

Schwerpunktdiagramm stellt ein übersichtliches Hilfsmittel zum Lösen dieser Problematik dar.

Hydrostatische Fahrtriebe sind prinzipiell nur dann als Betriebsbremsanlage zulässig, wenn sich zwischen Hydromotor und Rad keine Trennstelle befindet, die dazwischen liegenden Baugruppen den Festigkeitsansprüchen genügen und die den geforderten Bremswerten entsprechende Bremskraft an der gebremsten Achse erzeugt werden kann. Besonderes Augenmerk ist auf eine gewohnheitsmäßige Betätigung zu richten.

### Literatur

[1] Kolosse, Kolonnen – Konflikte? Interview mit Minister H. Simon. Dt. Straßenverkehr, Berlin (1987) 7, S. 4–5.  
 [2] Bergmann, D.: Betriebsbremsanlagen konventioneller selbstfahrender Landmaschinen. TU Dresden, Dissertation 1978.  
 [3] Jante, A.: Zur Theorie des Kraftwagens. Berlin: Akademie-Verlag 1974.  
 [4] TGL 39-852/06 Meßvorschriften für Kraftfahrzeuge, Bremsvermögen. Ausg. Okt. 1971.

[5] RGW-Empfehlung zur Standardisierung RS 2949-71. Allgemeine Forderungen der Sicherheitstechnik und Arbeitshygiene an die Konstruktion.  
 [6] Rothe, J.: Fahrmechanische Grundauslegung der selbstfahrenden Landmaschine. TU Dresden, Dissertation 1978.  
 [7] RGW-Forderungen an die Konstruktion von Traktoren, Land- und Forstmaschinen bezüglich der Sicherheitstechnik und Arbeitshygiene. Anlage 4 zum Protokoll der 24. Beratung 1968.  
 [8] UNO-Wirtschafts- und Sozialrat, Wirtschaftskommission für europäische einheitliche Vorschriften für die Zulassung des Bremssystems an landwirtschaftlichen Fahrzeugen. W/TRANS/WP 29/548 vom 29. Nov. 1973.  
 [9] UNO-Wirtschafts- und Sozialrat, Wirtschaftskommission für europäische einheitliche Vorschriften für die Zulassung von Ackerschleppern, selbstfahrenden Landmaschinen und Motorgrubbern im Straßenverkehr. W/TRANS/SC 1/238/Rev. 4/Add. 2 vom 20. Nov. 1969.  
 [10] Schwadmäher E301. Abschlußbericht der gemeinsamen Werkerprobung – Prüfung. Zentrale Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim/Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt in Sachsen, 1970.  
 [11] Feldhäcksler E280. Abschlußbericht der gemeinsamen Werkerprobung – Prüfung. Zentrale Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim/Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt in Sachsen, 1970.  
 [12] Ochsmann, G.: Bremsen mit hydrostatischem Fahrtrieb. Kraftfahrzeugtechnik, Berlin (1978) 7, S. 207.  
 [13] Rothe, J.: Betriebsbremsanlagen für selbstfahrende Kartoffelerntemaschinen mit hydrostatischem Fahrtrieb. Institut für Landmaschinentechnik Leipzig, Bericht 1978. A 5077

## Der hydrostatische Fahrtrieb als Betriebsbremse

Dr. sc. techn. H. Brunner, Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik

### Verwendete Formelzeichen

$F_{Br}$	Bremskraft an den Rädern
$g$	Erdbeschleunigung
$i$	mechanische Übersetzung zwischen Rad und Hydromotor
$m$	Maschinenmasse
$M_d$	antreibendes Moment des Dieselmotors
$M_{DM}$	Bremsmoment des Dieselmotors
$M_{HM}$	Moment am Hydromotor
$M_{HP}$	Moment an der Hydropumpe
$M_{Rad}$	Bremsmoment am Rad
$n$	Drehzahl
$\Delta p$	Druckdifferenz im Fahrtrieb
$p_s$	Ansprechdruck des Kreislauf-Druckbegrenzungsventils
$p_{Br}$	Bremsdruck
$P_{DM}$	Bremsleistung des Dieselmotors
$p_H$	Druck in der Hochdruckleitung
$P_{HM}$	Bremsleistung des Hydromotors
$p_N$	Druck in der Niederdruckleitung
$p_{Sp}$	Speisedruck
$P_v$	am Kreislauf-Druckbegrenzungsventil umgesetzte Leistung
$r_{dyn}$	dynamischer Rollradius
$t$	Zeit
$t_v$	Verstellzeit an der Hydropumpe
$V_M$	Volumen des Hydromotors
$V_p$	Volumen der Hydropumpe
$V_{HM}$	Volumenstrom des Hydromotors
$\dot{V}_L$	Leckölstrom
$\dot{V}_v$	Ventilstrom
$W_R$	Rollwiderstand
$\alpha$	Fahrbahneigung
$\omega_{DM}$	Winkelgeschwindigkeit des Dieselmotors
$\omega_{HM}$	Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors

gänge im Antriebsstrang zwischen Dieselmotor und Rad beim hydrostatischen Bremsen. Die nachfolgenden Ausführungen sollen zur Klärung der Zusammenhänge beitragen [1]. In [2, 3] wurden die Vorgänge im hydrostatischen Teil des Fahrtriebs bereits detailliert beschrieben.

Das Schema des gesamten Antriebs mit den für die Betrachtung notwendigen Größen ist im Bild 1 dargestellt. Eine Analyse zeigt, daß mehrere Fälle des hydrostatischen Bremsens unterschieden werden können.

### Mögliche Fälle des hydrostatischen Bremsens

#### Fall 1: Befahren eines Gefälles

Dieser Fall ist wie folgt charakterisiert: Das Fahrzeug fährt am Gefälle (Bild 2a), der Fahrhebel ist auf das Pumpenvolumen  $V_{p1} < V_{pmax}$  eingestellt und wird nicht verstellt (Bild 2b).

Der Dieselmotor ist mit einem Verstellregler ausgerüstet und wird auf der Abregelkennlinie betrieben (Bild 2c).

Eine Bremswirkung tritt ein, wenn gilt:

$$m g \sin \alpha > W_R.$$

Die Bremskraft an den Rädern beträgt dann:

$$F_{Br} = m g \sin \alpha - W_R.$$

Das Bremsmoment an den Rädern errechnet sich aus:

$$M_{Rad} = F_{Br} r_{dyn}.$$

Das am Hydromotor wirkende Bremsmoment ist dann

$$M_{HM} = \frac{F_{Br} r_{dyn} = V_{HM} \Delta p}{i \cdot 2\pi} = \frac{(m g \sin \alpha - W_R) r_{dyn}}{i}$$

$$\Delta p = p_N - p_H.$$

Die Druckdifferenz, die sich durch die Bremswirkung im Fahrtrieb einstellt, ergibt sich dann zu:

$$\Delta p = \frac{(m g \sin \alpha - W_R) r_{dyn} \cdot 2\pi}{i V_{HM}}$$

Diese Druckdifferenz erzeugt an der Hydropumpe ein Moment  $M_{HP}$ , das sich am Dieselmotor abstützt:

$$M_{HP} = \frac{\Delta p V_{p1}}{2\pi} = M_{DM} = M_{HM} \frac{V_{p1}}{V_{HM}}$$

