



## 1 Berechnung

### 1.1 Allgemeine Angaben

Die Berechnungen müssen den anerkannten Regeln der Statik, Dynamik und Festigkeitslehre entsprechen.

Werden zusätzliche Versuche zur Ermittlung von Spannungen im Rahmen der Lastannahmen durchgeführt, dann können die Versuchsergebnisse unter Einhaltung gleicher Sicherheit der Berechnung zugrunde gelegt werden.

Die Angaben über System, Maße und Querschnitte müssen in Berechnungen und Zeichnungen übereinstimmen. Abweichungen sind zulässig, wenn dadurch zweifelsfrei die Sicherheit in allen Teilen erhöht ist.

### 1.2 Ausführung der Berechnung

Für die Lastannahmen nach Abschnitt 2 werden die drei möglichen Ursachen des Versagens in Betracht gezogen:

- A – Überschreiten der Streckgrenze,
- B – Überschreiten der kritischen Belastung für die Stabilitätsfälle Knicken, Beulen und Kippen,
- C – Überschreiten der Ermüdungsgrenze (Zeitfestigkeitsgrenze)

### 1.3 Zulässige Beanspruchungen

Die zulässigen Beanspruchungen zu A, B und C sind im einzelnen den zukünftigen FEM-Berechnungsgrundlagen für Krane zu entnehmen.

Für die Übergangszeit gelten nationale Normen.

## 2 Lastannahmen

Die auf das Tragwerk wirkenden Lasten werden eingeteilt in

Hauptlasten,  
Zusatzlasten und  
Sonderlasten.

Hauptlasten sind:

- Eigenlasten,
- Hublasten (Hubwagen-Totgewicht und Gewicht der Ladeinheit),
- Massenkräfte aus horizontal wirkenden Antrieben,
- Statische Führungskräfte.

Zusatzlasten sind:

- Kräfte aus Schräglauf,
- Temperaturwirkungen,
- Lasten auf Laufstegen, Treppen, Podesten und Geländern.

Sonderlasten sind:

- Pufferkräfte,
- Prüflasten,
- Fanglasten.

## 2.1 Hauptlasten

### 2.1.1 Eigenlasten

Eigenlasten sind die Gewichtskräfte aller im Betrieb stets vorhandenen festen und beweglichen Teile, der mechanischen und elektrischen Anlagen und des Anteils der Tragmittel, z. B. Seile, mit Ausnahme der Lasten nach Abschnitt 2.1.2.

### 2.1.2 Hublasten

Die Hublasten bestehen aus dem Gewicht der Ladeeinheiten und aus den Eigenlasten der Teile zur Aufnahme der Ladeinheit, z. B.: Teleskopgabel, Rollentisch, Lastgabel und Hubwagengewicht sowie des Anteils der Tragmittel, z. B. Seile, Ketten u. ä.

### 2.1.3 Wirkung lotrechter Massenkräfte

Die Wirkungen lotrechter Massenkräfte, die beim Bewegen vom Hubwagen und von Lasten nach den Abschnitten 2.1.1 und 2.1.2 entstehen, werden durch „Eigenlastbeiwerte“  $\varphi$  und „Hublastbeiwerte“  $\psi$  berücksichtigt.

#### 2.1.3.1 Eigenlastbeiwerte $\varphi$

Die Eigenlasten bewegter Regalbediengeräte nach Abschnitt 2.1.1 und die Schnittgrößen oder die Spannungen hieraus sind mit einem Eigenlastbeiwert  $\varphi$  nach Tabelle 1 zu vervielfachen.

Tabelle 1

Fahrgeschwindigkeit $v_f$ in m/min Fahrbahnen		Eigenlast- beiwert $\varphi$
mit Stößen	ohne Stöße	
bis 63	bis 100	1,1
über 63 bis 125	über 100 bis 200	1,2
über 125	über 200	1,3

Bei Verkehrslasten mit gefederten Rädern darf unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der Ausführung der Fahrbahn mit  $\varphi = 1,1$  gerechnet werden (z. B. Kunststoffaufräder usw.).

