

DIE DYNAMIK VON EISENBAHN-ANTRIEBSSYSTEMEN

Von

K. HORVÁTH und V. NAGY

Lehrstuhl für Schienenfahrzeuge, Technische Universität, Budapest

Eingegangen am 2. Mai, 1979

Kurzbezeichnungen:

Kraft (N)

G_{ma}	Reibungsgewicht
Q_0	Radlast
\mathbf{g}_{st}	Reibungsgewichtvektor
\mathbf{g}_t	Achslastvektor
$g_t^{[k]}$	Achslast des i -ten Radsatzes des k -ten Fahrzeugdrehgestells
$\Delta \mathbf{g}_t$	Vektor der Achslaständerung
Δg_t^c	Achslaständerung infolge der Fahrzeugkasten-Nickschwingung
$\Delta g_t^f(t)$	Achslaständerung infolge der Fahrzeugkasten-Nickschwingung
Δg_t^F	Achslaständerung infolge der Drehgestell-Nickschwingung
$\Delta g_t^{F(t)}$	Achslaständerung infolge der Drehgestell-Nickschwingung
$\Delta g_t^{[k]}$	Achslaständerung des i -ten Radsatzes des k -ten Fahrzeugdrehgestells
$\mathbf{Z}(t)$	Vektor der am Radumfang übertragbaren Zugkraft
$Z^{[k]}$	am Radumfang des i -ten Radsatzes des k -ten Fahrzeugdrehgestells übertragbare Zugkraft
$Z^*(t)$	Summe der übertragbaren Triebfahrzeug-Zugkraftwerte

Drehmoment (Nm)

M_{ocs}	Dämpfungsmoment der Lokomotivkasten-Nickschwingung
M_{Fcs}	Dämpfungsmoment der Lokomotivdrehgestell-Nickschwingung

Bewegung (m)

X_0	Triebfahrzeug-Längsbewegung
X_0'	Längsbewegung des ersten Triebfahrzeug-Drehgestells
X_0''	Längsbewegung des zweiten Triebfahrzeug-Drehgestells
X_1	Längsbewegung des ersten Wagens
X_2	Längsbewegung des zweiten Wagens
X_3	Längsbewegung des dritten Wagens
Y_0	Vertikalbewegung des Triebfahrzeug-Schwerpunktes
Y_0'	Vertikalbewegung des Schwerpunktes des ersten Triebfahrzeugdrehgestells
Y_0''	Vertikalbewegung des Schwerpunktes des zweiten Triebfahrzeugdrehgestells

Winkelverdrehung (Rad)

φ_0	Nickschwingung des Lokomotivkastens
φ_0'	Nickschwingung des ersten Lokomotivdrehgestells
φ_0''	Nickschwingung des zweiten Lokomotivdrehgestells

Masse (kg)

M_0	Masse des Triebfahrzeugs
M_1	Masse des ersten Wagens
M_2	Masse des zweiten Wagens

M_3 Masse des dritten Wagens
 m_F Masse des Lokomotivdrehgestells

Trägheitsmoment (m^2kg)

I_0 Trägheitsmoment des Lokomotivkastens
 I_F Trägheitsmoment des Lokomotivdrehgestells

Adhäsionskoeffizient

$\psi_a(t)$ Betriebswert des Adhäsionskoeffizienten (Reibwertes)
 $\psi_a(t)$ Vektor des Betriebswertes des Adhäsionskoeffizienten
 $\psi_{a\max}(t) = f(\Delta X_0; X_0)$ Funktion des maximalen Adhäsionskoeffizienten bei gegebenen Streckenverhältnissen
 $\psi_a \max$ Vektor der Funktion des maximalen Adhäsionskoeffizienten

Geometrie (m)

b_f Abstand zwischen den Drehgestell-Mittellinien
 b_{ft} Radsatzabstand
 e Abstand zwischen dem Lokomotivschwerpunkt und der Wirkungslinie der Zugkraftübertragung
 h_f Abstand der Wirkungslinie der Zugkraftübertragung des Lokomotivdrehgestells von der Schienenoberkante
 h_e Abstand der Wirkungslinie der effektiven Zugkraft von der Schienenoberkantenebene
 h_s Abstand des Lokomotivschwerpunktes von der Schienenoberkantenebene
 h' Abstand der Wirkungslinie der effektiven Zugkraft von der Wirkungslinie der Zugkraftübertragung zwischen Lokomotivkasten und Drehgestell

Sonstiges

a Triebfahrzeugbeschleunigung (m/s^2)
 v Triebfahrzeuggeschwindigkeit (m/s)
 c Federkonstante (m/N)
D.m. Dieselmotor
 H Hydraulisches Getriebe
 S Lokomotivkasten-Schwerpunkt
 S_F Lokomotivdrehgestell-Schwerpunkt
 s Vektor der Lokomotivdrehgestellkonstruktion
 S Strukturmatrix der Lokomotivradsätze
 $k = \begin{vmatrix} | \\ | \\ | \end{vmatrix}$ Lokomotivdrehgestell
 $i = 1; 2$ Lokomotivradsatz

1. Das Ziel der Untersuchungen

Bei vielen Schienenfahrzeugen — sowohl bei Diesel- als auch bei elektrischen Triebfahrzeugen — werden Kardanwellen als Achsantrieb angewandt. Trotz den ausgewerteten Betriebserfahrungen stoßen Konstruktion und Verwendung von Kardanwellen oft auf Schwierigkeiten. Die Probleme können größtenteils auf die im Antriebssystem auftretenden Torsionsschwingungen zurückgeführt werden. Dies kann eine Umarbeitung der Konstruktion erfordern, die einen bedeutenden Zeit- und Kostenaufwand verursacht.