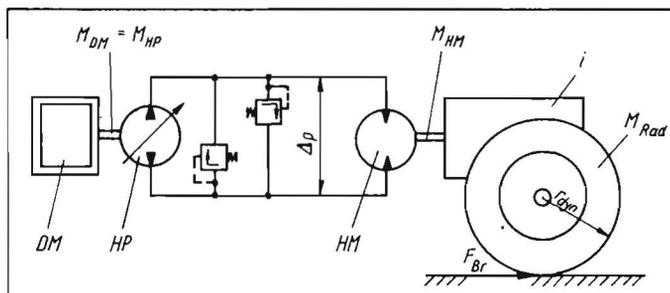


Bild 1  
 Schema des gesamten Antriebs;  
 DM Dieselmotor,  
 HP Hydropumpe,  
 HM Hydromotor

### Einleitung

Bei Fahrzeugen mit hydrostatischem Fahrtrieb wird häufig die Bremswirkung des hydrostatischen Fahrtriebs als Betriebsbremse genutzt. Die sonst übliche Reibungsbremse kann somit als Betriebsbremse entfallen. Diese Tatsache stößt in vielen Fällen noch auf Unverständnis und Mißtrauen. Ursache hierfür sind Unklarheiten über die Vor-

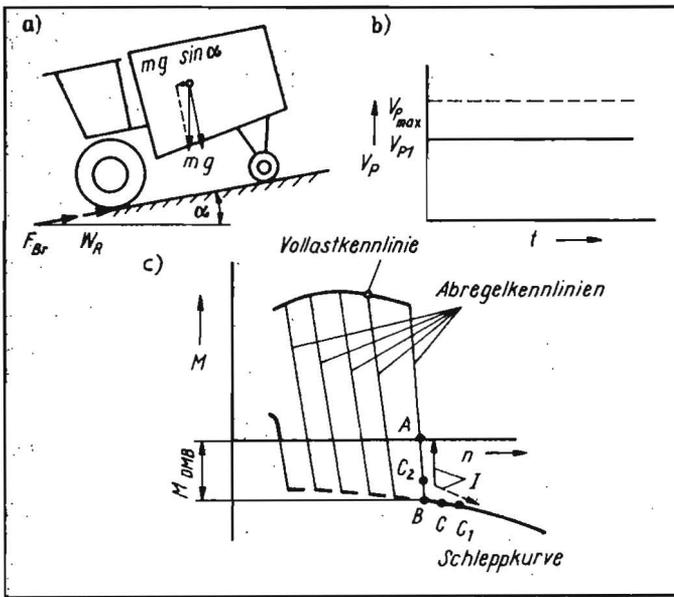


Bild 2  
Fall 1: Befahren eines Gefälles  
(I Bereich, in dem sich der Betriebspunkt des Dieselmotors einstellen kann)

Mit diesem Moment wird der Dieselmotor angetrieben, d. h., es stellt sich ein Gleichgewicht zwischen dem Moment  $M_{DM}$  und dem Moment durch die Reibwiderstände des Dieselmotors ein. Der Bereich, in dem sich der Betriebspunkt des Dieselmotors einstellen kann, ist im Bild 2c dargestellt. Im Punkt A hat der Dieselmotor seine obere Leerlaufdrehzahl erreicht, gibt also kein Moment mehr ab.

Im Punkt B hat der Regler die Einspritzpumpe auf Null gestellt, d. h., es wird kein Kraftstoff mehr eingespritzt.

Der Punkt B befindet sich auf der Schleppkurve des Dieselmotors. Zwischen den Punkten A und B arbeitet der Dieselmotor auf der Abregelkennlinie und kann ein entsprechendes Moment abstützen (maximal  $M_{DMB}$ ). Ist das Bremsmoment größer als  $M_{DMB}$ , so stellt sich das Gleichgewicht bei erhöhter Drehzahl auf der Schleppkurve des Dieselmotors, z. B. im Punkt C, ein. Dies bedeutet aber, daß

der Dieselmotor oberhalb einer maximal zulässigen Drehzahl betrieben wird. Der Fahrer kann dies verhindern, indem er die Hydropumpe auf ein kleineres Volumen einschwenkt ( $V_{p1}$  wird verkleinert). Damit wird die hydraulische Übersetzung geändert, d. h., es kann das Bremsmoment am Hydromotor  $M_{HM}$  mit einem kleineren Moment am Dieselmotor  $M_{DM}$  erreicht werden. Folglich wird sich dann z. B. der Punkt  $C_2$  auf der Abregelkennlinie einstellen.

