 TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN	Experimentelle Analyse Praktikum Bremse	2019_10
---	--	---------

Gegenstand des Praktikums ist die mechanische Hebezeugbremse, mit der jedes Kran-Hubwerk ausgerüstet sein muss. Es werden der Aufbau, die Funktion, der Einsatz und die Grundausslegung behandelt. Bremszeiten und Beanspruchungen einer Hubwerk-bremse werden sowohl theoretisch als auch messtechnisch erfasst und bewertet. Die Zahlenrechnungen werden für das Hubwerk des Brückenkrans in der Versuchshalle durchgeführt, die Messungen am Bremsenprüfstand.

0 Symbole

Folgende Symbole werden verwendet:

Symbol	Bedeutung	Maßeinheit
A_{bel}	Reibfläche des Bremsbelags	mm^2
BD	relative Betriebsdauer	-
b	Bremstrommelbreite	mm
b_s	Dämpfungskonstante des Seils	Ns/m
c_1, c_2	Integrationskonstante	1/s, 1
c_{GW}	Federkonstante der Getriebeabtriebswelle	Nm
c_{ges}	Gesamt(dreh)federkonstante	Nm
c_{K1}, c_{K2}	Federkonstante der Kupplung	Nm
c_M	Federkonstante der Motorwelle	Nm
c_s	Federkonstante des Seils	N/m
c_{TS}	Federkonstante des Torsionsstabs	Nm
d_B	Bremstrommeldurchmesser	mm
d_T	Seiltrommeldurchmesser	mm
ED	relative Einschaltdauer	-
E_{ers}	kinetische Energie des bewegten Systems	Nm
E_r	rechnerische Gesamtenergie des Systems	Nm
F_F	Federkraft des Elhy-Geräts	N
F_K	Kalibrierkraft	N
F_Z	Zugstangenkraft	N
g	Erdbeschleunigung	m/s^2

h, l_1, l_2, y_{p2}	Bremsenabmessungen	mm
i_G, i_{ges}	Übersetzungsverhältnis; Getriebe, gesamt	-
J_1, J_{1h}, J_{1s}	Massenträgheitsmoment; auf Motor-(Bremsen)welle reduziert, beim Heben, beim Senken	kgm ²
J_2	Massenträgheitsmoment auf der Getriebeausgangswelle	kgm ²
J_{ers}, \bar{J}_{ers}	reduziertes Ersatzmassenträgheitsmoment; treibender, bremsender Antrieb	kgm ²
J_B, J_M, J_T	Massenträgheitsmoment; Bremse, Motor, Seiltrommel	kgm ²
J_G	Massenträgheitsmoment des Getriebes, auf Getriebeeingangswelle reduziert	kgm ²
J_{Gr}	(Grund-)Massenträgheitsmoment von Schwungmassenwelle und Kupplungen des Bremsenprüfstands	kgm ²
J_r	rechnerisches (Ersatz-) Massenträgheitsmoment, das thermische Belastung wiedergibt	kgm ²
J_{SMi}	Massenträgheitsmoment der Schwungmasse i	kgm ²
l_K	Länge des Hebelarms der Kalibrierkraft	m
m	Hubmasse	kg
$M1, \dots, M4$	Messstelle 1 bis Messstelle 4	
M, \bar{M}	Drehmoment an Antriebswelle; treibender, bremsender Antrieb	Nm
$M_B, M_{B\,erf}$	Bremsmoment; erforderliches Bremsmoment	Nm
M_{bew}, \bar{M}_{bew}	Lastmoment an Antriebswelle; treibender, bremsender Antrieb	Nm
M_g, \bar{M}_g	Gegenmoment; treibender, bremsender Antrieb	Nm
M_R, M_T	Verzögerungsmoment; rotatorische, translatorische Massen	Nm
M_{Tr}	Lastmoment an der Seiltrommel	Nm
n	Motordrehzahl	U/min
n_n	Nenndrehzahl des Antriebsmotors	U/min
P_n	Nennleistung	kW
p	Flächenpressung	N/mm ²
\dot{Q}	Wärmestrom	Nm/s
q	Wärmestromdichte	N/(ms)
S_B	Brems-Sicherheitsfaktor	-

T	Temperatur	°C
T_{char}	charakteristische Temperatur	°C
T_{go}, T_{gu}	Grundtemperatur; oberer, unterer Wert	°C
T_{go0}, T_{gu0}	Bezugswert der Grundtemperatur; oberer, unterer Wert	°C
T_{zul}	zulässige Dauertemperatur	°C
t	Zeit	s
t_B, t_{BH}, t_{BS}	Bremszeit; allgemein, beim Heben, beim Senken	s
t_S	Spielzeit	s
v, v_0	Umfangsgeschwindigkeit; allgemein, zu Bremsbeginn	m/s
v_h	Hubgeschwindigkeit	m/s
W_B, W_{BS}	Bremsarbeit; allgemein, Stoppbremsung	Nm
z	Spielzahl je Stunde	Spiele/h
$\ddot{\varphi}, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_{1S}$	Winkelbeschleunigung; allgemein, Antriebswelle, Antriebswelle beim Senken	s ⁻²
$\dot{\varphi}, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_{1S}$	Winkelgeschwindigkeit; allgemein, Antriebswelle, Antriebswelle beim Senken	s ⁻¹
$\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_{10}$	Anfangs-Winkelgeschwindigkeit; allgemein, Antriebswelle	s ⁻¹
$\varphi_B, \varphi_{1BH}, \varphi_{1BS}$	Drehwinkel beim Bremsen; allgemein, Heben, Senken	
$\varphi, \varphi_1, \varphi_{10}$	Drehwinkel; allgemein, Antriebswelle, Anfangsdrehwinkel	
φ_{BD}	Faktor für relative Betriebsdauer	-
φ_b	Faktor für Verhältnis b zu d_B	-
$\varphi_{p\mu o}$	Faktor für Produkt aus p und μ für T_{go}	-
$\varphi_{p\mu u}$	Faktor für Produkt aus p und μ für T_{gu}	-
μ	(Gleit-) Reibungszahl der Reibpaarung	-
η_G, η_{Gest}	Wirkungsgrad Getriebe; Bremsgestänge	-
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad des Hubwerks;	-
η_F, η_T	Wirkungsgrad Flaschenzug; Seiltrommel	-

1 Theoretische Grundlagen

1.1 Aufbau von Hubwerken

Hubwerke führen die vertikale Bewegung von Lasten mit Hilfe von Seilwinden aus. Hier sollen Seilwinden mit Seiltrommeln behandelt werden, die die größte praktische Bedeutung haben. Beim Hubwerk als Seilwinde, Bild 1 zeigt Grundbauformen, besteht die kinematische Kette aus folgenden Hauptbaugruppen: Motor 1, Getriebe 2, Seiltrommel 3, Tragmittel (Hubseil und Hakenflasche) 4. Eine elastische Kupplung 5, meist mit Brems-trommel 6 oder -scheibe, an der die obligatorische mechanische Bremse 7 angreift, verbindet Motor und Getriebe. Die Seiltrommel ist fast immer mit einer speziellen Trommelkupplung 8 auf der Abtriebswelle des Getriebes gelagert.

Beim Hubwerk in Rahmenbauweise, Bild 1a und Bild 1b, stützt und verbindet ein geschweißter Rahmen – nicht mit dargestellt – seine Baugruppen.

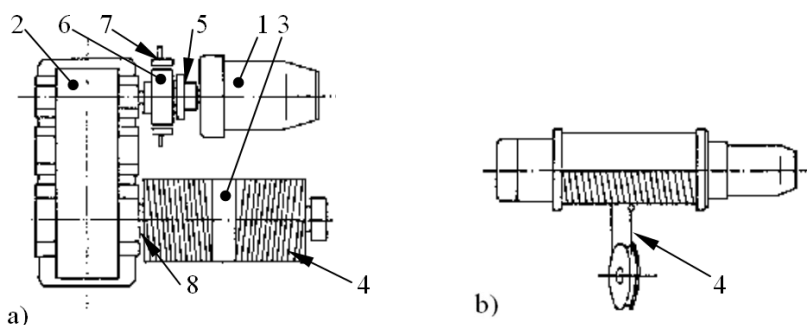


Bild 1 Grundbauformen von Hubwerken als Seilwinden

a) Rahmenbauweise; b) Blockbauweise

1 Motor; 2 Getriebe; 3 Seiltrommel; 4 Tragmittel; 5 elastische Kupplung; 6 Brems-trommel; 7 Bremse; 8 Trommelkupplung

Die Masse m der Last, die setzt sich aus der Nutzlast und der Lastaufnahmeeinrichtung zusammen, wird vom Seiltrieb vertikal bewegt. Die Bremse – im Bild 1 eine Doppelbackenbremse – wird meist von einem elektrohydraulischen Hubgerät (Elhy-Gerät) gelöst. Die elektrische Schaltung garantiert, dass der Antriebsmotor nur bei eingeschaltetem Elhy-Gerät, also gelöster Bremse eingeschaltet wird. Die Hub- bzw. Senkbewegungen werden durch einen Spindelendschalter, der mechanisch mit der Seiltrommel verbunden ist, begrenzt. Das Hubwerk ist mit einer Überlastsicherung ausgestattet.