Der Kardantrieb bildet ein Torsionsschwingungssystem, das mit den Längsschwingungen des Zuges in Verbindung steht. Diese rufen im Antriebssystem Torsionsschwingungen hervor, deshalb sind die Bestimmung dieser Verbindung bzw. die Untersuchung des mit dem Antriebssystem mehrfach

gekoppelten Zuges als Schwingungssystem unter besonderer Berücksichtigung der dynamischen Untersuchung des Antriebssystems erforderlich.

In diesem Beitrag werden die Fragen, die sich bei der Untersuchung des Zusammenhanges zwischen den Längsschwingungen des Zuges und dem Antriebssystem des Fahrzeugs stellen, bzw. die Lösungsmöglichkeiten behandelt. Im weiteren wird das mechanische Modell des Schwingungssystems »Antriebssystem-Zug« ausgearbeitet.

2. Herausbildung von Antriebssystemen

Die Abb. 1—4 zeigen einige wichtige Anordnungsarten von Kardanantrieben.

Abb. 1 zeigt den Antrieb eines einzigen Radsatzes. Das Drehmoment wird über die Kardanwelle (4) und über das Achsgetriebe (5) zu dem Radsatz geleitet. Das Achsgetriebegehäuse ist verdrehbar auf die Radsatzwelle montiert. Die Drehmomentstütze (6) wird entweder starr oder gefedert befestigt.

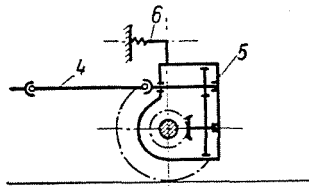


Abb. 1

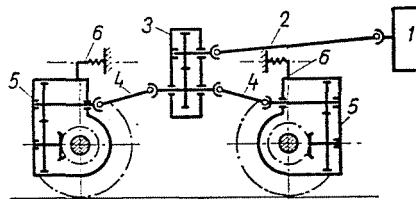


Abb. 2

Die Abb. 2 und 3 zeigen die Antriebe von je 2 Radsätzen. Bei den Antrieben der beiden Radsätze den Abbildungen 2 und 3 gemäß wird das Drehmoment über das Verteilergetriebe (3) zu den einzelnen Achsgetrieben weitergeleitet. Von dem im Fahrzeughauptrahmen untergebrachten Hauptgetriebe (1) wird das Drehmoment durch die Hauptkardanwellen (2) zu den in den Drehgestellen untergebrachten Verteilergetrieben (3) weitergeleitet. Die weiteren Elemente der Antriebskette sind: Verteilergetriebe — Verteilerkardanwelle (4) — Achsgetriebe (5).

Einen Antrieb mit Verteiler-Achsgetriebe zeigt Abb. 3a. Bei einem solchen Antriebssystem wird das Drehmoment unmittelbar vom Hauptgetriebe (8) über die Hauptkardanwelle (2) zu dem Verteiler-Achsgetriebe (5) weitergeleitet. Das Achsgetriebe des anderen Drehgestellradsatzes wird durch die Kardanwelle (4) angetrieben.

Abb. 4 zeigt einige Antriebssysteme, die oft bei vierachsigen Drehgestell-lokomotiven verwendet werden.

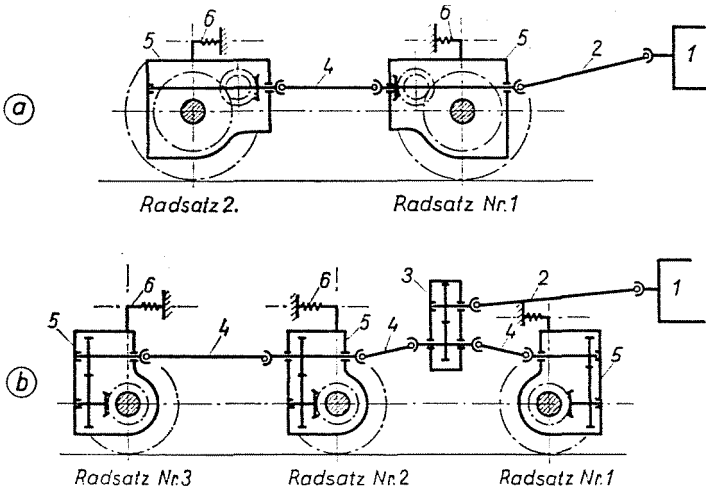
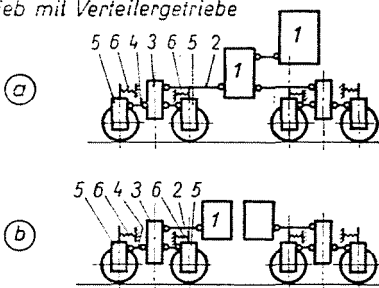
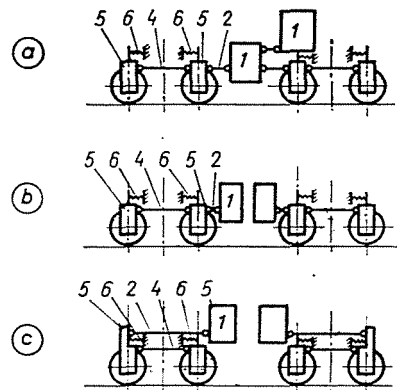


Abb. 3

1. Antrieb mit Verteilergetriebe



2. Antrieb mit Verteiler-Achsgetriebe



1. Motor und hydraulisches Getriebe
2. Hauptkardanwelle
3. Verteiler
4. Verteilerkardanwelle
5. Achsgetriebe
6. Drehmomentstütze