Beispiel RBG mit Stahllaufrädern:

- a) Fahrgeschwindigkeit  $v_f = 125$  m/min,  $\varphi = 1,2$
- b) Fahrgeschwindigkeit  $v_f = 50$  m/min,  $\varphi = 1,1$

#### 2.1.3.2 Hublastbeiwert $\psi$ und Hubklassen

Die Hublasten nach Abschnitt 2.1.2 oder die Schnittgrößen oder die Spannungen hieraus sind mit einem Hublastbeiwert  $\psi$  nach Tabelle 2 zu vervielfachen. Sein Wert ist von dem zu Beginn des Anhebens der Hublast zu erwartenden Ruck des Tragmittels und somit von der Nennhubgeschwindigkeit  $v_H$  abhängig; er ist um so kleiner, je weicher die Federung des Hubwerkes, je größer die Elastizität des Tragwerkes und je kleiner

Fortsetzung Seite 2 bis 5

und stetiger, die Beschleunigung und Verzögerung bei Änderungen der Hubbewegungen sind.

Die RBG werden demgemäß in „Hubklassen“ H1, H2 und H3 mit verschiedenen Hublastbeiwerten  $\psi$  nach Tabelle 2 eingestuft.

Tabelle 2

Hubklassen	Hublastbeiwert $\psi$ bei Hubgeschwindigkeit $v_H$ bis 90 m/min	Mittlere Haupthubbeschleunigung $\pm a_m$ in m/s <sup>2</sup>
H1	$1,1 + 0,0022 \cdot v_H$	$\leq 0,6$
H2	$1,2 + 0,0044 \cdot v_H$	$\leq 1,3$
H3	$1,3 + 0,0066 \cdot v_H$	$> 1,3$ <sup>1)</sup>

1)  $\pm a_m$  maximal 1,3 m/s<sup>2</sup> bei vertikalem Personentransport

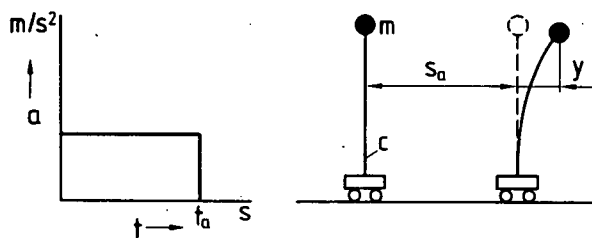
### 2.1.4 Massenkräfte aus horizontal wirkenden Antrieben

#### 2.1.4.1 Dynamischer Schwingbeiwert

Die beim Beschleunigen und Verzögern von RBG-Bewegungen, z. B. Fahren, Heben, Teleskopieren, auf das Tragwerk wirkenden Massenkräfte sind aus den größten im regelmäßigen Betrieb auftretenden Kräften der Antriebe zu ermitteln. Statt einer genaueren Berechnung dürfen zur Berücksichtigung der dynamischen Wirkung die auf das Tragwerk wirkenden quasistatischen Kräfte, welche aus der Betrachtung der Schwerpunktbeziehung des Systems unter der Einwirkung der Kräfte der Antriebe, der Bewegungswiderstände und der Massenkräfte folgen, mit dem Beiwert  $S_w$  vervielfacht werden. Die Anwendung des Beiwertes  $S_w$  setzt ferner voraus, daß die Kräfte des Antriebs auf das RBG praktisch spielfrei erfolgen.

Die exakte Kenntnis der Schwingungsbeanspruchung aus der Fahrbewegung ist für die Dimensionierung der Regalbediengeräte erforderlich. Durchbiegungen, Spannungen und Schnittkräfte sind mit dem dynamischen Schwingbeiwert  $S_w$  zu multiplizieren.