1.2 Mechanische Bremsen

1.2.1 Aufgaben und Einteilung

Als Baugruppen der Kranhubwerke haben Bremsen zwei Aufgaben zu erfüllen:

- Festhalten der stillstehenden Last entgegen der Wirkung der Schwerkraft oder anderer in einer möglichen Bewegungsrichtung wirkender Kräfte (z. B. Windkräfte)
- Verringerung oder Gewährleistung der Geschwindigkeit der bewegten Last

Das Wirkprinzip der mechanischen Bremsen beruht auf der Festkörperreibung. Maßgebend für die Dimensionierung ist die Bremsfunktion:

- Haltebremsen sichern stillstehende Massen vor ungewollter Bewegung – Hauptkriterium der Auslegung ist die Sicherheit gegenüber dem Belastungsmoment
- Verzögerungsbremsen (Stoppbremsen) verringern die Geschwindigkeit, Stoppbremsen bis zum Stillstand; beim Bremsvorgang werden kinetische und längs des Weges freiwerdende potentielle Energie in Wärmeenergie umwandelt und an die Umgebung abgeführt – Hauptkriterium der Auslegung ist die Verzögerung
- Regelbremsen (Senk-, Manövrierbremsen) halten die Geschwindigkeit annähernd konstant – Hauptkriterium der Auslegung ist die thermische Belastung

Nach dem Betätigungsmechanismus unterscheidet man:

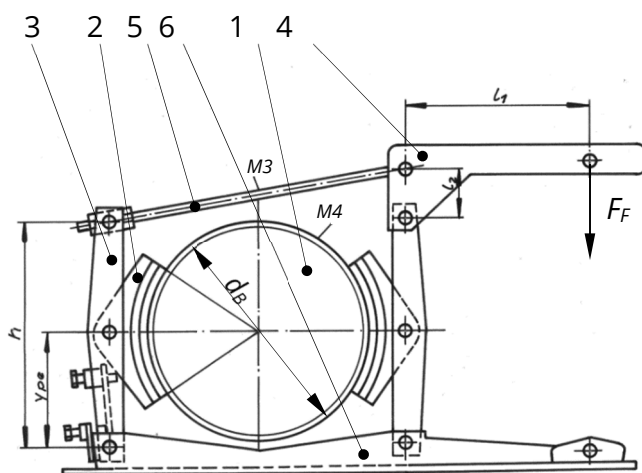
- Schließbremsen; sind im Ruhezustand offen und werden beim Betätigen geschlossen
- Lösebremsen; sind im Ruhezustand angezogen und werden beim Betätigen gelöst
- selbstwirkende Bremsen; schließen sich ohne zusätzliche Betätigungselemente

Nach der konstruktiven Ausführung und Wirkungsweise werden unterschieden:

- Radialbremsen (Backenbremsen)
- Axialbremsen (Scheibenbremsen)

1.2.2 Aufbau von Doppelbackenbremsen

In Kranen werden sehr häufig Doppelbackenbremsen (Bild 2) eingesetzt, die Gegenstand des Praktikums sind. Sie gehören zu den Radialbremsen und besitzen zwei gegenüberliegende Bremsbacken 2 mit Bremsbelag, die von außen gegen die Bremstrommel 1 infolge der Federkraft F_F drücken. Weitere Bauteile sind die beiden Bremsenhebel 3, der Winkelhebel 4, die Zugstange 5 und der Bremsenfuß 6. Die Federkraft wird von einer Bremsfeder erzeugt, die entweder zwischen Bremsenfuß und Winkelhebel eingebaut oder Bestandteil des Elhy-Geräts ist.



Abmessungen:

h, y_{p2} Bremsenhebel

l_1, l_2 Winkelhebel

d_B Bremstrommel-Durchmesser

Kraft:

F_F Federkraft

Messstellen:

$M3$ Zugstangenkraft

$M4$ Bremstrommeltemperatur

Bild 2 Doppelbackenbremse

1 Bremstrommel; 2 Bremsbacke mit Bremsbelag; 3 Bremsenhebel; 4 Winkelhebel;
5 Zugstange; 6 Bremsenfuß

1.2.3 Grundlagen der Dimensionierung von Bremsen

1.2.3.1 Grundmodell und Modellparameter

Arbeitsspiel

Bei einem Kran-Arbeitsspiel wird i. Allg. die Lastaufnahmeeinrichtung mit Nutzlast vom Hubwerk angehoben (Hubspiel), bei stillstehendem Hubwerk über dem Ziel positioniert und dort gesenkt (Senkspiel). Die Last wird abgegeben und die Lastaufnahmeeinrichtung wird ohne Nutzlast angehoben, über dem Ausgangsort positioniert und dort gesenkt. Das hat Bremsvorgänge bei „voll Heben“, „voll Senken“, „leer Heben“ und „leer Senken“ zur Folge.

Modellbildung

Bei der Grundausslegung des Hubwerks werden die Baugrößen der Hauptbaugruppen grob festgelegt und die kinematische Funktion überprüft. Dafür reicht es aus, die zeitlichen Verläufe der Antriebsparameter in den Betriebsphasen zu idealisieren: Anfahren mit konstantem Anfahrmoment, Beharrungsphase mit konstantem Beharrungsmoment und Bremsen mit konstantem Bremsmoment. Der Antrieb einschließlich aller bewegten Massen wird im kinetostatischen Grundmodell zu lediglich einer, mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ rotierenden Masse mit dem reduzierten Ersatzmassenträgheitsmoment J_{ers} beim treibenden bzw. \bar{J}_{ers} beim bremsenden Antrieb reduziert (Bild 3). An ihm greifen das von den äußeren Kräften verursachte Gegenmoment M_g des treibenden bzw. \bar{M}_g des bremsenden Antriebs und das Antriebs- bzw. Bremsmoment M bzw. \bar{M} an.

Das Gegenmoment erfasst die Wirkung der äußeren Kräfte – z. B. Gewichtskräfte, Reibungskräfte, Windkräfte –, die an den vom Antrieb bewegten Teilen, beim Kranhubwerk ist das nur die Seiltrommel, angreifen. Windkräfte werden im Folgenden nicht berücksichtigt, da sich der Versuchsgegenstand in einer geschlossenen Halle befindet.

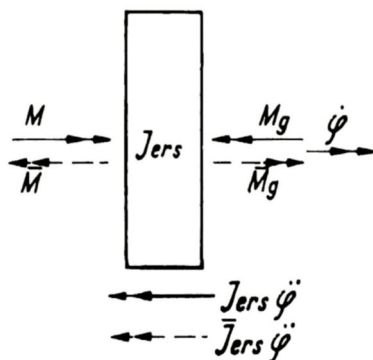


Bild 3 Einmassen-Grundmodell

Bei treibendem Antrieb wird das an der Antriebswelle eingeleitete Moment positiv angesetzt, wenn seine Drehrichtung mit der des Antriebs übereinstimmt. Bei bremsendem Antrieb wird es positiv angesetzt, wenn seine Drehrichtung entgegengesetzt zu der des Antriebs wirkt. In der Beharrung können beide Drehrichtungen des Gesamtmoments auftreten.

Der Antrieb des Hubwerks – Bild 4 zeigt es schematisch – weist meist mehrere, mit unterschiedlicher Winkelgeschwindigkeit umlaufende Massen J und eine vom Triebwerk bewegte translatorische Masse m auf.

