

Auslegung hydrostatischer Fahrtriebe

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Hofmann, KDT

Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik

Hat sich der Konstrukteur bei der Entwicklung eines Traktors oder einer selbstfahrenden Landmaschine für die Verwendung eines hydrostatischen Fahrtriebs entschieden, so hat er die geeigneten hydrostatischen Einheiten für den speziellen Antriebsfall aus einer angebotenen Baureihe auszuwählen. Die Baugröße der in Frage kommenden hydrostatischen Einheiten hängt dabei wesentlich ab von der Art der Verstellung des Fahrtriebs bei Geschwindigkeitsveränderungen.

Folgende Verstellarten können angewendet werden:

- Pumpenverstellung in Verbindung mit einem Konstantmotor
- Pumpenverstellung in Verbindung mit einem Konstantmotor und nachgeschaltetem Stufengetriebe
- Pumpenverstellung in Verbindung mit einem stufenweise verstellbaren Motor
- Pumpen- und Motorverstellung nacheinander
- gleichzeitige Verstellung von Pumpe und Motor (Verbundverstellung)

Für einen hydrostatischen Fahrtrieb ist die Pumpenverstellung in Verbindung mit einem Konstantmotor die konstruktiv einfachste Lösung.

1. Theoretische Grundlagen der Dimensionierung

Die Eigenschaften des hydrostatischen Fahrtriebs werden durch einige einfache Gleichungen beschrieben.

Dabei werden folgende Formelzeichen verwendet:

- $V_1; V_2$ Verdrängungsvolumen der Hydropumpe und des Hydromotors in dm^3/U
- $n_1; n_2$ Drehzahl der Hydropumpe und des Hydromotors in U/min
- $M_1; M_2$ Drehmoment der Hydropumpe und des Hydromotors in kpm
- $N_1; N_2$ Leistung der Hydropumpe und des Hydromotors in PS
- Δp Druckgefälle zwischen Hoch- und Niederdruckleitung in kp/cm^2
- $\eta_{1\text{vol}}$ volumetrischer Wirkungsgrad der Hydropumpe
- $\eta_{2\text{vol}}$ volumetrischer Wirkungsgrad des Hydromotors

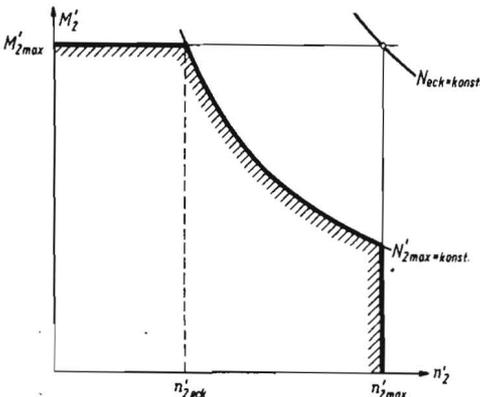


Bild 1. Kennfeld des Fahrtriebs bei Pumpenverstellung und Konstantmotor

$\eta_{1\text{hm}}$ hydromechanischer Wirkungsgrad der Hydropumpe

$\eta_{2\text{hm}}$ hydromechanischer Wirkungsgrad des Hydromotors

Idealer Wandler

$$\text{Drehzahlverhältnis } \nu = \frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\text{Wandlung } \mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{V_2}{V_1}$$

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{N_2}{N_1} = 1$$

$$\text{Förderstrom } Q_{1\text{th}} = V_1 \cdot n_1$$

$$\text{Eingangsmoment } M_{1\text{th}} = \frac{V_1}{2\pi} \cdot \Delta p$$

$$\text{Abtriebsmoment } M_{2\text{th}} = \frac{V_2}{2\pi} \cdot \Delta p$$

$$\text{Abtriebsdrehzahl } n_{2\text{th}} = \frac{Q_{2\text{th}}}{V_2}$$

$$Q_{2\text{th}} = Q_{1\text{th}} = V_1 \cdot n_1$$

Verlustbehafteter Wandler

$$\nu = \frac{n_2}{n_1} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \eta_{1,2\text{vol}}$$

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{V_2}{V_1} \cdot \eta_{1,2\text{vol}}$$