Bild 1. Dynamisches Ersatzsystem



$$m\ddot{y} + c \cdot y + m \cdot a = 0$$

$$\ddot{y} + \frac{c}{m} y + a = 0$$

$$\ddot{y} + \omega^2 \cdot y + a = 0$$

$$\ddot{y} + \omega^2 \cdot y = -a$$

$$\omega^2 = \frac{c}{m}$$

Die Lösungsfunktion der obigen Differentialgleichung lautet:

$$y(t) = c_1 \cdot \sin \omega t + c_2 \cdot \cos \omega t - \frac{a}{\omega^2}$$

Die Integrationskonstanten  $c_1$  und  $c_2$  ermitteln sich aus den Anfangsbedingungen:

$$y(0) = 0 = c_1 \cdot 0 + c_2 - \frac{a}{\omega^2} \quad c_2 = \frac{a}{\omega^2}$$

$$y'(0) = 0 = \omega \cdot c_1 + c_2 \cdot 0 \quad c_1 = 0$$

Somit lautet die Schwingungsgleichung:

$$y(t) = 0 \cdot \sin \omega t + \frac{a}{\omega^2} \cdot \cos \omega t - \frac{a}{\omega^2}$$

$$y(t) = \frac{a}{\omega^2} \cdot (\cos \omega t - 1) \quad \text{oder}$$

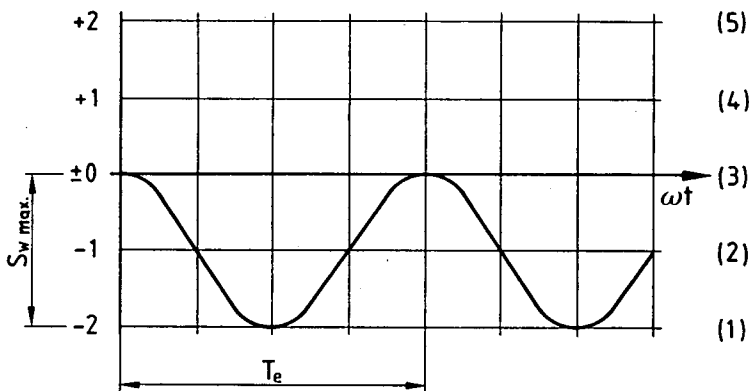
$$y(t) = \frac{m \cdot a}{c} \cdot (\cos \omega t - 1)$$

dynamische = statische Schwing-  
Verformung = Verformung beiwert  $S_w$

Hierin bedeuten:

- $m$  dynamische Ersatzmasse der gefederten Massen
- $c$  Federkonstante der Tragkonstruktion
- $a$  mittlere Verzögerung (Beschleunigung) der Horizontalbewegung
- $s_a$  Bremsweg (Beschleunigungsweg)
- $t_a$  Verzögerungsdauer (Beschleunigungsdauer)
- $y(t)$  dynamische Verformung

Bild 2. Schwingbeiwert  $S_w = \cos \omega t - 1$



- (1) Maximaler Schwingungsausgang während der Verzögerung (-)  $S_w \max$
- (2) Quasistatische Mittellage während der Verzögerungsphase
- (3) Statische Ruhelage
- (4) Quasistatische Mittellage während der Beschleunigung
- (5) Maximaler Schwingungsausgang während der Beschleunigung (+)

Annahmen:

- Vernachlässigung der Dämpfung
- Konstante Verzögerung (bzw. Beschleunigung)
- $t_a > T_e$   
( $T_e$  = Eigenschwingzeit der Konstruktion)

Die Schwingungsfunktion  $y(t) = \frac{m \cdot a}{c} \cdot (\cos \omega t - 1)$  erreicht ihr Maximum, wenn der Klammerausdruck  $(\cos \omega t - 1)$  den Wert (-2) annimmt.

Da die Beanspruchungen in der Tragkonstruktion direkt proportional den dynamischen Verformungen sind, muß der Schwingbeiwert bei den weiteren Berechnungen für Verformungen, Spannungen und Schnittkräfte mit dem Faktor  $S_{w \max} = 2$  berücksichtigt werden.