Allerdings muß beachtet werden, daß es während der Verstellung zu einer kurzzeitigen Drehzahlerhöhung von Hydropumpe und Dieselmotor, z. B. bis zum Punkt  $C_1$ , kommt, da zunächst der Hydromotor noch den gleichen Volumenstrom liefert, der an der Hydropumpe bei kleinerem Volumen eine größere Drehzahl bedingt. Der neue Gleichgewichtszustand ist dann im Punkt  $C_2$  erreicht.

Dieser beschriebene Vorgang entspricht

dem Herunterschalten am Gefälle bei einem NKW bzw. PKW mit mechanischem Schaltgetriebe.

Fall 2: Verzögern des Fahrzeugs durch Einschwenken der Hydropumpe auf ein kleineres Volumen

Bei diesem Fall müssen zwei Betriebszustände unterschieden werden (Bild 3):

- a) Kreislauf-Druckbegrenzungsventil spricht nicht an
- b) Kreislauf-Druckbegrenzungsventil spricht an.

Fall 2a

Bremsend wirkt der sich aufbauende Druck in der Niederdruckleitung  $p_N$ .

Für den Bremsdruck gilt also:

$$p_{Br} = p_N(t) - p_H$$

(Annahme:  $p_H = p_{Sp} = \text{konst.}$ )

Damit ergibt sich für das Bremsmoment am Hydromotor folgende Beziehung:

$$M_{HM} = \frac{V_M p_{Br}(t)}{2\pi}$$

Für die einzelnen Zeitabschnitte gemäß Bild 3a gilt:

$$t_0 < t < t_{V1}$$

$$p_N = p_{Sp} = \text{konst.}$$

Während dieser Zeit erfolgt noch keine Bremsung. Sie kann als „Ansprechzeit“ der hydrostatischen Bremsung definiert werden.

$$t_{V1} < t < t_E$$

Die Funktion  $p_N(t)$  kann aus [2] entnommen werden.

$$t_E < t < t_{V3}$$

Der Druck in der Niederdruckleitung  $p_N(t)$  kann für diesen Zeitabschnitt ebenfalls aus [2] entnommen werden.

Das Bremsmoment am Rad errechnet sich nach folgender Gleichung:

$$M_{Rad} = M_{HM} = \frac{V_M p_{Br}(t)}{2\pi}$$

Die Bremskraft am Rad wird mit Hilfe der nachgenannten Beziehung ermittelt:

$$F_{Br} = \frac{M_{Rad}}{r_{dyn}} = \frac{V_M p_{Br}(t)}{2\pi r_{dyn}}$$

Die Abstützung des gesamten Bremsmoments erfolgt am Dieselmotor. Für die einzelnen Zeitabschnitte erhält man nachfolgende Beziehungen:

$$t_{V1} < t < t_E$$

Da sich während dieser Zeit sowohl das Pumpenvolumen als auch der Druck ändern, gilt:

$$M_{DM} = M_{HP} = \frac{V_p(t) p_{Br}(t)}{2\pi}$$

$$M_{DM} = \frac{\left[ V_{p1} - \frac{(V_{p1} - V_{pE})}{t_V} t \right] p_{Br}(t)}{2\pi}$$

(lineare Änderung von  $V_p$ )

$$t_E < t < t_{V3}$$

$$V_p = V_{pE} = \text{konst.}$$

$$M_{DM} = M_{HP} = \frac{V_{pE} p_{Br}(t)}{2\pi} = \frac{V_{pE}}{V_{HM}} M_{HM}$$

