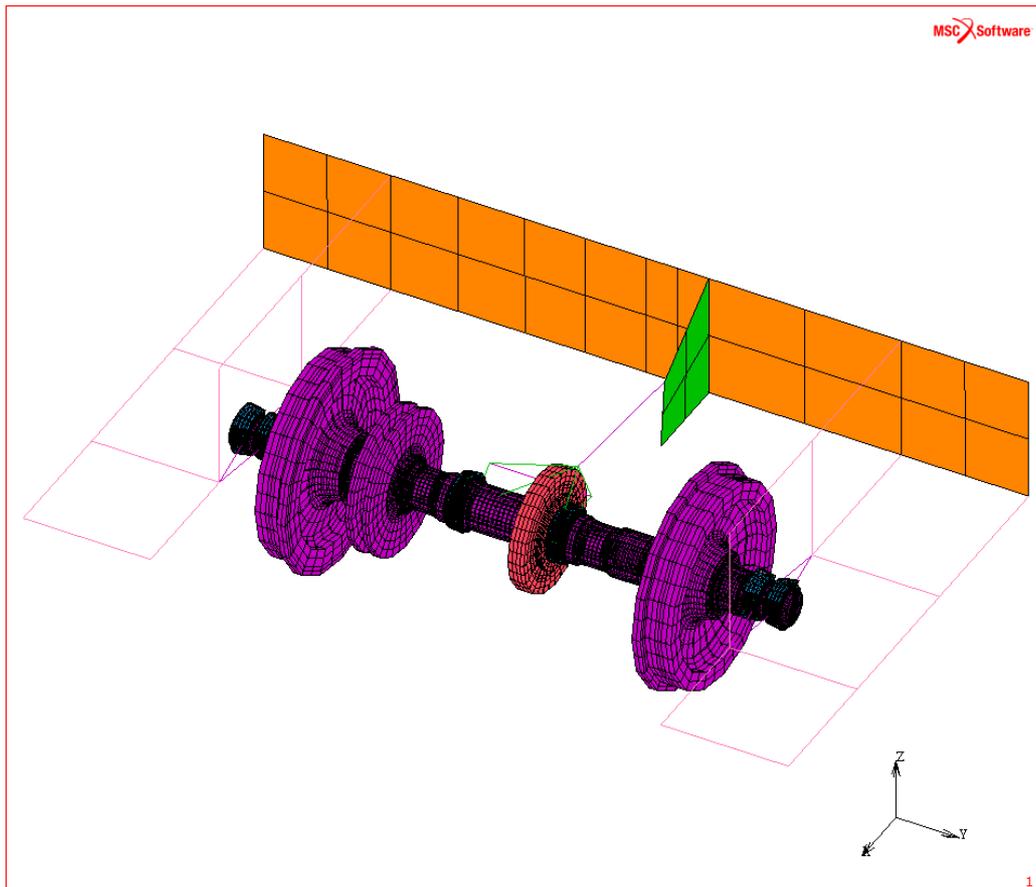


Abbildung 5.14: Nahverkehrsfahrzeug, Berechnungsmodell Radsatzwelle in Fahrwerksumgebung