#### 2.1.4.2 Wirkung horizontaler Massenkräfte

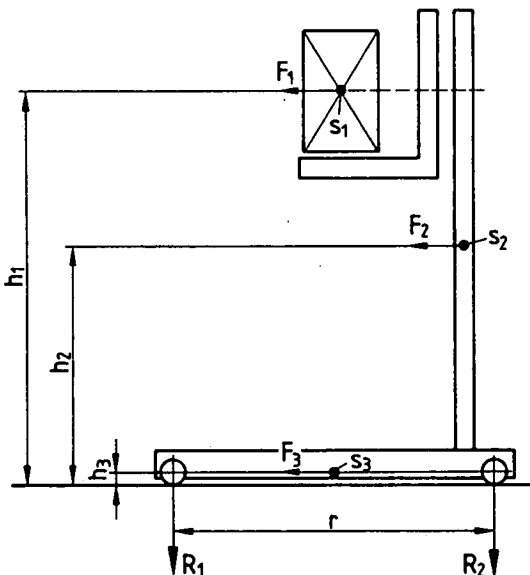
Die dynamischen Wirkungen der durch die elastische Tragkonstruktion „gefederten“ Massen sind ohne Beiwert  $\varphi$  und  $\psi$  nach Abschnitt 2.1.3, jedoch mit Schwingbeiwert nach Abschnitt 2.1.4.1 als in den Einzelschwerpunkten ( $s_1, s_2, s_3$  usw.) angreifende Kräfte anzusetzen.

Beispiel:

- $F_1$  Horizontale dynamische Beschleunigungskraft aus Ladeinheit, Hubwagengewicht
- $F_2$  Horizontale dynamische Beschleunigungskraft aus Säulenstreckenlast
- $F_3$  Horizontale Beschleunigungskraft aus Bodentraversen-, Fahrwerks- und Anbautengewicht (z. B. Schaltschrank, Hubwerk o. ä.)

Im konkreten Fall ist die genaue Massenverteilung zu berücksichtigen.

Bild 3.



Die dynamischen Massenkräfte wirken sich je nach Beschleunigungsrichtung auf die Raddrücke  $R_1$  und  $R_2$  be- oder entlastend aus.

$$F_1 = (m_L + m_H) \cdot 2 \cdot a_m, \quad \text{da } S_w = 2$$

$$F_2 = m_S \cdot 2 \cdot a_m, \quad \text{da } S_w = 2$$

$$F_3 = (m_B + m_A) \cdot a_m, \quad \text{da } S_w = 1 \text{ (ungefedert)}$$

Hierin bedeuten:

- $m_L$  Masse der Ladeinheit
- $m_H$  Masse des Hubwagens
- $m_S$  Masse der Säule
- $m_B$  Masse der Bodentraverse
- $m_A$  Masse der Anbauten an der Bodentraverse
- $a_m$  Mittlere Beschleunigung

$$R_{\min} = R_{\text{stat}} - \frac{F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3}{r}$$

$$R_{\max} = R_{\text{stat}} + \frac{F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3}{r}$$

Die Definition der Standsicherheit lautet für RBG:

Standsicherheit:

$$\nu = \frac{\sum \text{Standmomente}}{\sum \text{Kippmomente}}$$

$$\nu = \frac{R_{\text{stat}} \cdot r}{F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3}$$

Die Standsicherheit  $\nu$  muß unter betriebsmäßigen Bedingungen  $\geq 1,5$  sein; in Ausnahmesituationen, z. B. bei Notbremsung, mindestens jedoch 1,1 (ohne Wirkung der Fanghaken).

Bei zwangsweise gegen Kippen gesicherten Regalbedien-geräten (z. B. zwangsgeführten Laufrollen) entfällt der Standsicherheitsnachweis, wenn die negativen Raddrücke einwandfrei von der Führungskonstruktion aufgenommen und in die Hallen- oder Regalkonstruktion abgeleitet werden.

#### 2.1.4.3 Kraftschlußbeiwert $\mu$

Die Antriebskräfte am Laufradumfang werden durch den Reibungskoeffizienten der Paarung Laufrad – Schiene begrenzt.

Die stetig übertragbare Antriebskraft ist somit  $\leq R_{\min} \cdot \mu$ . Für die Paarung Stahl – Stahl ist  $\mu$  mit max. 0,2 anzusetzen

#### 2.1.4.4 Seitenkräfte $S_2$

Treten aus Massenkräften quer zur Fahrbahn gerichtete Seitenkräfte auf, so sind sie entsprechend den Systemen von Trag- und Fahrwerk und der Art der Führungsmittel form- und kraftschlüssig an den Schienen zu stützen.

