

Mechanik des Schleppers

Teil III Dynamik¹⁾

1. Dynamische Kräfte

Dynamische Kräfte treten erst dann auf, wenn sich der Schlepper oder auch nur einer seiner Teile *beschleunigt* oder *verzögert* bewegen. Will man an einem beschleunigten Körper beliebiger Art, an dem also *kein Gleichgewicht* herrscht, zur Berechnung der auftretenden Kräfte dennoch die Gleichgewichtsbedingungen anwenden, wie es in der Statik geschah, so muß man zu den wirklichen Kräften noch *gedachte* Kräfte, nämlich die sogenannten **Trägheitswiderstände** ($-mb$), hinzufügen²⁾, wenn m die Masse des mit der Beschleunigung b bewegten Teilchens ist und durch das Minuszeichen angedeutet wird, daß die Trägheitskraft entgegengesetzt zur Richtung der Beschleunigung ist [6].

2. Freie Massenkräfte des Motors

Sobald der Motor läuft, treten am Schlepper eigentlich nur noch dynamische Kräfte auf, denn ein vollkommener Massen- ausgleich ist beim Kurbeltrieb nicht zu erzielen, auch nicht beim Sechszylindermotor [13]. Es sind stets nicht miteinander im Gleichgewicht stehende Trägheitswiderstände der hin- und hergehenden Massen des Motors, **freie Massenkräfte** genannt, vorhanden, und entsprechend dem Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades treten auch im Triebwerk dynamische Kräfte auf [1].

a) *Dynamische Achslasten, unmittelbar von den freien Massenkräften herrührend*

Beim 24-PS-Schlepper des **Beispiels** werde der Einfachheit halber ein Einzylindermotor vorausgesetzt:

Gewicht der hin- und hergehenden Masse (= Kolben-
gewicht + $\frac{1}{3}$ Pleuelstangengewicht) $m_K g = 3,5$ kg
Gewicht der auf den Kurbelhalbmesser reduzierten
Ausgleichsmasse $m_A g = 0,4$ $m_K g = 1,4$ kg
Kurbelhalbmesser (Bild 26a) $r = 80$ mm
Pleuelstangenlänge $l = 265$ mm
daraus Pleuelstangenverhältnis $\lambda = r/l = 80/265 \approx 1:3,3 \approx 0,30$
Abstand der Zylindermittellinie von der Vorderachse $k = 550$ mm
Motordrehzahl $n_M = 1500$ 1/min
daraus entsprechend Gl. (2): Winkelgeschwindigkeit
der Kurbelwelle $\omega_M = \frac{\pi}{30} 1500 = 157$ 1/s

Damit beträgt für den oberen Totpunkt (Bild 26a), in dem die Kolbenbeschleunigung ihren Höchstwert

$$b_K \approx r\omega^2(1 + \lambda)$$

hat [12], die freie Massenkraft bei üblicher Vernachlässigung der Glieder von der vierten Ordnung³⁾ ab [13]

$$\begin{aligned} m_K b_K - m_A b_A &\approx m_K r \omega^2 (1 + \lambda) - m_A r \omega^2 \\ &= \frac{r \omega^2}{g} [m_K g (1 + \lambda) - m_A g] \\ &= \frac{0,080 \cdot 157^2}{9,81} [3,5 (1 + 0,30) - 1,4] = 630 \text{ kg.} \quad (77) \end{aligned}$$

Im unteren Totpunkt (Bild 26b) mit der Kolbenbeschleunigung $b_K \approx -r\omega^2(1 - \lambda)$ hat die freie Massenkraft die entgegengesetzte Richtung angenommen und besitzt den Betrag

$$\begin{aligned} m_K b_K - m_A b_A &\approx -\frac{r \omega^2}{g} [m_K g (1 - \lambda) - m_A g] \\ &= -200 [3,5 (1 - 0,30) - 1,4] = -210 \text{ kg.} \quad (78) \end{aligned}$$

¹⁾ Siehe auch H. 1, S. 2 bis 7, H. 2, S. 82 bis 86 und H. 3, S. 99 bis 104.
²⁾ Trägheitswiderstände als nur gedachte Kräfte sind zur Unterscheidung von den Kraftfeilen der wirklichen Kräfte gestrichelt gezeichnet.
³⁾ Bei Berücksichtigung auch der 4. Harmonischen ergibt sich im Beispiel für die freie Massenkraft im oberen Totpunkt 640 kg, im unteren Totpunkt -200 kg.

Die freien Massenkräfte rufen nun an den Lagerstellen, also an den Rädern des Schleppers, neben den durch die wirklichen Kräfte verursachten Auflagerwiderständen A und B zusätzliche dynamische Stützkkräfte hervor, nämlich (Bild 26)

$$\Delta A_M = -(m_K b_K - m_A b_A) \frac{a-k}{a}, \quad (79)$$

im Beispiel mit

$$(a-k)/a = 1 - k/a = 1 - 550/1750 = 0,686,$$

und

$$\Delta B_M = -(m_K b_K - m_A b_A) \frac{k}{a} \quad (80)$$

mit

$$k/a = 550/1750 = 0,314.$$

Die Ruhe-Achslast $A_{0\text{dyn}}$ des stillstehenden Schleppers würde damit bei laufendem Motor mit jeder Kurbelwellenumdrehung periodisch zwischen dem Höchstwert

$$\max A_{0\text{dyn}} = 500 + 0,686 \cdot 210 = 500 + 144 = 644 \text{ kg}$$

und dem Kleinstwert

$$\min A_{0\text{dyn}} = 500 - 0,686 \cdot 630 = 500 - 432 = 68 \text{ kg}$$

wechseln, während gleichzeitig die Hinterachslast $B_{0\text{dyn}}$ zwischen den Werten

$$\max B_{0\text{dyn}} = 1000 + 0,314 \cdot 210 = 1000 + 66 = 1066 \text{ kg}$$

und

$$\min B_{0\text{dyn}} = 1000 - 0,314 \cdot 630 = 1000 - 198 = 802 \text{ kg}$$

schwingen würde.

Auch den Betriebsachslasten A und B wären die von den freien Massenkräften des Motors herrührenden dynamischen Zusatzlasten zu überlagern:

Zum Beispiel ergäbe sich bei einer Zugkraft von Z cos $\zeta = 100$ kg, bei der die Betriebsvorderachslast $A_{\text{stat}} = 442$ kg (Tafel 1, Zeile 8) beträgt, eine dynamische Vorderachslast

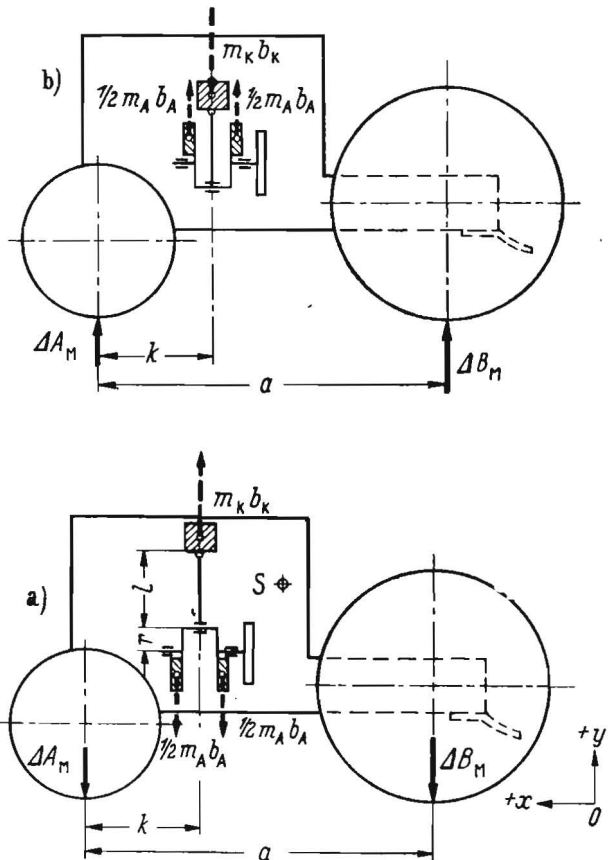


Bild 26a und b. Zusätzliche dynamische Achslasten ΔA_M und ΔB_M aus den freien Massenkräften des Motors (stehender Einzylindermotor) m_K Kolbenmasse m_A Ausgleichmasse

$$A_{\text{dyn}} = A_{\text{stat}} + \Delta A'_M - \Delta(\Delta A_M, \Delta B_M)$$

$$\begin{aligned} \min A_{\text{dyn}} &= 442 - 432 + (432 \cdot 0,0278 + 198 \cdot 0,0245) \\ &= 442 - 432 + 17 = 27 \text{ kg,} \end{aligned}$$

wobei $\Delta(\Delta A_M, \Delta B_M)$ das Korrekturglied der Gl. (52a) (vgl. Tafel 1, Zeile 7) hier, im Fall einer Differenz nahezu gleich großer Zahlen, nicht vernachlässigt werden darf. Dabei ist $\Delta A'$ der aus Gl. (79) berechnete Wert, während doch beim nicht stillstehenden Schlepper $a + f_v - f_h$ statt a und $k + f_v$ statt k zu setzen wäre; das Korrekturglied berichtigt dies.