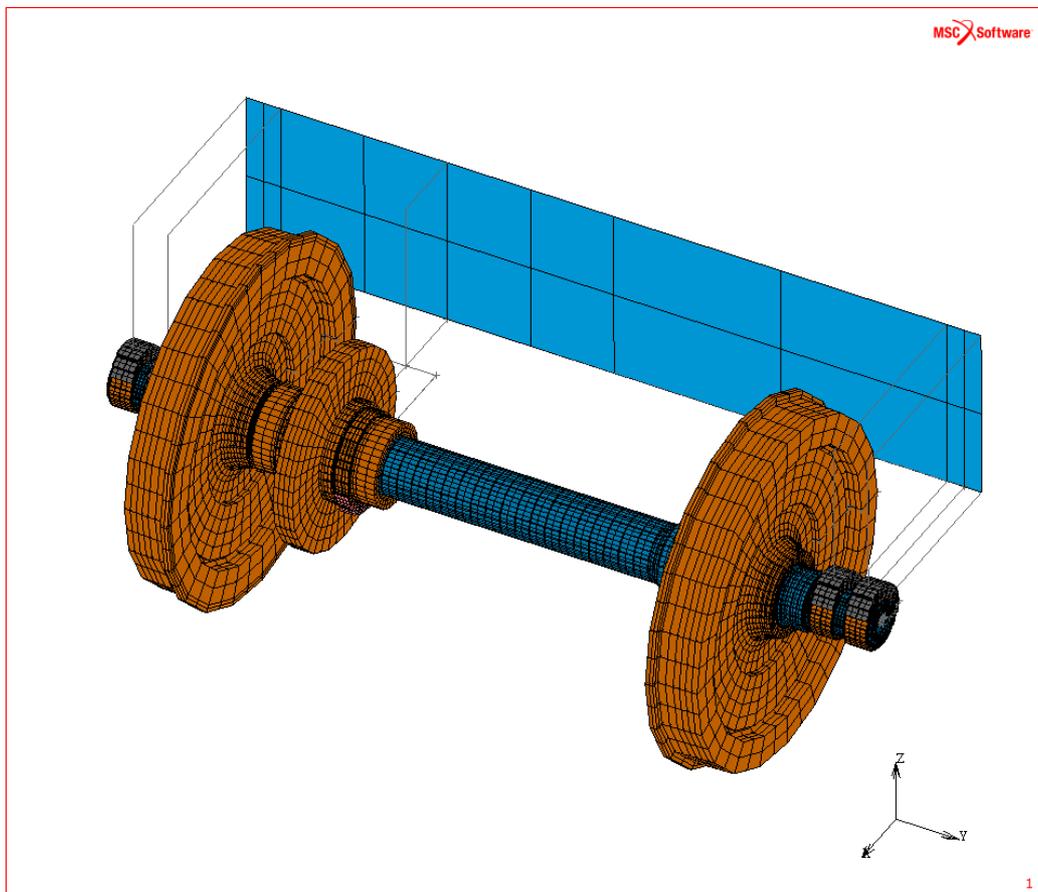


Abbildung 5.15: Hochgeschwindigkeitsfahrzeug, Berechnungsmodell Rad-satzwelle in Fahrwerks Umgebung

Abgebildete Lasten:

1. Stoßfreier Lauf (Rollen, Stehen)
2. Anfahren
3. Bremsen
4. Generatorisches Bremsen
5. Antrieb Kurzschlussmoment
6. Trägheitskräfte auf jeweil einzelne Komponenten (ungefederte Massen, Antrieb, Bremsen, Lagergehäuse)

