

DIN EN 13103-1

ICS 45.040

Entwurf

Einsprüche bis 2015-08-12
Vorgesehen als Ersatz für
DIN EN 13103:2012-10 und
DIN EN 13104:2013-03

**Bahnanwendungen –
Radsätze und Drehgestelle –
Teil 1: Konstruktionsleitfaden für außengelagerte Radsatzwellen;
Deutsche und Französische Fassung prEN 13103-1:2015**

Railway applications –
Wheelsets and bogies –
Part 1: Trailer and powered axles – Design method; German and French version
prEN 13103-1:2015

Applications ferroviaires –
Essieux montés et bogies –
Partie 1: Méthode de conception des essieux-axes avec fusées extérieures;
Version allemande et française prEN 13103-1:2015

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf mit Erscheinungsdatum 2015-06-12 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise online im Norm-Entwurfs-Portal des DIN unter www.entwuerfe.din.de bzw. für Norm-Entwürfe der DKE auch im Norm-Entwurfs-Portal der DKE unter www.entwuerfe.normenbibliothek.de, sofern dort wiedergegeben;
- oder als Datei per E-Mail an fsf@din.de möglichst in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.din.de/stellungnahme oder für Stellungnahmen zu Norm-Entwürfen der DKE unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden;
- oder in Papierform an den DIN-Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge (FSF) (Hausanschrift: Panoramaweg 1, 34131 Kassel).

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevanten Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 101 Seiten

DIN-Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge (FSF)

Nationales Vorwort

Diese Europäische Norm (prEN 13103-1:2015) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 256 „Eisenbahnwesen“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom DIN (Deutschland) gehalten wird.

Das zuständige deutsche Arbeitsgremium ist der Arbeitsausschuss NA 087-00-02 AA „Fahrwerke“ des DIN-Normenausschusses Fahrweg und Schienenfahrzeuge (FSF).

ANMERKUNG Um dem Konstrukteur bei der Anwendung der Normen die Arbeit zu vereinfachen, wurde beschlossen, die beiden vorausgehenden Dokumente DIN EN 13103 und DIN EN 13104 in der vorliegenden Norm zusammenzufassen. Des Weiteren bezieht sich die vorliegende Norm auf DIN EN 15663, um die in den Berechnungen verwendeten Lasten festzulegen.

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die französische Originalfassung der prEN 13103-1 beigelegt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den französischen Text.

Änderungen

Gegenüber DIN EN 13103:2012-10 und DIN EN 13104:2013-03 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) Normen zusammengefasst;

Bahnanwendungen — Radsätze und Drehgestelle — Teil 1: Konstruktionsleitfaden für außengelagerte Radsatzwellen

Applications ferroviaires — Essieux montés et bogies — Partie 1 : Méthode de conception des essieux-axes avec fustées extérieures

Railway applications — Wheelsets and bogies — Part 1: Design guide for axles with external journals

ICS:

Deskriptoren

Dokument-Typ: Europäische Norm

Dokument-Untertyp:

Dokument-Stage: CEN-Umfrage

Dokument-Sprache: D

Inhalt

	Seite
Vorwort	4
Einleitung.....	5
1 Anwendungsbereich	6
2 Normative Verweisungen	7
3 Begriffe	7
4 Symbole und Abkürzungen	8
5 Allgemeines	9
6 Zu berücksichtigende Kräfte und Momente.....	10
6.1 Arten der Kräfte.....	10
6.2 Einfluss der bewegten Massen	10
6.3 Einflüsse der Bremsen	15
6.4 Einflüsse aus Bogenlauf und Radgeometrie	21
6.5 Einfluss des Antriebs	21
6.6 Berechnung des resultierenden Moments	22
7 Bestimmung der geometrischen Eigenschaften der verschiedenen Bereiche der Radsatzwelle	23
7.1 Spannungen in den verschiedenen Querschnitten der Radsatzwelle	23
7.2 Bestimmung der Durchmesser der Radsatzwellenschenkel und der Wellenschäfte.....	26
7.3 Bestimmung der Durchmesser verschiedener Sitze, in Abhängigkeit vom Durchmesser des Radsatzwellenschafte oder der Radsatzwellenschenkel	26
7.3.1 Dichtringsitz	26
7.3.2 Übergang zwischen Dichtringsitz und Radsitz.....	28
7.3.3 Radsitz ohne anschließenden Sitz.....	28
7.3.4 Gestaltung bei zwei benachbarten Sitzen	29
7.3.5 Gestaltung bei zwei nicht benachbarten Sitzen	29
8 Höchstzulässige Spannungen.....	30
8.1 Allgemeines	30
8.2 Stahlgüten EA1N und EA1T	30
8.3 Andere Stahlgüten als EA1N und EA1T	32
Anhang A (informativ) Beispiel eines Berechnungsblatts für eine Radsatzwellenberechnung	36
Anhang B (informativ) Verfahren für die Berechnung der Belastungsfaktoren für Neigetechnikfahrzeuge	37
Anhang C (informativ) Für Radsätze für Strecken mit reduzierter Spurweite (Meterspur oder annähernd Meterspur) zu berücksichtigende Kraftwerte	39
Anhang D (normativ) Verfahren zur Bestimmung der Dauerfestigkeitsgrenzen Stufe 1 für neue Werkstoffe	40
D.1 Anwendungsbereich	40
D.2 Allgemeine Vorschriften für Proben	40
D.3 Allgemeine Vorschriften für Prüfausrüstungen	40
D.4 Dauerfestigkeitsgrenze des Schafts einer Radsatzwelle („F1“)	41
D.4.1 Geometrie	41
D.4.2 Überprüfung der aufgetragenen Spannung	41
D.4.3 Kriterium für das Prüfende	42
D.4.4 Bestimmung der Dauerfestigkeitsgrenze.....	42
D.5 Dauerfestigkeitsgrenze der Bohrung einer Radsatzwelle („F2“)	42

D.5.1	Geometrie	42
D.5.2	Überprüfung der aufgetragenen Spannung	43
D.5.3	Kriterium für das Prüfende	43
D.5.4	Bestimmung der Dauerfestigkeitsgrenze	43
D.6	Dauerfestigkeitsgrenze von Radsitzen („F3“ und „F4“)	43
D.6.1	Geometrie	43
D.6.2	Überprüfung der aufgetragenen Spannung	45
D.6.3	Kriterium für das Prüfende	45
D.6.4	Bestimmung der Dauerfestigkeitsgrenze	45
D.7	Inhalt des Prüfberichts	46
Anhang ZA (informativ) Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der EU-Richtlinie 2008/57/EG		47
Literaturhinweise		49

Vorwort

Dieses Dokument (prEN 13103-1:2015) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 256 „Eisenbahnwesen“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom DIN gehalten wird.

Dieses Dokument ist derzeit zur CEN-Umfrage vorgelegt.

Dieses Dokument ist als Ersatz für EN 13103:2009+A2:2012 und EN 13104:2009+A2:2012 vorgesehen.

Dieses Dokument wurde unter einem Mandat erarbeitet, das die Europäische Kommission und die Europäische Freihandelszone dem CEN erteilt haben, und unterstützt grundlegende Anforderungen der EU-Richtlinie 2008/57/EG.

Zum Zusammenhang mit EU-Richtlinie 2008/57/EG siehe informativen Anhang ZA, der Bestandteil dieses Dokuments ist.

ANMERKUNG Aufgrund der Tatsache, dass die Europäische Kommission die Finanzierungszusage für die Berater für das „Neue Konzept“ noch nicht bestätigen konnte, sind derzeit für das Jahr 2015 noch keine Berater für das „Neue Konzept“ tätig. Aus diesem Grund können die Bestimmungen des CEN-CENELEC-Leitfadens 15 nicht eingehalten werden.

Dies steht weder der Erarbeitung von Norm-Entwürfen entgegen, noch dem Anbieten harmonisierter Normen an die Europäische Kommission. Insbesondere können Norm-Entwürfe ohne Bewertung durch den Berater in die Abstimmung gegeben werden.

Diese Anmerkung wird vor der endgültigen Veröffentlichung aus dem Vorwort entfernt.

Einleitung

Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen waren die ersten Komponenten von Eisenbahnen, bei denen Ermüdungsprobleme (Dauerfestigkeitsprobleme) auftraten.

Vor vielen Jahren wurden bereits besondere Verfahren entwickelt, um diese Radsatzwellen auszulegen. Sie beruhen auf Erfahrungen über das Betriebsverhalten von Radsatzwellen verbunden mit Fehleranalysen und auf Dauerfestigkeitsuntersuchungen im Labor, die zur Festlegung und Optimierung von Konstruktion und Werkstoffen für Radsatzwellen durchgeführt wurden.

Eine europäische Arbeitsgruppe unter Federführung der UIC¹⁾ hat Anfang der 1970er Jahre begonnen, diese Verfahren zu harmonisieren. Die Arbeit führte zu einem ORE²⁾-Dokument für Laufradsatzwellen, das in der Folgezeit in nationale Normen (Frankreich, Deutschland und Italien) eingearbeitet wurde. Dieses wurde dann in ein UIC-Merkblatt umgewandelt.

Das Verfahren stützt sich auf die Berechnung der Nennspannungen, ausgehend von der Biegebalkentheorie. Es wurde zu einer Zeit erarbeitet, in der die Finite-Elemente-Methode noch nicht entwickelt war. Die Werte der Dauerfestigkeit werden aus Prüfungen erhalten und das Spannungsniveau in den Proben wird ausgehend von der Biegebalkentheorie berechnet. Auf die gleiche Weise werden ebenfalls die Korrekturfaktoren für die Dauerfestigkeit anhand der Prüfergebnisse der Probekörper mit verschiedenen Durchmessern und Verbindungsradien bestimmt.

