

die Einschätzung, daß zum Beispiel beim Regner W 68 durch günstigere konstruktive Gestaltung eine Verbesserung der hydraulischen Leistungsfähigkeit, besonders der Wurfweite, erreicht werden kann.

Sowohl der Konuswinkel der Düsen des Regners W 68 als auch seine Strahlrohrweite entsprechen nicht den ermittelten optimalen Werten.

Die relativ großen Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Werten bei der Düsenweite 24 mm deuten jedoch auf weitere, hier nicht speziell erfaßte Einflußgrößen hin. Vermutlich wirken sich besonders bei der Düsenweite 24 mm fertigungstechnische Einflüsse (Fertigungsqualität), wie große Wandrauigkeit, Absätze u. ä., im Strahlrohr negativ aus.

5. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

Ausgehend von theoretischen Überlegungen wurden in Auswertung umfangreicher experi-

menteller Untersuchungen Zusammenhänge zwischen der hydraulischen Leistungsfähigkeit von Drehstrahlregnern, ausgedrückt im Ausflußbeiwert μ für den Wasserverbrauch und dem Widerstandsbeiwert λ für die Wurfweite, und der konstruktiven Gestaltung anhand der Parameter Düsenkonuswinkel, Strahlrohrweite und Strahlrohrlänge ermittelt. Sowohl für den Wasserverbrauch als auch für die Wurfweite ist ein Düsenkonuswinkel von 30° optimal. Die Strahlrohrweite sollte etwa das 3fache der Düsenweite betragen. Die ermittelten Zusammenhänge ermöglichen eine schnelle und relativ genaue rechnerische Bestimmung des Wasserverbrauchs und der Wurfweite von Drehstrahlregnern. Gleichzeitig sind sie eine Grundlage für die Entwicklung verbesserter, leistungsfähiger Regnertypen.

Literatur

- [1] Szalay, M.: Ballistische Fragen des Wasserstrahls von Beregnungsdüsen. Hidrológiai Közlöny (1963) H. 4, S. 323.

- [2] Isaev, A. P.: Optimale Arbeitsweise von Weitstrahlregnern. Mech. i. elektrifikacija socialiszičeskogo sel'skogo chozjajstva, Moskva 24 (1966) Nr. 9, S. 4—9.
- [3] Okamura, S.: Theoretische Untersuchung des Wasserstrahls aus einem Regner unter den Bedingungen der Windstille. Vodni hospodarstvi, Praha (1970) H. 7.
- [4] Voigt, D.: Untersuchungen verschiedener Regnertypen. Dt. Agrartechnik 16 (1966) H. 5, S. 210—214.
- [5] Drehstrahlregner U 64. Prüfbericht Nr. 424 der Zentralen Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim.
- [6] Gülleregner G 68. Prüfbericht Nr. 550 der Zentralen Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim.
- [7] Weitstrahlregner W 68. Prüfbericht Nr. 563 der Zentralen Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim. A 2135

Zum Temperaturverhalten von Hydraulikanlagen

Dr.-Ing. E. Hlawitschka, KDT, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik

Verwendete Formelzeichen

A	Fläche
c	spezifische Wärme
k	Wärmedurchgangszahl
P_{an}	Antriebsleistung
P_v	Verlustleistung
p	Druck
t	Zeit
u	innere Energie
v	Geschwindigkeit
W	Energie
W_v	Verlustenergie
z	Lagehöhe
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad
η_{mech}	mechanischer Wirkungsgrad
η_{vol}	volumetrischer Wirkungsgrad
ϑ	Temperatur
ρ	Dichte

Kennzeichnend für den Betrieb von Hydraulikanlagen ist die mit zunehmender Betriebszeit ansteigende Temperatur der Gesamtanlage. Diese Erscheinung kann vornehmlich bei Landmaschinen und Traktoren häufig vom Bedienenden nicht wahrgenommen werden, da einerseits andere Wärmequellen, wie z. B. der Dieselmotor, das Temperaturniveau von Hydraulikbaugruppen verdecken können und auch die konstruktive Lösung der Gesamtmaschine

die Zugänglichkeit zu den hydrostatischen Baugruppen, die durch Befühlen zu kontrollieren sind, oft erschwert und andererseits entsprechende Temperaturmeßgeräte an der Hydraulikanlage derzeit fehlen. Diese Umstände führen dazu, daß das Temperaturniveau von Hydraulikanlagen meist völlig unbeachtet bleibt.

Besondere Aufmerksamkeit muß auch dem Betrieb von Hydraulikanlagen bei sehr niedrigen Temperaturen gelten. Solche Verhältnisse stellen sich bei mobilen Maschinen unter Umständen im Winter zum Zeitpunkt des Startens der Anlage ein.

Sowohl sehr niedrige als auch sehr hohe Temperaturen üben negative Einflüsse auf das Betriebs- und Verschleißverhalten von hydrostatischen Baugruppen aus. Es ist daher von Interesse, nach den Ursachen der Temperaturzunahme und der Möglichkeit ihrer Ermittlung und Reduzierung zu suchen.

Wärmeentwicklung infolge Energiewandlung

Hydraulikanlagen sind technische Einrichtungen, in denen Energiewandlungsprozesse ablaufen. So wird mechanische in hydraulische

bzw. hydraulische in mechanische Energie umgewandelt (Bild 1), je nachdem, ob man eine Hydraulikpumpe oder einen Hydraulikmotor betrachtet. Wegen der Unmöglichkeit, solche Vorgänge verlustlos ablaufen zu lassen, ergibt sich, daß in jeder Hydraulikanlage Verlustleistungen auftreten. Die jeweiligen Verlustleistungsanteile lassen sich durch die Höhe der entsprechenden Wirkungsgrade kennzeichnen. Diese Verlustleistungen bzw. -energien setzen sich in Wärmeenergie um, so daß diese bzw. die entsprechenden Wirkungsgrade ein Maß für die in einer Hydraulikanlage freiwerdende Wärmeenergie sind.

