

DIE UNTERSUCHUNG DER DREHMOMENT- UND LEISTUNGSÜBERTRAGUNGSEIGENSCHAFTEN HYDRODYNAMISCHER GETRIEBE

Von

I. ZOBORY

Lehrstuhl für Schienenfahrzeuge, Technische Universität Budapest

(Eingegangen am 26. 3. 1974)

Vorgelegt von Prof. Dr. K. HORVÁTH

1. Einführung

Alle Verfahren für die Untersuchung hydrodynamischer Getriebe bezwecken im Grunde genommen die Feststellung eines bestehenden Zusammenhanges zwischen den Ein- und Ausgangsparametern der Getriebe. Diese Zusammenhänge der genannten Parameter können in Kenntnis der Kennliniensysteme der verwendeten hydrodynamischen Elemente [(Drehmomentwandler bzw. Kupplung) und bei bekanntem Übersetzungsverhältnis und Wirkungsgrad der mechanischen Getriebeteile angegeben werden. Unter Berücksichtigung der Drehmoment- und Leistungsübertragungseigenschaften können aus den eingangsseitigen Arbeitspunkten der zusammenarbeitenden Maschinen (Antriebskraftmaschine + hydrodynamisches Getriebe) die äußeren Kennlinien des Maschinensatzes bestimmt werden.

Im weiteren soll das hydrodynamische Getriebe in der Weise behandelt werden, daß es eine Abbildung der Kennlinien der Antriebsmaschine in die Ausgangskennlinien des Getriebes verwirklicht. Diese Auffassung führt zu den gleichen Ergebnissen wie die nach traditionellen Verfahren ermittelten [1], aber sie betont die funktionelle Rolle der Kraftübertragung und verallgemeinert die Bestimmung der Kennlinien, wodurch die Möglichkeit zum Erforschen weiterer Zusammenhänge gegeben wird. Unsere Untersuchungen wurden in der Annahme eines normalen Betriebes und stationärer Betriebszustände durchgeführt; mit dem Bremsbetrieb und den transienten Vorgängen beschäftigen wir uns also nicht.

2. Die Übertragungseigenschaften hydrodynamischer Getriebe

Betrachten wir zunächst die Vektoren x_1 und y_1 , wobei x_1 aus dem eingangsseitigen Drehmoment M_1 und der Drehzahl n_1 bzw. y_1 aus der eingangsseitigen Leistung N_1 und der Drehzahl n_1 gebildet werden:

$$x_1 = \begin{bmatrix} M_1 \\ n_1 \end{bmatrix} \in R_+^{(2)}, \quad y_1 = \begin{bmatrix} N_1 \\ n_1 \end{bmatrix} \in R_+^{(2)}. \quad (1)$$

In Gl. (1) ist das positive Viertel der Ebene $R^{(2)}$ mit $R_{\pm}^{(2)}$ bezeichnet. Durch die Drehmomentaufnahmefähigkeiten und Festigkeitsgrenzen der Getriebe werden die Bereiche

$$T_1 \subset R_{\pm}^{(2)} \quad \text{und} \quad T'_1 \subset R_{\pm}^{(2)} \quad (2)$$

bestimmt, die gleichzeitig die möglichen Werte der Vektoren \mathbf{x}_1 und \mathbf{y}_1 bestimmen. Die durch Gl. (1) beschriebenen Eingangsvektoren werden auf die der Ausgangswelle zugeordneten Vektoren

$$\mathbf{x}_2 = \begin{bmatrix} M_2 \\ n_2 \end{bmatrix} \in R_{\pm}^{(2)} \quad \text{und} \quad \mathbf{y}_2 = \begin{bmatrix} N_2 \\ n_2 \end{bmatrix} \in R_{\pm}^{(2)} \quad (3)$$

übertragen. Diese Übertragung — für deren mathematische Beschreibung die Abbildungen G_M und G_N eingeführt werden — hängt von bestimmten funktionalen Zusammenhängen ab, welche durch den inneren Getriebeaufbau bestimmt sind. Das Gesagte wird unter Berücksichtigung der Transformationen

$$G_M: R_{\pm}^{(2)} \rightarrow R_{\pm}^{(2)} \quad \text{und} \quad G_N: R_{\pm}^{(2)} \rightarrow R_{\pm}^{(2)} \quad (4)$$

mit den nachstehenden Ausdrücken kurz angegeben:

$$\mathbf{x}_2 = G_M \mathbf{x}_1 \quad \mathbf{y}_2 = G_N \mathbf{y}_1 \quad (5)$$

Durchlaufen die Vektoren \mathbf{x}_1 den Bereich T_1 und die Vektoren \mathbf{y}_1 den Bereich T'_1 , so durchlaufen die durch Gl. (5) bestimmten Vektoren \mathbf{x}_2 bzw. \mathbf{y}_2 die Bereiche T_2 bzw. T'_2 . Abb. 1 zeigt das Symbol des untersuchten Getriebes. Gleichzeitig wurden die vorher eingeführten Vektoren der Ein- und Ausgangsparameter angegeben. Die Veränderung der betrachteten Bereiche bei einem System mit hydrodynamischem Drehmomentwandler ist ebenfalls in Abb. 1 dargestellt. Bei der Untersuchung der Betriebsparameter hydrodynamischer Getriebe hat das mit Hilfe von