## 2.2 Zusatzlasten

### 2.2.1 Kräfte aus Schräglauf

Bei RBG entstehen durch Schräglauf unter dem Schräglaufwinkel  $\alpha$  an den Führungsmitteln – Spurkränze oder Führungsrollen – vom Fahrwerk- und Tragwerk-system abhängige formschlüssige Kräfte und infolgedessen in den Aufstandsflächen der Laufräder wirkende kraftschlüssige Kräfte.

Für eine Stahlschiene mit zwei Laufrädern aus Eisenwerkstoff gilt bei den üblichen Toleranzen für Laufraddurchmesser, Achsparallelität der Laufradbohrungen und Lage der Fahrbahn ein linearisiertes, gleichermaßen für Längs- und Querschlupf geltendes Kraftschlußgesetz:

$$f = 0,30 \cdot (1 - e^{-0,25 \cdot \alpha})$$

Hierin bedeuten:

- $e = 2,71828$  Basis der natürlichen Logarithmen
- $\alpha =$  Schräglaufwinkel in  $^\circ/\infty$

Tabelle 3. Kraftschlußbeiwert in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel  $\alpha$ 

$\alpha$ ‰	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	15,0
$f$	0,035	0,066	0,094	0,118	0,139	0,158	0,175	0,190	0,203	0,214	0,233	0,248	0,259	0,268	0,275	0,300

$$S = f \cdot R_{\text{stat}} \quad (\text{Schräglaufrkraft})$$

Hierin bedeuten:

$R_{\text{stat}}$  Radlast aus Eigenlasten und Hublast ohne Beiwerte nach Abschnitt 2.1.3 und 2.1.4.

$$\alpha = \alpha_F + \alpha_v + \alpha_o + \alpha_s \leq 10 \text{ ‰}$$

Schräglaufwinkel aus der Summe aller auf den Abstand der formschlüssigen Führungsmittel bezogenen bei Schrägstellung der RBG möglichen Verschiebungen quer zur Fahrbahn

$\alpha_f$  Schräglaufwinkel aus Spurspiel zwischen gerader Schiene und formschlüssigen Führungsmitteln, jedoch mindestens aus 5 mm bei Spurkränzen und 3 mm bei Führungsrollen

$\alpha_v$  Schräglaufwinkel aus Verschleiß mindestens 1,5 ‰ der Schienenkopfbreite bei Führungsrollen und mindestens 5 ‰ der Schienenkopfbreite bei Spurkränzen

$\alpha_o \leq 1 \text{ ‰}$  Schräglaufwinkel aus der Toleranz des RBG

$\alpha_s \leq 1 \text{ ‰}$  Schräglaufwinkel aus der Toleranz der Bodenschiene

## 2.2.2 Temperaturwirkungen

Temperaturwirkungen sind nur in besonderen Fällen zu berücksichtigen. Für RBG in offenen Hallen sind dann bei einer angenommenen Aufstellungstemperatur von + 10 °C Temperaturunterschiede von  $\pm 35 \text{ K}$ , bei ungleichmäßiger Erwärmung einzelner Teile Temperaturunterschiede von  $\pm 15 \text{ K}$  anzunehmen.

Bei RBG, die in Warmbetrieben oder Tiefkühlagern arbeiten, müssen diese Werte den örtlichen Verhältnissen entsprechen.

In den Berechnungen ist ein Längen-Ausdehnungskoeffizient

$$\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm} \cdot \text{K} \quad (\text{für Stahl})$$

einzusetzen.

## 2.2.3 Lasten auf Podesten und Geländern

Für Podeste ist neben den Eigenlasten noch eine wandernde Einzellast anzusetzen, und zwar

300,0 kg bei Begehen mit Traglasten,  
150,0 kg bei Begehen ohne Traglasten.

An Geländerholmen ist eine wandernde, waagerechte, nach außen oder innen wirkende Einzellast anzunehmen, und zwar

30,0 kg bei Begehen mit Traglasten,  
15,0 kg bei Begehen ohne Traglasten.

