

# UNTERSUCHUNG DES DYNAMISCHEN RISSES EINES HUBSEILES

Von

J. SVÁB und L. TAKÁCS

Lehrstuhl für Bau- und Fördermaschinen  
Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 19. Februar 1970)

Vorgelegt von Dr. A. PRISTYÁK

Bei der Verfertigung der Arbeitsriefe einer Schlitzwand kam der Greifer der Schlitzmaschine in einer Felsenschicht zum Festsitzen und das Hubseil von einer freien Länge von  $l = 24$  m, einer Nennweite  $d = 22$  mm und dem Strukturtyp S. 6(1 + 9 + 9) brach.

Bei der Untersuchung wurden zuerst das Seil, dann die Kraftwirkung geprüft.

1. Die Prüfung des Seils dehnte sich auf die Ermittlung der Art des Risses und auf die Bestimmung der Reißkraft des Seils aus.

1.1. In dem gebrochenen Seil schlängelte sich die Hanfseele zwischen die Litzen, was zugleich das Aufhören einer gleichmäßigen Unterstützung der Litzen bedeutete (Abb. 1). Die Ursache der Auflösung des Gleichgewichts mochte die wiederholte Lockerung des in der bentonithaltigen Flüssigkeit betätigten Greiferseils sein, wozu das Schwellen der durchtränkten Seele noch beitrug.

1.2. Die Elementarfasern brachen ohne Ausnahme bei Kontraktion, was darauf hinweist, daß kein Ermüdungsbruch vorlag (Abb. 2).

1.3. Aus der Reißkraft der Elementfasern berechnet kann die Reißkraft des Seils auf  $F = 30\ 000$  kp geschätzt werden (Tab. I).

Tabelle I

	Litzen		I. Probe			II. Probe		
	$\delta\phi$	Num- mer	$F_{rz}$ [Kp]	$\sigma_{rz} = \frac{F \text{ [Kp]}}{A \text{ [cm}^2\text{]}}$	$F_o$ [Kp]	$F_{rz}$ [Kp]	$\sigma_{rz} = \frac{F \text{ [Kp]}}{A \text{ [cm}^2\text{]}}$	$F_o$ [Kp]
Seelendraht	2,2	1	445	121	445	450	120	450
Innenreihe	1,0	9	130	167	1 170	135	174	1 215
Außenreihe	1,8	9	360	154	3 240	395	142	3 555
Gemessene Reißkraft der Litze					4 855			5 220
Reißkraft des Seils $6 \times 4\ 855$					29 130	$6 \times 5\ 220$		31 320

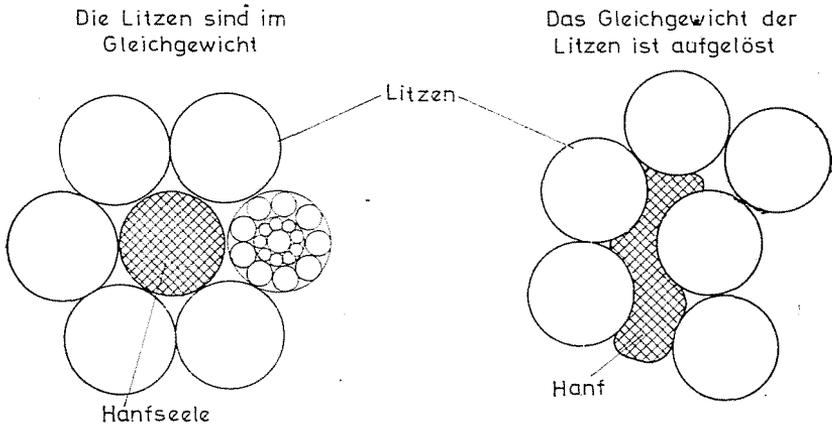


Abb. 1

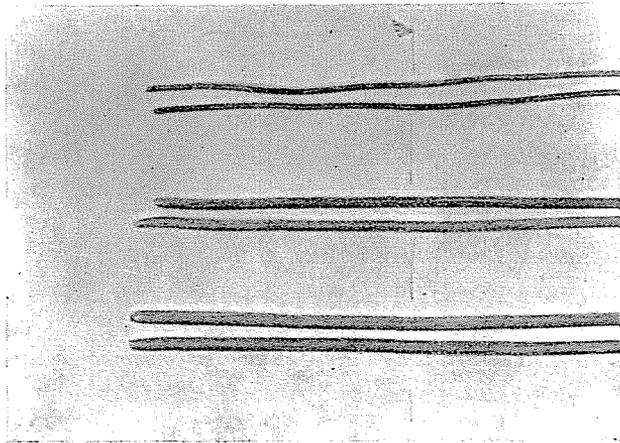


Abb. 2

2. Für die Feststellung der Kraftwirkungen wurde das Seiltriebwerk-Motorsystem nach dem elastischen Massensystem in Abb. 3 angenähert.