Abb. 4

3. Die für das dynamische Verhalten⁷des Triebfahrzeug-Antriebssystems bestimmenden Größen

3.1. Antriebssymmetrie

Hinsichtlich der Drehelastizität der Kardanwellen ist der Achsantrieb mit Verteilergetriebe in Abb. 2 ein symmetrischer Antrieb, da beide Radsätze über Kardanwellen gleicher Drehelastizität mit dem Verteilergetriebe verbunden sind. In der Anordnung gemäß Abb. 3a kommen zwischen dem hydraulischen Getriebe und dem ersten Radsatz nur die Drehelastizität der Hauptkardanwelle (2) und die Elastizität der Drehmomentstütze des Verteiler-Achsgetriebes zur Geltung, es ist aber neben der Drehelastizität der Hauptkardanwelle (2) zwischen dem hydraulischen Getriebe und dem zweiten Radsatz und der Elastizität der Drehmomentstütze des Achsantriebes des zweiten Radsatzes auch die Drehelastizität der die Achsgetriebes des ersten und zweiten Radsatzes verbindenden Kardanwelle (4) in Betracht ziehen. Hinsichtlich der Drehelastizität ist diese Anordnung symmetrisch.

Auf die Massen bezogen ergibt sich der gleiche Fall. Bei dem Antrieb mit Verteilergetriebe ist die Massenverteilung symmetrisch, bei dem Antrieb mit Verteiler-Achsgetriebe liegen aber zwischen dem hydraulischen Getriebe und dem ersten Radsatz die Massen der Kardanwelle (2) und des Verteiler-Achsgetriebes und zwischen dem hydraulischen Getriebe und dem zweiten Radsatz befinden sich die Massen des Verteilergetriebes des zweiten Radsatzes und der Kardanwellen (2) und (4).

Das Drehmoment des hydraulischen Getriebes (1) wird bei dem asymmetrischen Antrieb über die Welle (2) auf die Eingangswelle des Verteilergetriebes übertragen. Die Übertragung eines Teiles des Drehmoments auf den zweiten Radsatz bedeutet für die Achse (4) eine Drehbeanspruchung. Dies ist aber bei starrer Drehmomentstütze nur dann möglich, wenn sich die Eingangswelle des Achsgetriebes des ersten Radsatzes und der damit in starrer Verbindung stehende Radsatz verdrehen. Das bedeutet aber ein Gleiten (»Schlupf«) des ersten Radsatzes. Gleichzeitig wird die Zugkraft vermindert, aber auch ein Gleiten des Gesamtantriebes kann eintreten [4, 5]. Die Winkelverdrehung der Achsgetriebe soll also durch gefederte Drehmomentstützen gesichert werden. In diesem Fall kann nämlich die Achse (4) ein Drehmoment auf den zweiten Radsatz übertragen, ohne daß der erste Radsatz ins Gleiten geraten müßte. Bei asymmetrischem Antrieb, insbesondere bei Achsgetriebes, durch die noch weitere Radsätze angetrieben werden, ist die Anwendung von gefederten Drehmomentstützen erforderlich. Auch die tangential Federung der Radsätze kann eine Lösung darstellen.

Während der dynamischen Vorgänge im Antriebssystem, als das Antriebsdrehmoment die Feder der Drehmomentstütze des zweiten Radsatzes spannt, »weicht« das Achsgetriebe dem Drehmoment gewissermaßen aus. Dieses Aus-

weichen gibt der Welle (4) eine zusätzliche Drehung, die zu einer Winkelverdrehung des Achsgetriebes führt, da dieses auf der Drehmomentstütze federt. Um diese zusätzliche Bewegung zu vermindern, kann am Achsgetriebe des zweiten Radsatzes eine Drehmomentstütze mit starrer Federung eingebaut werden. Für asymmetrischen Antriebe wurde schon vorgeschlagen, die unterschiedlichen Drehelastizitäten des ersten und zweiten Achsantriebes dadurch auszugleichen, daß die Elastizität beider Drehmomentstützen der Achsgetriebe den Drehelastizitäten der Kardanwellen umgekehrt proportional gewählt wird. Somit erhält der zweite Radsatz eine hart gefederte, ggf. starre, der erste Radsatz aber eine weich gefederte Drehmomentstütze, da dieser Radsatz nur über die Hauptkardanwelle (2) mit dem hydraulischen Getriebe verbunden ist. Eine gleiche Drehelastizität kann aber nur im statischen Falle verwirklicht werden, bei dynamischen Vorgängen spielen nicht nur die Federkonstanten, sondern auch die Massen eine Rolle. Eine theoretische Lösung würde der Fall bedeuten, in dem beide Radsätze miteinander vollkommen starr und spielfrei verbunden wären. Somit könnten ihre Massen als eine einzige Masse in Drehbewegung aufgefaßt werden. Hierbei sollten auch mehrere Vernachlässigungen zugelassen werden, letzten Endes würde man aber einen symmetrischen Antrieb erhalten.

Vom Ruhezustand ausgehend, wo auf die Kardanwellen kein Drehmoment wirkt, müssen in symmetrischer Anordnung unter dem Einfluß des Antriebsdrehmoments auf beide Radsätze gleich große Drehmomente wirken. Solange die Achsen drehspannungsfrei sind, können die Verhältnisse eindeutig überblickt werden, aber sowohl bei symmetrischem als auch asymmetrischem Antrieb oder bei den dynamischen Vorgängen des Antriebssystems und der Zug-Längsschwingungen stellen sich mehrere Probleme und Aufgaben. Viele betrieblichen Einflußgrößen müssen nämlich berücksichtigt werden:

- Streckenwiderstand
- Zugwiderstände
- zusätzliche Zugwiderstände
- Fahrzeuggeschwindigkeit
- Fahrzeugkonstruktion
- Verteilung des Adhäsionsgewichtes der Lokomotive auf die Treibachsen
- Antriebsmoment und seine Änderung bei den Treibachsen
- Bremsdrehmoment
- Laufkreisdurchmesserunterschiede
- Achsenlaständerungen.