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (6)$$

interpretierte Drehzahlverhältnis eine grundlegende Bedeutung. Im weiteren soll durch $I = [0, i_{\max}]$ das Intervall der möglichen i -Werte bezeichnet werden. Die Drehmoment- und Leistungsübertragungsverhältnisse des untersuchten hydrodynamischen Getriebes können bei Angabe der Drehmomentwandlung

$$k = \frac{M_2}{M_1} \quad (7)$$

und des mit

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = k \cdot i \quad (8)$$

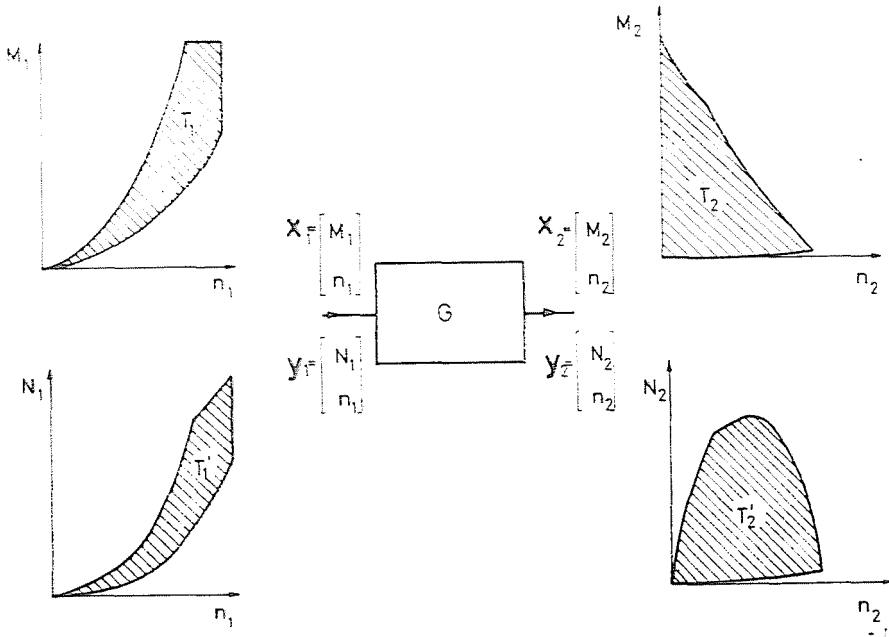


Abb. 1. Die Bereiche der möglichen Ein- und Ausgangsparameter eines Getriebes mit Drehmomentwandler

berechneten Wirkungsgrades in Abhängigkeit von i als bestimmt betrachtet werden.

Die durch Gl. (4) definierten Transformationen für G_M und G_N können also bei bekannter Übersetzung i und der zugehörigen k - und η -Werte konkretisiert werden. Da das betrachtete Getriebe im allgemeinen sowohl aus hydrodynamischen als auch mechanischen Antriebsteilen bestehen kann, ist es zweckmäßig, die so spezialisierten Elemente getrennt zu behandeln. Somit können auf Grund der für die einzelnen Elemente bestimmten Zusammenhänge die das vollständige Getriebe charakterisierenden Größen G_M und G_N leicht angegeben werden.

a) Hydrodynamische Elemente

Bei Beibehaltung der Bezeichnungen in Abb. 1 wird nun der Fall untersucht, wo das Getriebe G nur aus einem direkt angetriebenen hydrodynamischen Drehmomentwandler oder einer Kupplung besteht. Die Kennlinien der durch die Gleichungen (6), (7) und (8) eingeführten und mit dem Index H bezeichneten Kenngrößen der genannten hydrodynamischen Elemente wurden bei konstanter Pumpendrehzahl in Abb. 2 dargestellt.

Es ist bekannt [1], daß die Drehmomentaufnahmeverhältnisse der untersuchten hydrodynamischen Elemente mit guter Näherung durch den Zusam-

menhang

$$M_1 = K_M(i_H)n_1^2 D^5 \quad (9)$$

und die Leistungsaufnahmeverhältnisse mit

$$N_1 = K_N(i_H)n_1^3 D^5 \quad (10)$$

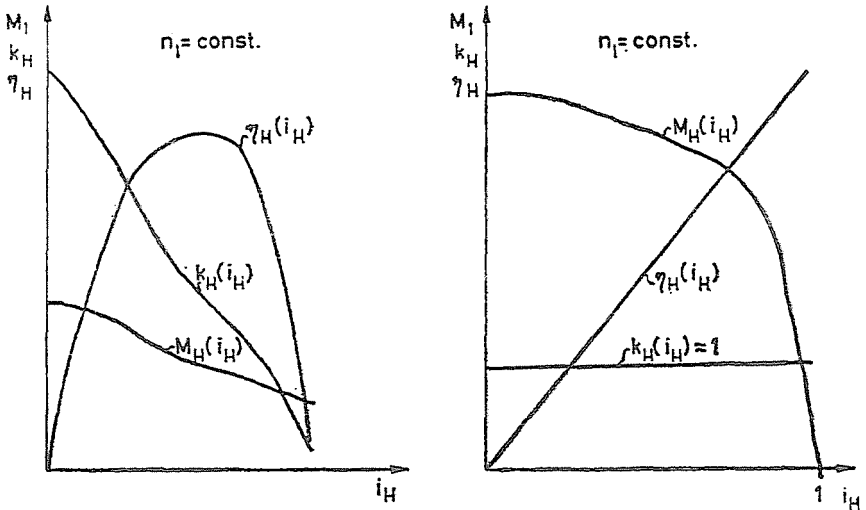


Abb. 2. Die Kennlinien der hydrodynamischen Drehmomentwandler bzw. der Kupplung

angegeben werden können. In den Gleichungen (9) und (10) werden mit K_M und K_N die in Abhängigkeit von der Drehzahlübersetzung i_H veränderlichen Drehmoment- bzw. Leistungsfaktoren und mit D der charakteristische Durchmesser des hydrodynamischen Elementes bezeichnet. Im folgenden werden die Formen der mit den Gleichungen (4) und (5) bestimmten Abbildungen für das vollständige Getriebe ermittelt, die zum Unterschied durch H_M und H_N bezeichnet werden.