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \eta_{1,2\text{vol}} \cdot \eta_{1,2\text{hm}}$$

$$Q_{1\text{eff}} = V_1 \cdot n_1 \cdot \eta_{1\text{vol}}$$

$$M_{1\text{eff}} = \frac{V_1}{2\pi} \cdot \Delta p \cdot \frac{1}{\eta_{1\text{hm}}}$$

$$M_{2\text{eff}} = \frac{V_2}{2\pi} \cdot \Delta p \cdot \eta_{2\text{hm}}$$

$$n_{2\text{eff}} = \frac{Q_{2\text{eff}}}{V_2} \cdot \eta_{2\text{vol}}$$

$$Q_{2\text{eff}} = Q_{1\text{eff}} = V_1 \cdot n_1 \cdot \eta_{1\text{vol}}$$

Die Drehzahl des Hydromotors wird durch Veränderung des Verdrängungsvolumens der Pumpe, d. h. des Förderstroms verstellt. Die Drehzahl der Hydropumpe ist dabei konstant. Für die Auslegung benutzt man am einfachsten die Formeln des idealen Wandlers und berücksichtigt die Wirkungsgrade durch eine gewisse Überdimensionierung.

Ausgangspunkt für die Auslegung sind die Forderungen der selbstfahrenden Landmaschine oder des Traktors an den Fahrtrieb.

2. Pumpenverstellung in Verbindung mit Konstantmotor

Gefordert werden ein bestimmtes maximales Moment an den Triebrädern $M'_{2\text{max}}$, resultierend aus dem maximalen Steigungswiderstand und dem Rollwiderstand, des weiteren eine maximale Drehzahl $n'_{2\text{max}}$, die sich aus der Höchstgeschwindigkeit der Maschine beim Transport ergibt. Außerdem wird dieses Kennfeld noch durch einen Gleichleistungsbereich $N'_{2\text{max}}$ begrenzt.

Die Auswahl des passenden Hydromotors geschieht am einfachsten mit Hilfe der sogenannten Eckleistung, die sich aus Bild 1 zu

$$N_{eck} = \frac{M'_{2max} \cdot n'_{2max}}{716,2} \quad [PS]$$

ergibt.

Der aus der Baureihe auszuwählende Hydromotor muß mindestens diese Eckleistung haben, da bei ihm das Kennfeld ebenfalls durch das maximale Moment, resultierend aus dem maximalen Betriebsdruck und durch die maximale Drehzahl begrenzt wird. Die theoretische Eckleistung des Hydromotors läßt sich einfach aus seinen Kenndaten berechnen.

$$N_{eck th} = \frac{Q_{2max} \cdot \Delta p_{max}}{450} = \frac{V_2 \cdot n_{2max} \cdot \Delta p_{max}}{450} \quad [PS]$$

Bild 2 zeigt das Kennfeld eines Hydromotors mit eingetragenen Linien konstanten Wirkungsgrades. Zeichnet man in dieses Kennfeld die maximal vom Fahrtrieb geforderte Leistung N'_{2max} ein, so erkennt man, daß ein Teil des Kennfeldes nicht genutzt wird. Ist die Leistung N'_{2max} sehr viel kleiner als die Eckleistung, d. h., wird ein großer Gleichleistungsbereich gefordert, so wird nur der linke untere Teil des Kennfeldes ausgenutzt, in dem aber die Wirkungsgrade schon erheblich abgefallen sind.

Das Kennfeld des Hydromotors zeigt also, daß das Verhältnis der Eckleistung zur maximal übertragenen Leistung nicht zu groß sein darf, wenn man auch bei Teillast hohe Wirkungsgrade erzielen will.

Das Verhältnis der Eckleistung zur maximal übertragenen Leistung soll je nach Wirkungsgradverhalten 3 bis 4 nicht übersteigen.

Hat man aus der Baureihe einen Hydromotor ausgesucht, der mindestens die vom Fahrtrieb geforderte Eckleistung aufweist, so ist mit Hilfe des vom Hydromotor effektiv abgegebenen Moments und des vom Fahrtrieb geforderten Moments das Übersetzungsverhältnis der zwischen Hydromotor und Triebrädern nachgeschalteten Zahnradstufen zu berechnen.