Der mögliche Arbeitsbereich des Dieselmotors (je nach Verstellgeschwindigkeit) läßt sich durch die im Bild 3a, rechts, dargestellte Schleife beschreiben. Der Punkt B sei der Betriebspunkt vor der Bremsung. Der Betriebspunkt nach der Bremsung liegt in jedem Fall unterhalb des Punkts B auf der Abregelkenn-

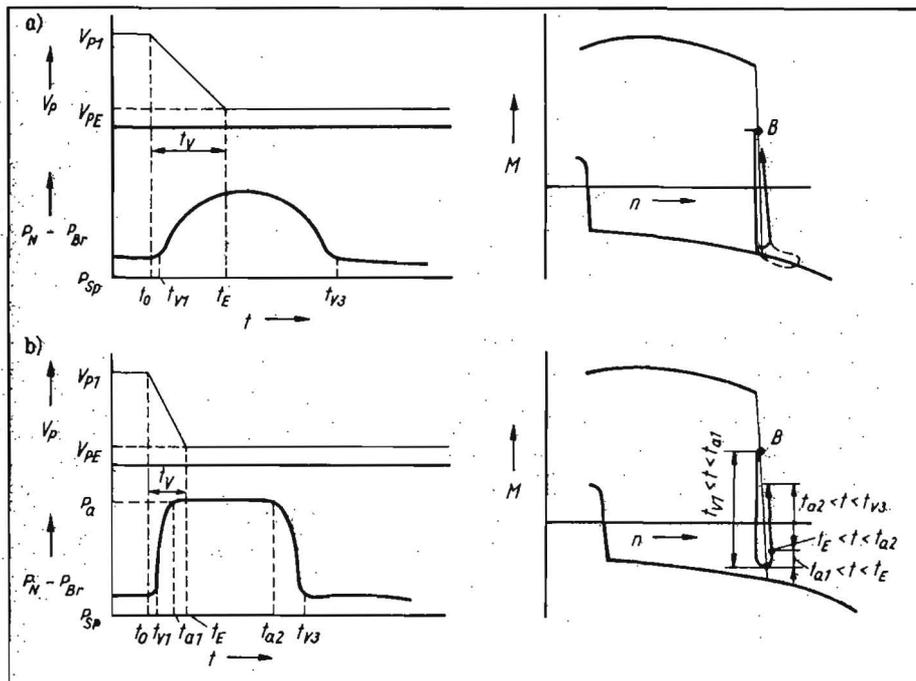


Bild 3. Fall 2: Verzögern des Fahrzeugs

linie, da die Fahrleistung nach dem Bremsvorgang geringer ist.

**Fall 2b**

Bis  $t = t_{a1}$  gelten die bereits für den Fall 2a abgeleiteten Beziehungen. In den anderen Zeitabschnitten ergeben sich folgende Verhältnisse:

$t_{a1} < t < t_E$ :

**Bremsdruck:**

$p_{Br} = p_a - p_H$   
 ( $p_H = p_{Sp} = \text{konst.}$ ).

**Bremsmoment am Hydromotor:**

$M_{HM} = \frac{V_{HM} (p_a - p_{Sp})}{2\pi}$

**Bremsmoment am Rad:**

$M_{Rad} = M_{HM} i = \frac{V_{HM} (p_a - p_{Sp}) i}{2\pi}$

**Abstützmoment am Dieselmotor:**

$M_{DM} = M_{HP} = \frac{V_p(t) (p_a - p_{Sp})}{2\pi}$   
 $= \frac{\left[ V_{p1} - \frac{(V_{p1} - V_{pE})}{t_v} t \right] (p_a - p_{Sp})}{2\pi}$

Der Dieselmotor bringt demzufolge nur die Bremsleistung  $P_{DM} = M_{DM}(t) \omega_{DM}(t)$  auf. Sie ist kleiner als die Bremsleistung am Hydromotor  $P_{HM} = M_{HM} \omega_{HM}(t)$ .