Betrachten wir zunächst die Drehmomentübertragungseigenschaften. Nach Gl. (9) hängt das Eingangsdrehmoment M_1 von der Drehzahl n_1 und der Übersetzung i_H ab und verläuft i_H im Intervall $I_H = [0, i_{H\max}]$, so bestimmt sie die Parabelmenge $\Pi_{(1)}$ zweiten Grades, deren Scheitelpunkte im Bereich $R_+^{(2)}$ liegen. Die Funktionskurven der Parabelmengen-elemente $\Pi_{(1)}$ decken¹

¹ Die Deckung des Bereichs $T_1 \subset R_+^{(2)}$ ist nicht unbedingt schlicht, da — falls die in Abb. 2 dargestellte Funktion $M_1(i_H)$ im Intervall I_H nicht streng monoton verläuft — durch Gl. (9) zu verschiedenen i_H Werten dieselbe Parabel zugeordnet werden kann. Selbstverständlich wird die schlichte Abdeckung T_1 vom Schnittpunkt der Koordinatenachsen abgesehen bestimmt.

den Bereich $T_1 \subset R_+^{(2)}$ ab. Der Bereich T_1 gibt somit die möglichen Werte der Eingangsvektoren \mathbf{x}_1 an, was eine gleichzeitige Bestimmung des Definitionsbereiches der durch das hydrodynamische Element verwirklichten Abbildung \mathbf{H}_M bedeutet. Während der weiteren Untersuchungen betrachten wir die Drehzahl n_1 und die Übersetzung i_H als unabhängige Variablen und geben die Kenngrößen der Ausgangsseite mit ihrer Hilfe an. Aus dem Vektor $\mathbf{x}_1 = [M_1(n_1, i_H), n_1]^* \in T_1$, welcher zu einer beliebigen Eingangsdrehzahl n_1 und Übersetzung i_H gehört, kann der zugeordneten Ausgangsvektor \mathbf{x}_2 unter Berücksichtigung der Gl. (6) und (7) mit Einführung der im Intervall I_H stetigen Drehmomentübertragungs-Matrizenfunktion

$$H_M(i_H) = \begin{bmatrix} k_H(i_H) & 0 \\ 0 & i_H \end{bmatrix} \quad (11)$$

in der Form

$$\mathbf{x}_2 = \begin{bmatrix} M_2(n_1, i_H) \\ n_2(n_1, i_H) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_H(i_H) & 0 \\ 0 & i_H \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1(n_1, i_H) \\ n_1 \end{bmatrix} = \mathbf{H}_M(i_H)\mathbf{x}_1 \quad (12)$$

angegeben werden. Durchläuft \mathbf{x}_1 den Bereich T_1 , dann verläuft der mit Gl. (12) bestimmte Vektor \mathbf{x}_2 im Bereich $T_2 \subset R_+^{(2)}$. Um zu einer genaueren Bestimmung des Bereichs T_2 der möglichen Ausgangsvektoren zu gelangen, wird die zu dem festgelegten Drehzahlverhältnis $i_{H0} \in (0, i_{H\max}]$ gehörende in $\Pi_{(1)}$ liegende Parabel $M_1(n_1, i_{H0})$ betrachtet, wobei \mathbf{x}_1 die Punkte dieser Parabelfunktionskurve durchläuft. Wird auf diese Punkte die durch die Matrizenfunktion (11) bestimmte, i_{H0} zugeordnete Transformation angewandt, erhält man den Zusammenhang:

$$\mathbf{H}_M(i_{H0})\mathbf{x}_1 = \begin{bmatrix} k_H(i_{H0}) & 0 \\ 0 & i_{H0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1(n_1, i_{H0}) \\ n_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_H(i_{H0})M(n_1, i_{H0}) \\ i_{H0}n_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_2 \\ n_2 \end{bmatrix} = \mathbf{x}_2. \quad (13)$$

Mit Hilfe von Gl. (9) läßt sich die Momentenkomponente von \mathbf{x}_2 folgendermaßen aufschreiben:

$$M_2 = k_H(i_{H0})M_1(n_1, i_{H0}) = k_H(i_{H0})K_M(i_{H0})n_1^2 D^5. \quad (14)$$

Werden auf Grund von Gl. (6) für $n_1 i_{H0}$ und n_2 eingesetzt, erhält man:

$$M_2 = \frac{k_H(i_{H0})K_M(i_{H0})}{i_{H0}^2} n_2^2 D^5 = \text{const} \cdot n_2^2. \quad (15)$$

Aus Gl. (15) ist zu ersehen, daß durch die Transformation der Form $\mathbf{H}_M(i_{H0})$ bei verschiedenen, aber von Null unterschiedlichen Drehzahlverhältnissen der

eingangsseitigen Momentenaufnahme-Parabel in $\Pi_{(1)}$ auf der Ausgangsseite ebenfalls eine Parabel zweiten Grades mit dem Scheitelpunkt im Ursprung zugeordnet wird. Den eingangsseitigen Parabelfunktionspunkten werden bei dem Drehzahlverhältnis gleich Null die Ordinatenpunkte des Koordinatensystems der Ausgangsdaten zugeordnet, wie es aus Gl. (13) nach Einsetzen von $i_{H0} = 0$ unmittelbar zu erkennen ist. Wenn das Drehzahlverhältnis i_H das Intervall $(0, i_{Hmax}]$ durchläuft, so können jeder Parabel in $\Pi_{(1)}$ nach dem Gesagten mit Hilfe der Transformation $H_M(i_H)$ — in Abhängigkeit von dem Verlauf der Drehmomentaufnahmefunktion $M_1(i_H)$ — eine oder mehrere² Parabeln zugeordnet werden. Die Gesamtheit der so erhaltenen ausgangsseitigen Parabeln wird mit $\Pi_{(2)}$ bezeichnet.