Die folgenden drei Elemente:

- Berechnungsverfahren;
- Korrekturfaktoren;
- Dauerfestigkeitswerte;

stehen in engem Zusammenhang, wobei die Werte der beiden letzten Parameter vom Berechnungsverfahren abhängen.

Die Literaturhinweise enthalten Verweise auf existierende Dokumente. Das in diesen Dokumenten beschriebene Verfahren stützt sich zum größten Teil auf herkömmliche Belastungen (von den in EN 15663 aufgeführten Massen abgeleitet). Die Zuverlässigkeit wird durch jahrelange Betriebserfahrung verschiedener Bahnen bestätigt.

Diese Norm beruht weitgehend auf diesem Verfahren, das verbessert und in seinem Geltungsbereich erweitert wurde.

Um dem Konstrukteur bei der Anwendung der Normen die Arbeit zu vereinfachen, wurde beschlossen, die beiden vorausgehenden Dokumente EN 13103 und EN 13104 in der vorliegenden Norm zusammenzufassen.

Des Weiteren bezieht sich die vorliegende Norm auf EN 15663, um die in den Berechnungen verwendeten Lasten festzulegen.

1) UIC: Union Internationale des Chemins de fer (Internationaler Eisenbahnverband).

2) ORE: Office de Recherches et d'Essais de l'UIC.

1 Anwendungsbereich

Diese Europäische Norm:

- gibt Kräfte und Momente an, die aufgrund der Massenwirkungen und Bremsbedingungen zu berücksichtigen sind;
- gibt das Verfahren zur Spannungsberechnung außengelagerter Radsatzwellen an;
- legt die höchstzulässigen Spannungen für den Stahl der Güte EA1N nach EN 13261 fest, die in die Berechnung einzusetzen sind;
- beschreibt die Vorgehensweise zur Ermittlung der höchstzulässigen Spannungen für andere Stähle;
- bestimmt die Durchmesser der verschiedenen Wellenabschnitte und definiert die bevorzugten Formen und Übergänge, um ein sicheres Betriebsverhalten zu erreichen.

Diese Europäische Norm gilt für:

- Radsätze nach EN 13261;
- alle Spurweiten³⁾.

Das in der vorliegenden Norm beschriebene Konstruktionsverfahren für Treibradsatzwellen gilt für:

- Treibradsatzwellen (Voll- oder Hohlwellen) von Schienenfahrzeugen;
- Laufradsatzwellen (Voll- oder Hohlwellen) von Motordrehgestellen;
- Laufradsatzwellen (Voll- oder Hohlwellen) von Lokomotiven.

Das in der vorliegenden Europäischen Norm beschriebene Konstruktionsverfahren für Laufradsatzwellen gilt für:

- Voll- oder Hohlwellen von Schienenfahrzeugen, die für den Transport von Fahrgästen oder Gütern bestimmt sind und nicht in der vorstehenden Liste aufgeführt sind.

Diese Europäische Norm gilt für Radsatzwellen von rollendem Material, das für den Einsatz unter üblichen in Europa herrschenden Betriebsbedingungen vorgesehen ist. Wenn Zweifel bestehen, ob normale Betriebsbedingungen vorherrschen, ist es notwendig, vor Anwendung dieser Europäischen Norm zu entscheiden, ob ein zusätzlicher Sicherheitsfaktor für die maximal zulässigen Spannungen angewendet werden muss. Die Berechnung von Radsätzen für besondere Anwendungsfälle (z. B. Oberbauricht- und -stopfmaschinen) kann entsprechend der vorliegenden Europäischen Norm ausschließlich für die Lastfälle Eigenfahrt und Fahrt im Zugverband durchgeführt werden. Diese Europäische Norm gilt nicht für Arbeitslastfälle. Solche werden separat berechnet.

Dieses Verfahren kann für Stadt- und Straßenbahnen verwendet werden.

³⁾ Bei anderen Spurweiten als der Normalspur ist die Anpassung einiger Gleichungen erforderlich.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden Dokumente, die in diesem Dokument teilweise oder als Ganzes zitiert werden, sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

EN 13260, *Bahnanwendungen — Radsätze und Drehgestelle — Radsätze — Produktanforderungen*

EN 13261, *Bahnanwendungen — Radsätze und Drehgestelle — Radsatzwellen — Produktanforderungen*

EN 15313, *Bahnanwendungen — Radsätze und Drehgestelle — Radsatzinstandhaltung*

EN 15663, *Bahnanwendungen — Definition der Fahrzeugreferenzmassen*

3 Begriffe

3.1

Treibradsatzwelle

Die folgenden Radsatzwellen müssen als Treibradsatzwellen betrachtet werden:

- Treibradsatzwellen (Voll- oder Hohlwellen) von Schienenfahrzeugen;
- Laufradsatzwellen (Voll- oder Hohlwellen) von Motordrehgestellen;
- Laufradsatzwellen (Voll- oder Hohlwellen) von Lokomotiven.

3.2

Laufradsatzwelle

Voll- oder Hohlwelle von Schienenfahrzeugen, die für den Transport von Fahrgästen oder Gütern bestimmt ist und die nicht als Treibradsatzwelle, wie in 3.1 festgelegt, betrachtet wird

3.3

Technische Spezifikation

Dokument, das die spezifischen Parameter und/oder Vorschriften über das Produkt zusätzlich zu den Vorschriften in der vorliegenden Norm beschreibt

4 Symbole und Abkürzungen

In dieser Europäischen Norm werden die in Tabelle 1 angegebenen Symbole und Abkürzungen verwendet.

Tabelle 1 — Symbole und Abkürzungen

Symbol	Einheit	Beschreibung
m_1	Kg	Masse auf Wellenschenkeln (Lager- und Lagergehäusemasse eingeschlossen)
m_2	Kg	Radsatzmasse und unabgefederte Massen zwischen den Laufkreisen (Bremscheiben usw.)
$m_1 + m_2$	Kg	Radsatzfahrmasse
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
P	N	Radlast $\frac{(m_1 + m_2)g}{2}$
P_0	N	vertikale Lagerkraft unter symmetrischer Belastung $\frac{m_1 g}{2}$
P_1	N	vertikale Lagerkraft auf dem höher belasteten Radsatzwellenschenkel
P_2	N	vertikale Lagerkraft auf dem geringer belasteten Radsatzwellenschenkel
P'	N	Anteil der durch ein mechanisches Bremssystem abzubremsenden Radlast P
Y_1	N	horizontale Querkraft senkrecht zur Schiene an der Seite des höher belasteten Radsatzwellenschenkels
Y_2	N	horizontale Querkraft senkrecht zur Schiene an der Seite des geringer belasteten Radsatzwellenschenkels
H	N	Querkraft zum Ausgleich der Kräfte Y_1 und Y_2
Q_1	N	Radaufstandskraft auf der Seite des höher belasteten Wellenschenkels
Q_2	N	Radaufstandskraft auf Seite des geringer belasteten Wellenschenkels
F_i	N	Massenkräfte aus unabgefederten Komponenten zwischen den Rädern (Bremscheibe(n) usw.)
F_f	N	maximale Anpresskraft der Bremsklötze an einem Rad bzw. der Bremsbeläge an einer Scheibenbremse
M_x	Nmm	Biegemoment aus den bewegten Massen
M'_x, M'_z	Nmm	Biegemomente aus Bremskräften
M'_y	Nmm	Torsionsmoment aus Bremskräften
M_X, M_Z	Nmm	Summe der Biegemomente
M_Y	Nmm	Summe der Torsionsmomente
M_R	Nmm	resultierendes Moment
$2b$	Mm	Radsatzlagermitten-Abstand
$2s$	Mm	Abstand der Laufkreisebenen

Tabelle 1 (fortgesetzt)

Symbol	Einheit	Beschreibung
h_1	mm	Schwerpunkthöhe der vom Radsatz getragenen Masse über Radsatzwellenmitte
y_i	mm	Abstand vom Laufkreis eines Rads zum Kraftangriff F_i
y	mm	Abszisse eines jeden Radsatzwellenquerschnitts vom Angriff der Lagerkraft P_1
Γ		mittlerer Reibungskoeffizient zwischen Rad und Bremsklotz oder zwischen Bremsbelag und Scheibe
σ	N/mm ²	in einem Querschnitt berechnete Spannung
K		Faktor der Spannungskorrektur für die Dauerbeanspruchung
R	mm	Nennradius des Rads (Nenndurchmesser des Rads/2)
R_b	mm	Bremsradius
d	mm	Durchmesser eines Querschnitts der Radsatzwelle
d'	mm	Durchmesser der Hohlbohrung
D	mm	Durchmesser zur Bestimmung des Spannungskorrekturfaktors K
r	mm	Radius der Übergangskehle zur Bestimmung von K
S		Sicherheitsfaktor
G		Schwerpunkt
R_{fL}	N/mm ²	Dauerfestigkeitsgrenze für Umlaufbiegung bis zu 10^7 Lastwechseln für glatte Proben
R_{fE}	N/mm ²	Dauerfestigkeitsgrenze für Umlaufbiegung bis zu 10^7 Lastwechseln für gekerbte Proben
a_q	m/s ²	Querbeschleunigung
f_q		Stoßfaktor

5 Allgemeines

Die Vorgehensweise bei der Auslegung einer Radsatzwelle ist folgende:

- die Festlegung der zu berücksichtigenden Kräfte und die Berechnung der Momente in den verschiedenen Querschnitten der Radsatzwelle;
- Auswahl der Durchmesser für Radsatzwellenschaft und Lagerschenkel und Berechnung der übrigen Querschnittsdurchmesser auf Grundlage dieser Maße;
- die Auslegung ist auf folgende Weise zu überprüfen:
 - Spannungsberechnung für jeden Querschnitt;
 - Vergleich der ermittelten Spannungen mit den höchstzulässigen Spannungen.