Die umlaufende Ausgleichsmasse m_A ruft noch *seitliche* dynamische Radkräfte hervor, die sich harmonisch mit dem Kurbeldrehwinkel ändern und am größten werden, jedesmal wenn die Kurbel sich um 90° aus einer der beiden Totpunktstellungen gedreht hat, nämlich

$$A_s = m_A r \omega_M^2 \left(1 - \frac{k}{a}\right) \quad \text{und} \quad B_s = m_A r \omega_M^2 \frac{k}{a},$$

für die gegebenen Zahlen

$$A_s = \pm 192 \text{ kg} \quad \text{und} \quad B_s = \pm 88 \text{ kg.}$$

Um im Beispiel diese seitlichen Kräfte der getroffenen Voraussetzung entsprechend nicht zu groß werden zu lassen, ist die reduzierte Ausgleichsmasse zu nur 40% der hin- und hergehenden Masse gewählt. Die resultierende Massenkraft aus $m_K b_K$ und $m_A b_A$ wäre am geringsten, wenn, bei $\lambda = 0,30$, $m_{AG} = 0,605 m_{KG} = 2,1 \text{ kg}$ betrüge [16], womit man im oberen Totpunkt nur 490 kg statt 630 kg erhielt.

b) Dynamische Achslasten, von Schlepperschwingungen herrührend

Außer den Zusatzkräften nach Gl. (79) und Gl. (80) treten aber noch weitere dynamische Anteile der Achslasten auf, weil der Schlepper mit seinen wie Federn wirkenden Luftreifen und gegebenenfalls noch den Federn der Vorderachse ein schwingungsfähiges System bildet. Die periodisch als Funktion der

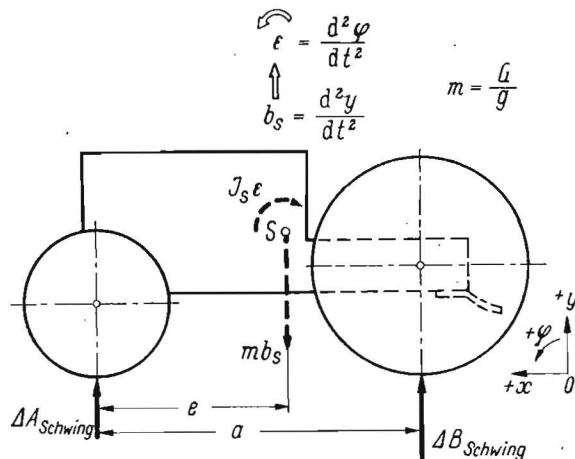


Bild 27. Zusätzliche dynamische Achslasten $\Delta A_{\text{Schwing}}$ und $\Delta B_{\text{Schwing}}$ aus den Schwingungen des Schleppers

Zeit t wechselnde freie Massenkraft des Motors erregt **erzwungene Schwingungen** [11], und zwar Koppelschwingungen, bei denen der Schlepper nach Abklingen der Eigenschwingungen Drehschwingungen [8] mit der Frequenz der Erregung, also der Umlaufzahl der Kurbelwelle, um eine Querachse vollführt, deren Lage von der Größe dieser Erregerfrequenz abhängt. Es sei: y die jeweilige Koordinate des Schwerpunktes S (Bild 28) und – entsprechend dem zweiten Freiheitsgrad $-\varphi$ der jeweilige Drehwinkel des Schlepperrumpfes um die Querachse, damit also die lotrechte Beschleunigung des Schwerpunktes $b_s = d^2 y / dt^2$ und die Winkelbeschleunigung der Drehschwingung $\epsilon = d^2 \varphi / dt^2$, ferner sei $m = G/g$ die Gesamtmasse des Schleppers und I_S das Massenträgheitsmoment⁴⁾ des gesamten Schleppers um seine Schwerpunkt-Querachse. Dann

⁴⁾ Dieses Trägheitsmoment kann man versuchsmäßig bestimmen, indem man den geeignet aufgehängten Schlepper Pendelschwingungen um eine Querachse, am bequemsten vielleicht um seine Hinterachse, ausführen läßt [9]. Da die Trägheitsmomente der Räder noch aus anderen Gründen (s. unten) notwendig sind, wird man die Räder des Schleppers vom Pendel abbauen und ihren gesondert bestimmten Anteil rechnerisch berücksichtigen, wobei der Satz von den parallelen Achsen zu beachten ist [4].

verursachen die bei der Schwingung auftretende, mit der Erregerfrequenz schwingende resultierende Trägheitskraft ($-m b_s$) und dassich ebenfalls periodisch ändernde resultierende Trägheitskräftepaar ($-I_S \epsilon$) weitere zusätzliche Achslasten (Bild 27)

$$\Delta A_{\text{Schwing}} = m b_s \frac{a - e}{a} - \frac{I_S \epsilon}{a} \quad (81)$$

$$\Delta B_{\text{Schwing}} = m b_s \frac{e}{a} + \frac{I_S \epsilon}{a} \quad (82)$$

c) Überlagerung der beiden Anteile dynamischer Achslasten

Mit vorstehenden Gleichungen und mit Gl. (79) und Gl. (80) ist am stillstehenden Schlepper bei laufendem Motor

$$A_{0 \text{ dyn}} = A_0 + \Delta A_M + \Delta A_{\text{Schwing}}, \quad (83)$$

$$B_{0 \text{ dyn}} = B_0 + \Delta B_M + \Delta B_{\text{Schwing}} \quad (84)$$

oder beim mit *gleichförmiger* Geschwindigkeit auf ebener Fahrbahn ziehenden Schlepper, nötigenfalls wieder unter Berücksichtigung der Korrekturglieder gemäß Gl. (52a),

$$A_{\text{dyn}} = A + \Delta A'_M + \Delta A'_{\text{Schwing}} - \Delta(\Delta A_M, \Delta B_M) - \Delta(\Delta A_{\text{Schwing}}, \Delta B_{\text{Schwing}}), \quad (85)$$

$$B_{\text{dyn}} = B + \Delta B'_M + \Delta B'_{\text{Schwing}} + \Delta(\Delta A_M, \Delta B_M) + \Delta(\Delta A_{\text{Schwing}}, \Delta B_{\text{Schwing}}). \quad (86)$$

Ergeben diese im Takt der periodischen Erregung wechselnden dynamischen Achslasten auch negative Scheitelwerte, so lösen sich die Reifen vom Boden. Man wird selbstverständlich durch einen möglichst guten Massenausgleich bis zu den höheren Ordnungen hinauf – im Beispiel ist allerdings der äußerst ungünstige Fall eines Motors von 24 PS mit nur einem Zylinder gewählt – dafür sorgen, daß die erregende resultierende Kraft sowie das erregende Kräftepaar so gering wie möglich werden, damit auch die Amplituden $(y_{\text{max}} - y_{\text{min}})/2$ und $\pm \varphi_{\text{max}}$ der Koppelschwingungen klein bleiben, die außer von der Größe der Erregung noch von der Dämpfung und der Federhärte abhängen.