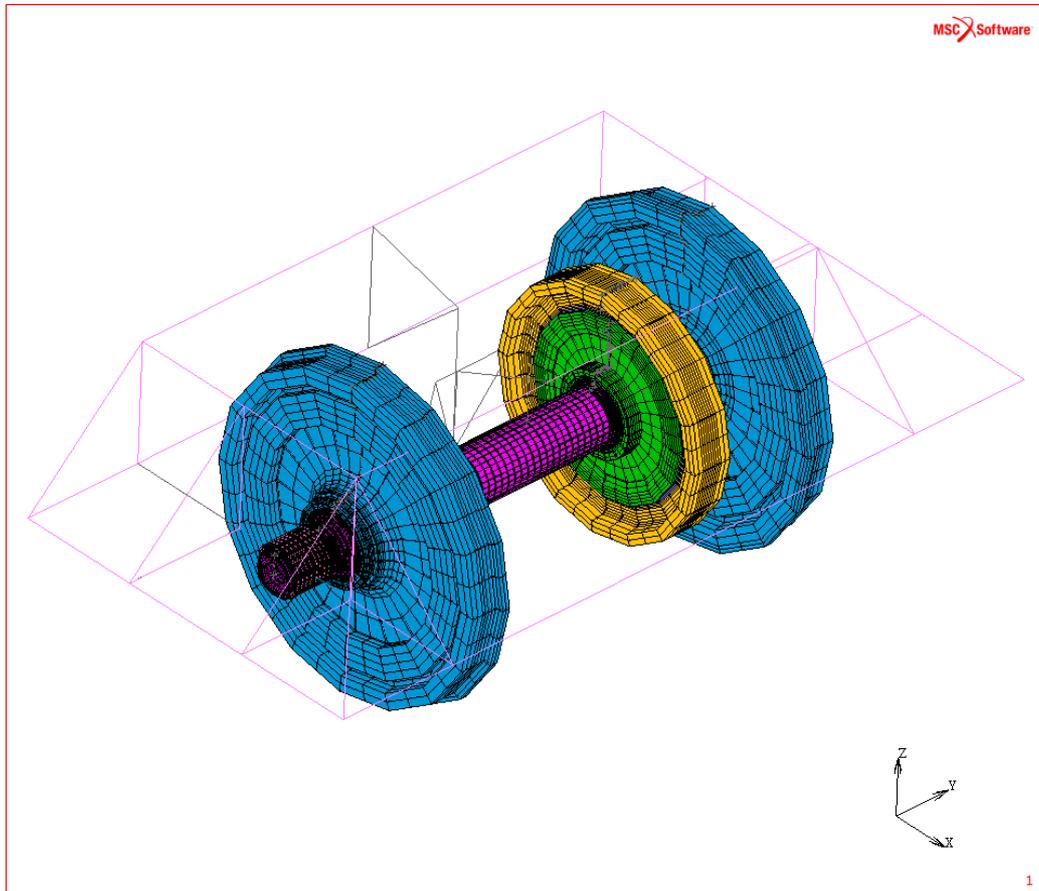


Abbildung 5.16: Lokomotive, Berechnungsmodell Radsatzwelle in Fahrwerksumgebung

Die Spannungsamplituden werden an der Oberfläche der einzelnen Querschnitte abgebildet, da sich die Welle in Wirklichkeit dreht. Im Modell kann die Unter- und Oberspannung für die Spannungsbewertung an einem Querschnitt in der Menge der Knoten an einem Umfang ermittelt werden. Die resultierende Auslastung der Welle muss wie die zugrundeliegenden örtlichen maximalen Spannungen rotationssymmetrisch sein.

Kapitel 6

Zusammenfassung

Das normative Regelwerk zur Auslegung von Radsatzwellen besteht aus aufeinander abgestimmte Teilbereiche, die unterschiedliche, meist unbekannte Reserven und Potentiale haben. Es können kaum objektivierte Daten in das Regelwerk integriert werden.

Als Alternative zum einschlägigen Regelwerk bieten sich Auslegungsvorschriften des allgemeinen Maschinenbaus an. Vorgeschlagen wird dafür „DIN 743 - Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen“ und „FKM-Richtlinie“. Diese modernen Regelwerke sind modular aufgebaut und mit einem transparentem Sicherheitskonzept versehen. Gesicherte Werkstoffdaten sowie gemessene Randbedingungen können berücksichtigt werden. Die Lastannahme kann über Betriebsmessungen verifiziert werden, wie es bei ähnlichen Bauteilen in der Schienenfahrzeugtechnik üblich ist.

Der Einsatz von FEM kann auch bei Radsatzwellen ein sinnvolles Werkzeug sein, bei Schienenrädern ist es in den aktuellen Normen schon gefordert.

Die Summe aller Einzeluntersuchungen in dieser Arbeit soll ein Beitrag für die zukünftige Arbeit in Normierungsgremien sein.

Formelzeichen

DIN 743

Zeichen	Benennung	Einheit
$K_1(deff)$	Technologischer Größenfaktor	-
$K_2(d)$	Geometrischer Größeneinflussfaktor	-
K_{2F}	statische Stützwirkung infolge lokaler plastischer Verformung	-
$K(F\sigma)$	Einflussfaktor der Oberflächenrauheit für Zug/Druck und Biegung	-
$K(F\tau)$	Einflussfaktor der Oberflächenrauheit für Torsion	-
$K(V)$	Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung	-
K_σ	Gesamteinflussfaktor, Normalspannung	-
K_τ	Gesamteinflussfaktor, Schubspannung	-
N_G	Grenzlasterpielzahl	-
S	Rechnerische Sicherheit	-
S_{min}	Mindestsicherheit	-
β_σ	Kerbwirkungszahl für Zug/Druck und Biegung	-
β_τ	Kerbwirkungszahl für Torsion	-
γ_F	Erhöhungsfaktor der Fließgrenze durch mehrachsigen Spannungszustand	-
σ_{zda}	vorhandene Zug/Druck-Spannungsamplitude	N/mm^2
σ_{ba}	vorhandene Biegespannungsamplitude	N/mm^2
τ_{ta}	vorhandene Torsionsspannungsamplitude	N/mm^2
σ_{zdm}	vorhandener Zug/Druck-Spannungsmittelwert	N/mm^2
σ_{bm}	vorhandener Biegespannungsmittelwert	N/mm^2
τ_{tm}	vorhandener Torsionsspannungsmittelwert	N/mm^2
σ_{vm}	vorhandene Vergleichsmittelspannung, Normalspannung	N/mm^2
τ_{vm}	vorhandene Vergleichsmittelspannung, Schubspannung	N/mm^2