Diese Einzellasten brauchen bei allen durch Hublasten nach Abschnitt 2.1.2 beanspruchten Bauteilen nicht berücksichtigt zu werden.

2) Bei elektrischen Einrichtungen – z. B. mindestens zwei Sicherungen, die sich gegenseitig kontrollieren

3) Die Ladeinheit als nicht geführte Hublast ist mit der max. möglichen Reibungskraft zwischen Ladeinheit und Lastaufnahmemittel zu berücksichtigen.

## 2.3 Sonderlasten

### 2.3.1 Pufferkräfte

Für diesen Sonderlastfall wird vorausgesetzt, daß im normalen Betrieb Regalbediengeräte nicht zusammenprallen.

Die Pufferkräfte  $F_p$  beim Anprall von Regalbediengeräten gegen Anschläge sind durch Puffer oder gleichwertige energieaufnehmende Einrichtungen zu begrenzen. Das erforderliche Arbeitsaufnahmevermögen der Puffer sowie die größten Pufferkräfte  $F_p$  sind bei Regalbediengeräten aus 100 % der Nennfahrgeschwindigkeit zu ermitteln.

Wird durch zwangsläufig <sup>2)</sup> wirkende Einrichtungen ein Herabsetzen der Geschwindigkeit sichergestellt, so dürfen das erforderliche Arbeitsaufnahmevermögen der Puffer und die größten Pufferkräfte  $F_p$  aus der dann größtmöglichen Fahrgeschwindigkeit – jedoch mindestens aus 70 % der Nenngeschwindigkeit – berechnet werden.

Die kinetische Energie ist anzusetzen zu

$$W_{\text{kin}} = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

Für den Nachweis der Puffer und der Festigkeit des Tragwerks sind die Kräfte aus den bewegten Massen der Eigenlasten und der geführten <sup>3)</sup> Hublasten in der jeweils ungünstigsten Stellung anzusetzen, aber ohne die Beiwerte nach Abschnitt 2.1.3 und 2.1.4.

Für rotierende Fahrwerksteile ist eine entsprechende Ersatzmasse in die Rechnung einzuführen. Die Verteilung der Pufferkräfte ist entsprechend den Pufferkennlinien und den Bewegungsmöglichkeiten des Tragwerkes vorzunehmen.

Bei Ausführung mit energiewandelnden Puffern kann von der Gesamtenergie ein Betrag von 10 % für das freie Ausweichen der Tragkonstruktion in Abzug gebracht werden.

Falls nicht genauer gerechnet wird, sind beim Spannungsnachweis der Tragwerke die Pufferendkräfte mit einem Schwingbeiwert nach Tabelle 4 entsprechend der Form der Fläche unter der Pufferkennlinie zu vervielfachen.

Tabelle 4. Schwingbeiwerte zur vereinfachten Berechnung

Fläche unter der Pufferkennlinie $\approx$	Schwingbeiwert $S_p$ beim Anprall mit RBG
Dreieck	1,25
Viereck	1,50

Bei Regalbediengeräten mit oder ohne Nutzlast dürfen infolge der 1,1-fachen Pufferendkraft und der vorgeannten Eigen- und Hublasten die Laufräder nicht abheben. Gegendruckrollen oder Schienenklammern sind gegebenenfalls zur Aufnahme der negativen Raddrücke anzubringen.

Die Pufferanschläge sind mindestens für die auftretende Pufferendkraft  $\cdot S_p$  auszulegen.

**2.3.2 Prüflasten**

**2.3.2.1 Allgemeine Funktionsprüfung**

Für Regalbediengeräte werden die Funktionen Lastaufnahme, Heben, Senken, Fahren mit folgenden Lasten geprüft:

Prüflast:  $P_k = 1,25 \cdot \text{Nutzlast}$

Für die Spannungsnachweise – Überschreiten der Streckgrenze – und für den Stabilitätsnachweis ist die Prüflast  $P_k$  mit dem reduzierten Hublastbeiwert  $\psi' = \frac{1 + \psi}{2}$  zu vervielfachen.