3. Beschleunigt fahrender Schlepper

a) Kräfte am Schlepper bei beschleunigter Fahrt

Von den lotrechten dynamischen Zusatzkräften des vorigen Abschnittes sei zunächst abgesehen: Freie Massenkraft mögen also durch einen gut ausgeglichenen Motor und Fahrbahnstöße (s. unten) durch eine genügend ebene Fahrbahn vernachlässigbar gering sein.

Der Schlepper fahre nun nicht mehr in gleichförmiger Bewegung (s. Teil II), sondern seine Geschwindigkeit v möge beim Anfahren oder auch während der Arbeit durch stärkeres Gasgeben größer werden; es soll also eine *beschleunigte* Bewegung des Schleppers vorliegen. Im umgekehrten Fall, daß sich die Geschwindigkeit verringert, also bei verzögerter Bewegung, sind in den folgenden Gleichungen die Vorzeichen für die Translationsbeschleunigung b und die Winkelbeschleunigung ϵ_v und ϵ_h der Räder negativ zu nehmen.

Am Schlepper mit der Beschleunigung $b = dv/dt$ sind folgende Trägheitswiderstände anzubringen (Bild 28):

für die beschleunigte Verschiebungsbewegung (Translation) des ganzen Schleppers einschließlich der Räder eine resultierende Trägheitskraft

$$-m b = -G \frac{b}{g} = -\frac{G}{9,81} b$$

parallel zur Fahrbahn im Gesamtschwerpunkt S des Schleppers [6];

für die beschleunigte Drehung (Rotation) der Räder um ihre eigene parallel fortschreitende Schwerpunktschwerachse ein Trägheitskräftepaar ($-I_v \epsilon_v$) der Vorderräder und ein Kräftepaar ($-I_h \epsilon_h$) der Hinterräder [6], wobei die Winkelbeschleunigungen ϵ_v und ϵ_h nach Gl. (21) und Gl. (22) von der Translationsbeschleunigung b abhängen.

Über die Größe der **Trägheitsmomente** [4] von Schlepperrädern findet man im Schrifttum bisher keine Angaben. Das Landmaschinen-Institut der Humboldt-Universität hat daher die Massenträgheitsmomente I aller auf seinem Versuchshof Blumberg⁵⁾ verfügbaren Schlepperräder mit Hilfe eines Dreifadenpendels bestimmt [10].

⁵⁾ Die Messungen wurden vom Versuchstechniker des Landmaschinen-Instituts, Herrn M. MARTIN, ausgeführt, wofür ihm auch an dieser Stelle gedankt sei.

Tafel 2. Massenträgheitsmomente von Schlepperrädern

	Reifenbezeichnung	Schlepper- type	Wirksamer	Reifen-	Gewicht	Trägheits-	Schwung-	Trägheits-	Auf wirksamen Halbmesser		
			Halbmesser ¹⁾ R mm	durchmesser ¹⁾ ± 10 mm mm	des Rades auschl. Nabe G kg	moment I kgms ²	moment GD _i ² kgm	halb- messer i m	Masse m _{red} kgm ⁻¹ s ²	Gewicht m _{red} g kg	bezog. Gewicht m _{red} g/G —
Laufräder:											
1	5,50-16	Alldog	330	705	20,3	0,123	4,83	0,244	1,130	11,1	0,54
2	6,00-16	Fahr 20 PS	340	730	23,0	0,137	5,38	0,242	1,186	11,6	0,51
3	6,00-16	Brockenhexe	340	730	23,7	0,153	6,02	0,258	1,328	13,0	0,55
4	6,00-16	RS 08/15	340	730	25,8	0,173	6,82	0,257	1,574	15,4	0,60
5	6,50-20	AS Front Unimog 25	405	868	38,7	0,362	14,24	0,303	2,21	21,7	0,56
6	6,50-20	AS Spezial RS 01/40	405	868	48,6	0,401	15,72	0,284	2,44	24,0	0,49
7	6,00-20	AS Front Ruhrstahl	395	848	44,6	0,413	16,05	0,230	2,62	25,7	0,57
8	6,00-20	Traktor Front RS 14/30	395	848	47,4	0,416	16,32	0,293	2,67	26,1	0,55
Triebräder ²⁾ :											
9	7-24 AS	Alldog	450	935	51,0	0,493	19,35	0,308	2,43	23,9	0,47
10	9,00-24 Traktor	Brockenhexe	485	1095	80,5	1,21	47,5	0,384	5,15	50,5	0,63
11	7-36 AS	RS 08/15	600	1240	66,0	1,49	58,5	0,471	4,14	40,6	0,78
12	8-36 Traktor	Ruhrstahl	625	1295	91,0	2,15	84,4	0,481	5,50	54,0	0,59
13	12,75-28 AS	RS 01/40	605	1348	281,0	4,35	170,7	0,389	11,88	117,0	0,41
13a	12,75-28 AS	abgefahr. Reifen	605	1320 ³⁾	290,0	3,07	120,3	0,322	8,37	82,1	0,28
13b	12,75-28 AS	Radkörper	605	—	199,0	1,97	77,2	0,311	5,37	52,7	0,26
13c	12,75-28 AS	neuer Reifen	605	1348	285,0	4,61	181,2	0,399	12,62	123,7	0,43
13d	12,75-28 AS	neuer Reifen, Profil mit Boden verschmiert	605	1348	310,8	5,66	222,3	0,423	15,47	151,7	0,53
14	9,00-40 AS	RS 14/30	685	1520	140,0	4,73	185,5	0,576	10,07	98,8	0,76
14a	9,00-40 AS	RS 14/30	715	—	—	—	—	—	9,25	90,7	0,65

¹⁾ Aus Reifentabellen entnommen ²⁾ Siehe auch Zeile 5 ³⁾ gemessen

An Stelle des Trägheitsmomentes I (Tafel 2) kann man die auf einen beliebigen Halbmesser, hier zweckmäßig den wirksamen Halbmesser R , reduzierte Masse

$$m_{red} = I/R^2 \quad (87)$$

benutzen, aus der sich dann das Gewicht

$$m_{red} g = I g/R^2 = 9,81 I/R^2 \quad (87a)$$

eines ringförmig auf dem wirksamen Halbmesser R angebrachten Ersatzkörpers errechnen läßt, der dem wirklichen Rad für die Drehung dynamisch gleichwertig ist. Umgekehrt läßt sich auch der Trägheitshalbmesser

$$i = \sqrt{I g/G} = \sqrt{9,81 I/G} \quad (87b)$$

als derjenige Halbmesser anwenden, auf dem die ganze Masse des Körpers als reduzierte Masse anzubringen wäre. Interessant ist ferner das Verhältnis von reduzierter Masse zur wirklichen Masse

$$m_{red}/m = m_{red} g/G,$$

das einen Kennwert für die Massenverteilung darstellt.

Schließlich ist an Stelle des Trägheitsmomentes das Schwungmoment

$$GD_i^2 = 4 g I \approx 40 I \quad (87c)$$

mit $D_i = 2i$ gebräuchlich, besonders im Elektromaschinenbau.