$\sigma_{zdW}(d)$	Zug/Druck-Spannung-Werkstoffwechselfestigkeit	N/mm^2
$\sigma_{bW}(d)$	Biegespannungs-Werkstoffwechselfestigkeit	N/mm^2
$\tau_{tW}(d)$	Torsionsspannungs-Werkstoffwechselfestigkeit	N/mm^2
$\sigma_{zdW}(d_B)$	Zug/Druck-Spannung-Wechselfestigkeit des glatten Probenstabes	N/mm^2
$\sigma_{bW}(d_B)$	Biegespannungs-Wechselfestigkeit des glatten Probenstabes	N/mm^2
$\tau_{tW}(d_B)$	Torsionsspannungs-Wechselfestigkeit des glatten Probenstabes	N/mm^2
σ_{zdWK}	Zug/Druck-Spannungs-Bauteilwechselfestigkeit	N/mm^2
σ_{bWK}	Biegespannungs-Bauteilwechselfestigkeit	N/mm^2
τ_{tWK}	Torsionsspannungs-Bauteilwechselfestigkeit	N/mm^2
σ_{zdADK}	Zug/Druck-Spannungsamplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung	N/mm^2
σ_{bADK}	Biegespannungsamplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung	N/mm^2
τ_{tADK}	Torsionsspannungsamplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung	N/mm^2
$\sigma_{zdm\max}$	vorhandene Zug/Druck-Maximalnennspannung	N/mm^2
$\sigma_{b\max}$	vorhandene Biegemaximalnennspannung	N/mm^2
$\tau_{t\max}$	vorhandene Torsionsaximalnennspannung	N/mm^2
$\sigma_S(d_B)$	Streckgrenze für den Bezugsdurchmesser	N/mm^2

DIN 7190

Zeichen	Benennung	Einheit
D_{aA}	Außendurchmesser des Außenteils	mm
D_{iA}	Innendurchmesser des Außenteils	mm
D_F	Durchmesser der Fuge (Nennmaß)	mm
D_{aI}	Außendurchmesser des Innenteils	mm
D_{iI}	Innendurchmesser des Innenteils	mm
E_A	Elastizitätsmodul des Außenteils	N/mm^2
E_I	Elastizitätsmodul des Innenteils	N/mm^2
F_{ax}	Übertragbare Axialkraft	N
K	Hilfsgröße für die Auslegung elastischer Pressverbände	-
l_F	Länge der Fuge	mm
N_G	Grenzlastspielzahl	-
p	Fugendruck im Stillstand	N/mm^2
Q_A	Durchmesserverhältnis des Außenteils	-

Q_I	Durchmesser Verhältnis des Innenteils	-
R_{eLA}	untere Streckgrenze des Außenteils	N/mm^2
R_{eLI}	untere Streckgrenze des Innenteils	N/mm^2
R_{zA}	gemittelte Rauhtiefe der Fügefläche des Außenteils	μm
R_{zI}	gemittelte Rauhtiefe der Fügefläche des Innenteils	μm
U	Übermaß	mm
U_w	wirksames Übermaß	mm
T	Übertragbares Drehmoment	Nm
μ_A	Querdehnzahl des Außenteils	-
μ_I	Querdehnzahl des Innenteils	-
ν_{ru}	Haftbeiwert bei Rutschen in Umfangsrichtung	-
ν_{rl}	Haftbeiwert bei Rutschen in Längsrichtung	-
ξ_w	bezogenes wirksames Übermaß	-