Danach kontrolliert man, ob bei dieser Übersetzung die geforderte maximale Drehzahl der Triebräder erreicht wird. Liegt die maximale Drehzahl höher als gefordert, so kann diese durch die Verringerung des Pumpenförderstroms auf den gewünschten Wert gebracht werden.

Liegt sie niedriger, so ist mit dem Hersteller des Hydromotors zu verhandeln, ob eine Drehzahlsteigerung am Hydromotor noch zulässig ist. Bei der Auslegung der Hydropumpe geht man ähnlich vor. Da in unserem Fall nur die Verstellung der Hydropumpe zur Veränderung der Drehzahl des Hydromotors angewendet wird, muß der maximale Förderstrom der Hydropumpe gleich dem maximalen Schluckstrom des Hydromotors sein. Außerdem muß die Hydropumpe die maximale Druckdifferenz erzeugen. Das bedeutet, daß die Eckleistung der Hydropumpe gleich der Eckleistung des Hydromotors sein muß. Man sucht aus der Baureihe eine Pumpe aus, die die geforderte Druckdifferenz erzeugt und mindestens die geforderte Eckleistung hat. Liegt die Eckleistung der Pumpe zu hoch, d. h. der Förderstrom ist zu groß, so kann dieser entweder durch Drehzahlreduzierung oder Verkleinerung der Einschwenkung herabgesetzt werden.

Liegt dagegen die Eckleistung geringfügig unter der geforderten, so ist mit dem Hersteller der Pumpe zu verhandeln, ob die Drehzahl oder Einschwenkung noch etwas vergrößert werden kann.

Da in manchen Fällen die Drehzahl der Hydropumpe und der Antriebsquelle nicht übereinstimmt, ist zwischen Antriebsquelle und Hydropumpe ein Drehzahl-Drehmomentwandler einzuschalten.

Trägt man in das Kennfeld der Hydropumpe (Bild 3) den ausgenutzten Betriebsbereich ein, so zeigt sich auch hier, daß ein großes Verhältnis der Eckleistung zur maximal über-

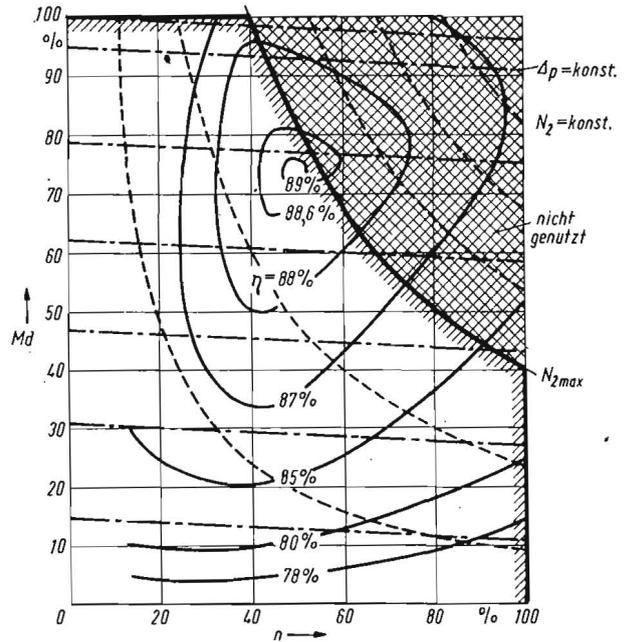


Bild 2. Kennfeld des Hydromotors

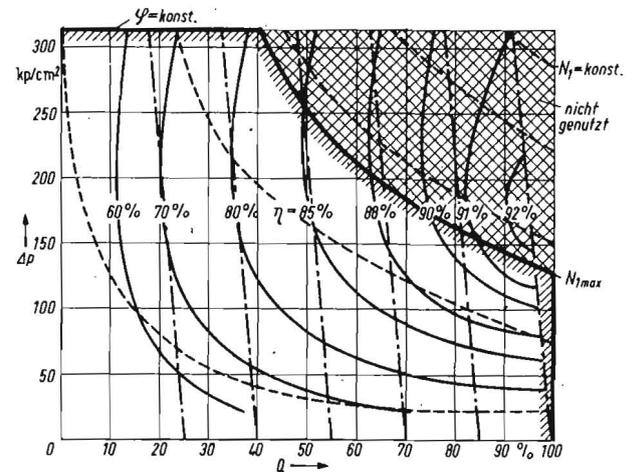


Bild 3. Kennfeld der Hydropumpe

tragenen Leistung, d. h. ein großer Gleichleistungsbereich zu schlechten Wirkungsgraden führt.