Die höchstzulässigen Spannungen werden hauptsächlich bestimmt durch:

- die Stahlgüte;

- die Konstruktion der Radsatzwelle (Vollwelle oder Hohlwelle);
- die Übertragungsart der Antriebskraft.

Ein Beispiel für ein Datenblatt ist in Anhang A gegeben.

6 Zu berücksichtigende Kräfte und Momente

6.1 Arten der Kräfte

Es werden drei Arten von Kräften berücksichtigt:

- aus bewegten Massen;
- aus Bremsung;
- aus dem Antrieb.

6.2 Einfluss der bewegten Massen

Die Kräfte aus bewegten Massen werden entlang der vertikalen Symmetrieebene (y, z) angesetzt, die die Mittellinie der Radsatzwelle schneidet (siehe Bild 1).

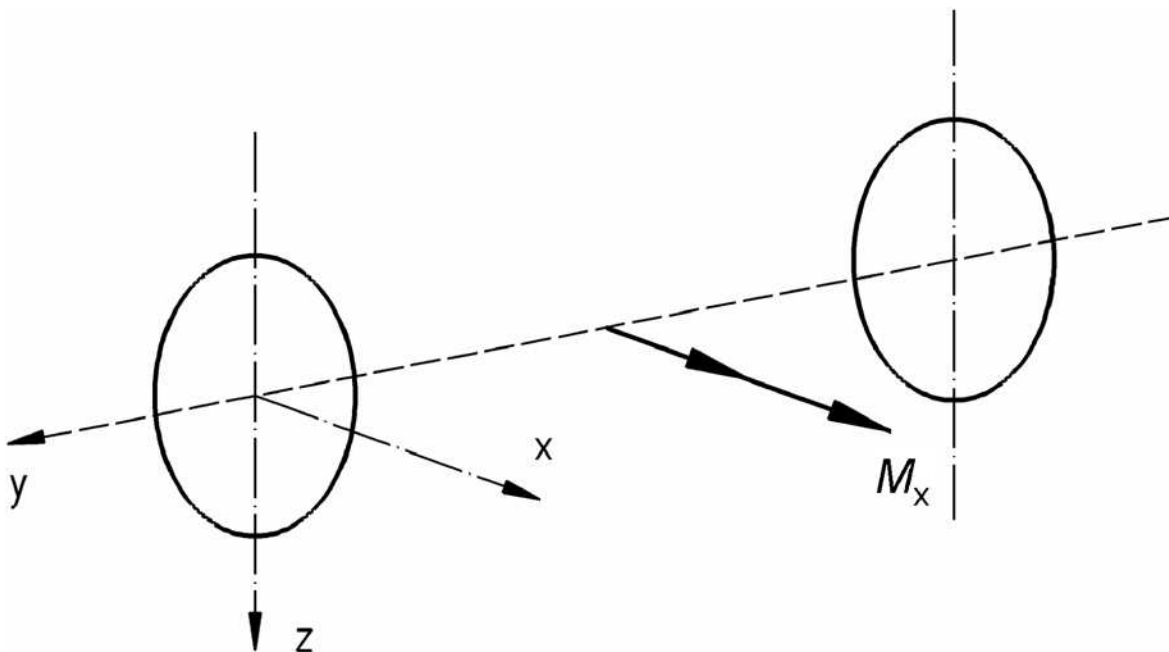


Bild 1 — Achsdefinition

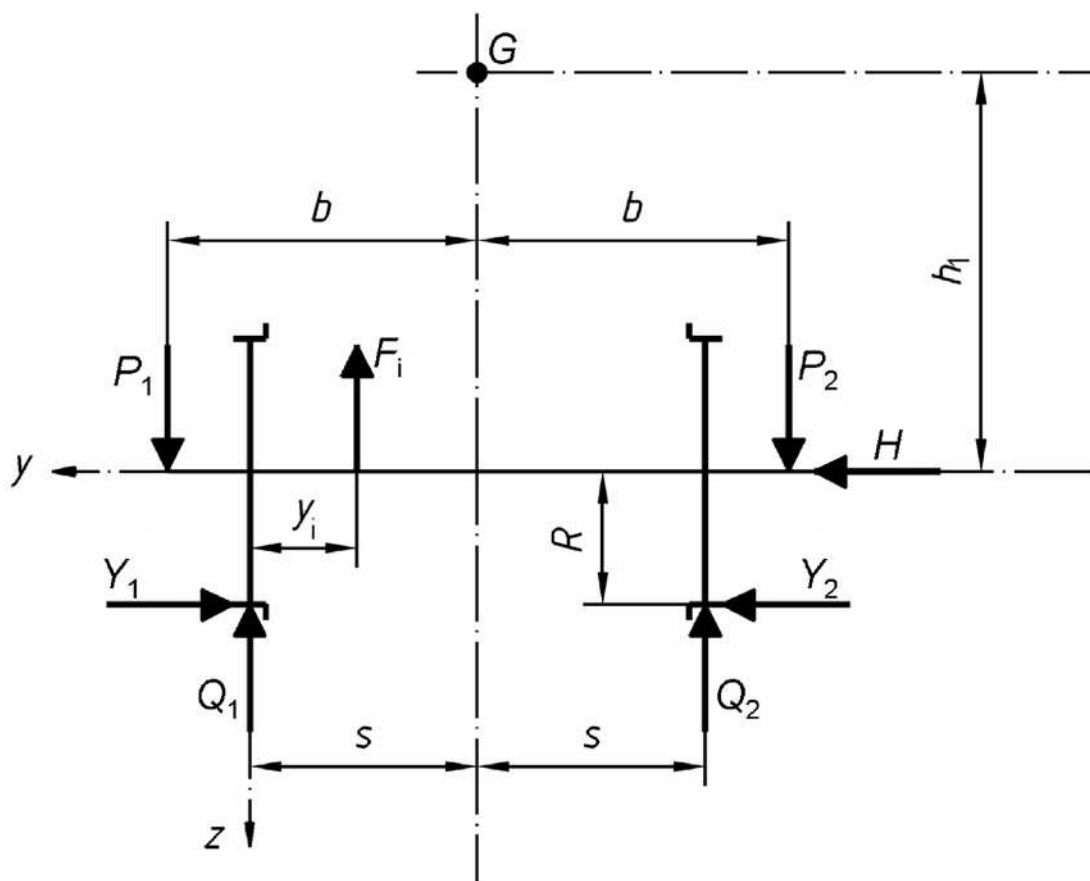
Wenn in der Technischen Spezifikation nicht anders vorgegeben, werden die Massen ($m_1 + m_2$) für Vollbahnen nach Tabelle 2 in die Berechnung eingesetzt. Für bestimmte Anwendungsfälle, z. B. Nahverkehrsfahrzeuge, sind andere Definitionen für die Massen entsprechend den besonderen betrieblichen Anforderungen notwendig.

Tabelle 2 — zu berücksichtigende Massen für die wichtigsten Fahrzeugarten

Fahrzeugart	Masse ($m_1 + m_2$)
Güterwagen Antriebssysteme ohne Servicewagen, Wagen mit Gepäck- oder Postabteil	Auslegungsmasse im betriebsbereiten Zustand + normale Zuladung im Auslegungsfall (maximale Zuladung) Die Auslegungsmasse im betriebsbereiten Zustand und die normale Zuladung im Auslegungsfall sind in EN 15663 festgelegt.
Reisezugwagen und Antriebssysteme einschl. Servicewagen, Wagen mit Gepäck- oder Postabteil 1 – Hochgeschwindigkeits- oder Fernverkehrszüge	Auslegungsmasse im betriebsbereiten Zustand + $1,2 \times$ normale Zuladung im Auslegungsfall Die Auslegungsmasse des betriebsbereiten Fahrzeugs ist in EN 15663 festgelegt. Die normale Auslegungslast ist in EN 15663 festgelegt, wo aufrecht stehende Fahrgäste wie folgt berücksichtigt werden: — 160 kg/m^2 (2 Fahrgäste je m^2) in den für aufrecht stehende Fahrgäste zugänglichen Flächen und in den Bewirtungsbereichen.
2 – Reisezugwagen mit Ausnahme von Hochgeschwindigkeits- oder Fernverkehrszügen	Die Auslegungsmasse des betriebsbereiten Fahrzeugs ist in EN 15663 festgelegt. Die normale Auslegungslast ist in EN 15663 festgelegt, wo aufrecht stehende Fahrgäste wie folgt berücksichtigt werden: — 210 kg/m^2 (3 Fahrgäste je m^2) in den Gängen; — 350 kg/m^2 (5 Fahrgäste je m^2) auf den Plattformen; der Wert 280 kg/m^2 (4 Fahrgäste je m^2) darf in spezifischen Fällen verwendet werden (z. B. in einer Zone der 1. Klasse), wie in der Technischen Spezifikation beschrieben.

Das Biegemoment M_x im gesamten Bereich wird ausgehend von den Kräften P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 und F_i berechnet, die in Bild 2 dargestellt sind. Es stellt den ungünstigsten Lastfall für die Radsatzwelle dar, d. h.:

- unsymmetrische Lastverteilung;
- die Richtung der Kräfte F_i aus den unabgefederten Massen wird so gewählt, dass ihr Einfluss auf die Biegung zu den Vertikallasten addiert wird;
- der Wert der Kräfte F_i resultiert aus der Multiplikation der Masse jedes unabgefederten Teils mit 1 g .



Legende

G Schwerpunktlage des Fahrzeugs

Bild 2 — Kräfte zur Berechnung des Biegemomentes

Tabelle 3 zeigt die Werte der Kräfte aus der Masse m_1 .