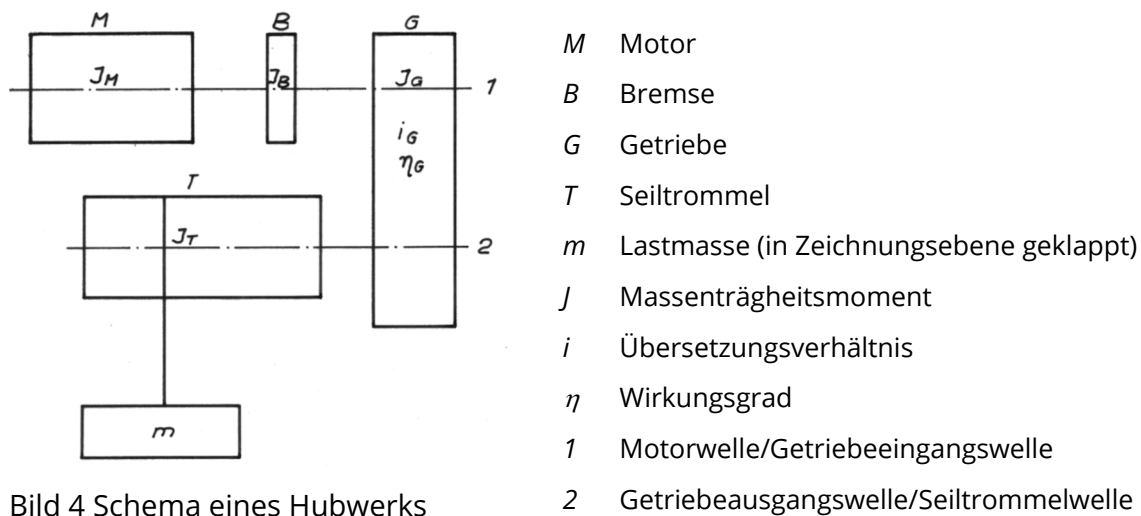


Bild 4 Schema eines Hubwerks

Ersatzmassenträgheitsmoment

Die Reduktion zu lediglich einer Ersatzmasse J_{ers} auf einer Welle geht davon aus, dass die kinetische Energie E_{ers} des bewegten Systems unverändert bleiben muss. Reibungsverluste sind durch Einbeziehen der Wirkungsgrade η zu berücksichtigen. Der Ansatz

$$E_{ers} = J_{ers} \dot{\varphi}^2 / 2 \quad (1)$$

führt zum Ersatzmassenträgheitsmoment J_{ers} des treibenden Antriebs. Das auf die Motorwelle (schnelllaufende Welle 1 im Bild 4; Motor und Bremse sitzen auf einer Welle) reduzierte Ersatzmassenträgheitsmoment beim Anfahren der Hubbewegung beträgt:

$$\left. \begin{aligned} J_{ers} &= J_1 + J_2 \frac{1}{i_G^2 \eta_G} + m \frac{d_T^2}{4} \frac{1}{i_{ges}^2 \eta_{ges}} \\ J_1 &= J_M + J_B + J_G \\ J_2 &= J_T \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Beim Bremsen der Senkbewegung beträgt es:

$$\bar{J}_{ers} = J_1 + J_2 \frac{\eta_G}{i_G^2} + m \frac{d_T^2}{4} \frac{\eta_{ges}}{i_{ges}^2} \quad (3)$$

Gegenmoment

Bei der grundlegenden Dimensionierung werden die äußeren Kräfte als konstante Größen, vorzugsweise mit ihrem Nennwert, angenommen. Beim Hubwerk wirkt an der Seiltrommel ein Moment M_{Tr} , das von der Gewichtskraft als Produkt der ruhenden Last mit der Masse m und der Erdbeschleunigung g verursacht wird:

$$M_{Tr} = m \cdot g \cdot \frac{d_T}{2} \quad (4)$$

Wird M_{Tr} auf die Motorwelle bezogen, erhält man für den treibenden Antrieb das Moment M_{bew}

$$M_{bew} = \frac{m \cdot g \cdot d_T}{2 \cdot i_{ges} \cdot \eta_{ges}} \quad (5)$$

für den bremsenden Antrieb

$$\bar{M}_{bew} = \frac{m \cdot g \cdot d_T \cdot \eta_{ges}}{2 \cdot i_{ges}} \quad (6)$$

M_{bew} nach Gl. (5) ist maßgebend für die Dimensionierung des Antriebsmotors, \bar{M}_{bew} nach Gl. (6) für die Dimensionierung der Bremse.

Bremsmoment

Für das mechanische Bremsen wird das mit der Bremse eingeleitete Bremsmoment M_B als konstanter Mittelwert angesetzt.

1.2.3.2 Bewegungsgleichungen

Einmassen-Grundmodell

Das Gleichgewicht der Drehmomente am Modell im Bild 3 führt zu den Bewegungsgleichungen für das Anfahren

$$J_{ers} \ddot{\varphi} = M - M_g \quad (7)$$

bzw. Bremsen

$$\bar{J}_{ers} \ddot{\varphi} = \bar{M}_g - \bar{M} \quad (8)$$

Ein Kran-Arbeitsspiel setzt sich aus den Teilarbeitsspielen leer Senken – voll Heben – voll Senken – leer Heben zusammen. Es wird angenommen, dass für alle Teilarbeitsspiele die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{10}$ zu Beginn des Bremsvorgangs gleich ist; φ_{10} ist der Drehwinkel bei Bremsbeginn.

Mit Hilfe von Gl. (8) soll der Bremsvorgang beim Senken beschrieben werden. Wird nur mechanisch gebremst, wie z. B. beim Not-Aus, wirkt das Bremsmoment M_B ; als Gegenmoment tritt \bar{M}_{bew} auf. Die Bewegungsgleichung erhält man mit Hilfe des d'Alembertschen Prinzips. Dazu setzt man der Bewegung entgegengesetzt das Hilfsmoment $\bar{J}_{ers} \ddot{\varphi}_{1s}$ an. Bild 5 zeigt die Momente an der Motorwelle.

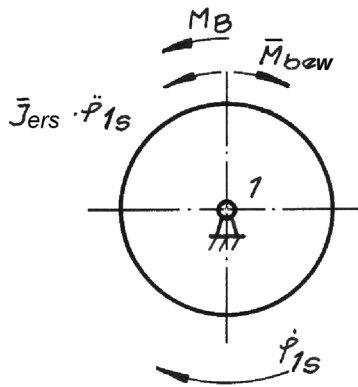


Bild 5 Momente an der Motorwelle beim Senken

Bildet man das Momentengleichgewicht (der Index S in den Bewegungsgrößen kennzeichnet das Senken), so erhält man

$$\bar{J}_{ers} \ddot{\varphi}_{1s} + M_B - \bar{M}_{bew} = 0 \quad (9)$$

und damit die Bewegungsgrößen:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_{1s} &= \frac{-M_B + \bar{M}_{bew}}{\bar{J}_{ers}} \\ \dot{\varphi}_{1s} &= \frac{-M_B + \bar{M}_{bew}}{\bar{J}_{ers}} t + c_1 \\ \varphi_{1s} &= \frac{-M_B + \bar{M}_{bew}}{2\bar{J}_{ers}} t^2 + c_1 t + c_2 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Mit den Anfangsbedingungen $\dot{\varphi}_{1s}(t=0) = \dot{\varphi}_{10}$ und $\varphi_{1s}(t=0) = \varphi_{10}$ bestimmt man die Integrationskonstanten c_1 und c_2 der Gl. (10): $c_1 = \dot{\varphi}_{10}$ und $c_2 = \varphi_{10}$.

Mit der Endbedingung $\dot{\varphi}_{1s}(t = t_{Bs}) = 0$ lässt sich die Bremszeit t_{Bs} – die Zeit vom Einfall der Bremse bis zum Stillstand des Antriebs – für das Senken berechnen:

$$t_{Bs} = \dot{\varphi}_{10} \frac{\bar{J}_{ers}}{M_B - \bar{M}_{bew}} \quad (11)$$

Während der Bremszeit legt die Motorwelle den Drehwinkel φ_{1Bs} zurück:

$$\varphi_{1Bs} = \frac{-M_B + \bar{M}_{bew}}{2\bar{J}_{ers}} t_{Bs}^2 + \dot{\varphi}_{10} t_{Bs} \quad (+ \varphi_{10} - \varphi_{10}) \quad (12)$$

Der gleiche Berechnungsgang lässt sich auch für das Heben vollziehen. Die Drehrichtung im Bild 5 ändert sich; alle drei Momente wirken entgegen der neuen Drehrichtung. Man erhält:

$$t_{Bh} = \dot{\varphi}_{10} \frac{\bar{J}_{ers}}{M_B + \bar{M}_{bew}} \quad (13)$$

$$\varphi_{1Bh} = \frac{M_B + \bar{M}_{bew}}{2\bar{J}_{ers}} t_{Bh}^2 + \dot{\varphi}_{10} t_{Bh} \quad (+ \varphi_{10} - \varphi_{10}) \quad (14)$$

Schwingungssysteme

Man kann annehmen, dass unmittelbar nach Stillstand des Antriebs bei einer Stoppbremsung ($n_M = 0$) eines Hubwerks zwei Einmassen-Schwingungssysteme bestehen. Das eine ist das translatorische Schwingungssystem „Seil – Last“ (Masse m) nach Bild 6a. Die Federsteifigkeit c_S des Seils lässt sich mit Hilfe des Elastizitätsmoduls E_S , der Länge l_S des schwingenden Seils und der metallischen Querschnittsfläche A_S berechnen. Die Getriebestufen können vernachlässigt werden, da ihre Federsteifigkeit viel größer als die des Seils ist. Die Dämpfungskonstante b_S des Seils kann experimentell ermittelt werden.