Die durchgeführte Auslegung eines hydrostatischen Fahrtriebs mit Pumpenverstellung in Verbindung mit einem Konstantmotor hat folgende Nachteile:

- Infolge der großen Eckleistung des Fahrtriebs (besonders bei gleichem Gleichleistungsbereich) werden hydrostatische Einheiten mit großem Verdrängungsvolumen, d. h. großem Bauvolumen und großer Masse benötigt, da die maximale Druckdifferenz durch die Bauart begrenzt ist.
(Baugröße und maximale Drehzahl stehen aber über die maximale Gleitgeschwindigkeit in Verbindung. Große Einheiten haben deshalb nur niedrige maximale Drehzahlen.)
- Der Gesamtwirkungsgrad ist bei dieser Auslegung im Teillastgebiet besonders bei großem Gleichleistungsbereich schlecht, da die Gebiete mit hohem Wirkungsgrad nicht genutzt werden.

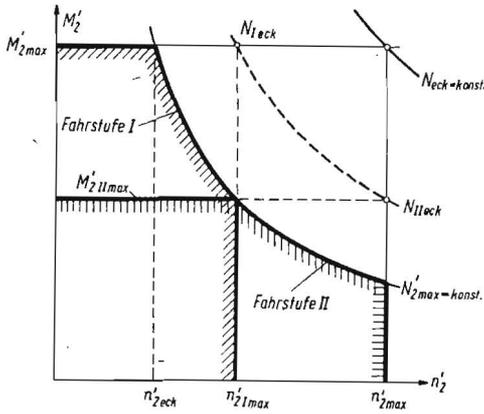
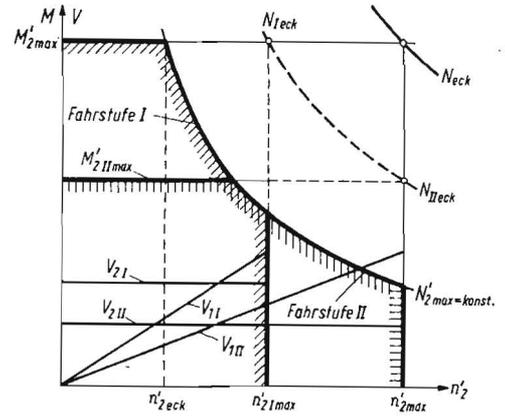


Bild 4
Kennfeld des Fahrtriebs bei nachgeschaltetem Stufengetriebe

Bild 5
Kennfeld des Fahrtriebs bei einem in zwei Stufen einstellbarem Hydromotor



Diese Nachteile können durch eine Verkleinerung des Gleichleistungsbereichs gemildert werden. Um jedoch den von der Landmaschine geforderten Gleichleistungsbereich zu verwirklichen, kann man diesen aufteilen, indem man dem Hydromotor ein Stufengetriebe nachschaltet.

3. Pumpenverstellung in Verbindung mit einem Konstantmotor und einem nachgeschalteten Stufengetriebe

Für selbstfahrende Landmaschinen genügt meistens ein 2-Stufengetriebe. Bei der Auslegung gehen wir wieder vom Kennfeld des Fahrtriebs aus (Bild 4).

Unterteilen wir den gesamten geforderten Gleichleistungsbereich bei lückenlosem Anschluß der beiden Fahrstufen in zwei Bereiche mit gleichem Drehzahlverhältnis, d. h.

$$\frac{n'_{2I \max}}{n'_{2eck}} = \frac{n'_{2 \max}}{n'_{2I \max}}$$

so erhält man für beide Fahrstufen die gleiche Eckleistung. In jeder dieser Fahrstufen wird die Hydropumpe jeweils vom Stillstand des Fahrzeugs bis zur maximalen Drehzahl der Fahrstufe vom Förderstrom Null bis zum maximalen Förderstrom ausgeschwenkt.

Die Aufteilung des Gleichleistungsbereichs reduziert die von den Hydroeinheiten zu fordernde Eckleistung erheblich und damit die Baugröße von Pumpe und Motor, die hierbei ebenfalls die gleiche Eckleistung haben müssen.