Betrachten wir z. B. den Einfluß der Laufkreisdurchmesserunterschiede auf das Antriebssystem — der Antrieb mehrerer Fahrzeugachsen über Kardanwellen erfordert den gleichen Laufkreisdurchmesser — so bewirken diese praktisch immer vorhandenen Unterschiede ein Gleiten der Radsätze bzw.

die Abnahme der nützlichen Zug- und Bremskraft, und erhöhen die zusätzliche Beanspruchung des Antriebssystems. Diese »Blinddrehmomente« sind auch in dem Falle vorhanden, wenn keine Zug- bzw. Bremskräfte ausgeübt werden, da sich die Radsätze infolge der Laufkreisdurchmesserunterschiede mit unterschiedlichen Drehzahlen zu drehen versuchen, und dadurch ihre Verbindungselemente durch Drehmomente belastet sind. Die zwischen zwei Radsätzen liegende Kardanwelle kann also schon vor dem Anfahren einer gewissen Vorspannung ausgesetzt sein. Wenn auf das so vorgespannte Antriebssystem, bei dem die Blinddrehmomente unterschiedliche Drehrichtungen haben können — z. B. bei dem einen Radsatz eine positive, bei dem anderen eine negative Drehrichtung — noch ein Drehmoment positiver Richtung wirkt, so kann in dem in positiver Richtung vorgespannten Wellenast das zu der vollständigen Ausnutzung der Adhäsion erforderliche Drehmoment rasch auftreten, wodurch der schon vorgespannte Radsatz ins Gleiten kommt, während am anderen Radsatz das negative Drehmoment ausgeglichen wird. Dadurch kann das gesamte Antriebssystem in starke Schwingung kommen. Bei den dynamischen Vorgängen des Antriebssystems und der Zug-Längsschwingung spielen die Achslaständerungen und deren Auswirkungen eine bedeutende Rolle. Deshalb sollen in diesem Beitrag von den angeführten betrieblichen Einflußgrößen nur die Achslaständerungen und deren Einflüsse auf das Antriebssystem ausführlicher behandelt werden.

3.2. Achslaständerungen

Es werden nun die durch die in Zug-Längsrichtung auftretenden Kräfte hervorgerufen Achslaständerungen untersucht. Sowohl die Streckenunebenheiten als auch die durch Raddurchmesserfehler verursachten und sich zu der Achslast addierenden senkrechten Stöße werden außer acht gelassen.

Bei einer wirklichen Lokomotive und unter Betriebsbedingungen entstehen Achslaständerungen bei konstanter Geschwindigkeit und auch während der Beschleunigung des Zuges, die Lokomotive führt aber keine Nickschwingungen aus. Die Zugförderung erfolgt bei stationärem Achslastunterschied. Während der Beschleunigung entsteht noch eine weitere Achslaständerung infolge der Nickschwingungen der Lokomotivdrehgestelle und des Lokomotivkastens [7], die durch die Zug-Längsschwingung entscheidend bestimmt wird.

Die Radsätze, deren Achslasten infolge der Achslaständerungen vermindert werden, gleiten (schlüpfen) stärker, wodurch im Antriebssystem Schwingungen entstehen. Beobachtungen zeigen, daß die Radsätze abwechselnd stärker gleiten und wieder haften. Die Zug- und Stoßvorrichtungen zur Verbindung der Lokomotive mit der Wagenreihe und der einzelnen Wagen der Wagenreihe sichern eine gefederte Verbindung mit bedeutender Dämpfung. Die am Lokomotivzughaken ausgeübte Zugkraft ändert sich wegen des dyna-

mischen Verhaltens des aus dem Lokomotivantriebssystem und den gefedert gekuppelten Wagen bestehenden Schwingungssystems. Die Bewegungen stehen in Wechselwirkung miteinander, die auftretenden dynamischen Beanspruchungen können ein gefährliches Maß erreichen.

3.2.1. Der mit konstanter Geschwindigkeit fahrende Zug

Während der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit — im stationären Zustand und beim Ausüben einer Lokomotivzugkraft — haben die auftretenden Achslaständerungen einen konstanten Wert. Wenn die Nickbewegung der Fahrzeugdrehgestelle durch die Fahrzeugkasten-Drehgestell-Verbindung nicht verhindert wird, können die auftretenden Achslaständerungen und aus diesen

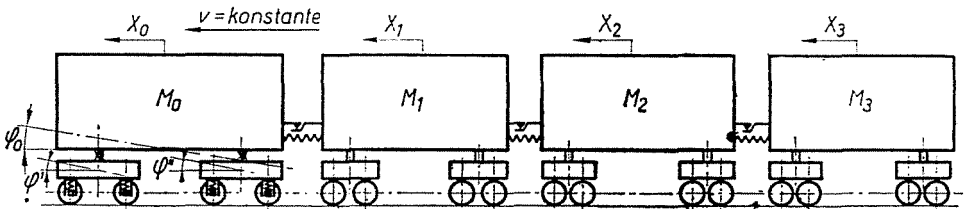


Abb. 5

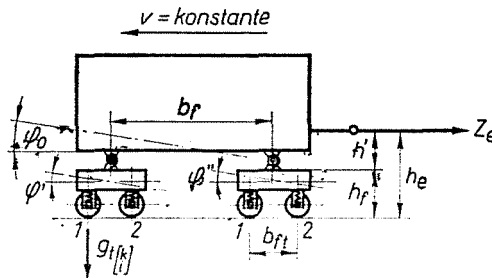


Abb. 6

unter Anwendung bekannter Zusammenhänge die Achslasten der Radsätze bestimmt werden. Die Abb. 5 und 6 zeigen das mechanische Modell des mit konstanter Geschwindigkeit fahrenden Zuges. In Kenntnis der Achslasten können die am Radumfang übertragbaren Zugkräfte berechnet werden. Die Achslasten der Radsätze betragen:

$$g_{i[k]} = \frac{G_{ma}}{4} + (-1)^k \cdot \frac{Z_e}{2 \cdot 1000} \cdot \left[\frac{h'}{b_f} + (-1)^i \cdot \frac{h_f}{b_{fi}} \right]$$

$$g_{i[k]} = \frac{G_{ma}}{4} + (-1)^k \cdot \Delta g_{i[k]}.$$

Für die am Radumfang übertragbare Zugkraft gilt:

$$Z_{[i]}^{[k]} = \psi_{a \max} \cdot G_{ma} \cdot \left[\frac{1}{4} + (-1)^k \cdot \frac{\Delta g_{i}^{[k]}}{G_{ma}} \right].$$

Die Achslasten der Radsätze ergeben sich zu

$$\mathbf{g}_t = \mathbf{g}_{st} + \mathbf{S} \cdot \Delta \mathbf{g}_t$$

wobei

$$\mathbf{g}_t = \begin{bmatrix} g'_{t1} \\ g'_{t2} \\ g''_{t1} \\ g''_{t2} \end{bmatrix} \quad \mathbf{g}_{st} = \begin{bmatrix} \frac{G_{ma}}{4} \\ \frac{G_{ma}}{4} \\ \frac{G_{ma}}{4} \\ \frac{G_{ma}}{4} \end{bmatrix} \quad \mathbf{S} = \begin{bmatrix} -1 & -1 \\ -1 & 1 \\ 1 & -1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \quad \Delta \mathbf{g}_t = \begin{bmatrix} \Delta g_t^f \\ \Delta g_t^R \end{bmatrix}$$

gilt.

Der betriebliche Adhäsionskoeffizient beträgt

$$\psi_a = \psi_{a \max} \cdot (\mathbf{e} + \mathbf{g}_{st}^{-1} \cdot \mathbf{S} \cdot \Delta \mathbf{g}_t)$$

wobei

$$\psi_a = \begin{bmatrix} \psi'_{a1} \\ \psi'_{a2} \\ \psi''_{a1} \\ \psi''_{a2} \end{bmatrix} \quad \mathbf{e} = [1 \ 1 \ 1 \ 1]^*$$

sind.

Die am Radumfang übertragbare Zugkraft ergibt sich zu

$$\mathbf{Z} = \psi_a \cdot \mathbf{g}_{st}$$

wobei

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} Z'_1 \\ Z'_2 \\ Z''_1 \\ Z''_2 \end{bmatrix} \quad g_{st} = \frac{G_{ma}}{4}$$

ist.

Bei einem mit konstanter Geschwindigkeit fahrenden Zug — im stationären Zustand — stellt die infolge der Nickbewegung auftretende Drehmomentstützenbewegung eine zusätzliche Beanspruchung für das Antriebssystem des Fahrzeugs dar.

3.2.2. Der mit konstanter Beschleunigung fahrende Zug

Die Fahrt mit konstanter Beschleunigung bedeutet eine weitere Veränderung der Triebfahrzeug Achslaständerungen, der für die Beschleunigung des Zuges aufgewandten Triebfahrzeugzugkraft und der Zug-Längsschwingung entsprechend. Im Vergleich zur Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit erfolgt in der Beschleunigungsphase des Zuges eine weitere Nickbewegung bzw. eine Nickschwingung des Lokomotivkastens, die eine Achslaständerung verursacht.

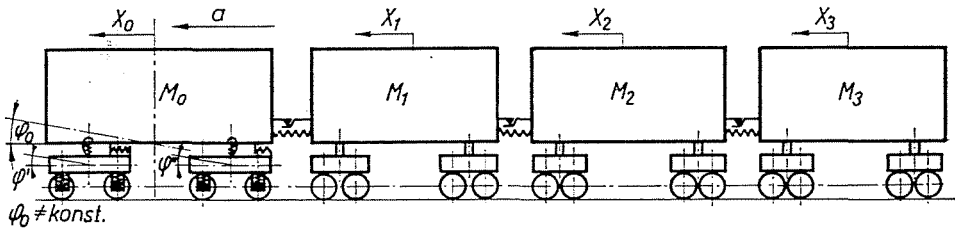


Abb. 7

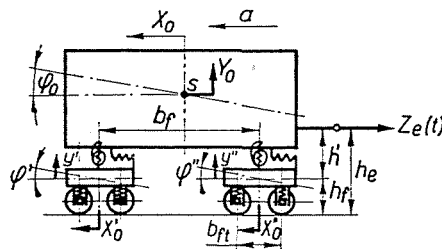


Abb. 8

Diese Achslaständerungen bestimmen einerseits die Größe der am Radumfang übertragbaren Zugkraft, andererseits die der Adhäsionsstabilität entsprechende Ausnutzung der Zugkraft und des Adhäsionsgewichtes des Triebfahrzeugs. Bei der dynamischen Untersuchung des Triebfahrzeug-Antriebssystems werden diese Einflüsse berücksichtigt. Das mechanische Modell des somit ausgebildeten einheitlichen Schwingungssystems »Antriebssystem-Zug« zeigen die Abb. 7–12.