Andererseits entsteht das rotatorische Schwingungssystem „Motorläufer – Getriebe“ nach Bild 6b: Motorläufer (Trägheitsmoment J_M – Motorwelle (Federsteifigkeit c_M) – Kupplung (c_{K2}) – Torsionsstab (c_{TS} , er dient zur Messung des Motormoments) – Kupplung (c_{K1}) – Getriebeabtriebswelle (c_{GW}).

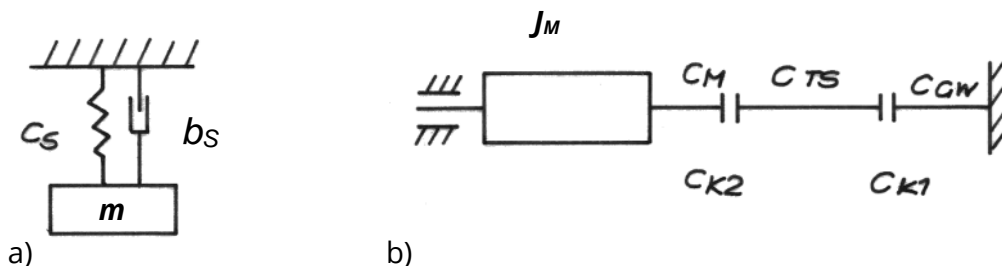


Bild 6 Schwingungssysteme

a) Seil – Last; b) Motorläufer – Getriebe

Auf das translatorische Schwingungssystem wird im Praktikum Brückenkran eingegangen, auf das rotatorische wird im Abschnitt 5.2.9 zurückgegriffen.

1.2.3.3 Erforderliche Bremsmomente

Berechnungsgrundsätze für Trommel- und Scheibenbremsen sind in der DIN 15 434 Teil 1 [2] zu finden.

Haltebremsen

Wird die Bremse ausschließlich als Haltebremse verwendet, d. h. ist sie nur bei Stillstand des Hubwerks wirksam, dann muss das vorhandene Bremsmoment M_B größer sein als das Gegenmoment \overline{M} (in [2] wird es als größtes auftretendes Lastmoment einschließlich aller dynamischen Wirkungen bezeichnet). Dabei sind die ungünstigsten Betriebsbedingungen zugrunde zu legen. Deshalb wirkt beim Hubwerk \overline{M}_{bew} nach Gl. (6) als Gegenmoment.

Für das vorhandene Bremsmoment M_B bei der Doppelbackenbremse nach Bild 2 mit den Abmessungen d_B , h , y_{P2} , l_1 und l_2 , der Reibungszahl μ , dem Wirkungsgrad η_{Gest} des Bremsgestänges sowie der Federkraft F_F gilt:

$$M_B = d_B \cdot F_F \cdot \mu \cdot \eta_{Gest} \frac{l_1 \cdot h}{l_2 \cdot y_{p2}} \quad (15)$$

Dabei ist aus Sicherheitsgründen die kleinste, betriebsmäßig auftretende Gleitreibungszahl einzusetzen, nicht die Haftreibungszahl.

Für die Haltebremse ist die statische Bremssicherheit S_B nachzuweisen:

$$S_B = \frac{M_B}{\overline{M}_{bew}} \quad (16)$$

Die Norm [2] fordert i. Allg. $S_B \geq 2$.

Stoppbremsen

Das erforderliche Bremsmoment $M_{B\,erf}$ bei Stoppbremsen allgemein ist

$$M_{B\,erf} = \overline{M}_g + M_R + M_T \quad (17)$$

mit den auf die Bremsenwelle bezogenen Gegenmoment \overline{M}_g des bremsenden Antriebs und Verzögerungsmomenten M_R der rotatorischen Massen sowie M_T der translatorischen Massen. Für das Bremsen der Senkbewegung gilt mit den Gln. (6) und (8):

$$\left. \begin{aligned} \overline{M}_g &= \overline{M}_{bew} \\ M_R &= \left(J_1 + J_2 \frac{\eta_G}{i_G^2} \right) \ddot{\varphi}_1 \\ M_T &= m \frac{d_T^2 \eta_{ges}}{4 i_{ges}^2} \ddot{\varphi}_1 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

1.2.3.4 Thermische Belastung

Die kinetische Energie und die längs des Wegs frei werdende potentielle Energie werden beim Bremsvorgang in Wärmeenergie umgewandelt.

Die Wärmeeinleitung in die Bremse geht nach relativ einfachen Gesetzen vor sich. Bei der Wärmeleitung und -übertragung auf die Umgebung laufen komplizierte instationäre Prozesse der Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung ab. Diese lassen sich durch ein System von Differentialgleichungen mathematisch beschreiben. Angesichts der vielen Unsicherheiten, schon bei den Eingangsparametern, und des begrenzten technischen Ziels reichen Näherungslösungen aus. Dabei werden die thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten mit vereinfachten, auf der sog. sicheren Seite liegenden Randbedingungen berücksichtigt.

Der Temperaturverlauf an der Bremse unterscheidet sich für die drei Bremsfunktionen einmalige Stoppbremsung, gehäufte Stoppbremsung und Dauerbremsung qualitativ – siehe Bild 7. Die Grundlagen der quantitativen Beschreibung für die Stoppbremsungen werden im Folgenden angesprochen.

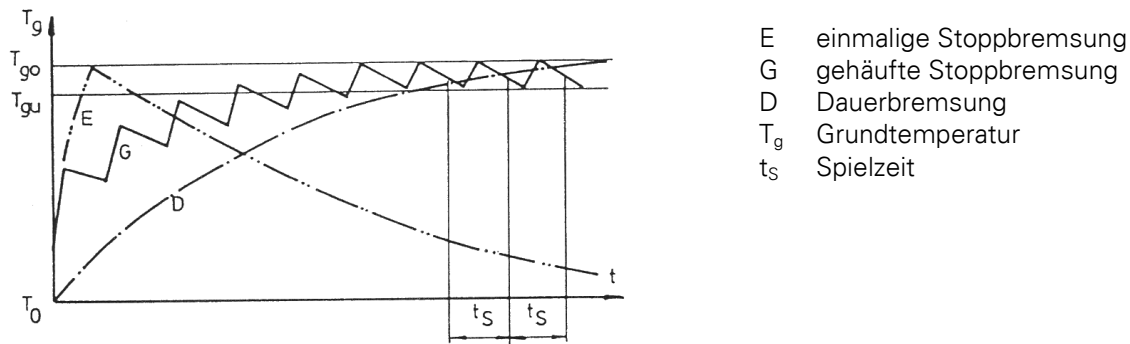


Bild 7 Temperaturverlauf bei verschiedenen Bremsfunktionen

Einmalige Stoppbremsung

Während des Bremsvorgangs von der Anfangswinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_0$ – Drehwinkel φ_B , Bremszeit t_B – verrichtet die mechanische Bremse die Bremsarbeit W_B :

$$W_B = \int_0^{\varphi_B} M_B d\varphi = \int_0^{t_B} M_B(t) \dot{\varphi}(t) dt \quad (19)$$

Vereinbarungsgemäß bleibt das Bremsmoment während des Bremsvorgangs gleich. Daraus folgen Winkelgeschwindigkeit und Beschleunigung:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\varphi}(t) &= \dot{\varphi}_0 \left(1 - \frac{t}{t_B}\right) \\ \ddot{\varphi} &= -\frac{\dot{\varphi}_0}{t_B} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Für die Stoppbremsung ergibt sich die Bremsarbeit W_{BS} :

$$W_{BS} = M_B \frac{\dot{\varphi}_0 t_B}{2} \quad (21)$$

Der von den Reibpartnern erzeugte Wärmestrom \dot{Q} hat unter der Annahme der vollständigen Umwandlung der mechanischen Energie in Wärmeenergie die Stärke:

$$\dot{Q} = \frac{dW_B}{dt} \quad (22)$$

Für die Stoppbremsung mit konstantem Bremsmoment gilt:

$$\dot{Q}(t) = M_B \dot{\varphi}(t) = M_B \dot{\varphi}_0 \left(1 - \frac{t}{t_B}\right) \quad (23)$$

Bezieht man den Wärmestrom auf die Reibfläche, erhält man die Wärmestromdichte q . Mit der Annahme, dass die Flächenpressung p über der Belagfläche A_{bel} konstant ist, erhält man mit der Umfangsgeschwindigkeit v :

$$q(t) = \frac{\dot{Q}(t)}{A_{bel}} = p \mu v(t) \quad (24)$$

Die größte Wärmestromdichte tritt zu Beginn der Bremsung, bei der Umfangsgeschwindigkeit v_0 beim Bremsbeginn auf.