Durch Verkleinerung der im Kennfeld der Pumpe und des Motors nicht ausgenutzten Fläche wird das Wirkungsgradverhalten verbessert.

Das Übersetzungsverhältnis der zwei Gänge des nachgeschalteten Stufengetriebes muß sich verhalten wie:

$$\frac{\varphi_I}{\varphi_{II}} = \frac{n'_{2 \max}}{n'_{2I \max}}, \text{ wobei } n'_{2I \max} = \sqrt{n'_{2 \max} \cdot n'_{2eck}}$$

Bei der Aufteilung des Gleichleistungsbereichs ist zu prüfen, ob der Umschaltpunkt zwischen I. und II. Fahrstufe nicht gerade in einem oft benutzten Geschwindigkeitsbereich liegt. Ist das der Fall, so muß man den Umschaltpunkt zu kleineren oder größeren Drehzahlen verschieben. Man erhält dann in den einzelnen Fahrstufen unterschiedliche Eckleistungen. Die Auswahl von Pumpe und Motor erfolgt dann nach der größeren Eckleistung.

Eine ähnliche Wirkung kann man erzielen, wenn man anstelle des nachgeschalteten Stufengetriebes einen Hydromotor mit stufenweise einstellbarem Verdrängungsvolumen verwendet.

4. Pumpenverstellung in Verbindung mit einem in zwei Stufen einstellbarem Hydromotor

Ausgangspunkt ist wieder das Kennfeld des Fahrtriebs (Bild 5). In der Fahrstufe I ist der Hydromotor auf sein

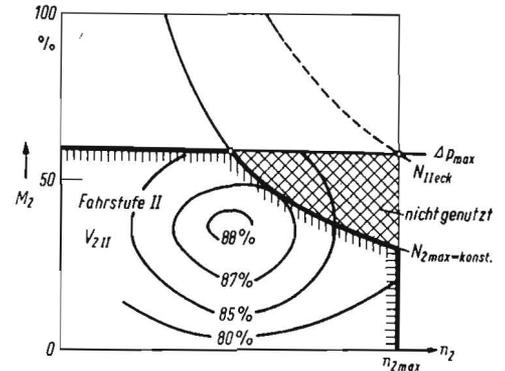
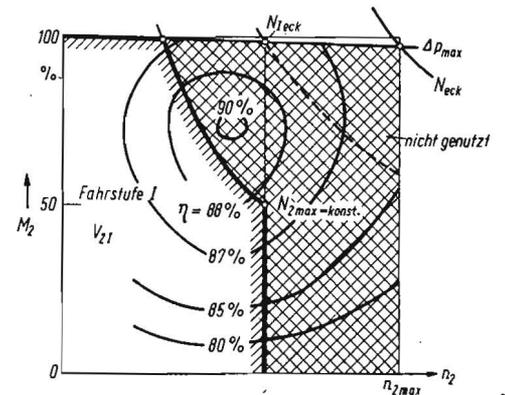


Bild 6. Kennfeld des Hydromotors in der Fahrstufe I und II

größtes Verdrängungsvolumen eingestellt, die Drehzahländerung erfolgt durch Verstellung des Pumpenförderstroms. In der Fahrstufe II ist der Hydromotor auf ein kleineres Verdrängungsvolumen eingeschwenkt, die Drehzahlveränderung geschieht wieder durch Pumpenverstellung. Da der Hydromotor in dieser Fahrstufe ein kleineres Verdrängungsvolumen hat, erreicht er bei maximalem Förderstrom der Pumpe eine höhere Drehzahl als in der Fahrstufe I. Durch die unterschiedlichen fest eingestellten Verdrängungsvolumen des Hydromotors wird der Gleichleistungsbereich ebenfalls aufgeteilt, jedoch ist hierbei die Aufteilung bereits durch das Verhältnis der einstellbaren Verdrängungsvolumen innerhalb der Baureihe vorgegeben. Die maximalen Drehzahlen des Hydromotors verhalten sich bei gleichem Schluckstrom umgekehrt wie die Verdrängungsvolumen.

Für einen Motor mit 2 Stufen ist:

$$\frac{n_{2I \max}}{n_{2II \max}} = \frac{V_{2II}}{V_{2I}}$$

