

ÜBER DIE DYNAMISCHE BEANSPRUCHUNG DER TRIEBWERKE ELEKTRISCHER LOKOMOTIVEN BEI RADGLEITUNG.¹

Vom corr. M. KOLOMAN v. KANDÓ. †

So lange die Räder der Lokomotive auf den Schienen rollen ohne zu gleiten, können im Triebwerk nicht wesentlich höhere Kräfte auftreten, als zur Überwindung der Reibung zwischen Schiene und Rad notwendig sind. Der Unterschied, um den die durch das Triebwerk an die Räder übermittelten Kräfte die Reibung zwischen Rad und Schiene übersteigen können, kann vor Eintritt des Gleitens nur einige Prozent betragen. Nach dem Eintritt des Gleitens jedoch können diese Kräfte theoretisch unbegrenzt, in Wirklichkeit aber bis zur Bruchgrenze irgendeines Bestandteiles ansteigen. Es wird gezeigt, dass diese dynamischen Wirkungen mit Schwingungen einhergehen und mit der Amplitude der Schwingungen zunehmen.

Bezeichnet M die rotierende Masse des Antriebsmotors,

¹ Postume Antrittsvorlesung. Der im Januar 1931 verstorbene Verfasser hatte die Absicht, diese Abhandlung — die bereits im Herbst 1930 abgeschlossen war — als Antrittsvorlesung in der III. Cl. der Akad. d. Wiss. vorzulegen. Er wollte jedoch die vorliegende Arbeit durch Mitteilung seiner neueren Erfahrungen ergänzen, konnte aber — im besten Schaffen vom Tode hinweggerafft — seine Absicht nicht mehr ausführen. Die vorliegende Abhandlung, deren Vorhandensein den Kollegen des Verfassers bekannt war, wurde aus dem litterarischen Nachlass des Verfassers durch Herrn Hofrat Dr. JULIUS von POSCH dem o. M. MORITZ v. HOOR-TEMPIS zur Verfügung gestellt und von diesem in der Sitzung der III. Cl. der Akad. d. Wiss. am 26. IV. 1937. vorgelegt.

m die Masse der Räder, P die vom Antriebsmotor ausgeübte Kraft, P_{cs} die zur Einleitung des Gleitens notwendige Kraft, $\frac{P_{cs}}{z}$ die Reibung während des Gleitens, P_0 den algebraischen Mittelwert der durch das Antriebswerk übermittelten Kräfte, wenn keine Schwingungen auftreten würden, c (m/kg) die elastische Längenänderung des Triebwerkes (alle Kräfte auf den Radradius bezogen) und f die Frequenz der Schwingungen, so ist die Winkelgeschwindigkeit der Schwingungen

$$\omega = \frac{\pi}{30} f = \sqrt{\frac{M+m}{M \cdot m \cdot c}}.$$

Tritt kein Gleiten ein, so ist die Winkelgeschwindigkeit der Schwingungen unbedeutend, denn die Masse der Räder ist als mit der Masse der Lokomotive in starrer Verbindung befindlich zu betrachten. Bei Berechnung der Winkelgeschwindigkeit kann also an Stelle der Radmasse m die um die Masse der Lokomotive vergrößerte Masse $m + M_1$ in die Formel eingesetzt werden und es wird

$$\omega = \sqrt{\frac{M + m + M_1}{M(M_1 + m)c}}$$

Bezeichnen A_M und A_m die Schwingungsamplituden der Massen M und m , y_M und y_m die Verschiebung der Massen, v_M und v_m die Geschwindigkeit der Massen und φ den Phasenwinkel der Schwingungen, so gilt für die Längenänderung des Triebwerkes die Gleichung.

$$y_M - y_m = P_0 \cdot c + (A_M + A_m) \cos \varphi = P_{cs} \cdot c$$

und für die Differenz der Geschwindigkeit der zwei Massen die Gleichung

$$\Delta v = v_M - v_m = -\omega (A_M + A_m) \sin \varphi.$$

Im Eintrittsmoment des Gleitens ist $A_m = \frac{M}{m} \cdot A_M$,

$$\varphi = \arctg \left(- \frac{\Delta v}{\omega (P_{cs} - P) c} \right)$$

und

$$A_M + A_m = \sqrt{(P_{cs} - P_0)^2 c^2 + \left(\frac{\Delta v}{\omega}\right)^2}.$$

Das Maximum der im Antriebswerk auftretenden Kraft $\frac{1}{c}(y_M - y_m)$ beträgt $P_0 + \frac{A_m + A_M}{c}$ und kann als Funktion von Δv beliebige Werte erreichen.