Die Funktionskurven der Elemente von $\Pi_{(2)}$ bestimmen unter Hinzunahme der Ordinatenpunkte den gesuchten Bereich $T_2 \subset R_{(2)}^+$ und sie decken ihn — abgesehen vom Schnittpunkt der Koordinatenachse — wegen der streng monotonen Zunahme der Elemente i_H der Matrixengleichung von (11) schlicht ab. Den Verlauf der auf Grund des vorigen einander zugeordneten Bereiche T_1 und T_2 ist für den Fall eines Drehmomentwandlers in Abb. 3 gezeigt. Die Abbildung veranschaulicht, daß — obwohl bei einem hydrodynamischen Ele-

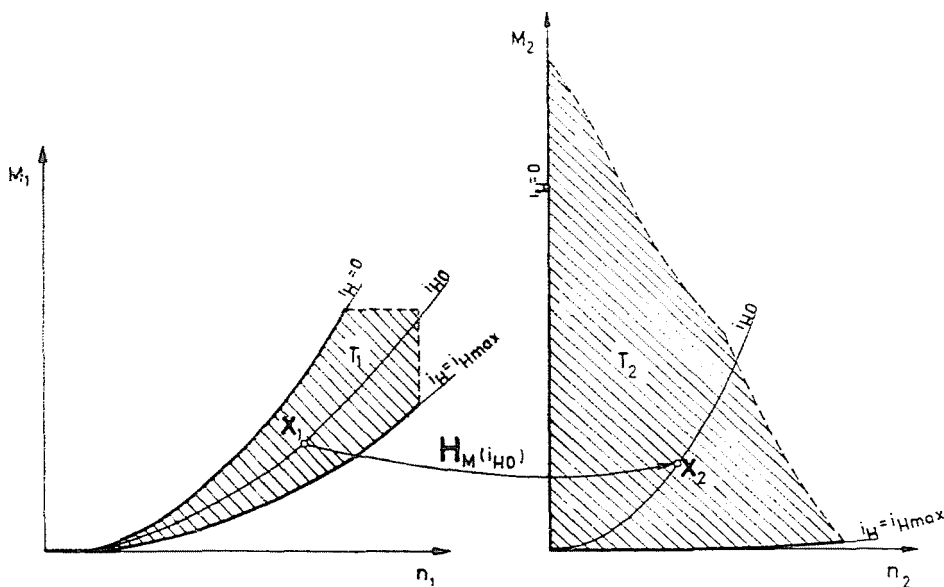


Abb. 3. Der Verlauf der Bereiche T_1 und T_2 im Falle eines Drehmomentwandlers

² Falls nach 1) die Abdeckung des Bereichs T_1 nicht schlicht ist, gehören zu den zusammenfallenden Parabeln in $\Pi_{(1)}$ unterschiedliche Parabeln in $\Pi_{(2)}$. In dem Spezialfall, wo die Drehmomentaufnahmefunktion $M_1(i_H)$ eine Konstante ist, wird der Bereich T_1 durch eine einzige Parabel repräsentiert, deren Punkte unendlich oftmals abgedeckt sind, wodurch T_1 unendlich viele unterschiedliche Parabeln in $\Pi_{(2)}$ entsprechen.

ment ein beliebiger eingangsseitiger Drehmomentwert nur in einem bestimmten Eingangsdrehzahlintervall gesichert werden kann — ausgangsseitig die Möglichkeit besteht, bis zu der Drehzahl $n_2 = 0$ das Entstehen der Betriebspunkte zu sichern. So ist eine »Erweiterung« des Arbeitsbereichs jener Kraftmaschinen möglich, die entweder im Bereich der kleinen Drehzahlen nicht arbeiten können oder über kein Anfahrmoment verfügen. Diese »Erweiterung« bildet den Hauptvorteil der hydrodynamischen Kraftübertragung. Die durch $\mathbf{x}_2 = [M_2, n_2]^*$ definierten Punkte decken den Bereich T_2 schlicht ab und kennzeichnen somit eindeutig den Belastungszustand des Getriebes. Das gleiche kann von den Vektoren $\mathbf{x}_1 = [M_1, n_1]^*$ in I_H nur bei streng monoton veränderlicher Drehmomentaufnahmefunktion $M_1(i_H)$ gesagt werden. Im allgemeinen Fall, wenn der Belastungszustand des Getriebes mit dem eingangsseitigen Vektor \mathbf{x}_1 charakterisiert werden soll, ist auch das Drehzahlverhältnis $i_H \in I_H$ anzugeben.

Die Leistungsübertragungseigenschaften hydrodynamischer Elemente können auf Grund eines dem Gesagten vollkommen gleichen Gedankengangs untersucht werden, nur werden jetzt die Gleichungen (8) und (10) berücksichtigt. Die Menge T'_1 der möglichen Vektoren \mathbf{y}_1 wird — Gl. (10) entsprechend — durch die Funktionskurven der Gesamtheit $\Pi'_{(1)}$ der zu den verschiedenen Drehzahlverhältnissen $i_H \in I_H$ gehörenden Parabeln dritten Grades abgedeckt. Für die Bestimmung der ausgangsseitigen Vektoren \mathbf{y}_2 führen wir die im Intervall I_H stetige Leistungsübertragungs-Matrizenfunktion

$$\mathbf{H}_N(i_H) = \begin{bmatrix} \eta_H(i_H) & 0 \\ 0 & i_H \end{bmatrix} \quad (16)$$

ein, mit deren Hilfe der Zusammenhang

$$\mathbf{y}_2 = \begin{bmatrix} N_2(n_1, i_H) \\ n_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_H(i_H) & 0 \\ 0 & i_H \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1(n_1, i_H) \\ n_1 \end{bmatrix} = \mathbf{H}_N(i_H) \mathbf{y}_1 \quad (17)$$

erhalten wird. Die bei festgelegter Bedingung $i_{H0} \in (0, i_{H\max}]$ durchgeführten Untersuchungen ergaben analog zu Gl. (15)

$$N_2 = \frac{\eta_H(i_{H0}) K_N(i_{H0})}{i_{H0}^3} n_2^3 D^5 = \text{const} \cdot n_2^3 \quad (18)$$

die Abbildungen der Vektoren \mathbf{y}_1 , die bei konstantem $i_{H0} \neq 0$ zu einer kubischen Parabel in $\Pi'_{(1)}$ gehören, bestimmen also nach Gl. (18) ebenfalls eine kubische Parabel. Die Gesamtheit der so erhaltenen ausgangsseitigen Parabeln wird durch $\Pi'_{(2)}$ bezeichnet. Ist $i_{H0} = 0$, so wird durch $\mathbf{H}_N(0)$ der entsprechenden eingangsseitigen Parabel die senkrechte Achse des ausgangsseitigen Koordinatensystems zugeordnet. Die Funktionskurven der Elemente von $\Pi'_{(2)}$ decken

den Bereich T'_2 unter Hinzunahme der senkrechten Koordinatenachse schlicht ab. Was die eindeutige Bestimmung der Betriebszustände anbelangt, werden die gleichen Bemerkungen wie bei der Drehmomentübertragung gemacht. In Abb. 4 wurde für einen Drehmomentwandler der Verlauf der Bereiche T'_1 und T'_2 gezeigt.