FKM Richtlinie

Zeichen	Benennung	Einheit
a_{BK}	zyklischer Auslastungsgrad	-
a_{SK}	statischer Auslastungsgrad	-
$f_{W,\sigma}$	Zug/Druck-Wechselfestigkeitsfaktor	-
$f_{W,\tau}$	Schub-Wechselfestigkeitsfaktor	-
K_A	Anisotropiefaktor	-
K_p	plastische Formzahl	-
K_d	technologischer Größenfaktor	-
K_{WK}	Konstruktionsfaktor	-
K_f	Kerbwirkungszahl	-
\tilde{K}_f	Schätzwert der Kerbwirkungszahl	-
j_s	Sicherheitsfaktor, Lastfaktor	-
j_D	Gesamtsicherheitsfaktor, Ermüdung	-
j_{ges}	Gesamtsicherheitsfaktor, statischer Nachweis	-
K_R	Rauheitsfaktor	-
K_V	Randschichtfaktor	-
n	Stützzahl	-
R_m	Bruchfestigkeit, Bauteilwert	N/mm^2
$R_{m,N}$	Bruchfestigkeit, Halbzeug Normwert	N/mm^2
R_p	Streckgrenze, Bauteilwert	N/mm^2
$R_{p,N}$	Streckgrenze, Halbzeug Normwert	N/mm^2
$S_{a,zd}$	Axialspannungsamplitude, Nennspannung	N/mm^2
$S_{a,b}$	Biegespannungsamplitude, Nennspannung	N/mm^2

$T_{a,s}$	Schubspannungsamplitude, Nennspannung	N/mm^2
$T_{a,t}$	Torsionsspannungsamplitude, Nennspannung	N/mm^2
$S_{m,zd}$	Mittelwert der Axialnennspannung	N/mm^2
$S_{m,b}$	Mittelwert der Biegenennspannung	N/mm^2
$T_{m,s}$	Mittelwert der Schubnennspannung	N/mm^2
$T_{m,t}$	Mittelwert der Torsionnennspannung	N/mm^2
S_{zd}	größte auftretende Axialnennspannung	N/mm^2
S_b	größte auftretende Biegenennspannung	N/mm^2
T_s	größte auftretende Schubnennspannung	N/mm^2
T_t	größte auftretende Torsionnennspannung	N/mm^2
$\sigma_{a,x}$	örtliche Normalspannungsamplitude in Richtung x	N/mm^2
$\sigma_{a,y}$	örtliche Normalspannungsamplitude in Richtung y	N/mm^2
τ_a	örtliche Schubspannungsamplitude	N/mm^2
$\sigma_{m,x}$	örtlicher Normalspannungsmittelwert in Richtung x	N/mm^2
$\sigma_{m,y}$	örtlicher Normalspannungsmittelwert in Richtung y	N/mm^2
τ_m	örtlicher Schubspannungsmittelwert	N/mm^2
$\sigma_{a,1}$	örtliche Hauptspannungsamplitude in Richtung 1	N/mm^2
$\sigma_{a,2}$	örtliche Hauptspannungsamplitude in Richtung 2	N/mm^2
$\sigma_{a,3}$	örtliche Hauptspannungsamplitude in Richtung 3	N/mm^2
$\sigma_{m,1}$	örtlicher Hauptspannungsmittelwert in Richtung 1	N/mm^2
$\sigma_{m,2}$	örtlicher Hauptspannungsmittelwert in Richtung 2	N/mm^2
$\sigma_{m,3}$	örtlicher Hauptspannungsmittelwert in Richtung 3	N/mm^2
$\sigma_{W,zd}$	Bauteil-Normwerte für die Werkstoff-Zug/Druck-Wechselfestigkeit	N/mm^2
$\tau_{W,s}$	Bauteil-Normwerte für die Werkstoff-Schub-Wechselfestigkeit	N/mm^2
σ_V	Vergleichsspannung nach von Mises	N/mm^2

EN 13013/13104

Zeichen	Benennung	Einheit
d	Durchmesser eines Querschnittes der Radsatzwelle	mm
d'	Durchmesser der Hohlbohrung	mm
F_i	Massenkräfte aus unabgefederten Komponenten zwischen den Rädern	N
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
H	Querschiebekraft auf Radsatzmitte	N
K	Faktor des Spannungsanstieges für Dauerbeanspruchung	-

M'_x	Biegemomente aus Bremskräften um x	Nm
M'_y	Torsionsmoment aus Bremskräften um y	Nm
M'_z	Biegemomente aus Bremskräften um z	Nm
M''_x	Biegemomente aus Antriebskräften um x	Nm
M''_y	Torsionsmoment aus Antriebskräften um y	Nm
M''_z	Biegemomente aus Antriebskräften um z	Nm
MX	Summe der Biegemomente um x	Nm
MY	Summe der Torsionsmomente um y	Nm
MZ	Summe der Biegemomente um z	Nm
MR	Resultierendes Moment	Nm
S	Sicherheitsbeiwert	-
m_1	Masse auf Wellenschenkeln	kg
m_i	unabgefederte Masse zwischen den Rädern	kg
P_0	Vertikale Lagerkraft unter symmetrischer Belastung	N
P_1	Vertikale Lagerkraft auf dem höher belasteten Rad- satzwellenschenkel	N
P_2	Vertikale Lagerkraft auf dem geringer belasteten Rad- satzwellenschenkel	N
Q_1	Radaufstandskraft auf der Seite des höher belasteten Wellenschenkels	N
Q_2	Radaufstandskraft auf Seite des geringer belasteten Wellenschenkels	N
σ	In einem Querschnitt berechnete Spannung	N/mm^2
σ_{zul}	zulässige Spannung	N/mm^2