Sollen die über die einzelnen Radsätze übertragbaren Umfangzugkräfte berücksichtigt werden, muß dies den Achslaständerungen entsprechend erfolgen. Für die Berechnung der Achslaständerungen werden in der ungarischen Fachliteratur Näherungsverfahren verwendet, bei denen für die Bestimmung der Drehgestellbelastungsänderung die in Längsrichtung wirkende Trägheitskraft berücksichtigt wird. In der ausländischen Fachliteratur [6] werden — bezogen auf die Achslaständerungen der Radsätze eines einzigen Drehge-

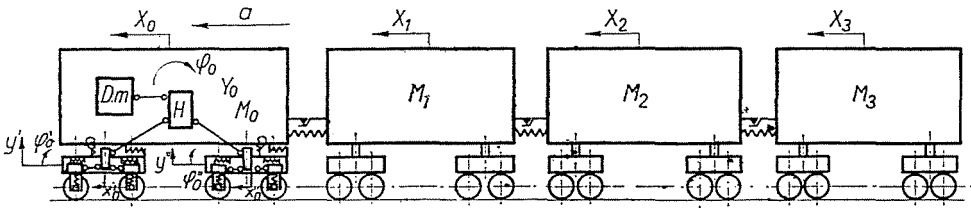


Abb. 9

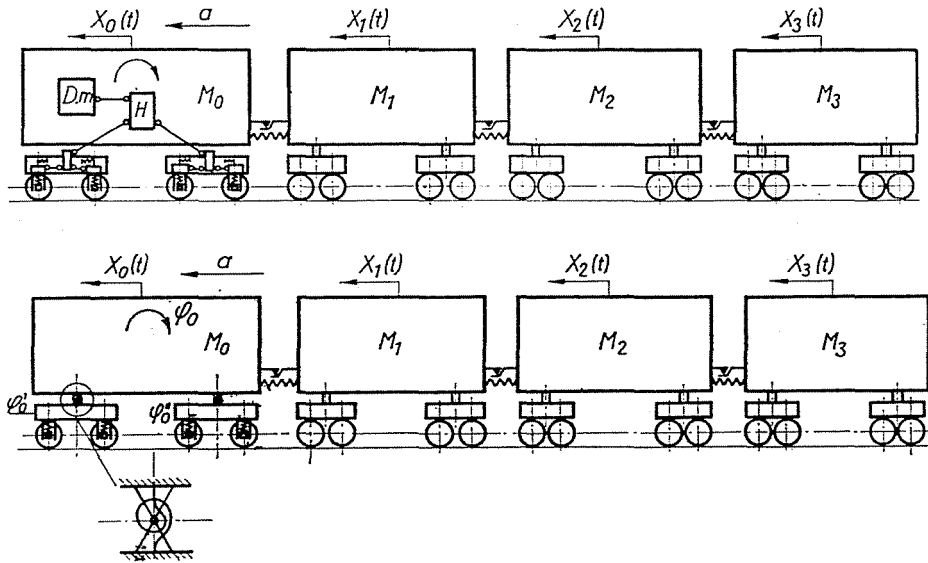


Abb. 10

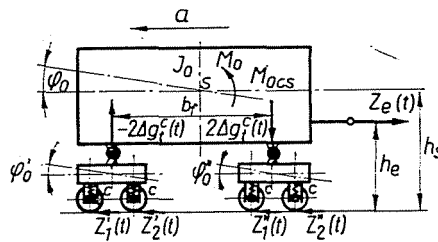


Abb. 11

stells — ein Näherungsmodell der Rad-Schiene-Verbindung und die Untersuchung der Drehgestell-Nickbewegung angegeben.

Für die Analyse der dynamischen Vorgänge in Antriebssystemen werden neben den Nickschwingungen der Drehgestelle die Einflüsse der Nickschwingungen der Lokomotive auf die Achslaständerungen bestimmt. Die Nickschwingungen von Drehgestell und Lokomotivkasten, sowie die daraus resul-

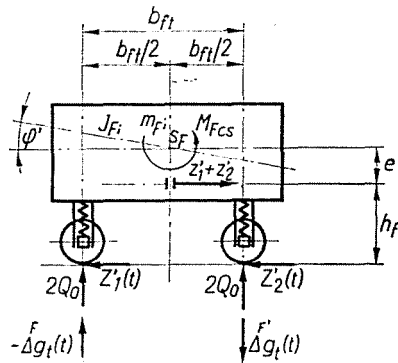


Abb. 12

tierenden weiteren Bewegungen entstehen hauptsächlich infolge der in Längsrichtung des Zuges wirkenden Kräfte. Die Bewegungen des allgemeinen mechanischen Modells »Antriebssystem-Zug« in den Abb. 7, 8 und 9 welche die dynamische Mehrbeanspruchung des Antriebssystems verursachen, sind:

- die Nickschwingung der Lokomotivdrehgestelle
- die Nick- und senkrechten Schwingungen des Lokomotivkastens
- die senkrechte Schwingung der Lokomotivdrehgestelle
- die Torsionsschwingungen der Antriebselemente:
 - das dynamische Verhalten des Dieselmotors
 - das hydraulische Getriebe
 - das Verteilergetriebe
 - der Radsatz
- die Zug-Längsschwingung.

Um den Einfluß der Zug-Längsschwingung auf das Triebfahrzeug zu bestimmen, wurde in den Abb. 10a und b das mechanische Modell des Schwingungssystems »Antriebssystem-Zug« dargestellt.