Die Koeffizienten der Gleichungen gelten für Radsatzwellen der Normalspur und für die klassische Federung. Für stärker abweichende Spurweiten, z. B. Meterspur, oder neue Federsysteme, z. B. gleisbogenabhängige Wagenkastensteuerung, müssen andere Werte berücksichtigt werden (siehe Anhänge B und C).

Tabelle 3 — Formeln zur Berechnung der Kräfte

Alle Radsatzwellen außer führenden Radsätzen ^a	$P_1 = (0,625 + 0,075h_1 / b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,075h_1 / b)m_1g$ $Y_1 = 0,30m_1g$ $Y_2 = 0,15m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,15m_1g$
Radsatzwellen von führenden Radsätzen ^a	$P_1 = (0,625 + 0,0875h_1 / b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,0875h_1 / b)m_1g$ $Y_1 = 0,35m_1g$ $Y_2 = 0,175m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,175m_1g$
Alle Radsatzwellen	$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i y_i]$
^a Der führende Radsatz ist der erste Radsatz des führenden Drehgestells eines Fahrzeugs, das als Kopf eines Wendezugs eingesetzt ist. Kann ein Radsatz in beiden Fahrzeugpositionen (führend oder nicht führend) eingesetzt werden, muss er als führender Radsatz berücksichtigt werden.	

Tabelle 4 zeigt die Gleichungen zur Bestimmung von M_x für jede Zone der Radsatzwelle und die Momentenlinie von M_x über der Radsatzwelle.

Tabelle 4 — Kräfte zur Berechnung der Biegemomente

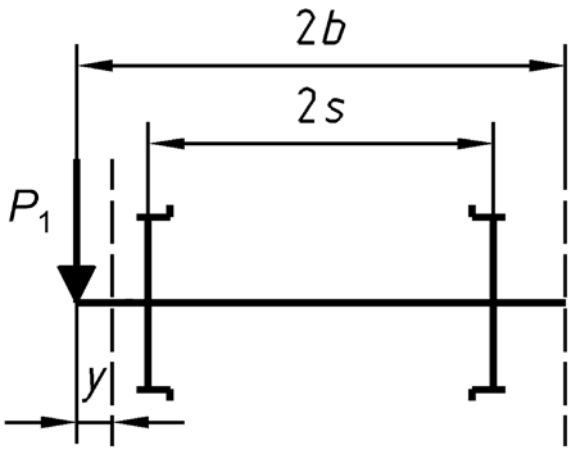
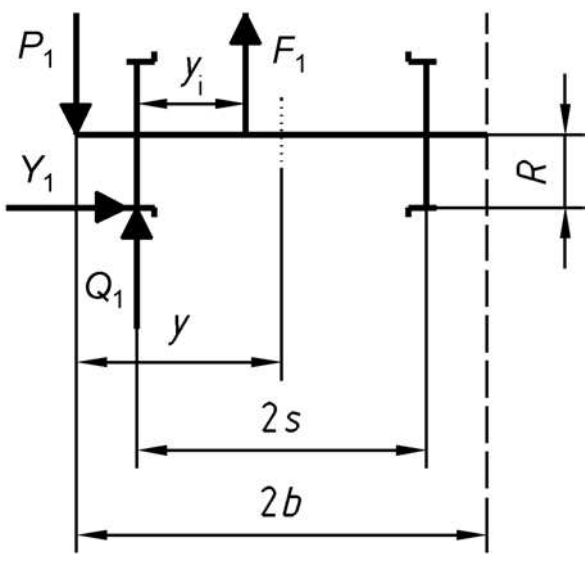
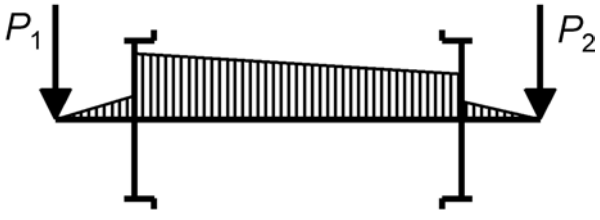
Zone der Radsatzwelle	M_x^a
Zwischen Last- und Lauffebene	$M_x = P_1 y$  Bild 3a
Zwischen den Lauffebenen	$M_x = P_1 y - Q_1(y - b + s) + Y_1 R - \sum_i F_i(y - b + s - y_i)$  F_i: Kraft/Kräfte linksseitig des betrachteten Querschnitts Bild 3b

Tabelle 4 (fortgesetzt)

Zone der Radsatzwelle	M_x^a
Momentenlinie M_x	 Bild 3c
^a Für nichtsymmetrische Radsatzwellen muss die Berechnung durch wechselweises Anwenden auf die beiden Wellenschenkel ausgeführt werden, um den ungünstigsten Lastfall zu erhalten.	

6.3 Einflüsse der Bremsen

Bremsen erzeugt Querschnittsmomente, die durch drei Komponenten dargestellt werden können: M'_x , M'_y , M'_z (siehe Bild 4).

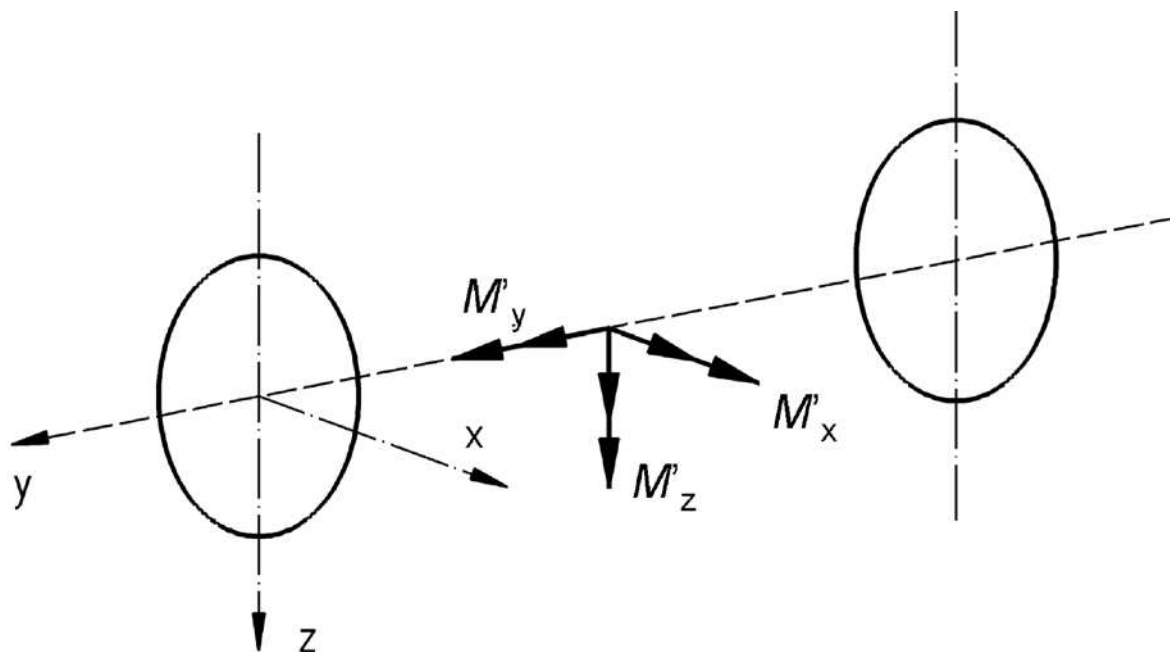


Bild 4 — Querschnittsmomente beim Bremsen

- a) das Biegemoment M'_x wird durch die vertikalen Kräfte in Richtung der z-Achse erzeugt;
- b) das Biegemoment M'_z wird durch die horizontalen Kräfte in Richtung der x-Achse erzeugt;
- c) das Torsionsmoment M'_y um die Drehachse (y-Achse) wird von Tangentialkräften an den Rädern hervorgerufen.

Die Komponenten M'_x , M'_y und M'_z sind in Tabelle 5 für die jeweiligen Bremsarten dargestellt.

Werden verschiedene Bremsbedingungen überlagert, müssen die Werte einer jeden Bremssituation addiert werden.

ANMERKUNG Bei anderen Bremsarten werden die zu berücksichtigenden Kräfte und Momente nach den gleichen Regeln wie in Tabelle 5 bestimmt, wobei eine besondere Aufmerksamkeit der Berechnung des Momentes M'_x gilt, das direkt zu dem Moment M_x aus den bewegten Massen addiert wird.