Die Wärmestromdichte dient zur Beurteilung der Wärmebeanspruchung mechanischer Bremsen. Werden sie energetisch nicht hoch beansprucht, z. B. bei elektrischer Betriebsbremsung, gilt als empirische obere Grenze $q_{max} = 3 \text{ W/mm}^2$. Die DIN 15434 [2] gibt in Abhängigkeit vom Durchmesser der Bremsstrommel einen Bereich von 0,75 ... 1,35 W/mm^2 an.

Gehäufte Stoppbremsung

Die Temperaturberechnung bei gehäufter Stoppbremsung wird in der Praxis mit halbempirischen Verfahren (z. B. [2]), die an Modellkörpern gewonnene Wärmeübergangszahlen benutzen und empirischen Verfahren (z. B. [3]), die sich auf Experimente an Originalbremsen stützen, durchgeführt. Das in [3] beschriebene empirische Verfahren wird im Folgenden vorgestellt. Bei ihm wird die obere und untere Grundtemperatur T_{go} und T_{gu} (siehe Bild 7) im quasistationären Beharrungszustand mit Hilfe von zwei Bezugstemperaturen T_{go0} und T_{gu0} und vier Faktoren φ_i für Parametereinflüsse berechnet:

$$\left. \begin{aligned} T_{gu} &= T_{gu0} \cdot \varphi_{BD} \cdot \varphi_{p\mu u} \cdot \varphi_b \\ T_{go} &= T_{go0} \cdot \varphi_{p\mu o} \cdot \varphi_b + T_{go0} \cdot \varphi_{p\mu o} \cdot (\varphi_{BD} - 1) \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Die sechs Parameter der Gl. (25) sind als Kennlinienfelder im Bild 8 dargestellt.

Für den thermischen Nachweis der Bremse ist der arithmetische Mittelwert T_{char} mit der zulässigen Dauertemperatur T_{zul} zu vergleichen:

$$T_{char} = \frac{T_{gu} + T_{go}}{2} \leq T_{zul} \quad (26)$$

Ein Eingabeparameter für die Ermittlung der Bezugstemperaturen in Gl. (25) ist das die thermische Belastung bestimmende Massenträgheitsmoment J im Bild 8a und Bild 8b. Es muss so berechnet werden, dass es die energetischen Verhältnisse während der Bremsung richtig wiedergibt. Deshalb wird das rechnerische (Ersatz-) Massenträgheitsmoment J_r für einen Bremsvorgang mit Hilfe einer Energiebetrachtung ermittelt. Die rechnerische Gesamtenergie E_r ist gleich der Bremsarbeit W_B . Für ein Hubwerk gilt:

$$E_r = E_{tr} + E_{ro} \pm E_{po} = W_B \quad (27)$$

E_{tr} kinetische Energie der translatorisch bewegten Massen

E_{ro} kinetische Energie der rotatorisch bewegten Massen

E_{po} potentielle Energie der translatorisch bewegten Massen
(+ für Senken, – für Heben)

Mit den Bestimmungsgrößen für die Energien ergibt sich:

$$\left. \begin{aligned} J_r \cdot \frac{\dot{\varphi}_0^2}{2} &= \frac{m \cdot v_h^2 \cdot \eta_{ges}}{2} + \bar{J}_{red} \cdot \frac{\dot{\varphi}_0^2}{2} \pm \bar{M}_{bew} \cdot \frac{\dot{\varphi}_0 \cdot t_B}{2} = M_B \cdot \frac{\dot{\varphi}_0 \cdot t_B}{2} \\ \bar{J}_{red} &= J_1 + J_2 \cdot \frac{\eta_G}{i_G^2} \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

J_r rechnerisches (Ersatz-) Massenträgheitsmoment bei Stoppbremsung

\bar{J}_{red} Massenträgheitsmoment der rotierenden Teile, auf Motorwelle reduziert (Summe der beiden ersten Summanden aus Gl. (3))

v_h Hubgeschwindigkeit

Das obere Vorzeichen (+) bei \bar{M}_{bew} gilt für Senken, das untere (-) für Heben. Multipliziert man jede Seite der Gl. (28) mit $2/\dot{\varphi}_0^2$ und setzt $\dot{\varphi}_0/t_B = \ddot{\varphi}$ liefert ihr mittlerer und rechter Teil:

$$J_r = \frac{m \cdot v_h^2 \cdot \eta_{ges}}{\dot{\varphi}_0^2} + \bar{J}_{red} \pm \bar{M}_{bew} \frac{1}{\ddot{\varphi}} \quad (29)$$

Mit $1/\ddot{\varphi} = J_r / M_B$ (folgt aus $M_B = J_r \ddot{\varphi}$) und $v_h = d_T \dot{\varphi}_0 / (2i_{ges})$ ergibt sich:

$$J_r = \left(\frac{m \cdot d_T^2 \cdot \eta_{ges}}{4 \cdot i_{ges}^2} + \bar{J}_{red} \right) \frac{M_B}{M_B \mp \bar{M}_{bew}} \quad (30)$$

Mit dem statischen Sicherheitsbeiwert nach Gl. (16) kann man schreiben:

$$J_{rm} = \left(\frac{m \cdot d_T^2 \cdot \eta_{ges}}{4 \cdot i_{ges}^2} + \bar{J}_{red} \right) \frac{1}{1 \mp (1/S_B)} \quad (31)$$

Das obere Vorzeichen (-) beim Term mit S_B gilt wieder für Senken, das untere (+) für Heben. Der Mittelwert J_{rm} beim Bremsen eines Hub- und Senkvorgangs mit gleicher Masse beträgt:

$$J_{rm} = \left(\frac{m \cdot d_T^2 \cdot \eta_{ges}}{4 \cdot i_{ges}^2} + \bar{J}_{red} \right) \frac{1}{1 - (1/S_B^2)} \quad (32)$$

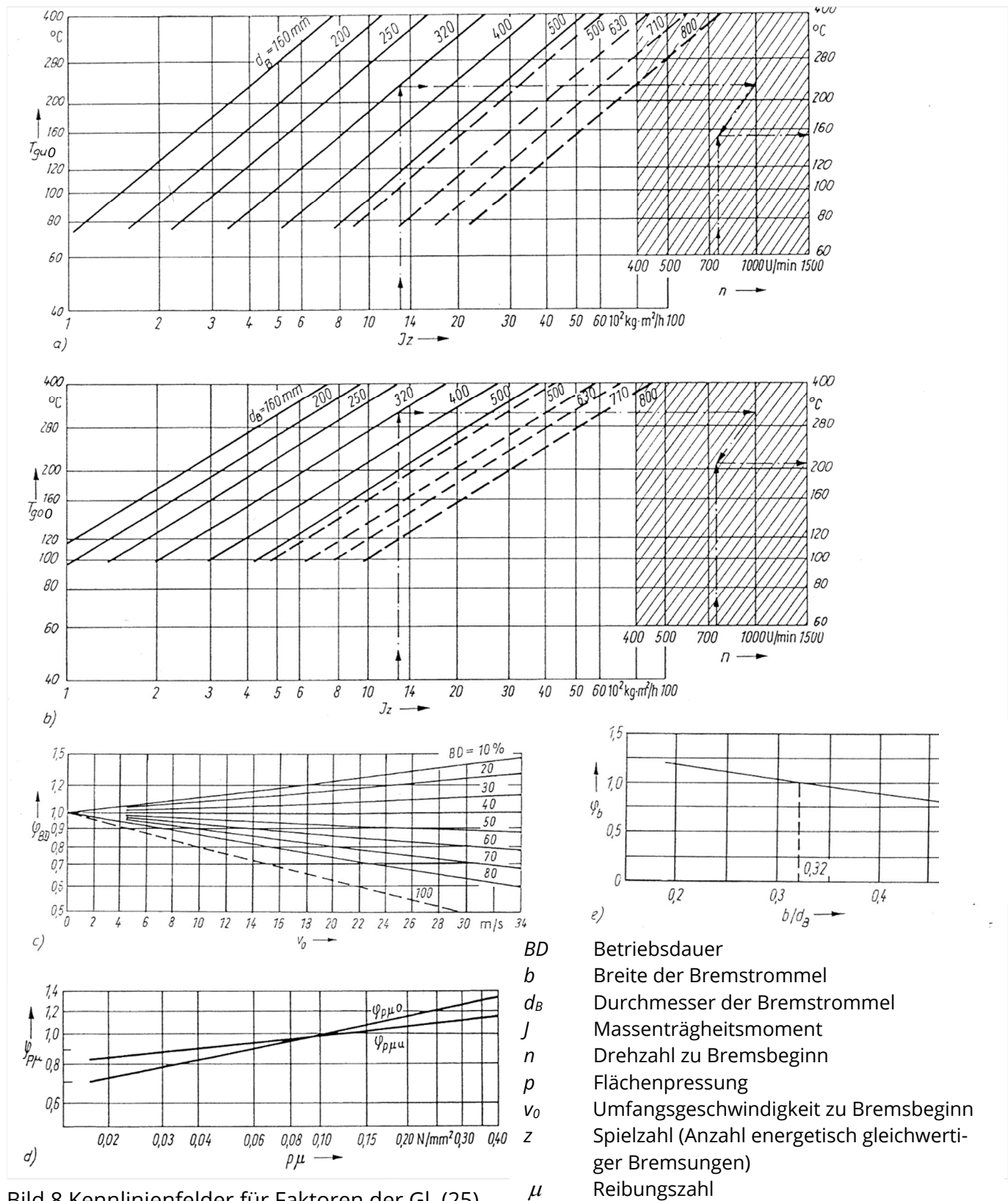


Bild 8 Kennlinienfelder für Faktoren der Gl. (25)

a) Bezugstemperatur T_{g00} ; b) Bezugstemperatur T_{g00} ; c) Faktor φ_{BD} ;d) Faktoren $\varphi_{p\mu}$ und $\varphi_{p\mu}$; e) Faktor φ_b