Die untersuchten Bewegungen sind:

- die Nickschwingung der Lokomotivdrehgestelle
- die Nickschwingung des Lokomotivkastens
- die Torsionsschwingung der Elemente des Antriebs
 - des hydraulischen Getriebes
 - des Verteilergetriebes
 - des Achsgetriebes
 - des Radsatzes
- die Zug-Längsschwingung.

Die Achslaständerung der Radsätze des mit Beschleunigung fahrenden Zuges ist:

- infolge der Nickschwingung des vorlaufenden Drehgestelles (Abb. 12)

$$[Z'_1(t) + Z'_2(t)] \cdot h_f = \Delta g_t^{F'}(t) \cdot b_{ft} + I_F \cdot \ddot{\varphi}'_0 + m_F \cdot e^2 \cdot \ddot{\varphi}'_0 + M'_{FCS}$$

$$\Delta g_t^{F'}(t) = \frac{h_f}{h_{ft}} \cdot [Z'_1(t) + Z'_2(t)] - \frac{1}{b_{ft}} \cdot [I_F \cdot \ddot{\varphi}'_0 + m_F \cdot e^2 \cdot \ddot{\varphi}'_0 + M'_{FCS}]$$

— infolge der Nickschwingung des hinteren Drehgestells:

$$\Delta g_t^{F''}(t) = \frac{h_f}{b_{ft}} \cdot [Z''_1(t) + Z''_2(t)] - \frac{1}{b_{ft}} \cdot [I_F \cdot \ddot{\varphi}''_0 + m_F \cdot e^2 \cdot \ddot{\varphi}''_0 + M''_{FCS}]$$

— infolge der Nickschwingung des Lokomotivkastens (Abb. 11)

$$\Delta g_t^c(t) = \frac{h_e}{2 \cdot b_f} \cdot Z_e(t) - \frac{1}{2 \cdot b_f} [I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 + M_0(h_s - h_f)^2 \cdot \ddot{\varphi}_0 + M_{OCS}]$$

Für die Achslasten der Radsätze gilt:

$$g_t [i^k](t) = \frac{G_{ma}}{4} + (-1)^k \cdot \Delta g_t [i^k](t)$$

Die Achslaständerungen der Radsätze betragen:

$$\Delta g_t [i^k](t) = (-1)^{2i-1+k} \cdot \Delta g_t^i(t) + (-1)^{i+1} \cdot \Delta g_t^F(t)$$

Für die Achslaständerungen der Radsätze kann somit geschrieben werden:

$$\mathbf{g}_t(t) = \mathbf{g}_{st} + \mathbf{s} \cdot \Delta \mathbf{g}_t^i(t) + \mathbf{S} \cdot \Delta \mathbf{g}_t^F(t)$$

wobei

$$\mathbf{g}_t(t) = \begin{bmatrix} g'_{t1}(t) \\ g'_{t2}(t) \\ g''_{t1}(t) \\ g''_{t2}(t) \end{bmatrix} \quad \mathbf{g}_{st} = \begin{bmatrix} \frac{G_{ma}}{4} \\ \frac{G_{ma}}{4} \\ \frac{G_{ma}}{4} \\ \frac{G_{ma}}{4} \end{bmatrix} \quad \mathbf{s} = \begin{bmatrix} -1 \\ -1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{S} = \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\Delta \mathbf{g}_t^F(t) = \begin{bmatrix} \Delta g_t^{F'}(t) \\ \Delta g_t^{F''}(t) \end{bmatrix}$$

gilt.

Der Adhäsionskoeffizient in Betrieb wird wie folgt ausgedrückt:

$$\psi_a(t) = \psi_{a \max} [\mathbf{e} + g_{st}^{-1} \cdot (\mathbf{s} \cdot \Delta \mathbf{g}_f^f(t) + \mathbf{S} \cdot \Delta \mathbf{g}_f^F(t))]$$

wobei

$$\psi_a(t) = \begin{bmatrix} \psi'_{a1}(t) \\ \psi'_{a2}(t) \\ \psi''_{a1}(t) \\ \psi''_{a2}(t) \end{bmatrix}$$

sind.

Die am Radumfang übertragbare Zugkraft ergibt sich zu

$$Z(t) = \psi_a(t) \cdot g_{st}$$

wobei

$$\mathbf{Z}(t) = \begin{bmatrix} Z'_1(t) \\ Z'_2(t) \\ Z''_1(t) \\ Z''_2(t) \end{bmatrix}$$

ist.

4. Die Freiheitsgrade des dynamischen Modells

Unter Berücksichtigung des mechanischen Modells in Abb. 9 wurde die Anzahl der Freiheitsgrade des dynamischen Systems — »Antriebssystem-Zug« — auf Grund der voneinander unabhängigen Koordinaten der Massen bestimmt.

Der Radsatz bildet mit dem Achsbetriebe eine Konstruktionseinheit, deshalb verfügt er über zwei Bewegungsmöglichkeiten. Eine davon ist die Drehbewegung des Radsatzes, die andere die Verdrehung des Achsgetriebes um die Radsatzwelle. Nehmen wir den Fall, wenn das Achsgetriebe keine federnden Elemente enthält, durch welche die Elastizität des Achsgetriebes vergrößert wurde. Somit haben wir zwei Freiheitsgrade je Radsatz.

Beim symmetrischen Antrieb bedeutet jedes Verteilergetriebe einen Freiheitsgrad, wobei die Zahnradverbindungen als starr betrachtet werden.