Tabelle 5 — Formeln zur Berechnung der Momente beim Bremsen

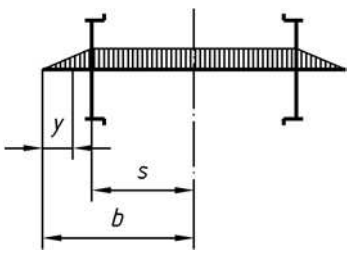
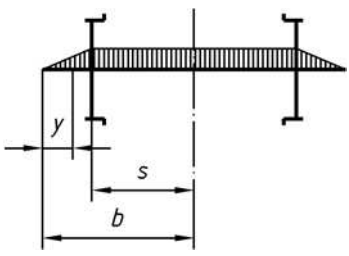
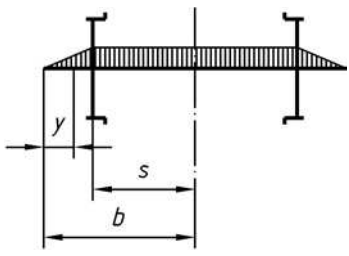
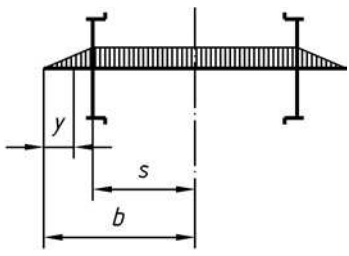
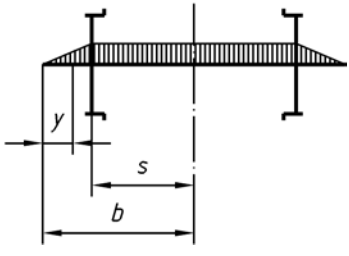
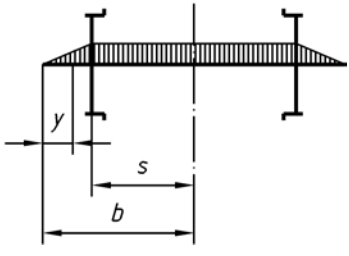
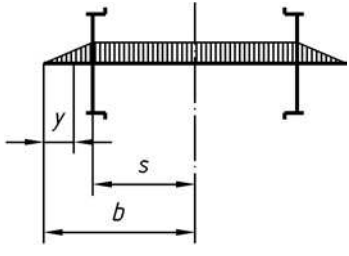
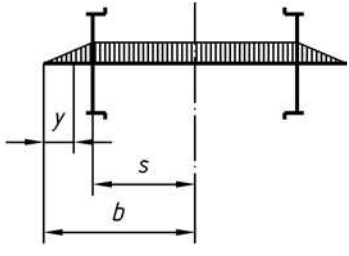
Komponenten M'_x, M'_z, M'_y	Angewendete Bremsart			
	Bremsklötze an beiden Seiten eines jeden Rads		Bremsklötze an einer Seite eines jeden Rads	
	Zwischen Last- und Laufebene	Zwischen den Laufebenen	Zwischen Last- und Laufebene	Zwischen den Laufebenen
M'_x	$M'_x = 0,3F_f \Gamma y$  Bild 5a	$M'_x = 0,3F_f \Gamma (b - s)$  Bild 5a	$M'_x = F_f \Gamma y$  Bild 5b	$M'_x = F_f \Gamma (b - s)$  Bild 5b
M'_z	$M'_z = F_f (0,3 + \Gamma) y$  Bild 5c	$M'_z = F_f (0,3 + \Gamma) (b - s)$  Bild 5c	$M'_z = F_f (1 + \Gamma) y$  Bild 5d	$M'_z = F_f (1 + \Gamma) (b - s)$  Bild 5d
M'_y	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3P'R$ c, d	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3P'R$ c, d

Tabelle 5 (fortgesetzt)

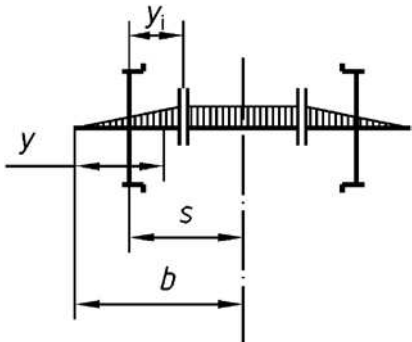
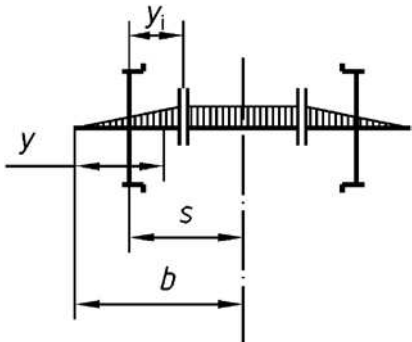
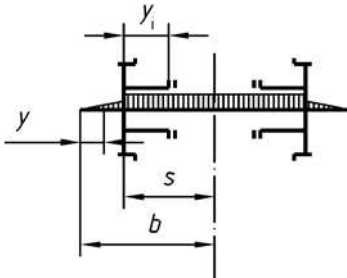
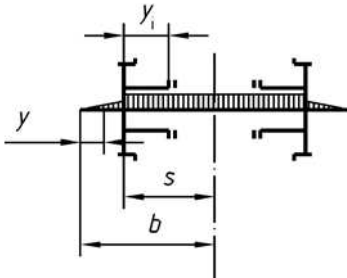
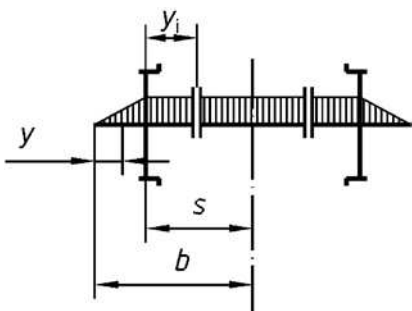
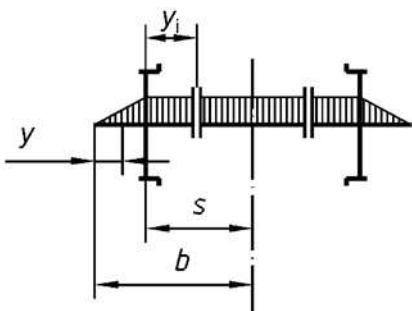
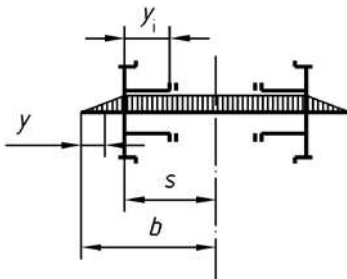
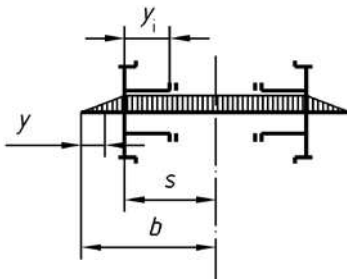
Komponenten M'_x, M'_z, M'_y	Angewendete Bremsart				
	Zwei Bremssscheiben auf der Radsatzwelle			Zwei Bremssscheiben auf den Radnaben ^f	
	Zwischen Last- und Laufebene	Zwischen Laufebene und Bremssscheibensitz	Zwischen den Bremssscheiben	Zwischen Last- und Laufebene	Zwischen den Laufebenen
M'_x	$M'_x = F_f \Gamma y$ b 	$M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i)$ b 		$M'_x = F_f \Gamma y$ b 	$M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i)$ b 
M'_z	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ b 	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b - s)$ b 		$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ b 	$M'_z = F_f \Gamma (b - s) \frac{R_b}{R}$ b 
M'_y	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P' R$ d, e	$M'_y = 0,3 P' R$ d, e	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P' R$ d, e

Tabelle 5 (fortgesetzt)

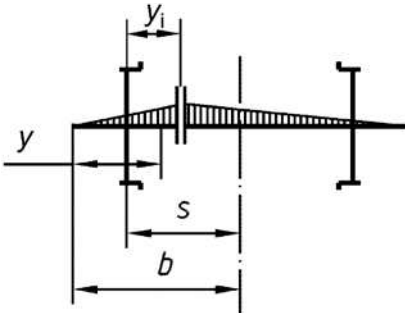
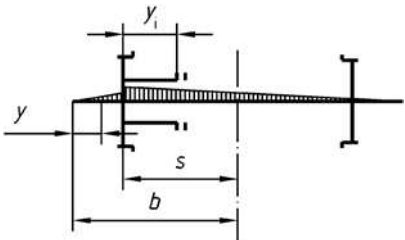
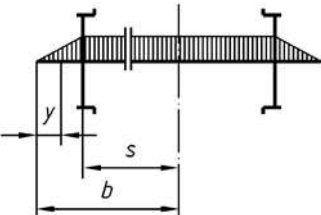
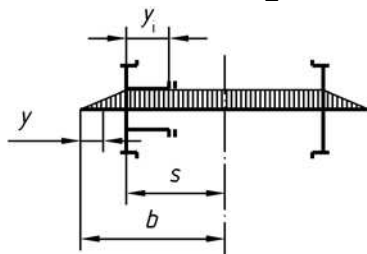
Komponenten M'_x, M'_z, M'_y	Angewendete Bremsart			
	Eine Bremsscheibe, montiert auf der Radsatzwelle		Eine Bremsscheibe, montiert auf der Radnabe ^f	
	Zwischen erster Lastebene und Bremsscheibe	Zwischen Bremsscheibe und zweiter Lastebene	Zwischen erster Last- und Lauffebene	Zwischen Lauffebene und zweiter Lastebene
M'_x	$M'_x = F_f \Gamma \frac{(b+s-y_i)}{2b} y$  Bild 5i	$M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$	$M'_x = \frac{1}{2} \frac{F_f \Gamma y (b+s-y_i)}{b}$  Bild 5j	$M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$
M'_z	$M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$  Bild 5k	$M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b-s)$	$M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$  Bild 5l	$M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma (b-s) \frac{R_b}{R}$
M'_y	Zwischen Last- und Lauffebene	Zwischen den Lauffebenen	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3P'R$ d, e
	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3P'R$ d, e		

Tabelle 5 (fortgesetzt)

- a Der Koeffizient 0,3 ist das Ergebnis von Versuchen, in denen die möglichen Kraftdifferenzen zwischen beiden Klötzen auf jedem Rad ermittelt wurden.
- b Wenn nicht anders angegeben:
für Bremsklötze:
 $\Gamma = 0,1$ für Gusseisenklötze;
 $\Gamma = 0,17$ für alle Klötze mit niedrigem Reibungskoeffizienten, außer Gusseisen;
 $\Gamma = 0,25$ für alle Klötze mit hohem Reibungskoeffizienten, außer Gusseisen.
für Bremsscheiben:
 $\Gamma = 0,35$.
- c Dieser Wert stammt aus Versuchen und entspricht dem Bremskraftunterschied zwischen zwei Rädern mit einer tangentialen Differenzkraft von $0,3 P'$.
Damit wird das Torsionsmoment nach 5.3 bestimmt.
- d P' ist der durch die zu berücksichtigende Bremsart abzubremsende Anteil der Radlast P .
- e Es wird vereinbart, dass das Torsionsmoment zwischen den Laufflächen bei einem Wert von $0,3 P'R$ bestimmt wird.
Es enthält das Torsionsmoment aus Bremsung und das Torsionsmoment nach 5.4.
- f Wenn die Bremsscheibe an der Radscheibe befestigt ist, dann ist $y_1 = 0$.