Die den Kräfteverlauf beschreibende Differentialgleichung (Abb. 3) lautet

$$-m \frac{dv}{dt} + F - F_r = 0. \quad (1)$$

Die Beziehung zwischen der im Seil auftretenden Kraft und der Dehnung des Seils (Abb. 4) ist wie folgt:

$$F_r = F_0 + \frac{1}{c} \Delta l. \quad (2)$$

Die von dem Motor entfalteten Kräfte verändern sich nach der Kennkurve des Motors.

Der Funktion der Kennkurve  $M = M(n)$  entspricht eine Kurve  $F = F(v)$ , die mit guter Annäherung bis zum Kippunkt durch eine Parabel ersetzt werden werden kann (Abb. 5). Die Größe der von dem Antrieb übertragenen Kraft im Seil beträgt

$$F = F_{\max} - C_F(v - v_b)^2. \quad (3)$$

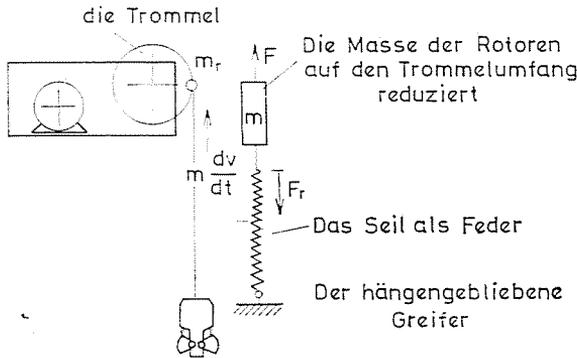


Abb. 3

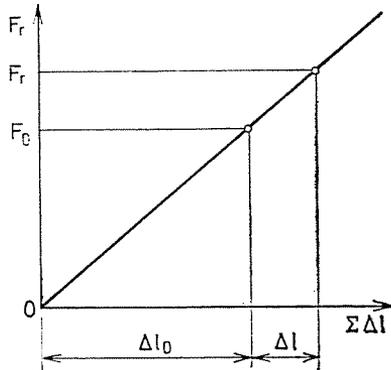


Abb. 4

Ist aus der Kurve

$$v = v_0, \text{ dann ist } F = 0.$$

Somit gilt

$$0 = F_{\max} - C_F(v_0 - v_b)^2 \rightarrow C_F = \frac{F_{\max}}{(v_0 - v_b)^2},$$

in Gleichung (3) eingesetzt

$$F = F_{\max} - \frac{F_{\max}}{(v_0 - v_b)^2} (v + v_b)^2 = F_{\max} \left[ 1 - \left( \frac{v - v_b}{v_0 - v_b} \right)^2 \right].$$

Nach Einführung der Bezeichnungen

$$v_0 - v_b = \Delta v_b$$

und

$$\frac{v_b}{v_0 - v_b} = C_v$$

wird die im Seil anfallende Kraft durch die Gleichung

$$F = F_{\max} \left[ 1 - \left( \frac{v}{v_b} - C_v \right)^2 \right] \quad (4)$$

charakterisiert. Die Beziehung (2) in die ursprüngliche Gleichung (1) eingesetzt, erhält man die Differentialgleichung

$$-m \frac{dv}{dt} + F_{\max} \left[ 1 - \left( \frac{v}{v_b} - C_v \right)^2 \right] - F_0 - \frac{1}{c} \Delta l = 0, \quad (5)$$

in welcher

$$\Delta l = \int_0^t v dt \quad \text{ist.}$$

Nach Durchführung der algebraischen Operationen und Differenzierung ergibt sich

$$-\frac{d^2 v}{dt^2} - \frac{1}{m} \left( \underbrace{2 \frac{F_{\max}}{v_b^2}}_A v - \underbrace{2 F_{\max} \frac{C_v}{v_b}}_B \right) \frac{dv}{dt} - \frac{1}{mc} v = 0, \quad (6)$$

wo die Konstanten

$$A = 2 \frac{F_{\max}}{m \Delta v_b^2} \quad \text{und} \quad B = 2 \frac{F_{\max}}{m} \frac{C_v}{\Delta v_b}$$

aus den Kennwerten des Triebwerkes berechnet werden können.

Mit den Konstanten lautet die Differentialgleichung

$$-\frac{d^2 v}{dt^2} - Av = B \frac{dv}{dt} - \frac{1}{mc} v = 0.$$

Durch Substitution von

$$\frac{1}{mc} = \alpha^2$$

erhält man

$$-\frac{d^2v}{dt^2} - (Av - B) \frac{dv}{dt} - \alpha^2 v = 0. \tag{7}$$

Aus den Kennwerten der Kennkurven des Motors, des Getriebes und der Seiltrommel lassen sich die Konstanten  $A$ ,  $B$  und  $\alpha^2$  errechnen.