Die Differenz ist eine hydraulische Leistung, die ab  $t_{a1}$  durch Drosselwirkung am Druckbegrenzungsventil entsteht und in Wärme umgesetzt wird. Dieser hydraulische Leistungsanteil beträgt:

$P_V = \dot{V}_V (p_a - p_{Sp})$

$\dot{V}_V$  kann [2] entnommen werden.

Ab  $t = t_E$  wird das Abstützmoment am Dieselmotor eine konstante Größe.

$M_{DM} = M_{HP} = \frac{V_{pE} (p_a - p_{Sp})}{2\pi}$

Für die am Kreislauf-Druckbegrenzungsventil umgewandelte Leistung gilt wieder:

$P_V = \dot{V}_V (p_a - p_{Sp})$

Der **Arbeitsbereich des Dieselmotors** ist prinzipiell der gleiche wie der im Fall 2a dargestellte, allerdings müssen folgende Phasen unterschieden werden:

$t_{v1} < t < t_{a1}$ :

Der Dieselmotor durchläuft die Schleife von B beginnend bis zum Wendepunkt. Bei  $t_{a1}$  ist folglich das größte Abstützmoment am Dieselmotor erreicht.

$t_{a1} < t < t_E$ :

Während dieser Zeit verringert sich das Abstützmoment am Dieselmotor etwas, da  $V_p$  sich noch verkleinert,  $p_a$  aber konstant ist.

$t_E < t < t_{a2}$ :

Während dieser Zeit bleibt der Dieselmotor auf einem Betriebspunkt stehen ( $V_{pE} = \text{konst.}$ ,  $p_a = \text{konst.}$ ).

$t_{a2} < t < t_{v3}$ :

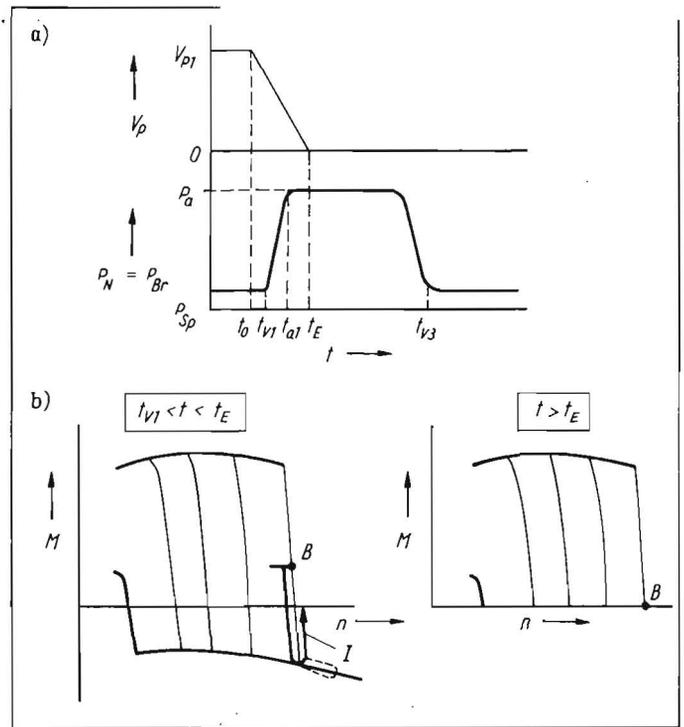
Der Motor durchläuft den zweiten Teil der Schleife bis zum Betriebspunkt nach der Bremsung.

**Fall 3: Stop-Bremsung (Anhalten des Fahrzeugs)**

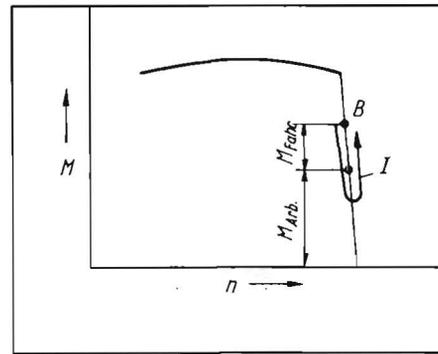
Bei einer Stop-Bremsung wird die Hydropumpe auf Null geschwenkt. Der zeitliche Ablauf läßt sich durch Bild 4a veranschaulichen. Bis  $t = t_E$  gelten die gleichen Beziehungen wie im Fall 2.