6.4 Einflüsse aus Bogenlauf und Radgeometrie

Für einen ungebremsten Radsatz errechnet sich das Torsionsmoment M'_y zu 0,2 PR und berücksichtigt damit mögliche Differenzen der Raddurchmesser und den Einfluss des Bogenlaufs.

Für einen gebremsten Radsatz sind diese Einflüsse in der Bremswirkung enthalten.

6.5 Einfluss des Antriebs

Die durch das Motordrehmoment auf die Radsatzwelle ausgeübten Kräfte bei stabilen Hafteigenschaften können im Allgemeinen vernachlässigt werden. Berechnungen und Erfahrungen haben nämlich gezeigt, dass diese Biegemomente M_x'' und M_z'' und Torsionsmomente M_y'' erzeugen, die unter denen durch die Bremsung erzeugten Momenten liegen, und dass diese nicht gleichzeitig mit den letzteren auftreten.

Bei der Auslegung der Radsatzwelle sollte eine direkte Unterbrechung des Antriebs ebenfalls berücksichtigt werden, z. B. bei Überlastung durch Kurzschlüsse.

Wenn Systeme zur Steuerung der Antriebskraft bei maximalem Kraftschlussmoment verwendet werden, müssen die aus dem Antriebsmoment entstehenden Schwingungen zur Bestimmung des Torsionsmoments M_y'' berücksichtigt werden.

Wenn bei manchen Anwendungen das Anfahrmoment sehr hoch ist und ein häufiges Anfahren stattfindet, muss die Berechnung wie folgt durchgeführt werden:

- a) einmal unter normalen Bedingungen, wie in 6.2, 6.3 und 6.4 festgelegt;
- b) ein anderes Mal unter folgenden Bedingungen:
 - 1) Einfluss der bewegten Massen aus Tabelle 6;
 - 2) Einfluss des Anfahrmoments.

Der Einfluss der in b 1) und b 2) festgelegten Bedingungen muss kombiniert werden.

Die schwersten Bedingungen zwischen a) und b) müssen für die Berechnung der Radsatzwelle berücksichtigt werden.

Tabelle 6 — Formeln zur Berechnung unter Einfluss der bewegten Massen

Kräfte beim Anfahren	$P_1 = 0,55m_1g$ $P_2 = 0,55m_1g$ $Y_1 = 0,10m_1g$ $Y_2 = 0,05m_1g$ $H = 0,05m_1g$
------------------------------------	--

6.6 Berechnung des resultierenden Moments

In jedem Querschnitt werden die maximalen Spannungen aus dem resultierenden Moment MR nach folgender Gleichung errechnet (siehe nachfolgende Anmerkung):

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

wobei MX , MY und MZ die Summen der verschiedenen Komponenten aus bewegten Massen und Bremsung sind:

$$MX = M_x + \Sigma M'_x \quad 4)$$

$$MY = \Sigma M'_y \quad 4)$$

$$MZ = \Sigma M'_z \quad 4)$$

ANMERKUNG In einem Punkt auf einer Zylinderoberfläche (ebenso gültig für einen Hohlzylinder) mit einem Durchmesser d ergeben die Momente MX , MY und MZ :

- eine Normalspannung für MX und MZ ;
- eine Torsionsspannung für MY .

Die Normalspannung hat den folgenden Wert (Biegebalken mit Kreisquerschnitt):

$$\sigma_n = \frac{32\sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi d^3}$$

Die Torsionsspannung hat folgenden Wert (Torsion eines Biegebalkens mit Kreisquerschnitt):

$$\sigma_t = \frac{16MY}{\pi d^3}$$

Als Ergebnis erhält man die beiden Hauptspannungen σ_1 und σ_2 :

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2}$$

Da die Normalspannung einen viel höheren absoluten Wert hat als die Torsionsspannung (10-fach bis 20-fach), wird die Vergleichsspannung nach der Mohr'schen Spannungshypothese ($\sigma_1 - \sigma_2$ in diesem Falle) zur Prüfung der für d angenommenen Werte herangezogen.

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2} = \frac{32}{\pi d^3} \times \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2}$$

Dabei lautet die Definition für das resultierende Moment:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

4) Die Werte M'_x , M'_y , M'_z können durch M''_x , M''_y und M''_z ersetzt werden, wenn die Antriebsmomente höher als die Bremsmomente sind.

7 Bestimmung der geometrischen Eigenschaften der verschiedenen Bereiche der Radsatzwelle

7.1 Spannungen in den verschiedenen Querschnitten der Radsatzwelle

In jedem Querschnitt der Radsatzwelle mit d als Durchmesser ergeben sich die folgenden Spannungen⁵⁾:

— für Vollwellen (siehe Bild 6a): $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$ 6)

— für Hohlwellen (siehe Bild 6b):

— äußere Oberfläche: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)}$

— Bohrungsoberfläche: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$

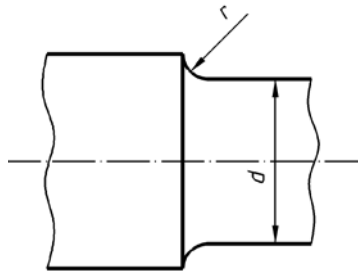


Bild 6a

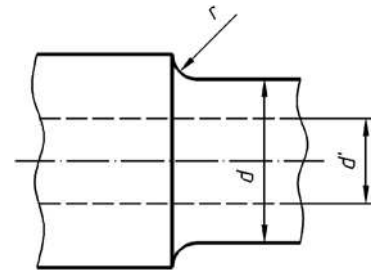


Bild 6b

Bild 6 — geometrische Parameter der Radsatzwellen

In einem zylindrischen Teil der äußeren Oberfläche von Voll- oder Hohlwelle und in der Bohrung einer Hohlwelle ist der Spannungskorrekturfaktor $K = 1$. Jedoch bedeutet jeder Wechsel in der Querschnittsabmessung einen Spannungsanstieg, dessen höchster Wert zu finden ist:

- am Grund des Übergangs zwischen zwei benachbarten zylindrischen Bereichen unterschiedlichen Durchmessers;
- am Nutengrund.

ANMERKUNG Besteht der Übergang aus mehreren Radien, dann sollte vermieden werden, dass sich die Höchstspannung am Schnittpunkt zweier Radien befindet. Besteht diese Situation, dann muss das Spannungsniveau für jede Schnittstelle aus Übergangsradien berechnet werden.

⁵⁾ Im Bereich konischer Radsitze wird das höchste im Sitz ermittelte resultierende Moment auf den kleinen Querschnitt bezogen.

⁶⁾ K ist der Faktor der Spannungskorrektur für die Dauerbeanspruchung (d. h., dass er die Geometrie berücksichtigt).

Der Faktor für die Spannungskorrektur für die Dauerbeanspruchung K , der die Berechnung dieses Spannungsanstiegs ermöglicht, ist den Darstellungen auf Bild 7 (Übergang zweier zylindrischer Teile) und dem Bild 8 (Nutengrund) in Abhängigkeit von den folgenden zwei Verhältnissen zu entnehmen:

$$\frac{r}{d} \text{ und } \frac{D}{d}$$

Dabei ist

- r der Radius der Übergangskehle;
- d der Durchmesser des zylindrischen Abschnitts, für den der Spannungsanstieg berechnet wird;
- D der Durchmesser des anderen zylindrischen Abschnitts.