2 Praktische Untersuchungen

2.1 Kran-Hubwerk

Ein Praktikumsobjekt ist die Bremse des Hubwerks des Brückenkrans in der Versuchshalle. Das Hubwerk in Rahmenbauweise nach Bild 1a wird als Baugruppe einer Laufkatze auf dem Brückenträger bewegt und hat folgende technische und technologische Daten:

$P_n = 25 \text{ kW}$ Motor-Nennleistung bei einer relativen Einschaltdauer $ED = 40 \%$

$n_n = 975 \text{ U/min}$ Motor-Nenndrehzahl

$J_M = 1,35 \text{ kgm}^2$ Massenträgheitsmoment des Motorläufers

$i_G = 63$ Getriebe-Übersetzungsverhältnis

$\eta_G = 0,96$ Getriebe-Wirkungsgrad

$J_G = 0,0735 \text{ kgm}^2$ Getriebe-Massenträgheitsmoment, auf Eingangswelle reduziert

$J_B = 0,312 \text{ kgm}^2$ Massenträgheitsmoment der Bremstrommel

$d_T = 400 \text{ mm}$ Seiltrommel-Nenndurchmesser

$J_T = 2,26 \text{ kgm}^2$ Seiltrommel-Massenträgheitsmoment

$\eta_T = 0,97$ Seiltrommel-Wirkungsgrad

$\eta_F = 0,99$ Wirkungsgrad des Flaschenzugs

$m = 8 \text{ t}$ maximale Hubmasse (Tragfähigkeit)

$m_T = 100 \text{ kg}$ minimale Hubmasse (Totmasse)

2.2 Bremsenprüfstand

2.2.1 Aufbau

Auf dem Bremsenprüfstand (Bild 9) können Belastungen beim Verzögern von Hub- und Fahrtrieben nachgebildet werden, um ihre Bremsen bei vorgegebenen Betriebsbedingungen zu prüfen. Massenträgheitsmoment, Spielzahl, Betriebsdauer und Motordrehzahl lassen sich variieren.

Durch einen geregelten Gleichstrommotor werden die Schwungmassen- und Bremsenwelle auf die eingestellte Drehzahl gebracht. Die acht verschiedenen Schwungmassen lassen sich durch im Stillstand schaltbare Zahnkupplungen mit der Schwungmassenwelle verbinden. Auf diese Weise kann ein Massenträgheitsmoment von 1 kgm^2 bis zu 520 kgm^2 eingestellt werden. Die Schwungmassenwelle ist über eine nicht schaltbare Zahnkupplung $K2$ mit der Bremsenwelle verbunden. Die Bremsenwelle ist zweifach gelagert, mittig auf ihr sitzt die Bremstrommel bzw. -scheibe. Die Bremse – wahlweise eine Trommelbremse (Bild 2) oder Scheibenbremse – ist auf einem Pendelrahmen (siehe Abschnitt 3.3) montiert, der sich gegen zwei Kraftmessdosen abstützt. Die Trommelbremse wird von einem elektrohydraulischen Hubgerät betätigt. Es ist der Einbau von Bremsstrommeln bzw. -scheiben bis 630 mm Durchmesser möglich.

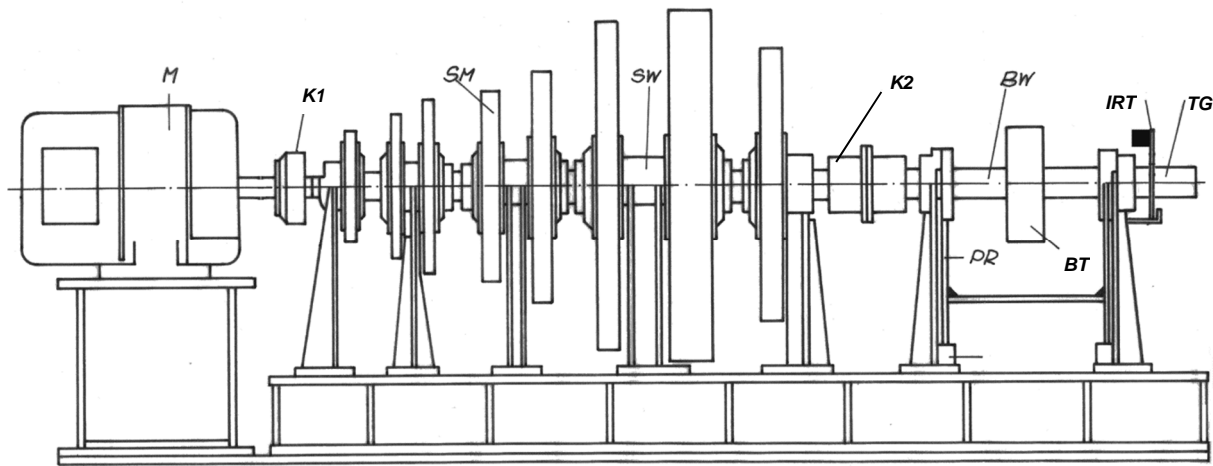


Bild 9 Bremsenprüfstand – Bremse nicht montiert

M Antriebsmotor; $K1, K2$ Kupplung; SM Schwunghasse; SW Schwunghassenwelle; BW Bremsenwelle; BT Bremstrommelle (bzw. -scheibe); PR Pendelrahmen; KMD Kraftmessdose; IRT Infrarot-Temperaturgeber; TG Tachogenerator

2.2.2 Gleichstromantrieb

Der Bremsenprüfstand wird von einem Gleichstrom-Nebenschlussmotor angetrieben. Die Erregerwicklung liegt beim Gleichstrom-Nebenschlussmotor parallel zu Ankerwicklung. Die Drehzahl ist vom Ankerstrom und damit von der Belastung nahezu unabhängig (Nebenschlussverhalten). Die Möglichkeiten der Drehzahlsteuerung beim Gleichstrom-Nebenschlussmotor sind im Bild 10 dargestellt: die Steuerung der Ankerspannung, des Anker-Widerstands und der Erregerspannung. Werden thyristorgesteuerte Stromrichter als Stellglieder verwendet, werden Anker- und Erregerspannung vom Stellglied gesteuert. Veränderliche Widerstände, wie in Bild 10b und Bild 10c dargestellt, entfallen dann.

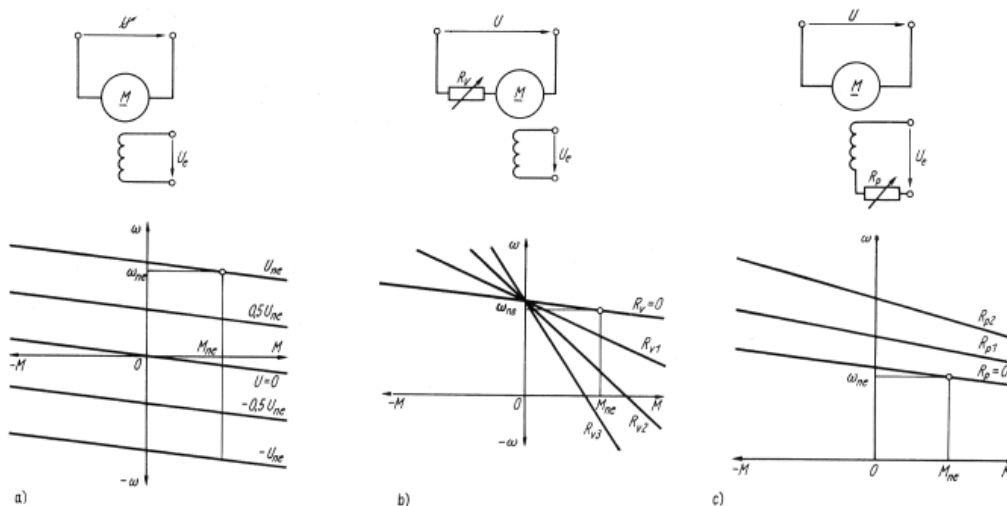


Bild 10 Möglichkeiten der Drehzahlsteuerung beim Gleichstrom-Nebenschlussmotor

a) Spannungssteuerung; b) Widerstandssteuerung; c) Feldsteuerung

2.2.3 Technische Daten

Die für das Praktikum relevanten technischen Daten des Bremsenprüfstands sind im Folgenden zusammengestellt.