Sonstige

Zeichen	Benennung	Einheit
ω	Kreisfrequenz	$1/s$
f	Frequenz	$1/s$

Abbildungsverzeichnis

2.1	Balkenstatikmodell mit einfacher Randbedingung	9
2.2	Bauteile vor und nach dem Fügen	10
2.3	Tangentialspannung σ_t und Radialspannung σ_r des gefügten, unbelasteten Pressverbands für Hohl- und Vollwelle	12
3.1	Realbauteil und Berechnungsmodell nach DIN 7190 [2001]	19
3.2	Entwicklung der Regelwerke	28
3.3	Berechnungsmodell nach EN 13104 [2012]	29
4.1	Diskretisierter Radialschnitt eines Radpressverbandes	33
4.2	Radialverschiebung in mm am Radialschnitt	34
4.3	Radialverschiebung in mm an der Fügefläche über der Na- benlänge in mm	35
4.4	Fugenpressung in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm	36
4.5	Radsitz eines Nahverkehrsfahrzeuges Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugen- druck in N/mm^2 nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm	38
4.6	Radsitz einer Lokomotive Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugen- druck in N/mm^2 nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm	40
4.7	Radsitz einer Metro Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugen- druck nach FEM in N/mm^2 und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm	41
4.8	Bremscheibensitz einer Metro Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugen- druck in N/mm^2 nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm	42

4.9	Zahnradträgersitz einer Lokomotive Realbauteil und Berechnungsmodell für DIN 7190 mit Fugendruck in N/mm^2 nach FEM und gemittelter Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm	43
4.10	Berechnungsmodell mit gestufter Nabenkontur	44
4.11	Fugendruck in N/mm^2 bei gestuftem Außendurchmesser und FEM nach Abbildung 4.1 über der Nabenlänge in mm	45
4.12	Fugendruck in N/mm^2 bei stetigem Berechnungsmodell nach DIN 7190 und FEM nach Abbildung 4.1 über der Nabenlänge in mm	48
4.13	Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm unter Fliehkraft	49
4.14	Fugendruck in N/mm^2 über der Nabenlänge in mm für verschiedene Raddurchmesser	51
4.15	Vergleichsspannung nach von Mises in N/mm^2 beim Fügen	53
4.16	Kraft in N über dem Aufpressweg in mm beim Aufpressen	54
5.1	Diskretisierter Radialschnitt einer Radsatzwelle	56
5.2	Diskretisierter Radialschnitt: Detail Radpressverband mit anschließender Mulde	57
5.3	Dreidimensionales Berechnungsnetz des Radpressverbandes mit anschließender Mulde	58
5.4	Biegespannung in N/mm^2 , Verformung mit 100-facher Überhöhung	59
5.5	Axialspannung in N/mm^2 aufgrund Pressverband	60
5.6	Fugendruck in N/mm^2 über die Flügelänge in mm am biegebeanspruchten Pressverband an der Zug- und Druckfaser der Welle	61
5.7	Axialschlupf in μm im biegebeanspruchten Pressverband über der Nabenlänge in mm	62
5.8	Erster Torsions-Eigenmode, neues Rad, 77 Hz	64
5.9	Erster Biege-Eigenmode, neues Rad, 92 Hz	65
5.10	Zweiter Biege-Eigenmode, neues Rad, 157 Hz	66
5.11	Erster Torsions-Eigenmode, verschlissenes Rad, 111 Hz	67
5.12	Erster Biege-Eigenmode, verschlissenes Rad, 115 Hz	68
5.13	Zweiter Biege-Eigenmode, verschlissenes Rad, 220 Hz	69
5.14	Nahverkehrsfahrzeug, Berechnungsmodell Radsatzwelle in Fahrwerks Umgebung	70
5.15	Hochgeschwindigkeitsfahrzeug, Berechnungsmodell Radsatzwelle in Fahrwerks Umgebung	71
5.16	Lokomotive, Berechnungsmodell Radsatzwelle in Fahrwerks Umgebung	72