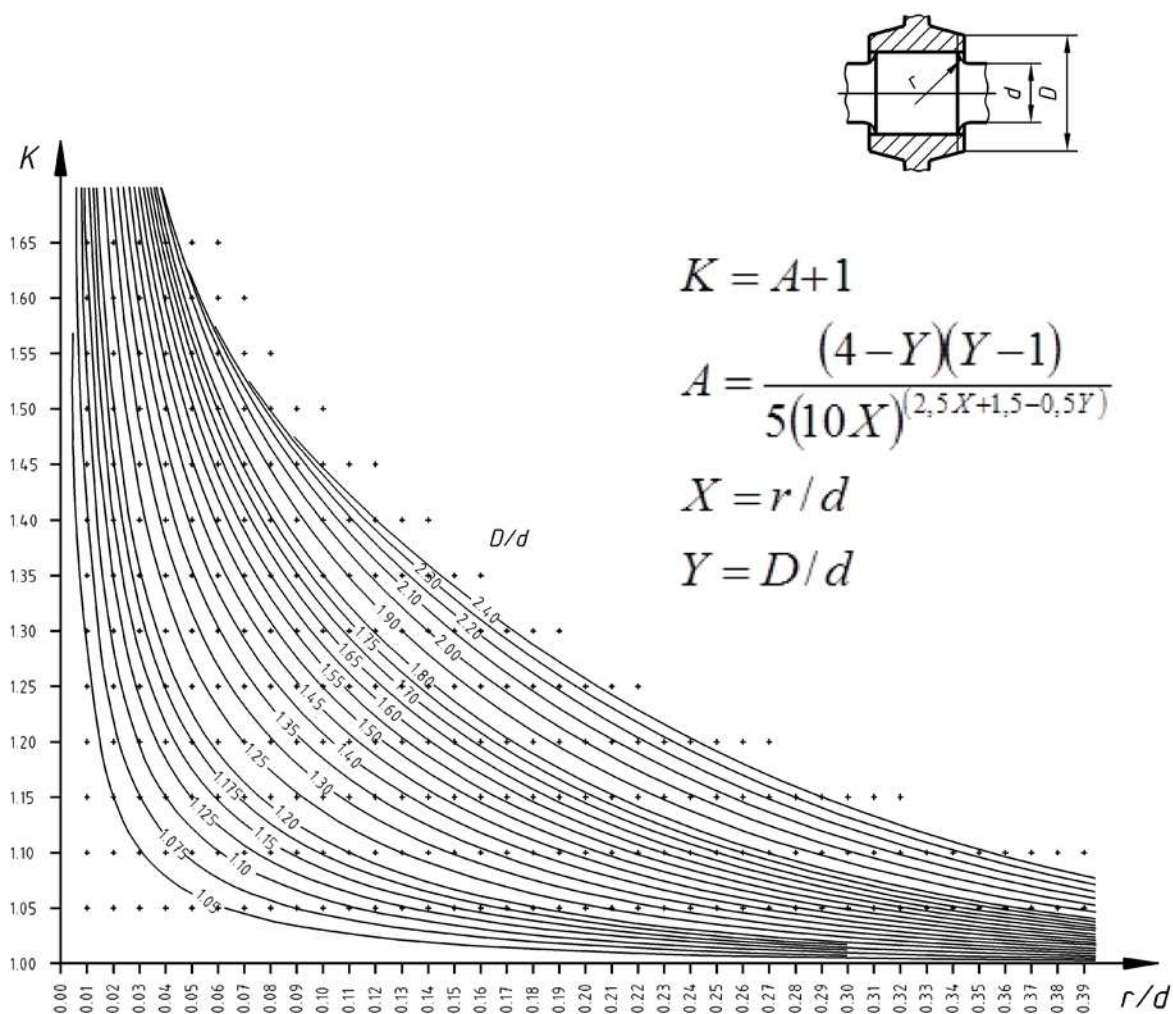


Bild 7 — Faktor der Spannungskorrektur für die Dauerbeanspruchung K als Funktion von D/d und r/d (Grund des Übergangs zwischen zwei zylindrischen Bereichen)

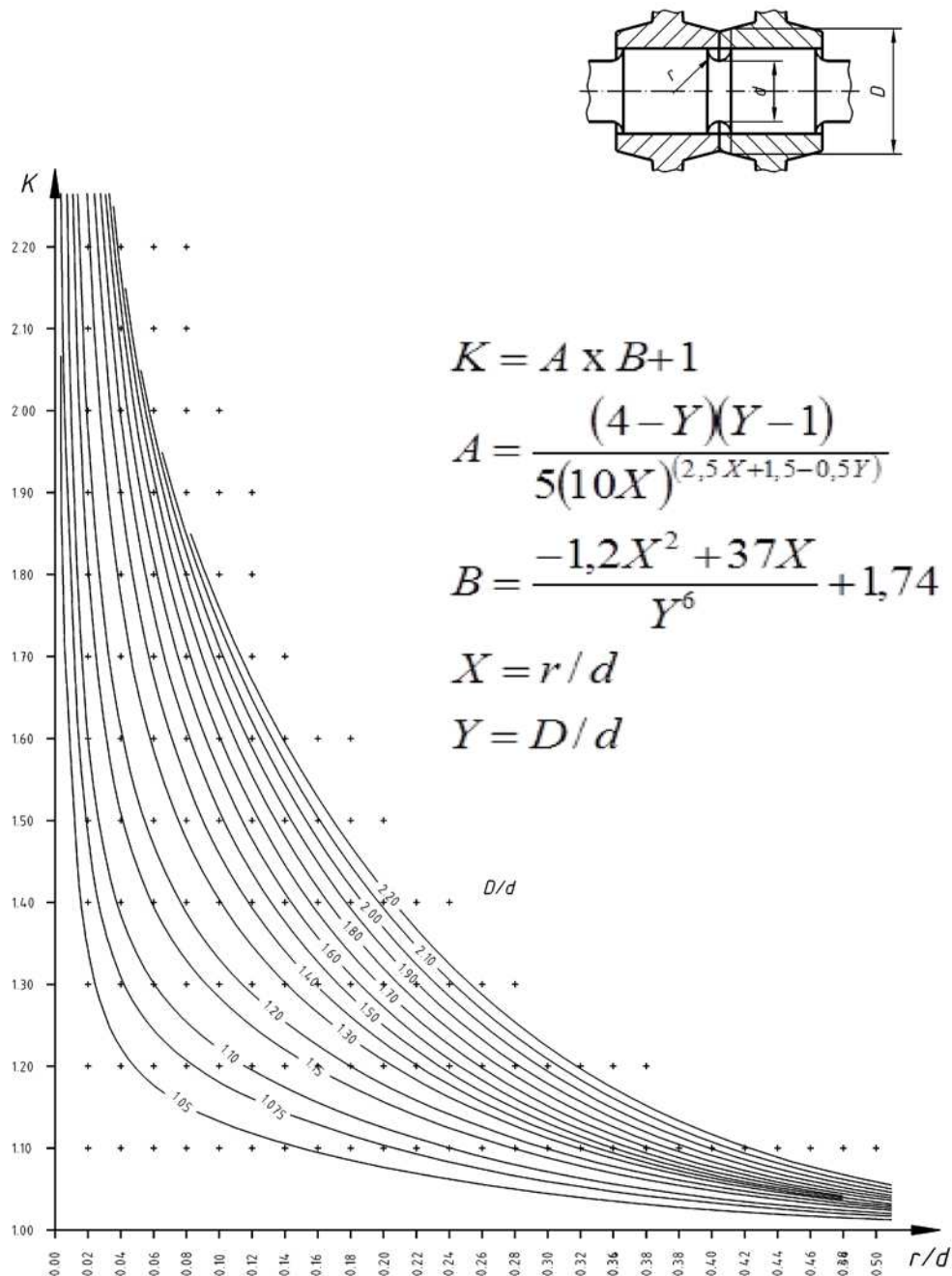


Bild 8 — Faktor der Spannungskorrektur für die Dauerbeanspruchung K als Funktion von D/d und r/d (Nutengrund)

Wird ein Rad oder eine Bremscheibe, ein Ritzel oder ein Lager auf einen Sitz aufgepresst/aufgeschraubt, muss D dem Durchmesser der Nabe oder des Lagerrings entsprechen (siehe Bilder 9a, 9b und 9c). Bei einem Dicht-, Abweis- oder Zwischenring muss D dem Sitzdurchmesser entsprechen, da das Übermaß dieser Teile sehr gering ist.

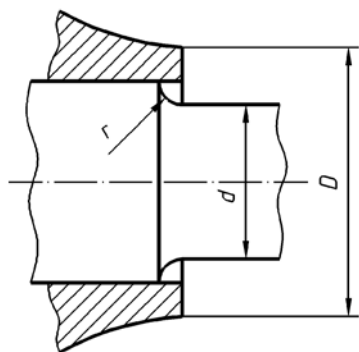


Bild 9a⁷⁾

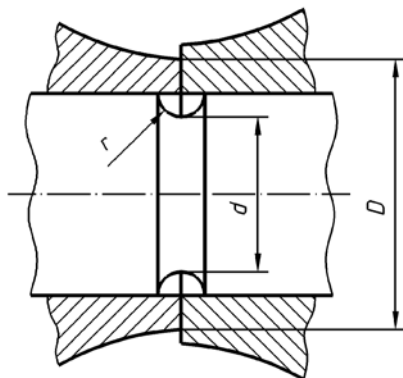


Bild 9b⁷⁾

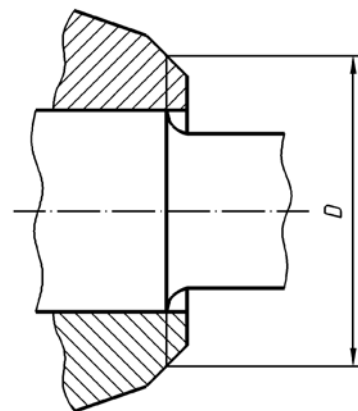


Bild 9c⁷⁾

Bild 9 — Radsitz — Definition des Parameters D

Die Konstruktion ist zu überprüfen, indem die Minstdurchmesser in Verbindung mit den Abmessungstoleranzen betrachtet werden und indem die bei der Instandhaltung genehmigten mechanischen Bearbeitungsgänge einbezogen werden.

7.2 Bestimmung der Durchmesser der Radsatzwellenschenkel und der Wellenschaft

Bei der Auswahl der Durchmesser von Radsatzwellenschenkel und Wellenschaft sollten grundsätzlich bestehende Normen von Aufbauteilen (z. B. Lager) berücksichtigt werden.

Die höchsten Spannungen in der Radsatzwelle sollten dann nach folgenden Gleichungen berechnet werden:

— für Vollwellen:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3};$$

— für Hohlwellen:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi (d^4 - d'^4)}.$$

Die Bestimmung der Dimensionierung der Welle wird nach Abschnitt 7 durch Vergleich der errechneten Spannungen mit den höchstzulässigen Spannungen durchgeführt. Eine sehr flache Nut (0,1 mm bis 0,2 mm) hat am Ende des inneren Lagerrings die Aufgabe, eine Kerbwirkung auf den Radsatzwellenschenkel zu vermeiden (siehe Bild 8).