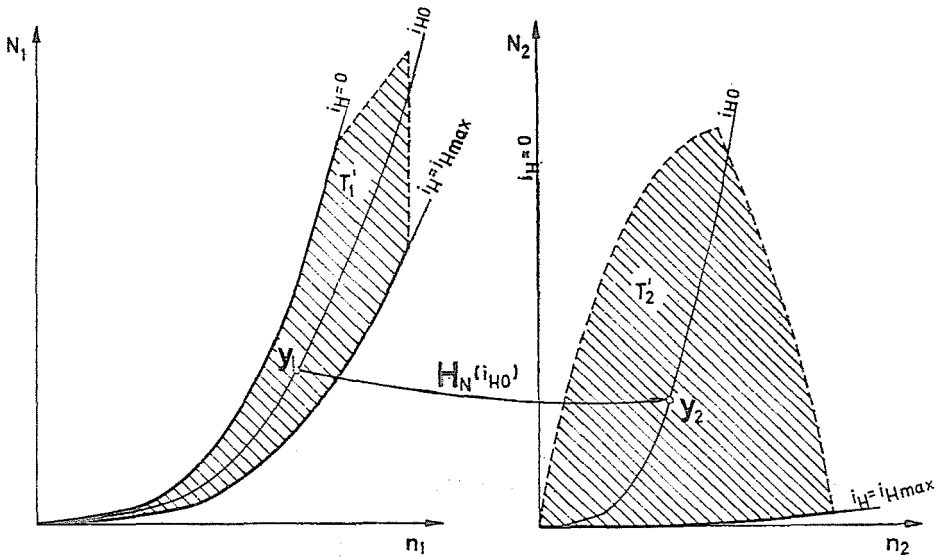


Abb. 4. Der Verlauf der Bereiche T'_1 und T'_2 im Falle eines Drehmomentwandlers

b) Die mechanischen Elemente

Bei den mechanischen Antriebsteilen stehen die Ein- und Ausgangswellen in strenger Zwangsverbindung. Die mit den Gleichungen (6), (7) und (8) eingeführten Kenngrößen für mechanische Elemente mit dem Index m bezeichnet, erhält man, daß das Drehzahlverhältnis i_m eine Konstante ist, und wird — mit üblicher Näherung — der Wirkungsgrad η_m als konstant betrachtet. Ist auch die Drehmomentwandlung k_m eine Konstante. Somit gilt der Zusammenhang:

$$\eta_m = k_m \cdot i_m. \quad (19)$$

Für die Untersuchung der Drehmomentübertragungseigenschaften wird den Eingangsvektor x_1 betrachtet, wobei die Drehmomentenübertragungsmatrix

$$A_M = \begin{bmatrix} k_m & 0 \\ 0 & i_m \end{bmatrix} \quad (20)$$

eingeführt wird. Dann wird der Ausgangsvektor x_2 auf Grund von

$$x_2 = \begin{bmatrix} M_2 \\ n_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_m & 0 \\ 0 & i_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1 \\ n_1 \end{bmatrix} = A_M x_1 \quad (21)$$

bestimmt. Somit liefert die mit Gl. (20) eingeführte Matrix die Abbildung von $R_+^{(2)}$ auf sich selbst. In Abb. 5 sind die sich auf mechanische Antriebsteile beziehenden Bereiche T_1 und T_2 gezeigt.

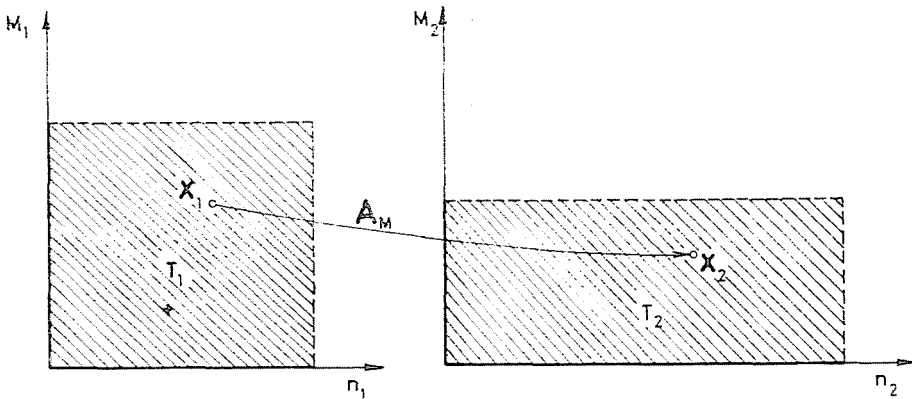


Abb. 5. Der Verlauf der Bereiche T_1 und T_2 im Falle eines mechanischen Getriebes

Für die Untersuchung des Leistungsübertragungsverhältnisses der mechanischen Elemente wird ähnlich wie vorher die Leistungsübertragungsmatrix

$$A_N = \begin{bmatrix} \eta_m & 0 \\ 0 & i_m \end{bmatrix} \quad (22)$$

eingeführt, mit der man den Transformationszusammenhang

$$y_2 = \begin{bmatrix} N_2 \\ n_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_m & 0 \\ 0 & i_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1 \\ n_1 \end{bmatrix} = A_N y_1 \quad (23)$$

zwischen den Eingangsvektoren y_1 und den Ausgangsvektoren y_2 erhält. Die A_N -Matrix bestimmt auch in diesem Fall die Abbildung von $R_+^{(2)}$ auf sich selbst. Der Verlauf der Bereiche T'_1 und T'_2 wurde in Abb. 6 gezeigt.