Hat man am frei gemachten Schlepper alle wirklichen äußeren Kräfte und alle Trägheitswiderstände angebracht (Bild 28), so lassen sich formal die Gleichgewichtsbedingungen - nun am nicht im Gleichgewicht befindlichen Körper d'Alembertsche Bewegungsgleichungen genannt - ansetzen. Statt der drei Gln. (35), (36a) und (37) am gleichförmig fahrenden Schlepper erhält man bei beschleunigter Bewegung:

$$T_{dyn} = Z \cos \zeta + W_{dyn} + m b, \quad (88)$$

$$A_{dyn} = G - Z \sin \zeta - B_{dyn}, \quad (89)$$

$B_{dyn} =$

$$\frac{G(e + f_v) + (Z \cos \zeta) h - (Z \sin \zeta)(a + p + f_v) + m b y + I_v \epsilon_v + I_h \epsilon_h}{a + f_v - f_h} \quad (90)$$

$$= B_{stat} + \frac{m b y + I_v \epsilon_v + I_h \epsilon_h}{a + f_v - f_h} = B_{stat} + \Delta B_{dyn}.$$

wobei mit B_{stat} die sich aus Gl. (37) ergebende⁶⁾ Betriebsachslast des in gleichförmiger Bewegung ziehenden Schleppers bezeichnet ist und

$$\Delta B_{dyn} = m b \frac{y}{a + f_v - f_h} + \frac{I_v \epsilon_v}{a + f_v - f_h} + \frac{I_h \epsilon_h}{a + f_v - f_h} \quad (90a)$$

⁶⁾ Zum Unterschied von der Beschleunigung b ist im Gegensatz zu Gl. (37), Gl. (36b), Gl. (45) und Gl. (46), Bild 17 und Bild 19 der Abstand des Zugpunktes von der Hinterachse mit p bezeichnet!

die aus der Beschleunigung herrührende Achslaständerung bedeutet, die man noch unter Benutzung der reduzierten Masse nach Gl. (87a) und durch Einführen von Gl. (21) und Gl. (22a) umformen kann zu

$$\Delta B_{dyn} = \frac{G y + m_{red} g \cdot R_v + m_{red} g \frac{R_h}{1 - \sigma} \cdot \frac{b}{q}}{a + f_v - f_h} \quad (90b)$$

Setzt man Gl. (90) in Gl. (89) ein, und bezeichnet man den aus Gl. (36a) mit Gl. (37) sich ergebenden Wert mit A_{stat} , so erhält man mit dem Ausdruck der Gl. (90a)

$$A_{dyn} = A_{stat} - \Delta B_{dyn}. \quad (89a)$$

Die Vorderachslast des beschleunigt fahrenden Schleppers verringert sich also um denselben Betrag, nämlich um ΔB_{dyn} gegenüber der statischen Vorderachslast des gleichförmig ziehenden Schleppers, um den die Hinterachslast durch Trägheitskraft und -kräftepaar vergrößert wird, d. h.

$$\Delta A_{dyn} = -\Delta B_{dyn}.$$

Für das Zahlenbeispiel des 24-PS-Schleppers (Tafel 1, S. 102) ergibt sich bei einer Beschleunigung

$$b = 1 \text{ m/s}^2 = \text{konst}$$

- einem Einheitswert, aus dem man bei jeder anderen Größe der Beschleunigung einfach verhältnismäßig umrechnen kann, indem z. B. für $b = 0,8 \text{ m/s}^2$ lediglich 80% der nachstehend berechneten Werte zu nehmen wären - mit

$$\epsilon_v = b/R_v = 1/0,405 = 2,47 \text{ 1/s}^2, \quad (21)$$

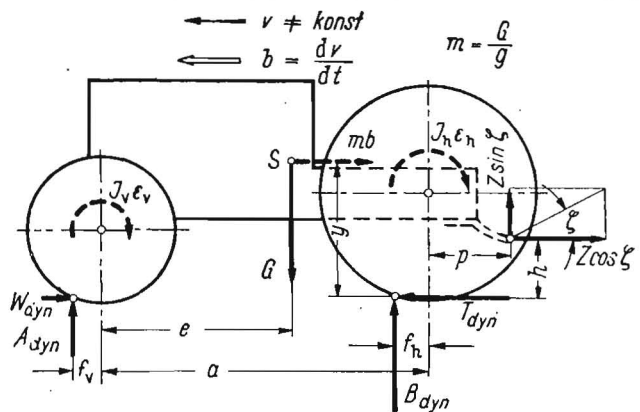


Bild 28. Kräfte und Trägheitswiderstände am beschleunigt fahrenden Schlepper

$$\epsilon_h = \frac{b}{R_h(1-\sigma)} = \frac{1}{0,715(1-\sigma)} = \frac{1,399}{1-\sigma} \frac{1}{s^2}, \quad (22a)$$

$$I_v = 2 \cdot 0,401 = 0,802 \text{ kgms}^2, \quad I_h = 2 \cdot 4,73 = 9,46 \text{ kgms}^2$$

(Tafel 2, Zeile 6 u. Zeile 14 a)

und bei einer Schwerpunkthöhe $y = 750 \text{ mm}$ (Bild 28) nach Gl. (90 a), in der noch zur Abkürzung

$$a + f_v - f_h = a'$$

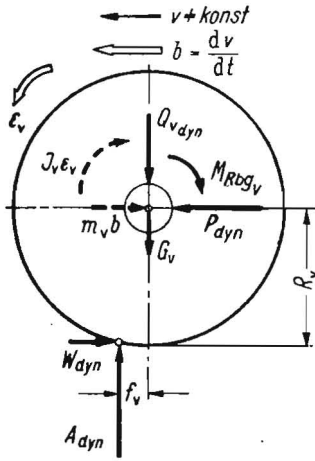


Bild 29. Kräfte und Trägheitswiderstände am beschleunigten Laufradsatz.

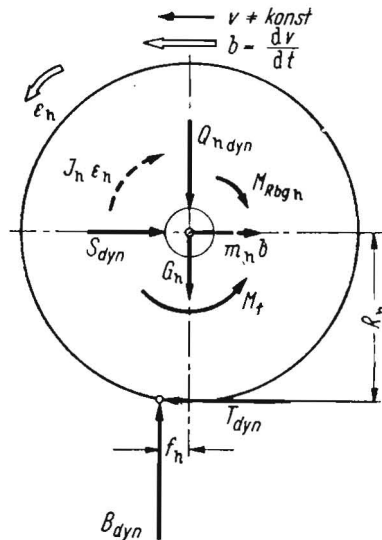


Bild 30. Kräfte und Trägheitswiderstände am beschleunigten Triebradsatz.

gesetzt ist, die dynamische Achslaständerung

$$\Delta B_{dyn} = m b \frac{y}{a'} + \frac{I_v \epsilon_v}{a'} + \frac{I_h \epsilon_h}{a'} = \frac{1500}{9,81} \cdot \frac{750}{1756} + \frac{0,802 \cdot 2,47}{1,756} + \frac{9,46 \cdot 1,399}{1,756(1-\sigma)} = 65,3 + 1,2 + \frac{7,54}{1-\sigma} \text{ kg.}$$

Es zeigt sich, daß der Einfluß der sich beschleunigt drehenden Massen der Vorderräder in diesem Beispiel unbedeutend ist, daß sich aber das Trägheitskräftepaar der Hinterräder bei stärkerem Schlupf recht erheblich bemerkbar macht (Bild 31). Bei 100% Schlupf ergibt sich $\Delta B_{dyn} \rightarrow \infty$, weil ja ein auf der Stelle drehendes Triebrad den Schlepper überhaupt nicht mehr beschleunigen könnte.

Am frei gemachten **Laufradsatz** eines beschleunigten Schleppers sind zu den Kräften, die bei gleichförmiger Fahrt (Bild 13), wenn auch mit anderer Größe, auftreten, noch folgende Trägheitswiderstände anzubringen (Bild 29):

- die Trägheitskraft ($-m_v b$) im Radschwerpunkt;
- das Trägheitskräftepaar ($-I_v \epsilon_v$).

Die d'Alembertschen Bewegungsgleichungen ergeben an Stelle von Gl. (27), (28 a) und (29)

$$\begin{aligned} P_{dyn} &= W_{dyn} + m_v b, \\ Q_{v,dyn} &= A_{dyn} - G_v, \\ W_{dyn} &= \frac{f_v}{R_v} A_{dyn} + \frac{r_v}{R_v} \mu_v Q_{v,dyn} + \frac{I_v \epsilon_v}{R_v} \end{aligned} \quad (91)$$

oder, bei Vernachlässigung der Lagerreibung und unter Einführung der reduzierten Masse und der kinematischen Beziehung Gl. (21),

$$W_{dyn} \approx \frac{f_v}{R_v} A_{dyn} + m_{red_v} b. \quad (91a)$$

Die tangential am Laufradumfang wirkende Kraft W_{dyn} besitzt demnach im Gegensatz zum Fahrwiderstand Gl. (29) der gleichförmigen Bewegung noch einen Anteil, um dem Rad die Drehbeschleunigung zu erteilen.