Tabellenverzeichnis

5.1	Übersicht über Eigenmoden und Eigenfrequenzen	63
-----	---	----

Literaturverzeichnis

Beitz u. Küttner 1990

BEITZ, Wolfgang ; KÜTTNER, Karl-Heinz: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 17., neubearbeitete Auflage. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 1990. – ISBN 3-540-52381-2

BN 421 022 1992

Norm BN 421 022 Oktober 1992. *Berechnung von Radsatzwellen für angetriebene Radsätze: Lastfälle*. – Deutsche Bahn

Celigoj 1998

CELIGOJ, Christian: *Festigkeitslehre Vorlesung*. Technische Universität Graz, 1998. – Vorlesungsskriptum

DIN 5577 1990

Norm DIN 5577 Oktober 1990. *Radsatzwellenberechnung*

DIN 7190 2001

Norm DIN 7190 Februar 2001. *Pressverbände Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln*

DIN 743 2012

Norm DIN 743 Dezember 2012. *Tragfähigkeitsberechnungen von Wellen und Achsen*

EN 13103 2012

Norm EN 13103 Juli 2012. *Bahnanwendungen: Radsätze und Drehgestelle: Laufradsatzwellen - Konstruktions- und Berechnungsrichtlinie*

EN 13104 2012

Norm EN 13104 Oktober 2012. *Bahnanwendungen: Radsätze und Drehgestelle: Treibradsatzwellen - Konstruktionsverfahren*

EN 13260 2006

Norm EN 13260 Januar 2006. *Bahnanwendungen-Radsätze und Drehgestelle-Radsätze-Produktanforderungen*

EN 13261 2003

Norm EN 13261 September 2003. *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsatzwellen - Produktanforderungen*

EN 13262 2004

Norm EN 13262 März 2004. *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Räder - Produktanforderungen*

EN 13749 2005

Norm EN 13749 April 2005. *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Spezifikationsverfahren für Festigkeitsanforderungen an Drehgestellrahmen*

FVA R 7190-1 2003

Pressverbindungen Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände. Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Oktober 2003

Fw-Blatt 1941

Norm Fw 28.02.08 August 1941. *Achswellen für Laufradsätze mit Vollwellen (Berechnungsblatt)*. – 1. Ausgabe, Deutsche Bundesbahn Triebwagenbüro

Fw-Blatt 1950

Norm Fw 28.02.08 September 1950. *Achswellen für Laufradsätze mit Vollwellen (Berechnungsblatt)*. – 5. Ausgabe, Deutsche Bundesbahn Triebwagenbüro

Fw-Blatt 1960

Norm Fw 28.02.08 März 1960. *Achswellen für Laufradsätze mit Vollwellen (Berechnungsblatt)*. – 8. Ausgabe, Deutsche Bundesbahn

Gasemyr u. Ly 2002

GASEMYR, Hallstein ; LY, Jon N.: Beurteilung des Einflusses der Gleislagequalität in Gleisbögen mit kleinen Radien auf die Beanspruchung an Radsatzwellen, Schienenfahrzeugtagung Graz, 2002

Grab u. a. 2008

GRAB, Martin ; TRAUPE, Markus ; SCHIKORA, Jens: Die historische Entwicklung der Radsatzprüfung und -bemessung und damit verbundene Aspekte der Anwendung aktueller Methoden. In: *Dresden Rad Schiene 2008*, Tetzlaff Verlag GmbH & Co. KG, 2008

Greimel 1997

GREIMEL, Rudolf: *Festigkeitslehre Vorlesung*. Technische Universität Graz, 1997. – Vorlesungsskriptum

Haigermoser 2000

HAIGERMOSER, Andreas: *Schienefahrzeuge*. Technische Universität Graz, 2000. – Vorlesungsskriptum

Hartmann 1990

HARTMANN, Wolfgang: *Berechnung und Auslegung elastischer Pressverbindungen*. 1990

Hug u. a. 2003

HUG, Joachim ; RUNZER, Veronika ; ESDERTS, Alfons ; TRAUPE, Markus ; ZENNER, Harald: Dauerfestigkeit von Radsatzwellen und Eisenbahnradern - Prüfstandstechnik, Prüfverfahren, Auswertung und Ergebnisse. In: *DVM-Bericht 670*, Deutscher Verband für Materialforschung, 2003