Es wird gezeigt, dass für $\frac{M}{m} < 4.6$ bei vorsichtigem Anfahren nach Eintritt des Gleitens das Gleiten nicht aufhört. Mit zunehmendem Wert des Verhältnisses $\frac{M}{m}$ steigt die Zahl der möglichen, auf einander folgenden Radgleitungen und im Laufe der sich wiederholenden Gleitungen (klapperndes Gleiten, chattering slip) steigen die zu Beginn des Gleitens auftretenden Geschwindigkeitsunterschiede Δv und die Schwingungsamplituden und mit diesen auch die im Triebwerk auftretenden maximalen Kräfte. Da in den Triebwerken elektrischer Lokomotiven die grössten Beanspruchungen in den meisten Fällen bei klappernder Gleitung eintreten, werden die Bedingungen für den Eintritt des klappernden Gleitens untersucht.

Das aus der Gleichung 17. berechnete Verhältnis $\frac{P_{\max}}{P_{cs}}$ der während des klappernden Gleitens auftretenden grössten Kraft und der zur Einleitung des Gleitens notwendigen Kraft (wenn man die durchschnittliche Verhältniszahl der Reibungskoeffizienten der stehenden und gleitenden Reibung auf reinen Schienen $z = 3$ gesetzt, was als guter Durchschnittswert gelten kann) ist als Funktion des Verhältnisses $\frac{M}{m}$ in Fig. 6. dargestellt¹ u. zw. für verschiedene Werte

$$\frac{P}{P_{cs}} = \frac{1}{K}; \quad (1 \leq K < z).$$

¹ Die Curvenwerte der Figuren 5. und 6. wurden mit Hilfe der Formeln 15., 16. und 17. durch Herrn Oberingenieur Br. LADISLAUS KORÁNYI berechnet.

Die Kräfte, die während der klappernden Gleitung auftreten können, steigen mit der Verhältniszahl der Motor- und Radmassen $\frac{M}{m}$ an und nehmen auch mit wachsendem K zu. Aus Fig 6. ist ersichtlich, dass auch bei kleinem Wertes des Verhältnisses $\frac{M}{m}$ — für kleine Werte $\frac{1}{K}$ — das Maximum der auftretenden Kräfte die zur Einleitung des ersten Gleitens nötige Kraft um ein vielfaches übersteigen kann.

Durch entsprechende Bemessung der Massen M und m kann also nur das Maximum der möglichen grössten Beanspruchungen herabgemindert, nicht aber deren Möglichkeit überhaupt ausgeschlossen werden. Zur Vermeidung grosser Beanspruchungen ist es vor Allem wichtig dafür zu sorgen, dass das Gleiten der Räder bei wesentlich geringeren Kräften als P_{cs} nicht eintreten könne, d. h. also vor dem ersten Angleiten im Triebwerk keine Schwingungen auftreten und nach dem Angleiten die Antriebskraft des Motors nicht plötzlich abnehme.

Die Art der Regelung der Zugkraft des Motors ist also von entscheidendem Einfluss auf die Grösse der auftretenden Schwingungen und der hiedurch entstehenden dynamischen Überspannungen.

Es ist klar, dass bei der gebräuchlichen stufenweisen Regelung — selbst bei feinen Abstufungen — das Auftreten von Schwingungen im Triebwerk nicht vermieden werden kann. Die Anregung solcher Schwingungen wird durch den toten Gang im Triebwerk bedeutend gefördert. Zahnradübertragungen vergrössern vermöge des unvermeidlichen toten Ganges die Möglichkeit bedeutender Überspannungen bei Radgleitungen auch darum, weil das Massenverhältnis $\frac{M}{m}$ im quadratischen Verhältnis der Zahnradübersetzung zur Geltung kommt.

Klappernde Gleitung der Räder kann nicht nur bei unvorsichtigem Anfahren, sondern auch während der Fahrt eintreten, wenn die Fahrgeschwindigkeit der Lokomotive mit irgendeiner kritischen Geschwindigkeit zusammenfällt, z. B. wenn durch cyklische elastische Verschiebungen im Triebwerk, oder durch Ungenauigkeiten in der Ausführung des Triebwerkes verursachte

cyklische Änderungen der Winkelgeschwindigkeit, Schwingungen angeregt werden. Genügen die Amplituden dieser Schwingungen, um die im Triebwerke auftretende Kraft momentan über die zum Angleiten nötige Kraft P_{cs} zu erhöhen, so kann bei einer Antriebskraft $P < P_{cs}$ klappernde Gleitung eingeleitet werden.

Die Erfahrung zeigt, dass zur Anregung der Schwingungen die Ausführungsfehler eine Mindestgrenze überschreiten müssen und unter dieser Grenze keine Schwingungen auftreten können. Es ist also unerlässlich, durch sorgfältige Bemessung und sorgfältige Ausführung die durch Elastizität und Genauigkeitsfehler verursachten cyklischen Schwingungen auf ein Mindestmass herabzudrücken.