Antriebsmotor:

Gleichstrom-Nebenschlussmotor mit Fremddinnenkühlung; Stromrichter für Drehzahlregelung

$P_n = 76 \text{ kW}$ Nennleistung

$n = 0 \text{ bis } 2800 \text{ U/min}$ Drehzahlbereich

Schwungmassen:

$J_{Gr} = 0,994 \text{ kgm}^2$ (Grund-)Massenträgheitsmoment von Schwungmassenwelle und Kupplungen

$J_{SMi} = 1,020 \text{ kgm}^2; 2,142 \text{ kgm}^2; 4,686 \text{ kgm}^2; 11,280 \text{ kgm}^2$ Massenträgheitsmoment der Schwungmasse i ($i = 1; 4$)

Bremse:

Trommelbremse DIN 15435 – 315

$J_B = 0,390 \text{ kgm}^2$ Massenträgheitsmoment der Bremstrommel

2.3 Praktikumsziel

Ziel des ersten Praktikumsteils ist die Grundausslegung der Bremse für das Kranhubwerk. Dabei werden die im Abschnitt 1 zusammengestellten Kenntnisse aus der Maschinendynamik, Thermodynamik und Fördertechnik angewendet.

Im zweiten Teil des Praktikums werden die Belastungen bei gehäufter Stoppbremung am Bremsenprüfstand nachgebildet und die Beanspruchungen messtechnisch erfasst. Dabei werden Kenntnisse über Messmethoden und über die Funktion von Messgeräten vermittelt.

Im Protokoll werden die theoretischen Betrachtungen am Hubwerk quantifiziert und den äquivalenten Untersuchungen am Bremsenprüfstand gegenübergestellt.

3 Messung

3.1 Messstellenübersicht

Angaben zu den Messstellen am Bremsenprüfstand und ihrer Registrierung enthält die Tabelle.

Zur Gewinnung quantifizierbarer Messergebnisse kann der Zusammenhang zwischen dem vom Messinstrument ausgegebenen Messwert (z. B. Anzahl von Skalenteilen) und der zugehörigen physikalischen Größe (Betrag und Maßeinheit) „rein rechnerisch“ oder durch sog. „Kalibrieren“ ermittelt werden. Beim Kalibrieren eines Messgebers wird unter vorgegebenen Bedingungen der Zusammenhang zwischen der zu messenden physikalischen Größe – bei der Messtelle $M2$ das Bremsmoment in kNm – und dem Ausgangssignal des Messgeräts – Ablesewert in Skalenteilen – ermittelt und dokumentiert.

Tabelle Messstellen am Prüfstand

Messstelle	Messgröße	Messgeber	Registriergerät
<i>M1</i>	Drehzahl	Tachogenerator	Dehnmessungsverstärker MGC – Hottinger GmbH Darmstadt, PC mit Daten- erfassungs- und Zählerkar- te; Datenerfassungssoft- ware
<i>M2</i>	Bremsmoment	Kraftmessdosen	
<i>M3</i>	Zugstangenkraft	Dehnmessstreifen	
<i>M4</i>	Bremsstrommel- temperatur	Thermoelement	manuelle Registrierung
		Kontaktthermometer	
		Infrarotthermometer	

Das Kalibrieren geschieht experimentell auf der Basis bekannter Belastungsgrößen. Die Messgeber sollen möglichst im eingebauten Zustand kalibriert werden, um Einflüsse der Reibung und andere Störquellen von vornherein zu berücksichtigen.

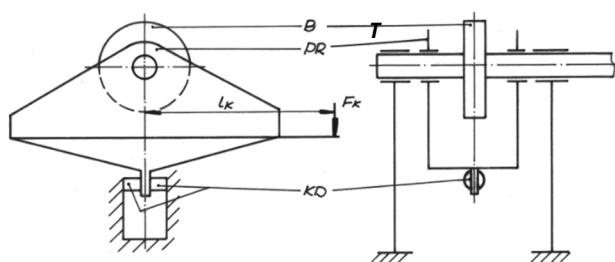
Bestandteil des Praktikums ist die Kalibrierung der Messstelle *M2*; *M3* wurde bereits vor dem Zusammenbau der Bremse im Zugversuch kalibriert. Die Registriergeräte von *M1*, *M3* und *M4* zeigen die zu messende physikalische Größe in U/min, kN bzw. °C an.

3.2 Messstelle *M1*: Drehzahl

Zur Aufnahme der Drehzahl der Schwungmassenwelle wird ein Tachogenerator verwendet. Ein Analog-Digital-Wandler gestattet es, die Drehzahl in U/min im Rechner digital aufzuzeichnen.

3.3 Messstelle *M2*: Bremsmoment

Zwei jeweils als Drehmomentenstütze für den drehbar gelagerten Pendelrahmen funktionierende Kraftmessdosen (Bild 11) nehmen Stützkkräfte auf, die dem erzeugten Bremsmoment entsprechen.



- BT* Bremstrommel
- PR* Pendelrahmen
- KD* Kraftmessdose
- F_K* Kalibrierkraft
- l_K* Hebellänge

Bild 11 Pendelrahmen zur Messung des Bremsmoments

Die Wirkungsweise der Kraftmessdosen beruht auf vier in Vollbrücke geschaltete Dehnmessstreifen (DMS). Der Zusammenhang zwischen diesen Stützkkräften und dem Bremsmoment wird bei der Kalibrierung der beiden Kraftmessdosen zu Beginn des Ver-

suchs ermittelt. Bekannte Kalibrierkräfte F_K am Hebelarm l_K erzeugen zugehörige Kalibriermomente an der Messstelle; die Wertepaare werden notiert. Mit Hilfe einer Regressionsrechnung lässt sich der Zusammenhang zwischen dem Bremsmoment und den Werten des Messinstruments mathematisch beschreiben.

3.4 Messstelle M3: Zugstangenkraft

Die Zugstangenkraft F_Z bei einer Doppelbackenbremse wird ebenfalls mit Hilfe von DMS ermittelt. Die Zugstange wird dazu mechanisch bearbeitet, ihre Form ist im Bild 12 ersichtlich. Durch die Schwächung wird ein kleinerer Querschnitt erreicht, die Dehnung der Zugstange und daraufhin die Empfindlichkeit der Messstelle werden größer. Die Zugstange wird vor dem Einbau in die Bremse auf einer Werkstoffprüfmaschine kalibriert. Die Daten werden zu Beginn der Übung bekannt gegeben.

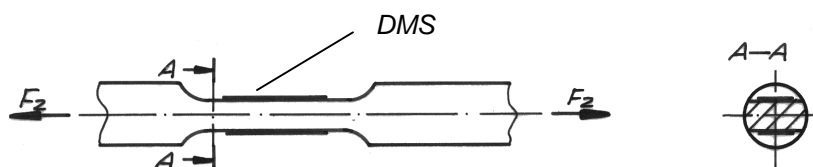


Bild 12 Anordnung der DMS zur Messung der Zugstangenkraft

3.5 Messstellen M4: Bremstrommel- bzw. Bremsscheibentemperatur

Die Temperatur der Bremstrommel bzw. -scheibe wird sowohl berührungslos mit einem Infrarotthermometer als auch mit Kontaktthermometern gemessen.

Die Infrarotstrahlung ist ein Teil des Sonnenlichtes und kann beim Durchscheinen eines Prismas abgeteilt werden. Sie besitzt eine Energie, die sich beschreiben lässt. Da sich die Energiemenge proportional zur vierten Potenz der Temperatur verhält, ist eine Temperaturmessung möglich. Als wesentliche Einflussgröße zur Berücksichtigung der Eigenschaften des Messobjekts ist der Emissionsfaktor zu beachten. Der Emissionsfaktor ist definiert als das Verhältnis der von einem Objekt bei gegebener Temperatur abgestrahlten Energie und der Energie, die ein idealer Strahlungskörper (Schwarzkörper) bei dieser Temperatur abstrahlen würde. Ein Schwarzkörper (er hat der Emissionsfaktor 1) reflektiert weder die Infrarotstrahlung noch lässt er sie durch.