Ab  $t = t_E$  steht die Hydropumpe auf Null,

**Bild 4**  
 Fall 3: Stop-Bremsung  
 (I Arbeitsbereich des Dieselmotors)



**Bild 5**  
 Fall 4: Bremsen während der Arbeitsfahrt  
 (I Arbeitsbereich des Dieselmotors)



Beim Bremsen des Fahrzeugs vom Punkt B aus wird der Dieselmotor u. U. nicht in den negativen Teil seines Kennfeldes gedrückt, d. h. nicht geschleppt. Bremsend wirkt in diesem Fall das Moment der Arbeitswiderstände  $M_{Arb}$ :

$M_{Arb} = M_{Br} + M_{di}$

$M_{Br} = M_{HP} = M_{DM} = \frac{V_p(t) p_N(t)}{2\pi}$

**Zusammenfassung**

Das Verständnis der Vorgänge beim hydrostatischen Bremsen bereitet häufig noch Schwierigkeiten. Anliegen des Autors ist es, einen Beitrag zur Klärung der Zusammenhänge zu leisten. Betrachtet werden die Fälle:

- Befahren eines Gefälles
- Verzögern des Fahrzeugs
- Stop-Bremsung
- Bremsen während der Arbeitsfahrt.

Die mathematischen Formulierungen für die Vorgänge im hydrostatischen Teil des Antriebs und am Dieselmotor werden angegeben.

d. h., es kann von der Pumpe gemäß der Beziehung

$M_{HP} = \frac{V_p \Delta p}{2\pi}$

kein Moment mehr aufgenommen werden, da  $V_p = 0$ .

Damit kann auch kein Bremsmoment mehr am Dieselmotor abgestützt werden:

$M_{DM} = M_{HP} = 0$ .

Die gesamte Bremsenergie wird folglich kurzzeitig am Kreislauf-Druckbegrenzungsventil in Wärme umgesetzt:

$P_V = \dot{V}_V (p_a - p_{Sp})$   
 ( $\dot{V}_V = \dot{V}_{HM} - \dot{V}_I$ ).

Der Arbeitsbereich des Dieselmotors muß bei diesem Betriebsfall in zwei Zeitabschnitte unterteilt werden (Bild 4b).

**Fall 4: Bremsen während der Arbeitsfahrt**

Da der Dieselmotor in den meisten Fällen die Leistung für die Arbeitsorgane und den Fahrtrieb einer Maschine liefert, ergeben sich auch beim Bremsen während der Arbeitsfahrt andere Betriebszustände am Dieselmotor.

Die Beziehungen im hydraulischen Teil des Fahrtriebs ändern sich nicht und werden durch den Fall 2 beschrieben.

Da die benötigte Leistung für die Arbeitsorgane meistens größer als die Fahrleistung ist, ergeben sich am Dieselmotor Verhältnisse, wie sie im Bild 5 dargestellt sind.

**Literatur**

- [1] Brunner, H.: Der hydrostatische Fahrtrieb. TU Dresden, Dissertation B 1988.
- [2] Brunner, H.: Theoretische und experimentelle Untersuchung des instationären Verhaltens hydrostatischer Fahrtriebe. TU Dresden, Dissertation A 1973.
- [3] Brunner, H.; Tschense, B.: Ansteuerung druckluftgebremster Anhänger von hydrostatischen Zugfahrzeugen. Kraftfahrzeugtechnik, Berlin (1977) 3, S. 76-79. A 5411