Das Angleiten eines Rades kann aber auch erfolgen, wenn die Reibung zwischen Schiene und Rad plötzlich abnimmt, z. B. bei hoher Fahrgeschwindigkeit das Rad über eine gelockerte Schienenverbindung geht. Sind die Radachsen durch Stangenkupplungen verbunden, so wird dadurch das Angleiten einzelner Räderpaare verhindert. Bei Anwendung der mit grosser Genauigkeit ausführbaren gemeinsamen Triebstangenantriebe und der Flüssigkeitsregelung des Motors wird die Möglichkeit von gefährlichen Überanspruchungen praktisch ausgeschaltet.

Das Ergebnis der Obigen Ausführungen und Beobachtungen kann wie folgt zusammengefasst werden:

1. Es ist ein Irrtum zu glauben, dass die im Triebwerk auftretende Kraft durch das Angleiten auf den Wert P_{cs} begrenzt wird, der zur Einleitung des Gleitens notwendig ist. Im Gegenteil: eben durch die Radgleitung können dynamische Kräfte ausgelöst werden, die die Kraft P_{cs} vielfach übersteigen.

2. Die klappernde Gleitung (chattering slip) kann nicht als Resonanz-Erscheinung angesprochen werden und kann unabhängig von der Eigen-Schwingungsfrequenz der rotierenden Massen bei einer beliebigen Geschwindigkeit — auch beim Anfahren — ausgelöst werden. Resonanzerscheinungen können bei der Anregung der klappernden Gleitung insoferne mitspielen, als sie die Gleitung selbst einleiten.

3. Die Geneigtheit des Systems zur klappernden Gleitung ist umso grösser, je grösser das Verhältnis $\frac{M}{m}$ der rotierenden Masse M des Motors zur Radmasse m ist; die entstehenden dynamischen Zusatzkräfte sind umso höher, je grösser die Verhältniszahl $\frac{M}{m}$ ist.

4. Klappernde Gleitung tritt nicht nur bei Kurbelantrieben und Kuppelstangenantrieben, sondern auch bei den sogenannten Einzelantrieben ein. Einzelantriebe besitzen besonders dann eine grosse Neigung zur klappernden Gleitung, wenn sie Zahnradübertragungen haben, da die vergrösserte Wirkung der rotierenden Motormasse und der bei Zahnradübertragungen unvermeidliche tote Gang zur Geltung kommt.

5. Bei Stufenregelung ist das Auftreten von Schwingungen unvermeidlich und es kann daher häufig beim Anfahren klappernde Gleitung angeregt werden. Durch Anwendung von Flüssigkeitsreglern und bei richtiger Konstruktion kann ein schwingungsfreies Anfahren ein- für allemal gesichert werden.

6. Klappernde Gleitung während der Fahrt kann selbst bei Wegfall der Resonanz-Erscheinungen auslösenden Ursachen (elastische cyklische Änderungen im Triebwerke, Genauigkeitsfehler in der Ausführung, u. s. w.) nur dann vermieden werden, wenn mehrere Radachsen durch Kuppelstangen verbunden werden. Bei Einzelantrieben kann das Auftreten klappernder Gleitung während der Fahrt nicht vermieden werden, da momentane Abnahme des Raddruckes bei einem Rad das Gleiten einleiten kann.

Als Beispiel wird eine elektrische Lokomotive der Norfolk and Western Railway angeführt (Type 1B+B1, rotierende Masse des Motors $M=7600$ kg, Masse der Vorgelegswelle $m=684$ kg, Masse der Räder $m=1040$ kg, Elastizität der Kupplungsstangen, Kurbeln u. s. w. $c_1=1.66 \cdot 10^{-8}$ m/kg, Elastizität der gefederten Zahnradnabe $c_2=3.7 \cdot 10^{-8}$ m/kg, die für $z=3$ zur Einleitung der Radgleitung notwendige Kraft $P_{cs}=42000$ kg, das Gesamtspiel der Kupplungsstangen und der Zahnräder ist selbst bei

genauester Ausführung auch im neuen Zustand mindestens gleich 3 mm zu setzen).

Erfolgt das Angleiten bei einer Antriebskraft $P=0.4 \cdot P_{cs} = 16800$ kg, so entspricht dem Verhältnis $\frac{M}{m} = 5$ (Figur 6) $\frac{P_{\max}}{P_{cs}} = 3.67$. Es kann also bei klappernder Gleitung das Maximum der auftretenden Kräfte $P_{\max} = 42000 \cdot 3.67$ in runder Zahl 154000 kg (!) erreichen.

(Aus der Sitzung der III. Klasse der Ungarischen Akademie der Wissenschaften vom 26. April 1937.)