Beim **Triebradsatz** (Bild 30) gelten an Stelle der drei Gleichgewichtsbedingungen Gln. (31), (32 a) und (33) der gleichförmigen Fahrt (Bild 15) die drei d'Alembertschen Bewegungsgleichungen

$$\begin{aligned} S_{dyn} &= T_{dyn} - m_h b, \\ Q_{h,dyn} &= B_{dyn} - G_h, \end{aligned}$$

$$T_{dyn} = \frac{M_t}{R_h} - \left(\frac{I_h}{R_h} B_{dyn} + \frac{r_h}{R_h} \mu_h \sqrt{Q_{h,dyn}^2 + S_{dyn}^2} \right) - \frac{I_h \epsilon_h}{R_h} \quad (92)$$

oder, mit Gl. (33 a) und mit Gl. (87) und Gl. (22 a),

$$T_{dyn} = U - W_h - m_{red_h} \frac{b}{1-\sigma}. \quad (92a)$$

Um die Triebkraft zu erhalten, muß man also im Unterschied zur gleichförmigen Fahrt von der Umfangskraft nicht nur den Fahrwiderstand abziehen, sondern auch noch einen Kraftanteil, der dazu dient, die Radmasse in beschleunigte Drehung zu versetzen. Für den Sonderfall der gleichförmigen Fahrt, d. h. für $b = 0$, verschwindet dieses dritte Glied, und auch alle übrigen Gleichungen gehen für $b = 0$ selbstverständlich in die Gln. (27) bis (29) und (31) bis (33) über.

Während man im Fall des Gleichgewichts mit den vier Gleichungen (35), (36), (37) und (29 a) zusammengehörige Werte der fünf Kräfte A , B , W , T und Z berechnen kann, sobald man eine von ihnen, z. B. Z , wählt (Tafel 1), tritt beim mit gegebener Beschleunigung b fahrenden Schlepper eine gewisse Schwierigkeit auf, weil die Winkelbeschleunigung ϵ_h der Triebräder vom Schlupf σ abhängt und damit eine weitere Variable hinzukommt. Deshalb muß man zu den vier d'Alembertschen Bewegungsgleichungen (88), (89), (90) und (91) noch als fünfte Gleichung den bei gegebenem Schlepper auf gegebenem Boden in Form einer Kurve (Bild 32) vorliegenden Zusammenhang (S. 86)

$$T = \alpha B \quad (93)$$

hinzunehmen, ferner wieder die kinematischen Beziehungen Gl. (21) und Gl. (22 a), aus denen sich im Sonderfall $b = 0$ der gleichförmigen Fahrt ja $\epsilon_v = 0$ und $\epsilon_h = 0$ ergeben.

Durch Auflösen des Gleichungssystems, und zwar durch Einsetzen der übrigen Gleichungen in Gl. (89), erhält man - wieder

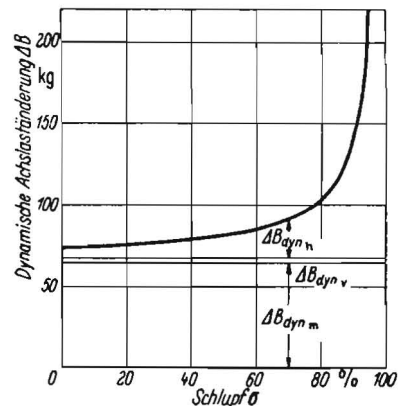


Bild 31. Dynamische Achslaständerung $\Delta B_{dyn} = -\Delta A_{dyn}$ eines bei jeweils gegebenem Schlupf ziehenden Schleppers für die Einheitsbeschleunigung $b = 1 \text{ m/s}^2$.
 ΔB_{dyn_m} Achslaständerung durch beschleunigte Translation des gesamten Schleppers
 ΔB_{dyn_v} Achslaständerung durch beschleunigte Rotation der Vorderräder
 ΔB_{dyn_h} Achslaständerung durch beschleunigte Rotation der Hinterräder

bei Beschränkung auf den einfachen Fall $\zeta = 0$ entsprechend Tafel 1 - schließlich

$$B_{dyn} = \frac{C_1 + \frac{C_2}{1-\sigma}}{C_3 - \sigma} \quad (94)$$

mit den Konstanten

$$C_1 = G \left(\frac{e'}{h} + \frac{f_v}{R_v} \right) + \left[G \left(\frac{y}{h} - 1 \right) + m_{red_v} g \left(\frac{R_v}{h} - 1 \right) \right] \frac{b}{g} \quad (94a)$$

$$C_2 = m_{red_h} g \frac{R_h}{h} \cdot \frac{b}{g} \quad (94b)$$

$$C_3 = \frac{a'}{h} - \frac{f_v}{R_v} \quad (94c)$$

wieder mit den Abkürzungen $a' = a + f_v - f_h$
 $e' = e + f_v$

Nimmt man nun eine Reihe von Schlupfwerten σ an (Tafel 3, Zeile 1), so lassen sich zuerst die zugehörigen dynamischen

Hinterachslasten B_{dyn} (Tafel 3, Zeile 4) und danach alle übrigen Kräfte (Tafel 3, Zeile 5 bis 9) des mit gegebener Beschleunigung arbeitenden Schleppers berechnen und über dem jeweiligen Schlupf auftragen (Bild 33).

Es zeigt sich in vorliegendem Beispiel (Bild 33 a), daß der Schlepper erst bei einem Schlupf $\sigma > 4,2\%$ in der Lage ist, sich selbst zu beschleunigen. Solange sich eine negative Zugkraft ergibt, müßte ein zweiter Schlepper den Versuchsschlepper mit dieser Kraft ziehen oder der Versuchsschlepper müßte auf einer Fahrbahn mit dem Gefälle $\tan \alpha \approx \sin \alpha = Z/G$ beschleunigt werden. Im Beispiel wäre ein Gefälle von 14% erforderlich, damit der leerfahrende Schlepper ohne Schlupf mit $b = 1 \text{ m/s}^2$ beschleunigt werden könnte.

Ferner erkennt man, daß bei höherem Schlupf erheblich ansteigende Werte der dynamischen Hinterachslast und damit auch der dynamischen Triebkraft und Zugkraft auftreten, weil die Winkelbeschleunigung ϵ_h der Triebräder eine beträchtliche Größe annehmen muß, um dem Schlepper trotz des starken Schlupfes die verlangte Beschleunigung b zu erteilen.

b) Leistungsbilanz eines beschleunigt fahrenden Schleppers

Um den Schlepper zu beschleunigen, muß ein Teil der Motorleistung aufgewandt werden. Die **Nutzleistung** des Motors setzt sich dann aus der Zugleistung N_{Zug} und der Beschleunigungsleistung N_{Beschl} zusammen:

$$N_{Nutz} = N_{Zug} + N_{Beschl}. \quad (95)$$

Zu einer Leistungsbilanz kann man auch gelangen, wenn man Gl. (88) - bei Gl. (35) für die gleichförmige Fahrt wäre dies entsprechend dem Prinzip der virtuellen Leistungen ebenfalls möglich gewesen - formal mit der Geschwindigkeit v multipliziert:

$$T_{dyn} v = (Z \cos \zeta) v + W_{dyn} v + (m b) v. \quad (96)$$

Darin setze man Gl. (92a) und Gl. (91a) ein und beachte, daß nach Gl. (8)

$$v = v_0 - v_g. \quad (8a)$$

Man erhält schließlich, indem man nochmals nach Gl. (92a)

$$U - \frac{f_h}{R_h} B_{dyn} = T_{dyn} + m_{red_h} \frac{b}{1 - \sigma}$$

setzt,

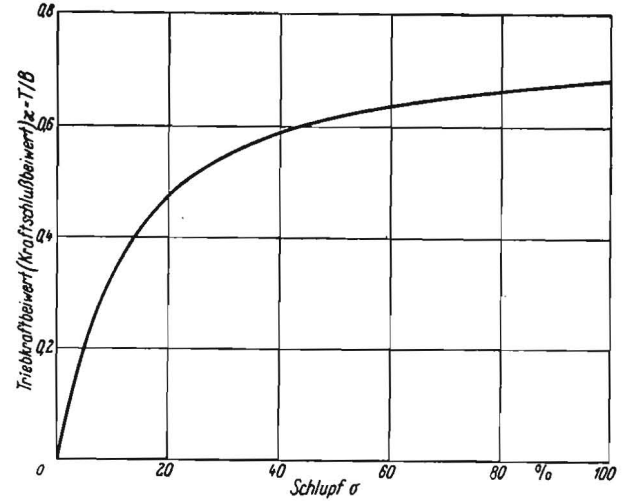


Bild 32. Triebkraftbeiwert (Kraftschlußbeiwert)-Linie $\kappa = f(\sigma)$ für den 24-PS-Schlepper des Beispiels ($B_0 = 1000 \text{ kg}$, Reifen 9-40 auf lehmigem Sand)

$$U v_0 = (Z \cos \zeta) v + T_{dyn} v_g + \left(\frac{f_v}{R_v} A_{dyn} v + \frac{f_h}{R_h} B_{dyn} v_0 \right) + (m + m_{red_v}) b v + m_{red_h} \frac{b}{1 - \sigma} (v + v_g). \quad (96a)$$