Ein- und Ausgangswellen des hydrodynamischen Getriebes stellen je einen Freiheitsgrad dar und die Ausgangswelle des Dieselmotors bedeutet ebenfalls einen Freiheitsgrad. Somit erhält man für die Anzahl der Freiheitsgrade der vierachsigen Lokomotive:

— bei symmetrischem Antrieb: (Abb. 4, 2/a)

$$4 \times 2 + 2 \times 1 + 2 + 1 = 13$$

— bei asymmetrischem Antrieb: (Abb. 4, 2/a)

$$4 \times 2 + 2 + 1 = 11$$

Die Längs-, Nick- und senkrechte Bewegung des Lokomotivkastens entsprechen insgesamt drei Freiheitsgraden. Neben den Längs- und Nickbewegungen führen die Lokomotivdrehgestelle infolge der Nickbewegung des Lokomotivkastens auch senkrechte Bewegungen aus. Diese Bewegung bedeutet drei Freiheitsgrade je Drehgestell.

Die Lokomotive mit dem Zug und die einzelnen Wagen miteinander sind durch gefederte und gedämpfte Zug- und Stoßvorrichtungen verbunden. Der Zug hat geteilte Zugvorrichtungen, die nur die Übertragung von Längskräften ermöglichen. Die Wagen werden als Massenpunkte betrachtet. Jeder Wagen bedeutet einen Freiheitsgrad, bei 10 Wagen hat man also 10 Freiheitsgrade.

Die Anzahl der Freiheitsgrade für das allgemeine Modell (Abb. 9) beträgt:

— Nickbewegung der Lokomotivdrehgestelle	2
— Nick- und senkrechte Bewegung des Lokomotivkastens	2
— Senkrechte Bewegung der Lokomotivdrehgestelle	2
— Torsionsschwingung der Antriebssystemelemente	
— symmetrischer Antrieb	13
— asymmetrischer Antrieb	11
— Zug-Längsbewegung	
— Lokomotivdrehgestelle	2
— Lokomotivkasten	1
— Wagenreihe	10

Die Anzahl der Freiheitsgrade des Schwingungssystems »Antriebssystem-Zug« ergibt sich mit den berücksichtigten Bewegungen für das untersuchte Modell (Abb. 10a und b) zu:

— Nickschwingung der Lokomotivdrehgestelle	2
— Nickschwingung des Lokomotivkastens	1
— Torsionsschwingung der Antriebssystemelemente	
— symmetrischer Antrieb	11
— asymmetrischer Antrieb	9
— Längsschwingung des Zuges	
— Triebfahrzeug	1
— Wagenreihe	10

Die Anzahl der Freiheitsgrade des untersuchten Schwingungssystems »Antriebssystem-Zug« ergibt sich zu:

— bei symmetrischem Antrieb	25
— bei asymmetrischem Antrieb	23

Somit ist ein Schwingungssystem mit mehreren Freiheitsgraden zu untersuchen. Einerseits sollen die geometrischen und die elastischen Parameter, andererseits die nichtlinearen Verbindungskraft-Funktionen, wie

- Rad-Schiene-Verbindung
- Kennlinien der Zug- und Stoßvorrichtungen
- Zugwiderstände

bestimmt werden.

Zusammenfassung

Ziel des Beitrages ist, die Festlegung des dynamischen Modells »Antriebssystem-Zug« bis zu einer Tiefe, die es ermöglicht, die die Bewegungen des Systems beschreibenden mechanischen Gleichungen aufzustellen.

In der Arbeit werden — auf das gesamte Triebfahrzeug bezogen — die Verbindung der Radsätze, die Torsionsschwingungen des Antriebssystems, einige Bewegungen des Lokomotivkastens und der Lokomotivdrehgestelle, die Längsschwingung des Zuges sowie die Verbindungen dieser Bewegungen bzw. die Wechselwirkungen derselben untersucht. Damit können Größe und Verbindungen der Massen und der Trägheitsmomente der Konstruktionselemente des Schwingungssystems »Antriebssystem-Zug« so bestimmt werden, daß im Betrieb in den Elementen kein Schaden entstehe. Als Beispiel werden genannt: die Einflüsse der Elastizität der Drehmoment- und Kardanwellen und der Trägheitsmomente der Achsgetriebe auf das Schwingungssystem.

Literatur

1. MEIROVICH, L.: Analytical Methods in Vibrations. The MacMillan Company, New York, 1967.
2. KER WILSON, W.: Practical Solution of Torsional Vibration Problems. Chapman and Hall LTD. London, 1967.
3. ZOUL, V.: Vypočty torzniho kmitáni hnaviho soustroji lokomotiv za pomoci samocnych pocitacu. Strjirenstvi, 23, 1973, 2.
4. NÖTHEN, J.: Schwingungen in drehelastischen Kardantrieben. Glasers Ann. 91. (1967) Nr. 10., Nr. 12.
5. NÖTHEN, J.: Drehschwingungen in drehelastischen Antrieben. Glasers Ann. 94. (1970) Nr. 2/3.
6. ALTHAMMER, K.: Drehschwingungen an einem mit Kardanwellen symmetrisch angetriebenen Drehgestell. Glasers Ann. 92. (1968) Nr. 1., Nr. 2.
7. IWANOW, W. N.—IWANOW, W. V.—PANOW, H. I.—TRETYAKOW, P. A.: Konstrukzija i dinamika teplošosow. Isdatelstwo Transport. Moskau, 1968.
8. HORVÁTH, K.: Analysis of Time Dependent Transient Phenomena of Non-linear Coupled Swinging Systems of Variable Structure and Conditional Connections. Symposium of Vehicle System Dynamics 1977. September.

Prof. Dr. Károly HORVÁTH H-1521 Budapest
Vince NAGY H-9026 Győr Ságvári u. 25.