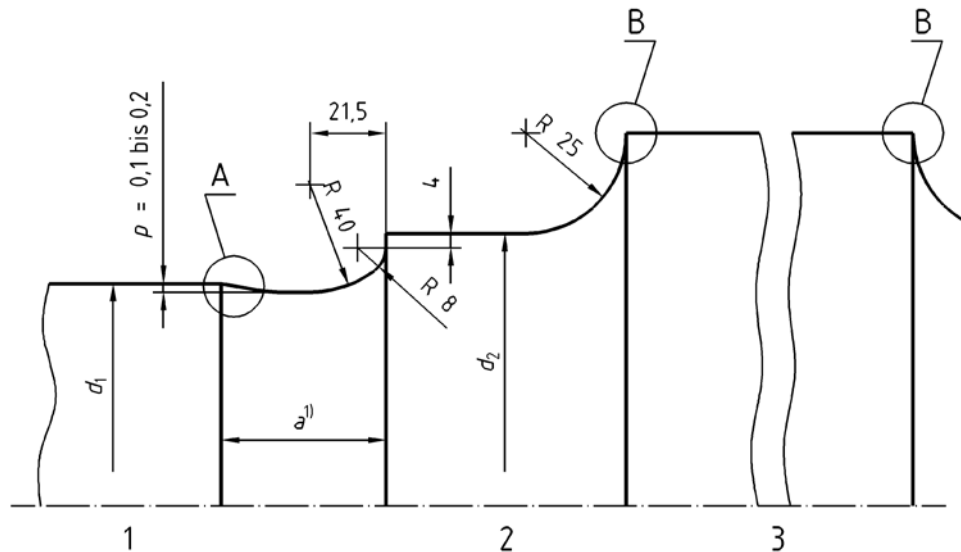
7.3 Bestimmung der Durchmesser verschiedener Sitze, in Abhängigkeit vom Durchmesser des Radsatzwellenschafts oder der Radsatzwellenschenkel

7.3.1 Dichtringsitz

Aus Gründen der Vereinheitlichung sollte der Durchmesser des Dichtringsitzes (d_2) möglichst 30 mm größer als der des Radsatzwellenschenkels (d_1) sein. Der Übergang zwischen Radsatzwellenschenkel und Dichtringsitz ist nach Bild 10 und Bild 13 auszuführen.

⁷⁾ Für sehr dicke Naben (z. B. besondere Zahnräder) wird als Durchmesser D der Durchmesser auf der Nabenstirnfläche im Endquerschnitt des Sitzes eingesetzt.

Maße in Millimeter

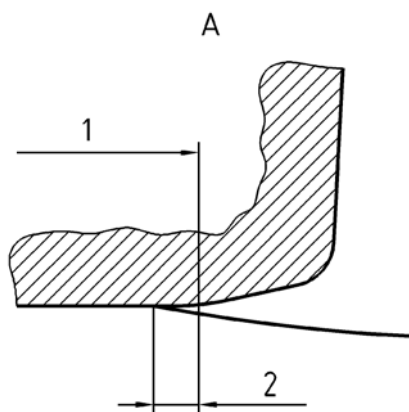


Legende

- 1 Radsatzwellenschenkel
- 2 Dichtringsitz
- 3 Radsitz

1) Variante, wenn das Maß a zu groß ist, um die Tiefe p mit einem einzigen Radius von 40 mm auszuführen.

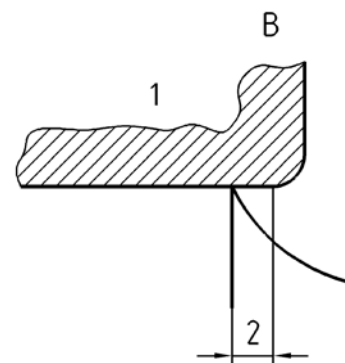
**Bild 10 — Übergänge zwischen:
Radsatzwellenschenkel und Dichtringsitz — Dichtringsitz und Radsitz**



Legende

- 1 zylindrischer Teil der Bohrung des Lagerrings
- 2 Überstand ≥ 0 , unter Berücksichtigung aller möglichen Toleranzen

Bild 11 — Einzelheit A aus Bild 10

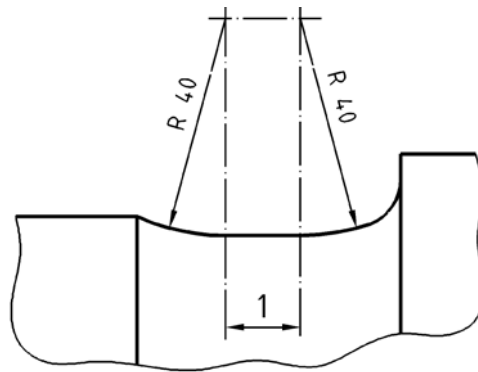


Legende

- 1 Radnabe
- 2 Überstand ≥ 0 , unter Berücksichtigung aller möglichen Toleranzen; die an die Instandhaltung gebundenen Bedingungen müssen berücksichtigt werden

Bild 12 — Einzelheit B aus Bild 10

Bei einer Fase des äußeren Radsitzes ist die Länge der Fase Teil des Überstands.



Legende

1 Grund der zylindrischen Aussparung

Bild 13 — Übergang zwischen Radsatzwellenschenkel und Dichtringsitz

7.3.2 Übergang zwischen Dichtringsitz und Radsitz

Aus Gründen der Vereinheitlichung sollte dieser Übergang aus einem einzigen Radius von 25 mm gebildet werden.

Kann diese Forderung nicht erfüllt werden, sollte der größtmögliche Radius gewählt werden, um den Spannungsanstieg in diesem Bereich gering zu halten.

7.3.3 Radsitz ohne anschließenden Sitz

Das Verhältnis von Radsitz- zu Wellenschaftdurchmesser muss mindestens 1,12 am Verschleißgrenzmaß betragen. Es wird empfohlen, im Neuzustand der Radsatzwelle mindestens ein Verhältnis von 1,15 vorzusehen.

Der Übergang zwischen diesen beiden Abschnitten sollte so ausgeführt werden, dass der Spannungsanstieg so gering wie möglich bleibt.

Die Länge des Sitzes und die Länge des zylindrischen Teils der Bohrung der Radnabe sind so zu wählen, dass der Nabenüberstand hauptsächlich auf der Seite des Wellenschaftes aufrechterhalten wird. Konstruktionsseitig muss sichergestellt werden, dass bei Erreichen der Instandhaltungsgrenzmaße ein Überstand für die Grenzkonfigurationen, einschließlich der Instandhaltungstoleranzen, erhalten bleibt.

ANMERKUNG 1 Der Messpunkt auf dem kompletten Radsatz entspricht dem Schnittpunkt des Übergangsradius mit der Oberfläche des Eingangskonus.

ANMERKUNG 2 Das Kriterium des Überstands wird auf die gefasteten Naben der Bremsscheiben und das Getriebe angewendet.

Um einen niedrigen Wert für K und eine geringe Länge zu erreichen, muss an den Übergängen zwischen Radsatzwellenschaft und Rad-, Bremsscheiben- oder Getriebebohrung eine allgemein vereinbarte Konstruktion mit einer Kombination von Radien von 75 mm und 15 mm vorhanden sein.

ANMERKUNG 3 Empfehlungen im Bericht ORE B136 RP 11, 4.3.2 verfügbar.

ANMERKUNG 4 Damit sichergestellt ist, dass die Höchstspannung sich nicht an der Schnittstelle der zwei Radien befindet, kann die Länge C des Übergangs anhand der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$C = -3,8 + 0,0385 \cdot d + 0,381 \cdot r_{\max} + 0,0279 \cdot D$$

Dabei ist

- d der Durchmesser des zylindrischen Abschnitts, in mm, für den der Spannungsanstieg berechnet wird;
- $r_{\max}$ der Höchstwert des Radius des Übergangs r , in mm;
- D der Durchmesser des anderen zylindrischen Abschnitts, in mm.

Ein Beispiel für den Übergang wird in Bild 14 gezeigt.

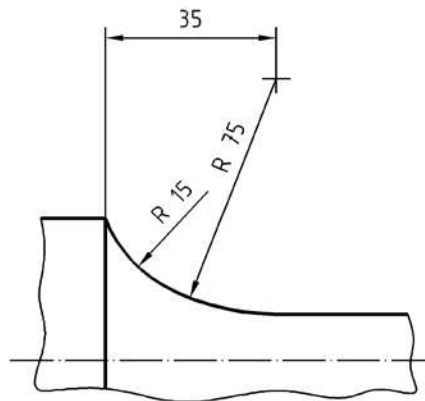


Bild 14 — Übergang zwischen Schaft und Radsitz

7.3.4 Gestaltung bei zwei benachbarten Sitzen

Zwei Sitze sind als benachbart zu betrachten, wenn der Übergang von einem Sitz zum anderen mit einem einzigen Radius oder einer Radienkombination realisiert wird und die aufgedrückten/aufgeschrumpften Teile in Kontakt sind.

Zu berücksichtigen sind die Rad-, Ritzel-, Scheiben- oder Lagersitze. Sitze von Dicht-, Abweis- und Zwischenringe sind davon ausgeschlossen.

Die Berechnung des Durchmessers der beiden Sitze wird ausgehend vom Schaftdurchmesser unter Einhaltung der Vorschrift nach 7.3.3 vorgenommen.

Eine flache Nut (Mindesttiefe ganz leicht über dem Verschleißbereich der Sitze und Mindestradius 16 mm) ist vorgesehen, um die beiden Sitze zu trennen. Ihre wesentliche Rolle besteht darin, Kerben zu vermeiden, die von den Bohrungsenden der aufgedrückten/aufgeschrumpften Teile hervorgerufen werden könnten.

Zudem muss der Übergang zwischen Schaft und Sitzen wie in 7.3.3 angegeben realisiert werden.

7.3.5 Gestaltung bei zwei nicht benachbarten Sitzen

Zwei Sitze müssen als nicht benachbart betrachtet werden, wenn der Übergang zwischen den beiden Sitzen aus zwei Übergangsradien besteht und die aufgedrückten/aufgeschrumpften Teile nicht in Kontakt sind.