Dies ist mit Gl. (66a), Gl. (55), Gl. (63) und Gl. (64) die **Leistungsbilanz**

$$N_{Welle} = N_{Zug} + N_{Schlupf} + N_{Roll} + N_{Beschl}, \quad (96b)$$

wobei wieder bei vernachlässigter Lagerreibung $N_{Roll} \approx N_{Fahr}$. In Gl. (96a) ist - mit $v + v_g = v_0$ entsprechend Gl. (8a) - die **Beschleunigungsleistung**

$$N_{Beschl} = m \cdot b \cdot v + m_{red_v} \cdot b \cdot v + m_{red_h} \frac{b}{1 - \sigma} \cdot v_0 \quad (97)$$

Tafel 3. Beispiel eines mit $b = 1 \text{ m/s}^2$ beschleunigt fahrenden 24-PS-Schleppers

Gegeben		24-PS-Schlepper (vgl. Tafel 1) mit $b = 1 \text{ m/s}^2$		$y = 750 \text{ mm}$		$G = 1500 \text{ kg}$		$\epsilon_v = f_v/R_v = 0,12$									
		$a' = 1756 \text{ mm}$		$R_v = 405 \text{ mm}$		$m_{red_v} g = 2 \cdot 24,0 = 48 \text{ kg}$											
		$e' = 1215 \text{ mm}$		$R_h = 715 \text{ mm}$		$m_{red_h} g = 2 \cdot 90,7 = 181 \text{ kg}$		$\epsilon_h = f_h/R_h = 0,06$									
		$h = 350 \text{ mm}$															
		für Zeile 8...13: $mb = Gb/g = 152,9 \text{ kg}$, $m_{red_v} b = 4,9 \text{ kg}$, $m_{red_h} b = 18,5 \text{ kg}$															
		für Zeile 4: $C_1 = 5203 \text{ kg}$, $C_2 = 3,777 \text{ kg}$, $C_3 = 4,896$															
1	σ		gewählt	%	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	95		
2	v	$= v_0(1 - \sigma)$	Gl. (10)	m/s	1,5	1,35	1,20	1,05	0,90	0,75	0,60	0,45	0,30	0,15	0,075		
3	κ	$= T/B$	Bild 32		0	0,331	0,474	0,545	0,588	0,616	0,637	0,652	0,665	0,674	0,678		
Kräfte	4	B_{dyn}	$= [C_1 + C_2(1 - \sigma)] / (C_3 - \sigma)$	Gl. (94)	kg	1071	1149	1187	1206	1222	1233	1244	1258	1274	1322	1413	
	5	A_{dyn}	$= G - B_{dyn}$	Gl. (89)	kg	429	351	313	294	278	267	256	242	226	178	87	
	6	T_{dyn}	$= \kappa B_{dyn}$	Gl. (93)	kg	0	380	563	657	719	760	792	820	847	891	958	
	7	$e_v A_{dyn}$	$= e_v A_{dyn} + m_{red_v} b$	Gl. (91a)	kg	51,5	42,1	37,6	35,3	33,4	32,0	30,7	29,0	27,1	21,4	10,4	
	8	W_{dyn}			kg	56	47	43	40	38	37	36	34	32	26	15	
9	Z_{dyn}	$= T_{dyn} - W_{dyn} - m b$	Gl. (88)	kg	-209	180	367	464	527	570	603	633	662	712	790		
Leistungen	10	N_{Beschl_m}	$= m b \cdot v / 75$	Gl. (97)	PS	3,06	2,75	2,45	2,14	1,83	1,53	1,22	0,92	0,61	0,31	0,15	
	11	N_{Beschl_v}	$= m_{red_v} b \cdot v / 75$		PS	0,09	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,005	
	12	N_{Beschl_h}	$= m_{red_h} b \cdot v_0 / (1 - \sigma) 75$		PS	0,37	0,41	0,46	0,53	0,61	0,74	0,93	1,23	1,85	3,70	7,40	
	13	N_{Beschl}	$= N_{Beschl_m} + N_{Beschl_v} + N_{Beschl_h}$		PS	3,52	3,25	2,99	2,74	2,50	2,32	2,19	2,18	2,48	4,02	7,56	
	14	N_{Zug}	$= Z v / 75$		Gl. (55)	PS	-4,19	3,25	5,88	6,50	6,32	5,70	4,84	3,80	2,65	1,42	0,79
	15	N_{Nutz}	$N_{Zug} + N_{Beschl}$		Gl. (95)	PS	-0,67	6,50	8,87	9,24	8,82	8,02	7,03	5,98	5,13	5,44	8,35
	16	$N_{Schlupf}$	$= T_{dyn} (v_0 - v) / 75$		Gl. (63)	PS	0	0,76	2,25	3,94	5,74	7,60	9,51	11,49	13,54	16,04	18,21
	17	N_{Fahr_v}	$\approx e_v A_{dyn} v / 75$		Gl. (58)	PS	1,03	0,76	0,60	0,49	0,40	0,32	0,25	0,17	0,11	0,04	0,01
	18	N_{Fahr_h}	$\approx e_h B_{dyn} v_0 / 75$		Gl. (61)	PS	1,28	1,38	1,42	1,45	1,47	1,48	1,49	1,51	1,53	1,59	1,70
	19	N_{Welle}	$= N_{Nutz} + N_{Schlupf} + N_{Fahr}$		Gl. (96b)	PS	1,64	9,40	13,14	15,12	16,43	17,42	18,28	19,15	20,31	23,11	28,27
	20	N_{Motor}	$= N_{Welle} / \eta_{Getriebe}$		Gl. (67)	PS	2,2 ¹⁾	10,6 ²⁾	14,6 ³⁾	16,8	18,3	19,4	20,3	21,3	22,6 ⁴⁾	25,6 ⁴⁾	31,4 ⁴⁾

¹⁾ $\eta_{Getriebe} \approx 75\%$. ²⁾ $\eta_{Getriebe} \approx 90\%$. ³⁾ Geradlinig interpoliert. ⁴⁾ Nennleistung des Motors überschritten.