Kollmann 1984

KOLLMANN, Franz G.: *Konstruktionsbücher*. Bd. 32: *Welle-Nabe-Verbindungen*. Berlin Heidelberg New York Tokyo : Springer-Verlag, 1984. – ISBN 3-540-12215-X

Künne 2003

KÜNNE, Bernd: *Köhler/Rögnitz - Maschinenteile 1*. 9., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Stuttgart Leipzig Wiesbaden : B.G. Teubner, 2003. – ISBN 3-519-16341-1

Kurek u. Zboralski 1977

KUREK ; ZBORALSKI: *Klebebeschrumpfte Radsitze*. Vereinigte Schmiedewerke GmbH, 1977. – Sonderdruck aus ZEV GLASERS ANNALEN Heft 3/77

Leidich 1983

LEIDICH, Erhard: *Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch*, Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Hochschule Darmstadt, Diss., 1983

Leidich 2002

LEIDICH, Erhard: Zeitgemäße Dimensionierung von Pressverbindungen. In: *VDI-Berichte NR. 1689*, Verein Deutscher Ingenieure, 2002

Matek u. a. 1992

MATEK, Wilhelm ; MUHS, Dieter ; WITTEL, Herbert ; BECKER, Manfred: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 12., neubearbeitete Auflage. Braunschweig/Wiesbaden : Vieweg, 1992. – ISBN 3-528-64028-6

MSC 2011

MSC: *Theory and User Information*, 2011. (MSC Marc) . – Volume A:

NF F 01-118 1989

Norm NF F 01-118 Juli 1989. *Matériel roulant ferroviaire - Essieux-aces à fusées extérieures - Règles de conception et méthode de calcul*. – Französische Norm

Niemann 1981

NIEMANN, Gustav: *Maschinenelemente*. Bd. 1: *Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. Zweite, neubearbeitete Auflage. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 1981. – ISBN 3-540-06809-0

ORE 136 RP11 1979

Norm ORE 136 RP11 April 1979. *Radsätze mit aufgesattelten Achslagern: Konstruktion, Unterhaltung, Standardisierung*. – Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes ORE

Rennert u. a. 2012

RENNERT, Roland ; KULLIG, Eckehard ; VORMWALD, Michael ; ESDERTS, Alfons ; SIEGELE, Dieter: *FKM-Richtlinie - Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. 6., überarbeitete Ausgabe. Frankfurt : VDMA Verlag GmbH, 2012. – ISBN 978-3-8163-0605-4

Schlottmann 1995

SCHLOTTMANN, Dietrich: *Konstruktionsbücher*. Bd. 40: *Auslegung von Konstruktionselementen. Sicherheit, Lebensdauer, Zuverlässigkeit im Maschinenbau*. Zweite, neubearbeitete Auflage. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 1995. – ISBN 3-540-55893-4

Scott 1967

SCOTT, T.E.: Design of driving axles - individually driven axles with outside journals, single gear drive and axle hung traction motors. In: *British Railways Board* (1967). – Report No.T.72

Smetana 2001

SMETANA, Tomáš: *Untersuchungen zum Übertragungsverhalten biegebe-*

lasteter Kegel- und Zylinderpressverbindungen. Aachen : Shaker Verlag, 2001. – ISBN 3-8265-9098-8

Traupe u. a. 2004

TRAUPE ; MEINEN ; ZENNER: *Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken.* Dezember 2004 (BMBF-Projekt 19P 0061 A bis F Abschlussbericht)

Traupe u. a. 2003

TRAUPE, M. ; ESDERTS, A. ; FÜSER, S. ; ZENNER, H.: *Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken - Ergebnisse eines laufenden BMBF-Projektes, DVM-Tag, 2003*

UIC 515-3 1994

Norm UIC-Kodex 515-3 Juli 1994. *Eisenbahnfahrzeuge: Drehgestelle - Laufwerke: Verfahren für die Berechnung von Radsatzwellen.* – Internationaler Eisenbahnverband

UIC 811-1 1987

Norm UIC-Kodex 811-1 Jänner 1987. *Technische Lieferbedingungen: Radsatzwellen für Triebfahrzeuge und Wagen.* – Internationaler Eisenbahnverband

Weber 1987

WEBER: *Entwicklung des Fügeverfahrens - Klebegeschrumpfen von Eisenbahn-Radsätzen, Vereinigte Schmiedewerke GmbH, April 1987*