Die für hydrodynamische und mechanische Elemente getrennt erhaltenen Ergebnisse sollen nunmehr im Falle eines hydrodynamischen Getriebes folgendermaßen angewendet werden. Es wird angenommen, daß das untersuchte Getriebe, das den größtenteils in der Praxis vorkommenden Modellen

entspricht, ein sog. »Reihensystem« nach Abb. 7 ist, wo im Kraftübertragungssystem ein mechanisches Beschleunigungselement (m_1), ein hydrodynamisches Element (H) — und ein mechanisches Verzögerungselement (m_2) hintereinander geschaltet sind. In Abb. 7 sind die Eingangsgrößen mit dem Index s und die Ausgangsgrößen mit dem Index t bezeichnet. Wenn auf Grund des Gesag-

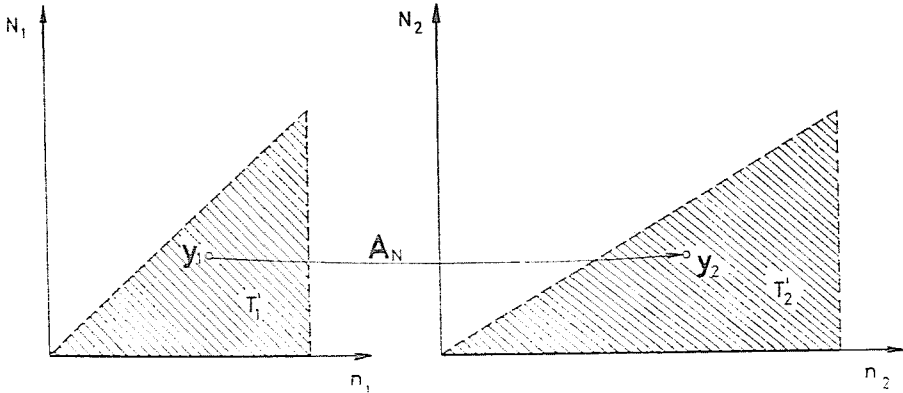


Abb. 6. Der Verlauf der Bereiche T'_1 und T'_2 im Falle eines mechanischen Getriebes

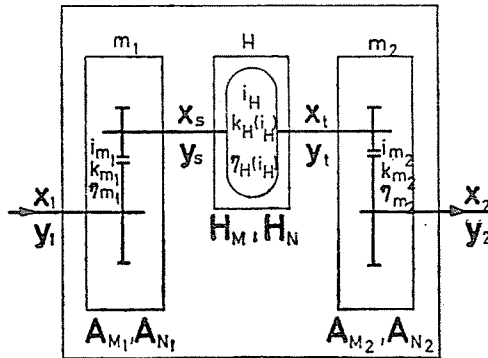


Abb. 7. Die schematische Darstellung eines hydrodynamischen Getriebes in Reihenordnung

ten die Drehmomentübertragungsmatrizen \mathbf{A}_{M1} , $\mathbf{H}_M(i_H)$, \mathbf{A}_{M2} und die Leistungsübertragungsmatrizen \mathbf{A}_{N1} , $\mathbf{H}_N(i_H)$, \mathbf{A}_{N2} der einzelnen Elemente bekannt sind, so erhält man durch aufeinanderfolgende Anwendung der Abbildungen die Zusammenhänge

$$\mathbf{x}_2 = \mathbf{A}_{M2} \mathbf{H}_M(i_H) \mathbf{A}_{M1} \mathbf{x}_1 \quad (24)$$

und

$$\mathbf{y}_2 = \mathbf{A}_{N2} \mathbf{H}_N(i_H) \mathbf{A}_{N1} \mathbf{y}_1. \quad (25)$$

Von den Ausdrücken (24) und (25) lassen sich die tatsächlichen Formen der in Gl. (4) bestimmten Transformationen ablesen, also können die Matrizenfunktionen

$$\begin{aligned} \mathbf{G}_M(i) &= \mathbf{A}_{M2} \mathbf{H}_M(i_H) \mathbf{A}_{M1} = \begin{bmatrix} k_{m2} & 0 \\ 0 & i_{m2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_H(i_H) & 0 \\ 0 & i_H \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{m1} & 0 \\ 0 & i_{m1} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} k_{m2} k_H(i_H) k_{m1} & 0 \\ 0 & i_{m2} i_H i_{m1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k(i) & 0 \\ 0 & i \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (26)$$

und

$$\begin{aligned} \mathbf{G}_N(i) &= \mathbf{A}_{N2} \mathbf{H}_N(i) \mathbf{A}_{N1} = \begin{bmatrix} \eta_{m2} & 0 \\ 0 & i_{m2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_H(i_H) & 0 \\ 0 & i_H \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{m1} & 0 \\ 0 & i_{m1} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \eta_{m2} \eta_H(i_H) \eta_{m1} & 0 \\ 0 & i_{m2} i_H i_{m1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta(i) & 0 \\ 0 & i \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (27)$$

aufgeschrieben werden. Der Verlauf der Bereiche T_1 und T_2 bzw. T'_1 und T'_2 wird durch die Eigenschaften des hydrodynamischen Elementes bestimmt. Durch T_S den Bereich der möglichen eingangsseitigen Vektoren \mathbf{x}_S bezeichnet, liefert das mit Hilfe der Inverse von \mathbf{A}_{M1} dargestellte Bild dieses Bereichs den gesuchten Bereich T_1 :

$$T_1 = \mathbf{A}_{M1}^{-1}(T_S). \quad (28)$$

Nach ähnlicher Überlegung ergibt sich durch Abbildung des Bereiches T'_S der eingangsseitigen Vektoren \mathbf{y}_S der Bereich T'_1 :

$$T'_1 = \mathbf{A}_{N1}^{-1}(T'_S). \quad (29)$$

Werden mit T_t die möglichen Werte der ausgangsseitigen Vektoren \mathbf{x}_t des hydrodynamischen Elements bezeichnet, erhält man unter Anwendung der Abbildung \mathbf{A}_{M2} die Gl.:

$$T_2 = \mathbf{A}_{M2}(T_t). \quad (30)$$

Unter Berücksichtigung des Bereiches T'_t der möglichen Vektoren \mathbf{y}_t ergibt sich die Gleichheit:

$$T'_2 = \mathbf{A}_{N2}(T'_t). \quad (31)$$

Die im Vorhergehenden durchgeführten Untersuchungen bestimmen die Übertragungseigenschaften des Getriebes mit einer für die in der Praxis vorkommenden Fälle hinreichenden Ausführlichkeit, so daß unter Beachtung der Kennwerte der Antriebsmaschinen die äußeren Kennlinien des Maschinensatzes leicht festzustellen sind.