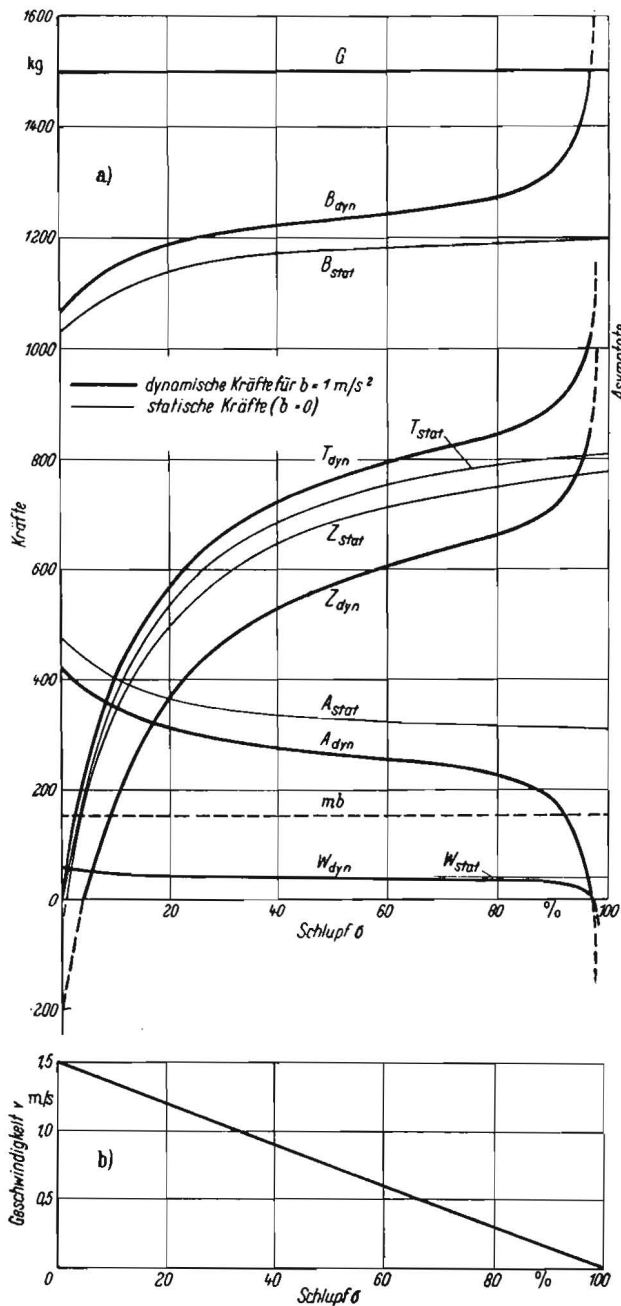


Bild 33a. Kräfte am 24-PS-Schlepper des Beispiels (Tafel 1 und 3) in Abhängigkeit vom Schlupf

Bild 33b. Fahrgeschwindigkeit v des Schleppers

oder auch mit Gl. (10 a)

$$N_{\text{Beschl}} = \left(G + m_{\text{red}_v} g + \frac{m_{\text{red}_h} g}{(1 - \sigma)^2} \right) \frac{b}{g} v. \quad (97 a)$$

Sie besteht also aus drei Teilen zur Beschleunigung der Translationsmasse $m = G/g$ und der rotierenden Massen der Lauf- und Triebräder, wobei wieder wie bei der Fahrwiderstandsleistung für die Leistung an den Laufrädern mit der wirklichen Fahrgeschwindigkeit v zu rechnen ist, für die Triebräder aber mit der schlupflosen Fahrgeschwindigkeit v_0 , die allerdings in Gl. (97 a) durch die wirkliche Geschwindigkeit v und den Schlupf ausgedrückt ist.

Die Zahlentafel mit den Kräften am beschleunigten Schlepper (Tafel 3, Zeile 4 bis 9) läßt sich ohne Schwierigkeiten zu einer Leistungsbilanz

(Tafel 3, Zeile 10 bis 20) erweitern und damit auch das Bild einer Leistungsbilanz für den mit gegebener Beschleunigung bei verschiedenen Zugkräften arbeitenden Schlepper zeichnen (Bild 34).

4. Dynamische Achslasten durch Fahrbahnstöße

Dynamische Radlasten am Schlepper treten auch beim Fahren auf unebener Bahn auf, ihrer Art nach vergleichbar mit denen, die TH. STROPPEL an gefederten und ungefederten Ackerwagen durch Dehnungsmessungen an der Hinterachse aus den Biegespannungen ermittelt hat [14]. Betrachtungen über Fahrzeugschwingungen sind an sich schon recht alt [17]. An Schleppern jedoch ist, wie es scheint, bisher lediglich die lotrechte Komponente der Hinterachsbeschleunigung beim Überfahren von Einzelhindernissen bestimmt gewählter Form und auch von periodischen Hindernissen derselben Form gemessen und zu $2,5 g \dots 3 g$ gefunden worden [3]. Daraus wird dann der Schluß gezogen, daß die dynamische Hinterachslast infolge von Fahrbahnstößen den rd. dreifachen Wert der statischen Last annehmen könne. A. GERLACH [1] fand beim Überfahren periodischer Hindernisse von 2,5 cm Höhe und etwa 30 cm Länge in Abständen von $\frac{1}{3}$ des Radstandes mit einer Fahrgeschwindigkeit im Resonanzbereich, nämlich einer Stoßfrequenz von rd. 3 Hz, sogar lotrechte Beschleunigungen bis zu $5 g$ und, da beim Stoß gegen Hindernisse auch waagerechte Kräfte auf das Rad ausgeübt werden, eine waagerechte Ver-

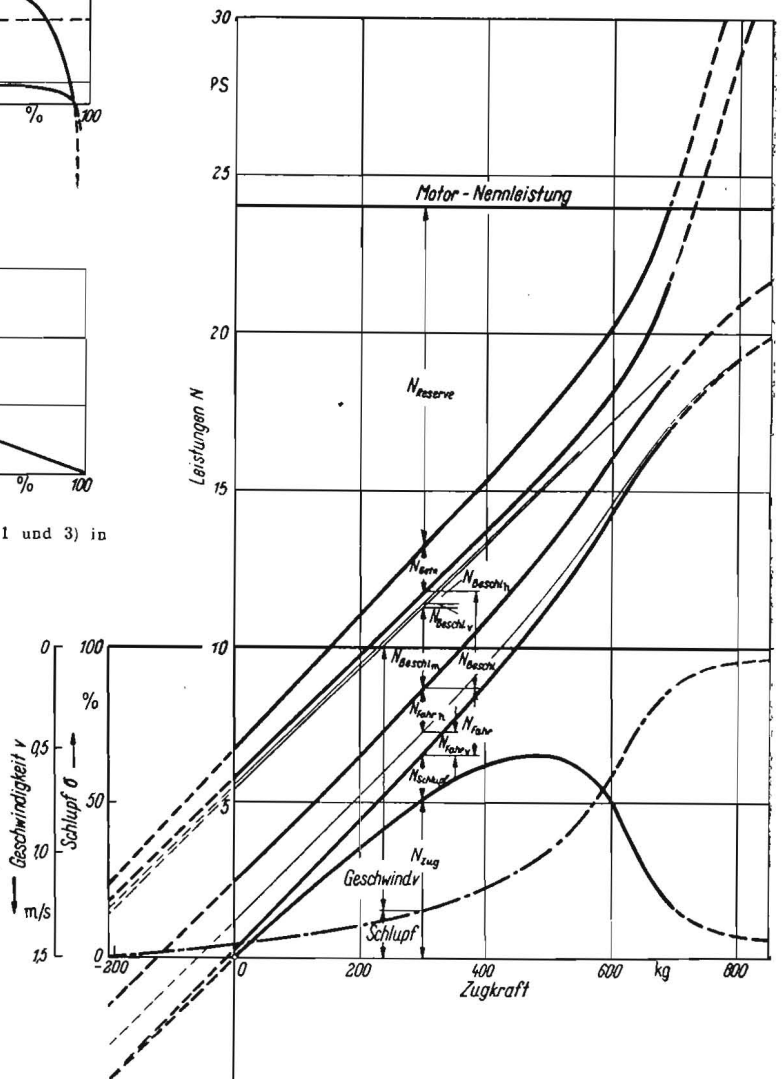


Bild 34. Leistungsbilanz des mit $b = 1 \text{ m/s}^2$ beschleunigt fahrenden 24-PS-Schleppers (Tafel 3) (vgl. Bild 22)

zögerung bis zu $b = -2g \approx -20 \text{ m/s}^2$. Es wäre empfehlenswert, die Radlasten unmittelbar zu messen, beispielsweise durch Messung der Reifenzusammendrückung während der Fahrt über eine Hindernisbahn [15], wobei allerdings vorausgesetzt wird, daß die dynamische Federkennlinie des Reifens gleich der statischen angenommen werden darf.

Durch die Fahrbahnstöße wird der Schlepper zu Eigenschwingungen angeregt, und zwar wiederum zu Koppelschwingungen, da mehrere Freiheitsgrade vorhanden sind [2]. Wenn linkes und rechtes Rad nicht gleichzeitig über ein Hindernis fahren, kommen zu den oben erwähnten Schwingungen noch solche um die Fahrzeuginnenachse hinzu. Doch soll die Betrachtung nach Voraussetzung auf das ebene Problem beschränkt bleiben, also die Kräfte am linken und rechten Rad zu einer resultierenden Achslast zusammengefaßt werden.