Ein Infrarotthermometer besteht aus vier Hauptbauteilen: einer Linse zum Bündeln der Infrarotenergie, einem Detektor, der die Energie in ein elektrisches Signal umwandelt, einer Einstellvorrichtung für den Emissionsfaktor, die die Abstimmung auf die Eigenschaften des Messobjekts ermöglicht und einer Umgebungstemperatur-Kompensation.

Das Infrarotthermometer misst nur die Oberflächentemperatur der nächsten sichtbaren Oberfläche, also z. B. nicht durch Glasscheiben hindurch. Zur besseren Orientierung dient dem Anwender ein Licht-Pilotstrahl. Staub oder Feuchtigkeitsniederschläge auf der Linse des Messgerätes oder zwischen Messgerät und Messobjekt müssen vermieden werden. Bei hochglänzenden Metalloberflächen, wie z. B. dem Mantel der Bremstrommel, können die Geräte nur zur Ermittlung von Temperaturtrends eingesetzt werden.

Eine Absolutwertmessung ist auf derartig polierten Oberflächen nicht möglich. Deshalb wird die Oberflächentemperatur auf der Seitenfläche in der Nähe der Manteloberfläche gemessen.

Soll die Oberflächentemperatur der Mantelfläche der Bremstrommel genauer gemessen werden, können Eisen-Konstantan-Thermoelemente verwendet werden, die jeweils mit einem kleinen Metallzylinder verschweißt und in entsprechende Bohrungen des Trommels eingepresst sind (Bild 13). Die Signale der rotierenden Messstellen müssen über geeignete Übertragungsglieder, z. B. Schleifringübertrager, zum feststehenden Registriergerät übertragen werden. Eine weitere Möglichkeit sind feststehende, federnd gelagerte Thermoelemente, die über den Trommelmantel schleifen.

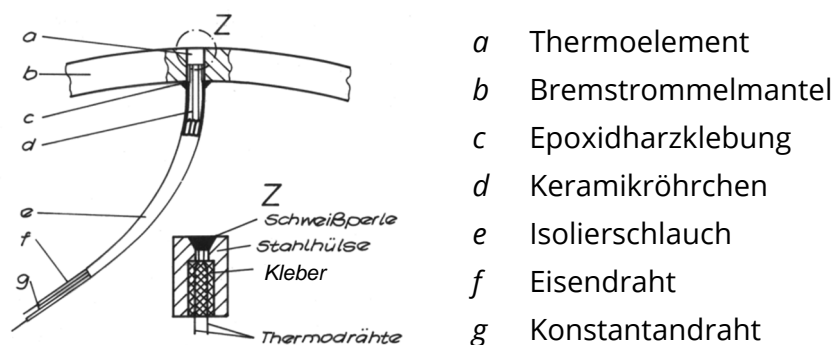


Bild 13 Temperaturmessstelle im Bremstrommelmantel

3.6 Messwertverstärkung und Aufzeichnung

Die Spannungsänderungen, hervorgerufen durch die Widerstandsänderung der DMS, sind sehr gering. Aus diesem Grunde werden die Messwerte mit Hilfe einer Dehnungsmessanlage MGC der Firma Hottinger Baldwin GmbH Darmstadt verstärkt. Analoge Messsignale werden über A/D-Wandler, digitale Signale über Zählerkarten mit Datenerfassungssoftware erfasst und auf einem Mess-PC gespeichert.

4 Versuchsdurchführung

Zunächst wird die Messstelle M2 kalibriert. Um mithilfe der Messwerte von M2 und M3 die Reibungszahl μ der Reibpaarung Bremstrommel/Bremsbelag zu ermitteln, müssen die fehlenden Bremsenabmessungen gemessen werden.

Für die Bremsversuche werden Einschalt- und Pausendauer, Drehzahl und Schwungmasse vorgegeben. Die zeitlichen Verläufe der Drehzahl der Bremsenwelle, der Bremstrommel- bzw. Brems Scheibentemperatur, des Bremsmoments und ggf. der Zugstangenkraft werden aufgezeichnet. Die Bremszeiten sind zu registrieren.

5 Versuchsauswertung – Protokoll

Die im Abschnitt 1.2.3 angesprochenen Dimensionierungsgrundlagen sind am Beispiel des Hubwerks des Krans und des Bremsenprüfstands im Protokoll quantitativ umzusetzen.

zen und zu diskutieren. Die für die Auswertung verwendeten Zeitverläufe sind grafisch darzustellen. Verwendete Zahlenwerte sind zu kennzeichnen.

5.1 Hubwerk

Berechnung

- a) des für die Auswahl der Bremse maßgebenden Bremsmoments
- b) des erforderlichen Bremsmoments M_{Berf}
- c) des reduzierten Ersatzmassenträgheitsmoments \bar{J}_{ers} in Bild 5
- d) der maximalen Bremszeit bei Stoppbremung mit M_{Berf}
- e) des maximalen Bremswegs der Last bei Stoppbremung mit M_{Berf}
- f) des für die Erwärmung der Bremse des Hubwerks maßgebenden rechnerischen Ersatzmassenträgheitsmoments J_r bei Stoppbremung mit M_{Berf} , sowohl mit größter Last als auch mit Totlast

5.2 Bremsenprüfstand

- 5.2.1 Grafische Darstellung der Kalibrierkurve und Berechnung des Zusammenhangs zwischen Bremsmoment und abgelesenem Messwert
- 5.2.2 Zusammenstellung der für die Berechnung des Bremsmoments und der zu erwartenden Temperatur der Bremstrommel benötigten geometrischen Größen der verwendeten Bremse
- 5.2.3 Vergleich der eingestellten Massenträgheiten mit dem rechnerischen Ersatzträgheitsmoment des Hubwerks des Brückenkrans (siehe Abschnitt 5.1f)
- 5.2.4 Für drei Bremsvorgänge
 - a) Darstellung der Zeitverläufe der Messwerte der Messstellen $M1$, $M2$ und $M3$
 - b) Bestimmung des Bremsmoments mit Gl. (11); $\bar{M}_{bew} = 0$; t_{Bs} aus Zeitverlauf
 - c) Bestimmung des Bremsmoments aus $M2$
 - d) Bestimmung der Reibungszahl mit $M2$ und $M3$
 - e) Bewertung der Ergebnisse
- 5.2.5 Beurteilung der Eignung der verwendeten Bremse als Haltebremse für das Hubwerk aus Abschnitt 5.1
- 5.2.6 Berechnung und (grobe) Beurteilung der maximalen Wärmebeanspruchung bei Stoppbremung mit M_{Berf}
- 5.2.7 Darstellung des gemessenen Temperaturverlaufs; Bewertung der einzelnen Temperaturmessverfahren
- 5.2.8 Berechnung der zu erwartenden Temperatur der Bremstrommel nach Gl. (25) mit den beim letzten Bremsvorgang verwendeten Parametern
- 5.2.9 Bestimmung
 - a) der Gesamt-Federsteifigkeit des „Antriebsstrangs“ (Berechnungsmodell s. Bild 6b) aus dem Messschrieb
 - b) des Durchmessers, den eine 1 m lange Welle aus Stahl bei gleicher Federsteifigkeit haben müsste

6 Übungsvorbereitung

In der Übung wird das in dieser Anleitung vermittelte Wissen vorausgesetzt. Weitergehende Informationen sind in [2] und den Abschnitten 2.4, 3.1 und 3.3 aus [3] zu finden – die übrigen Literaturquellen sind der Vollständigkeit halber angegeben.

Inhalte des Eingangstests können sein:

- Aufbau und Wirkungsweise eines Hubwerks
- Aufbau und Wirkungsweise einer Doppelbackenbremse
- Messung von Bremsstrommeltemperatur und Bremsmoment
- Bremsenbeanspruchung und -dimensionierung
- Berechnung des statischen Bremsmoments
- Modell zur Berechnung der Bremszeit
- Möglichkeiten der Drehzahlsteuerung bei Gleichstrommotoren

7 Literatur

- [1] DIN 3068. Drahtseile aus Stahldrähten; Rundlitzenseil 6 x 24 Standard + 7 Fasereinslagen. 1972.
- [2] DIN 15 434 Teil 1. Antriebstechnik; Trommel- und Scheibenbremsen; Berechnungsgrundsätze. 1989.
- [3] Scheffler, M.: Grundlagen der Fördertechnik – Elemente und Triebwerke. Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg 1994.
- [4] DIN 15 435 Teil 1. Antriebstechnik; Trommelbremsen; Maße und Anforderungen. 1992.
- [5] DIN 15 430 Teil 1. Antriebstechnik; Elektrohydraulische Hubgeräte; Maße und Anforderungen. 1989