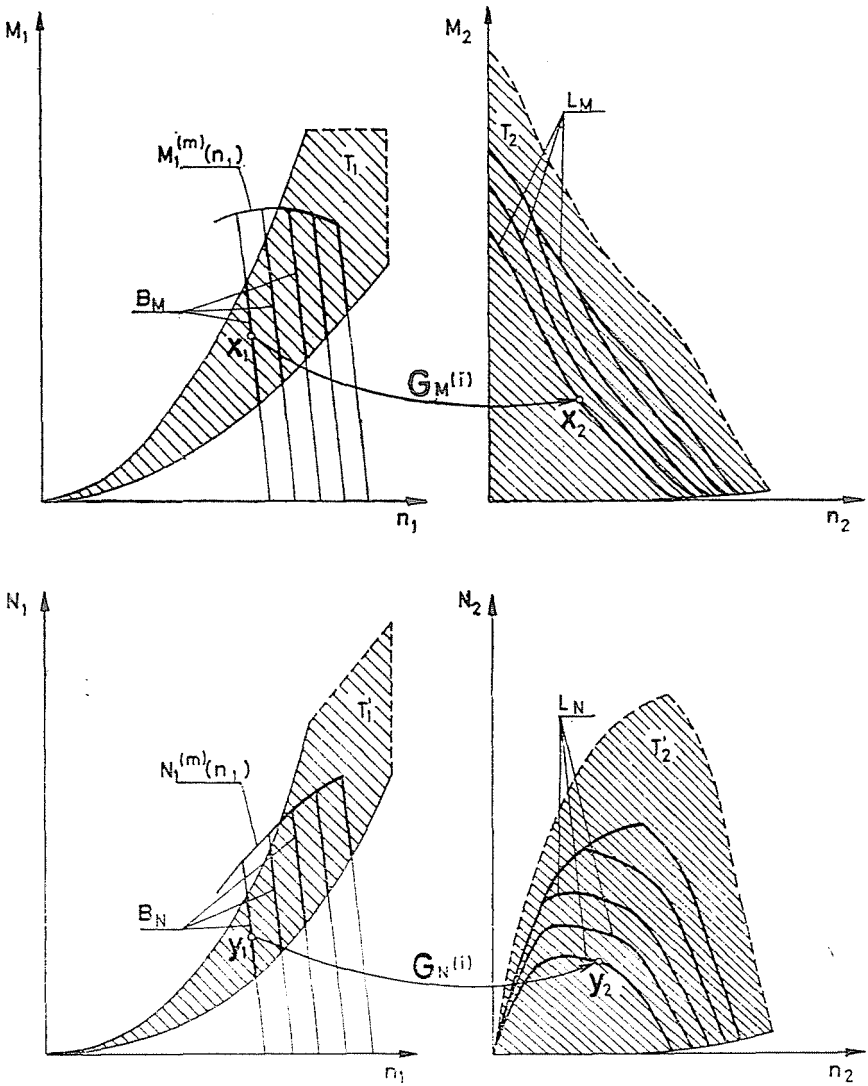


Abb. 8. Das Kennliniensystem der Zusammenarbeit eines drehzahleregelten Dieselmotors und eines hydrodynamischen Getriebes mit Drehmomentwandler

3. Die äußeren Kennlinien des Kraftmaschine-Getriebe-Maschinenansatzes

Es soll zunächst angenommen werden, daß die Änderung des auf die Achse der Kraftmaschine abgegebenen Drehmomentes bzw. der Leistung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit graphisch oder analytisch vorgegeben ist. Die Menge der Drehmoment-Drehzahl-Wertepaare der Drehmoment-Funktionskurve soll mit $\{[M_1^{(m)}(n_1), n_1]^*\} \subset R_+^{(2)}$ und die Gesamtheit der Leistung-