Die Lastannahme setzt folgendes Vorgehen bei der Durchführung der Prüfbelastung voraus:

Mit Prüflast müssen alle Bewegungen einzeln mit den ungünstigsten Laststellungen, aber mit gebotener Vorsicht, ausgeführt werden. Eine neue Bewegung darf erst eingeleitet werden, wenn die Schwingung aus der vorangegangenen Bewegung abgeklungen ist.

**2.3.3 Fanglasten**

**2.3.3.1 Funktionsprüfung Fangvorrichtung**

Für RBG mit geschwindigkeitsabhängigen Fangvorrichtungen wird die Funktionsprüfung mit der Fanglast  $P_k = 1,25 \cdot \text{Nutzlast}$  durchgeführt.

Die Fanglast muß sich in der Mittelstellung des Lastaufnahmemittels befinden.

Es sind folgende Prüfungen durchzuführen:

- 1) Funktionsprüfung Geschwindigkeitsbegrenzer durch beschleunigte Abwärtsfahrt des Hubwagens oder durch Simulation dieses Zustandes
- 2) Funktionsprüfung Fangvorrichtung durch manuelles Sperren des Geschwindigkeitsbegrenzers während der Senkbewegung
- 3) Freifallprobe des angehobenen Hubwagens mit Fanglast

Die Freifallfangprobe nach Punkt 3) kann entfallen, wenn es sich um bauteilgeprüfte Fangvorrichtungen handelt, für die ein amtliches Zertifikat vorliegt.

Für die Spannungsnachweise zu Abschnitt 1.2 A „Überschreitung der Streckgrenze“ und B „Überschreitung der Stabilitätsgrenze“ ist die Fanglast mit dem erhöhten Hublastbeiwert  $\psi''$  zu vervielfachen:

Bei der Zugrundelegung der erhöhten Hublastwerte  $\psi''$  wurde berücksichtigt, daß die tatsächliche Abfanggeschwindigkeit  $V_{ab}$  wesentlich über der Nennhubgeschwindigkeit  $V_o$  liegt nach folgender Beziehung:

$$V_{ab} = \sqrt{V_g^2 + 2 \cdot g \cdot S_R + 2 \cdot g \cdot S_F}$$

Hierin bedeuten:

- $V_g$  Eingestellte Auslösegeschwindigkeit des Geschwindigkeitsbegrenzers  $\approx 1,4 \cdot V_o$
- $S_R$  Rastenabstand im Geschwindigkeitsbegrenzer, bezogen auf den Vertikalweg des Hubwagens

$S_F$  Totweg des Fangmechanismus bis Bremsbeginn

$g$  9,81 m/s<sup>2</sup>

Die Abhängigkeit der mittleren Fangverzögerung ergibt sich aus der Energiegleichung:

$$\frac{m \cdot v_{ab}^2}{2} + m \cdot g \cdot h - m \cdot a_m \cdot h = 0$$

hieraus:  $a_m = \frac{v_{ab}^2}{2h} + g$

Hierin bedeuten:

$a_m$  Mittlere Verzögerung

$h$  Fang- bzw. Bremsweg des Hubwagens

$m$  Masse der Prüflast und des Hubwagentotgewichts

Die maximale Verzögerung  $a_{max}$  im Fangfall ergibt sich aus der Kennlinie des Arbeitsdiagramms der Fangvorrichtung und unter Einarbeitung eines Schwingbeiwertes nach Tabelle 4.

Tabelle 5

$a_{max}$	$2 \cdot a_m$	Dreieckdiagramm
	$1,75 \cdot a_m$	Trapezdiagramm
	$1,5 \cdot a_m$	Rechteckdiagramm

Der erhöhte Hublastbeiwert  $\psi''$  ergibt sich aus dem Verhältnis der maximalen Bremsverzögerung zur Erdbeschleunigung.

$$\psi'' = \frac{a_{max}}{g}$$

Falls eine genauere Ermittlung des erhöhten Hublastbeiwertes nicht erfolgt, kann zur vereinfachten Berechnung  $\psi''$  der Tabelle 6 entnommen werden.