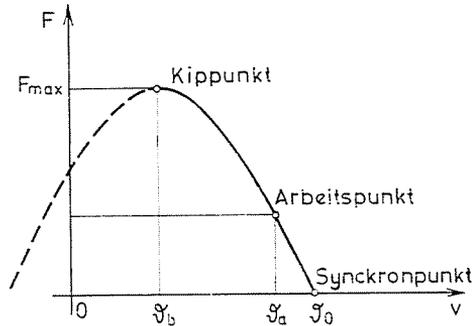


Abb. 5

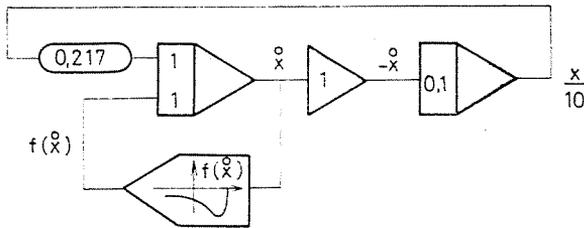


Abb. 6

Die Differentialgleichung wurde am Lehrstuhl für Technische Mechanik an der Technischen Universität Budapest dem in Abb. 6 angegebenen Rechenprogramm gemäß mit dem Analogrechner Typ MN—7 gelöst.

Der zum Rechenautomaten gehörige Koordinatenschreiber zeichnete das Diagramm in Abb. 7, wo  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit der Seiltrommel und  $x$  die Verschiebung eines Punktes des Umfanges bedeuten. Im Diagramm ist auch die Änderung der Tangentialkraft  $F$  in Abhängigkeit von der Zeit zu beobachten.

Dem Diagramm gemäß nähert sich der Motor in ziemlich kurzer Zeit (0,3 sec) der Synchrodrehzahl, wo sein Moment fast auf 0 abnimmt. (Kraft  $F$  ist dem Motormoment proportional.) Danach wächst das durch den Motor erzeugte Moment mit der langsamen Verminderung der Geschwindigkeit stufenweise an, bis es die dem Kippmoment des Motors entsprechende Kraft  $F_{max} =$

= 28 000 kp erreicht. Dieses Maximum tritt etwa 3 sec nach der Ingangsetzung des Motors ein, während sich das Seil um mehr als 0,5 m elastisch dehnt. Durch die große Seilkraft wird der Motor abgebremst, so wird die Umfangsgeschwindigkeit des Motors in ungefähr 3,4 sec gleich 0 sein. Im weiteren wird der Motor durch das Seil nach rückwärts gedreht. Im Diagramm ist dies nicht sichtbar, da die negative Charakteristik nicht zur Verfügung stand.

Nach den dynamischen Prüfungen entwickeln die sich verlangsamenen Massen bei solchen langen Seilen eine kleinere Kraftwirkung als die aus dem Kippmoment des Motors errechnete Kraft. Letztere unterschreitet die Reiß-

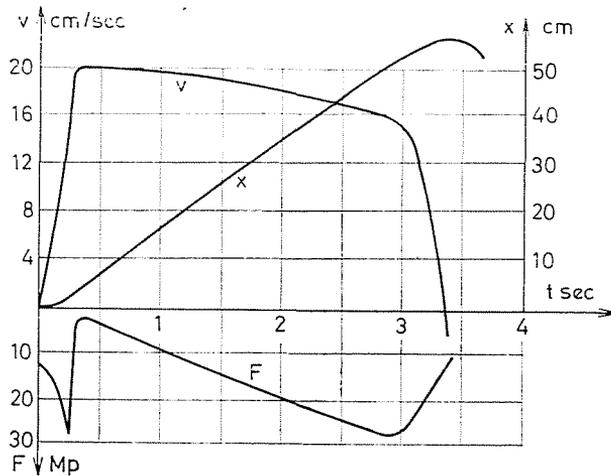


Abb. 7

kraft des Seiles nur um 7%, deshalb konnte — mit Rücksicht auf Punkt 1 — der Riß des Seils schon allein dadurch verursacht werden. Motor und Triebwerk sind im Vergleich zu dem Seil überdimensioniert.

### Zusammenfassung

Im Beitrag wird die Kraftwirkung bei dem Seilbruch einer ein Greifzeug betätigenden Hubvorrichtung geprüft. Nach der statischen Prüfung des Seils wurde aus dem System ein Modell gebildet und die auf Grund dessen erhaltene Differentialgleichung mit Hilfe eines Analogrechners gelöst. Das durch den Schreiber der Rechenanlage aufgezeichnete Diagramm wurde von den Verfassern ausgewertet.

Dr. János SVÁB }  
 Dr. Lajos TAKÁCS } Budapest, XI., Bertalan L. u. 7—9. Ungarn