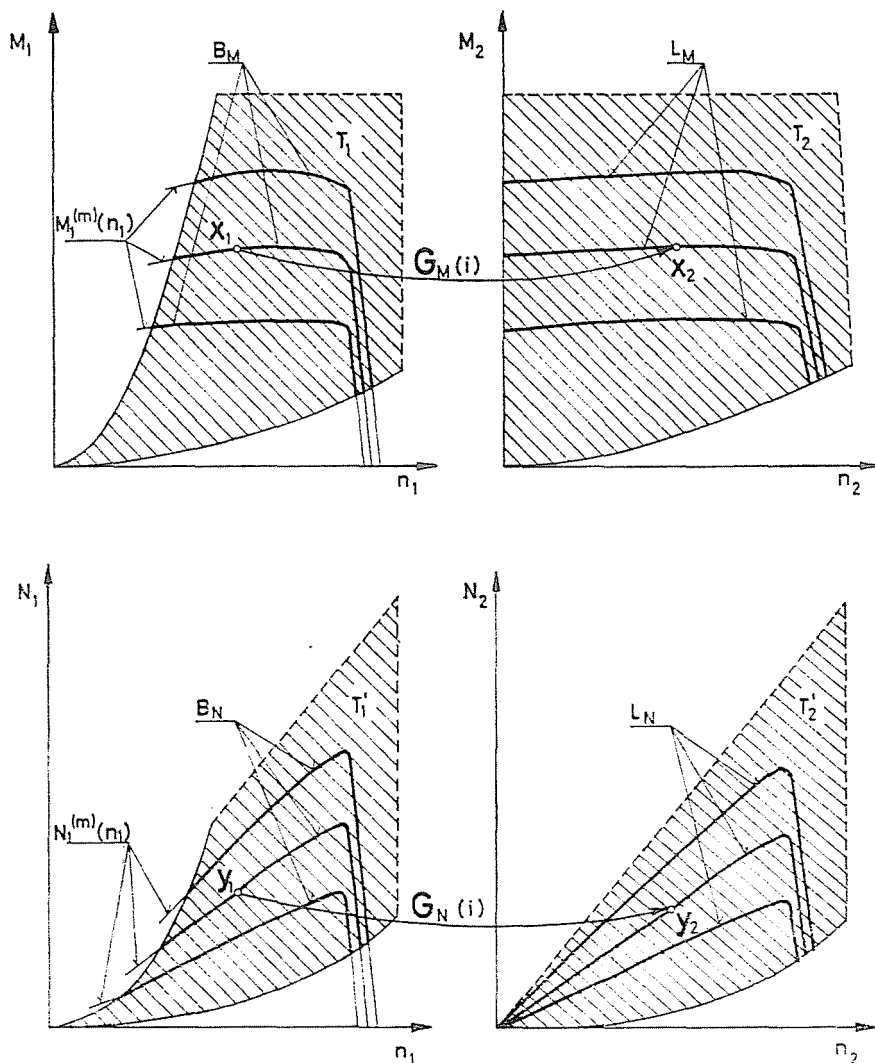


Abb. 9. Das Kennliniensystem der Zusammenarbeit eines füllungsregelten Dieselmotors und eines Getriebes mit hydrodynamischer Kupplung

Drehzahl Wertepaare der Leistungs-Funktionskurve mit $\{[N_1^{(m)}(n_1), n_1]^*\} \subset \subset R_+^{(2)}$ bezeichnet werden. Im vorhergehenden Punkt wurde der Verlauf der möglichen Bereiche T_1 bzw. T'_1 der Eingangsvektoren x_1 und y_1 ausführlich untersucht. Die eingangsseitigen Arbeitspunkte des Kraftmaschine-Getriebe-Maschinensatzes werden durch den gemeinsamen Teil der aus den durch die Kraftmaschine abgegebenen und durch das Getriebe aufgenommenen Wertepaarenmengen bestimmt. Somit kann die Gesamtheit B_M der Arbeitspunkte

der Drehmomentübertragung mit dem Ausdruck

$$B_M = \{[M_1^{(m)}(n_1), n_1]^*\} \cap T_1 \quad (32)$$

und die Menge B_N der Arbeitspunkte der Leistungsübertragung in der Form

$$B_N = \{[N_1^{(m)}(n_1), n_1]^*\} \cap T'_1 \quad (33)$$

aufgeschrieben werden. Da jedem Element der Bereiche T_1 und T'_1 ein oder mehrere Drehzahlverhältniswerte als Parameter zugeordnet wurden, kann von den Mengen B_M und B_N das Gleiche gesagt werden. Werden auf den zu $i \in I$ gehörenden Vektor $x_1 \in B_M$ die nach Gl. (26) definierte Matrizenfunktion $G_M(i)$ bzw. auf $y_1 \in B_N$ die nach Gl. (27) definierte Matrizenfunktion $G_N(i)$ angewendet, so bestimmen die dadurch erhaltenen Bildvektoren x_2 bzw. y_2 die Punkte mit den gegebenen Drehzahlverhältniswerten der äußeren Kennlinien des Maschinensatzes. Es sollen die Gesamtheit der Drehmoment-Drehzahl-Wertepaare $\{[M_2^{(g)}(n_2), n_2]^*\}$ der auf die Getriebe-Ausgangswelle bezogenen Drehmomentfunktionskurve mit L_M und die Menge der Leistung-Drehzahl-Wertepaare $\{[N_2^{(g)}(n_2), n_2]^*\}$ der Leistungsfunktionskurve mit L_N bezeichnet werden. So können die nachstehenden Zusammenhänge aufgeschrieben werden:

$$G_M(i)(B_M) = L_M; \quad G_N(i)(B_N) = L_N. \quad (34)$$

Zur Veranschaulichung der Anwendung des bisher Gesagten wurden in Abb. 8 die die Drehmoment- und Leistungsübertragung kennzeichnenden Funktionskurven eines Maschinensatzes, bestehend aus einem auf diskrete Drehzahlpositionen geregelten Dieselmotor und einem hydrodynamischen Getriebe aufgezichnet, wobei das Getriebe mit einem Drehmomentwandler ausgerüstet ist. Abb. 9 zeigt die äußeren Kennlinien des Getriebes mit hydrodynamischer Kupplung beim Betrieb mit einem füllungsgeregelten Dieselmotor. Das Kennliniensystem mehrstufiger hydrodynamischer Getriebe kann nach den untersuchten Grundsätzen durch gemeinsame Darstellung der stufenweise getrennt gewonnenen Funktionskurven in einem Diagramm bestimmt werden.

Zusammenfassung

Das Ziel der Untersuchung der Leistungs- und Drehmomentübertragungseigenschaften hydrodynamischer Getriebe war die Feststellung eines Zusammenhanges zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen. Die Abhandlung betrachtet das hydrodynamische Getriebe als Verallgemeinerung der klassischen Untersuchungsverfahren in der Weise, daß eine Abbildung der Kennlinien der Antriebsmaschine in die Ausgangskennlinien des Getriebes verwirklicht wird. Nach der Zerlegung der Kraftübertragung auf einzelne Elemente werden die Form der die Abbildung beschreibenden Matrizenfunktion und das System der Beziehungen angegeben, die die Ausgangskennlinien des Maschinensatzes Kraftmaschine-Getriebe angeben.

Literatur

1. SZÜLE, D.: Hydrodynamische Kraftübertragung.* Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1971

* in ungarischer Sprache

István ZOBORY, H-1146 Budapest, Május-1. út 9—15 Ungarn