Tabelle 6 Anhaltswerte für  $\psi''$

Erhöhter Hubbeiwert $\psi''$ <sup>4)</sup>		Hubgeschwindigkeit $v_o$ (m/min)			
Für Fangfall	Arbeitsdiagramm $\approx$	$\leq 20$	$\leq 31,5$	$\leq 50$	$> 50$
		Klemmrollensperrfangvorrichtung	Dreieck	5	6
Bremsfangvorrichtung	Trapez	2,5	3	3,5	–
Gleitfangvorrichtung	Rechteck	2	2	2	2

4) Die obigen Werte für  $\psi''$  können durch geeignete konstruktive Maßnahmen (Winkel der Fangschräge, Breite und Durchmesser der Fangrolle) beeinflusst werden.

Eventuell sind je nach Einsatzfall zusätzlich schwingungsdynamische Berechnungen angezeigt, wenn die Elastizität des Tragwerks eindeutig einen gewissen Teil der Fangenergie aufzunehmen vermag.

**Sekretariat der FEM Sektion IX**  
Sekretariat: c/o VDMA  
Secretariat: Fachgemeinschaft Fördertechnik  
Secrétariat: Postfach 71 08 64  
D-6000 Frankfurt 71

Zu beziehen durch das oben angegebene Sekretariat oder durch die folgenden Nationalkomitees der FEM  
Available from the above secretariat or from the following national committees of the FEM  
En vente auprès du secrétariat ou des comités nationaux suivants de la FEM

### **Belgique**

Comité National Belge de la FEM  
Fabrimétal  
Rue de Drapiers 21  
B - 1050 Bruxelles

### **Deutschland**

Deutsches Nationalkomitee der FEM  
VDMA  
Fachgemeinschaft Fördertechnik  
Lyoner Straße 18  
Postfach 71 08 64  
D - 6000 Frankfurt/Main 71

### **España**

Comité Nacional Español de la FEM  
Asociación Nacional de Ingenieros Industriales (ANII)  
Via Layetana, 39  
E - 08003 Barcelona

### **Finland**

Finnish National Committee of FEM  
Federation of Finnish Metal,  
Engineering and Electrotechnical Industries FIMET  
Eteläranta 10  
SF - 00131 Helsinki

### **France**

Comité National Français de la FEM  
c/o Syndicat des industries de matériels de manutention  
39/41 rue Louis Blanc - 92400 Courbevoie  
cedex 72 - 92038 Paris la Défense

### **Great Britain**

British National Committee of FEM  
British Materials Handling Federation  
Bridge House  
Smallbrook Queensway  
GB - Birmingham B5 4JP

### **Italia**

Comitato Nazionale Italiano della FEM  
Federazione delle Associazioni Nazionali dell'Industria  
Meccanica Varia ed Affine (ANIMA)  
Via L. Battistotti Sassi, 11  
I - 20133 Milano

### **Luxembourg**

Comité National Luxembourgeois de la FEM  
Groupement des Constructeurs et Fondateurs du  
Grande-Duché de Luxembourg  
R. Alcide de Gasperi 7/B.P. 1304  
L - 1013 Luxembourg

### **Nederland**

Nederlands Nationaal Comité bij de FEM  
FME / GKT  
Bredewater 20  
Postbus 190  
NL - 2700 Ad Zoetermeer

### **Norge**

Norwegian FEM Groups  
Norsk Verkstedsindustri  
Standardiseringssentral NVS  
Oscars gate 20 / P.O. Box 7072 H  
N - 0306 Oslo 3

### **Portugal**

Comissão Nacional Portuguesa da FEM  
Federação Nacional do Metal  
FENAME  
Rua do Quelhas, 22-3  
P - 1200 Lisboa

### **Schweiz / Suisse / Svizzera**

Schweizerisches Nationalkomitee der FEM  
Verein Schweizerischer Maschinen-Industrieller (VSM)  
Kirchenweg 4 / Postfach 179  
CH - 8032 Zürich

### **Sverige**

Swedish National Committee of FEM  
Sveriges Verkstadsindustrier  
Materialhanteringsgruppen  
Storgatan 5, Box 5510  
S - 114 85 Stockholm