Kennt man aus geeigneten Messungen für die durch Fahrbahnstöße verursachten Schwingungen die jeweilige Größe der lotrechten Komponente der Schwerpunktbeschleunigung b_S und die Winkelbeschleunigung ε der Drehschwingungen (vgl. Bild 27 und auch hinsichtlich des waagerechten Trägheitswiderstandes durch den Schwerpunkt, der allerdings nun bei verzögerter Bewegung vorwärts gerichtet ist, Bild 28), so errechnen sich die zusätzlichen dynamischen Achslasten der freien Schwingungen [7] wie bei den erzwungenen Schwingungen nach Gl. (81) und Gl. (82), in denen beim fahrenden Schlepper a' statt a und e' statt e zu setzen sind. Durch die waagerechte Beschleunigung $b = dv/dt = d^2x/dt^2$ ergeben sich weitere zusätzliche dynamische Achslasten nach Gl. (90 a), wobei ΔB_{dyn} der Verzögerung wegen negativ, ΔA_{dyn} positiv wird.

Hat man umgekehrt die sich im Takte der beiden Eigenfrequenzen ändernden dynamischen Achslasten A_{dyn} und B_{dyn} und nach Möglichkeit noch zusätzlich P_{dyn} , S_{dyn} und M_t sowie Z (Bild 29 und 30) mit einem schreibenden Meßgerät aufgezeichnet, dann kann man die Komponenten der Schwerpunktbeschleunigung b_S und die Winkelbeschleunigung ε für jeden Zeitpunkt ermitteln [5]:

Die lotrechten Kräfte (Bild 17) stehen nun *nicht im Gleichgewicht*, sondern bilden eine lotrechte Resultierende R_y . Damit ergibt sich – unter Beschränkung auf den bei Versuchen üblichen Sonderfall waagerechter Zugkraft ($\zeta = 0$) – nach dem Schwerpunktsatz

$$A_{\text{dyn}} + B_{\text{dyn}} - G = R_y = m b_S \quad (98)$$

und daraus

$$b_S = \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{R_y}{m} \quad (98 \text{ a})$$

Auch die waagerechten Kräfte führen auf eine Resultierende $R_x \neq 0$, so daß

$$T_{\text{dyn}} - W_{\text{dyn}} - Z_{\text{dyn}} = R_x = m b \quad (99)$$

und damit

$$b = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{R_x}{m} \quad (99 \text{ a})$$

Für die zusätzliche Drehung um die sich parallel bewegende Schwerpunktschwerachse ergeben die Kräfte ein resultierendes Moment M_S , das nicht zu Null wird wie im Gleichgewichtsfall (Teil II A); sondern nach dem Drallsatz ist

$$B_{\text{dyn}}(a - e - fh) - A_{\text{dyn}}(e + fv) + Z(y - h) - (T_{\text{dyn}} - W_{\text{dyn}})y = M_S = I_S \varepsilon + I_V(\varepsilon_V - \varepsilon) + I_H(\varepsilon_H - \varepsilon) \quad (100)$$

$$\text{Daraus} \quad \varepsilon = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{M_S - I_V \varepsilon_V - I_H \varepsilon_H}{I_S - I_V - I_H} \quad (100 \text{ a})$$

worin allerdings ε_V und ε_H noch gesondert bestimmt werden müßten; die kinematische Beziehung Gl. (21) oder Gl. (22) gilt beim Stoß eines Rades gegen ein Hindernis nicht mehr.

Liegen für die dynamischen Kräfte am Schlepper gut auswertbare Meßschriebe als Funktion der Zeit t vor, so kann man durch zweimalige zeichnerische Integration die Bewegungsgesetze

$$x = f_1(t), \quad y = f_2(t) \quad \text{und} \quad \varepsilon = f_3(t)$$

ermitteln.

Literatur

- [1] GERLACH, A.: Über die Kräfte in Zahnradgetrieben von Schleppern. Grundlagen der Landtechnik. H. 7: 13. Konstrukteurheft. Düsseldorf 1956. S. 108 und 109.
- [2] GRÜNDLER, O.: Die Hauptschwingungen elastisch gestützter stabförmiger Körper beim Fehlen von Dämpfung. Diss. TH Berlin 1937. S. 1 und 2, 14 bis 17.
- [3] HAACK, M.: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechn. Forschung 3. Jg. (1953) S. 6 bis 12.
- [4] HEYDE, H.: Mechanik für Ingenieure. Bd. 1. 4. Aufl. Leipzig 1955. S. 198 bis 204.
- [5] a. a. O.: S. 215 bis 218.
- [6] a. a. O.: S. 235 bis 237 und 240.
- [7] a. a. O.: S. 265.
- [8] a. a. O.: S. 276 und 277.
- [9] a. a. O.: S. 283.
- [10] a. a. O.: S. 284.
- [11] a. a. O.: S. 294 bis 302.
- [12] a. a. O.: S. 305.
- [13] a. a. O.: S. 311 bis 317.
- [14] KLOTH, W., STROPPEL, TH., und BERGMANN, W.: Radlasten und Wagenverwindung auf ländlicher Fahrbahn. Z. VDI Bd. 94 (1952) S. 209 bis 212.
- [15] LAMPE, K.: Einfluß der Dämpfung auf die Bodenhaftung von Kraftfahrzeugrädern. Z. VDI Bd. 95 (1953) S. 1154 bis 1156.
- [16] MEWES, E.: Massenkräfte in Landmaschinen und ihr Ausgleich. Grundlagen der Landtechnik. H. 6: 12. Konstrukteurheft. Düsseldorf 1955. S. 125.
- [17] REDTENBACHER, F.: Gesetze des Lokomotivbaues. Mannheim 1855. S. 108 bis 200.

*) Die für die 4. Aufl. angegebenen Seitenzahlen stimmen mit denen der 3. Aufl. und denen der demnächst erscheinenden 5. Aufl. überein. A 2624

Berichtigung

In die Formel 50 auf Seite 85 unseres Februarheftes 1957 ist ein Druckfehler hineingekommen; richtig muß sie

$$B = B' + \left(A \frac{fv}{a} + B \frac{fh}{a} \right) = B' + \Delta(A, B) \quad (50)$$

heißen.

Z 741

Neuer sowjetischer Schlepper

Den agrotechnischen Anforderungen bei der Pflanzenpflege entsprechen am besten Geräteträger. Der große Vorteil solcher selbstfahrenden Fahrgestelle ist die gute Sicht des Fahrers auf die Werkzeuge des Arbeitsgerätes.

NATI konstruierte das Selbstfahrgestell SSch-14. Die neueren Serien dieses Typs werden mit einem D-14-Dieselmotor ausgerüstet. Das am Rahmen anzubringende Arbeitsgerät wird durch eine Hydraulik mit zwei Zylindern gesteuert. Jeder dieser Zylinder drückt 650 kg.

Der Schlepper ist mit einer getriebeunabhängigen Zapfwelle (533 U/min) ausgestattet. Sie kann auch während der Fahrt ausgekuppelt werden. Eine zweite Zapfwelle ist in ihren Drehzahlen mit der Fahrgeschwindigkeit synchronisiert. Diese Zapfwelle ist für den Antrieb der Sämaschinen, Pflanzmaschinen und Düngerstreugeräte bestimmt; durch ihre Kopplung mit dem Getriebe erreicht man eine gleichmäßige Aussaat und Düngung. Die Drehzahlen dieses Synchronantriebs umfassen vom ersten bis zum fünften Gang einen Bereich von 325 bis 1350 U/min.

Der Schlepper verfügt über fünf Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Die Geschwindigkeiten betragen in den einzelnen Gängen:

I = 3,3; II = 4,3; III = 5,4; IV = 6,8; V = 14; R = 1,8 km/h.

Die Spurweiten der Vorder- und Hinterräder sind verstellbar. Der Schlepper kann mit Spurweiten von 1200, 1350 und 1700 mm gefahren werden. Der Verstellmechanismus entspricht dem des Schleppers ChTS-7. AU 2629

Zemedelske stroje (Landmaschinen) Prag (1956) H. 2, S. 19 bis 21; Übers.: G. NICKL.