Eine mathematische Beschreibung der Energiewandlungsvorgänge ist mit Hilfe der Energiegleichung möglich. Für zwei beliebige Bezugspunkte 1 und 2. (Bild 1) lautet diese Energiegleichung, wenn man die Energie auf die Zeiteinheit bezieht:

$$W' = A_2 v_2 \rho_2 \left(u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} + g z_2 \right) - A_1 v_1 \rho_1 \left(u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} + g z_1 \right) \quad (1)$$

Bild 1. Energiefluß in Hydraulikanlagen

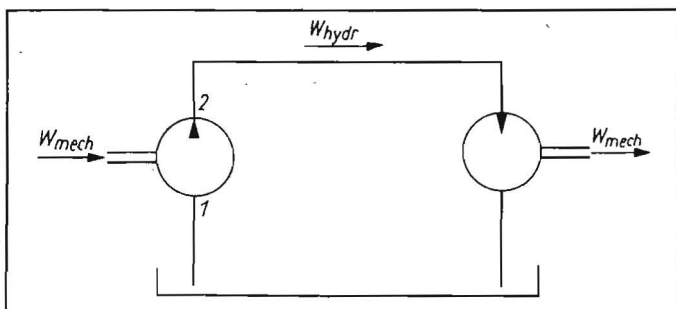
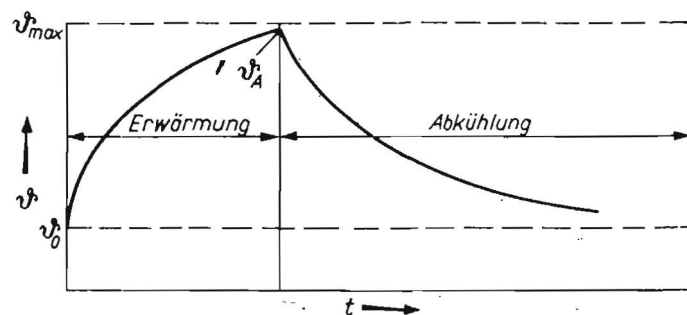


Bild 2. Temperaturverlauf in Hydraulikanlagen (schematisch)



Für hydrostatische Anlagen, wie sie in Landmaschinen und Traktoren zu finden sind, können folgende vereinfachende Annahmen getroffen werden:

- Die Hydraulikflüssigkeit sei inkompressibel, daher ist die Dichte $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{konstant}$.
- Der Höhenunterschied zwischen den Bezugspunkten 1 und 2 sei vernachlässigbar klein, daher wird $z_1 = z_2 = 0$.
- Es sollen gleiche Strömungsquerschnitte vorliegen, so daß $A_1 = A_2 = A$ und damit $v_1 = v_2 = v$ wird.

Damit vereinfacht sich die für hydrostatische Anlagen zutreffende Energiegleichung und man erhält:

$$W' = A v (p_2 - p_1) + A v \rho (u_2 - u_1). \quad (2)$$

In Anlehnung an Grundgesetze der Thermodynamik läßt sich Gl. (2) so deuten, daß sich die in der Hydraulikanlage umgesetzte technische Arbeit als Summe der Verdrängerarbeit — erster Summand von Gl. (2) — und der inneren Energie — zweiter Summand von Gl. (2) — ergibt.

Der mathematische Ausdruck für die Verdrängerarbeit beschreibt die hydrostatische Energieübertragung in der Pumpe bzw. im Motor schlechthin. Bezüglich der Ermittlung der Wärmeentwicklung in der Hydraulikanlage ist die innere Energie von ausschlaggebender Bedeutung. Für den angenommenen Fall der inkompressiblen Flüssigkeit stellt sie die Energie bzw. Arbeit dar, die zur Erwärmung der Flüssigkeit und der sie umschließenden Körper von der Temperatur ϑ_1 auf die Temperatur ϑ_2 erforderlich ist. Es läßt sich damit schreiben:

$$u_2 - u_1 = c_{F1} (\vartheta_2 - \vartheta_1). \quad (3)$$

Der infolge der Erwärmung hervorgerufene Verlust ergibt sich somit zu

$$W_v = A v \rho c_{F1} (\vartheta_2 - \vartheta_1). \quad (4)$$

Diese Energie geht damit für die technische Nutzung verloren, ruft aber eine Temperatursteigerung hervor. Es ist also leicht erklärbar, daß zwischen der maximalen Betriebstemperatur einer Hydraulikanlage bzw. dem Temperaturanstieg und dem Verlustanteil und damit auch dem Wirkungsgrad direkte Bezüge bestehen müssen. Da die Verlustenergie vom Schädigungszustand hydrostatischer Baugruppen bestimmt wird, soll noch gezeigt werden, daß diese Aussage eine Ausgangsbasis für das Diagnostizieren des Schädigungszustands solcher Baugruppen bilden kann.

Die Verlustleistung einer Hydraulikanlage hat verschiedene Quellen. Dazu sind zu zählen:

- Mechanische Reibung und Flüssigkeitsreibung in den Anlagenteilen
- hydraulische Verluste infolge des durch verschiedene Widerstände fließenden Flüssigkeitsstroms; solche Widerstände werden durch Drosselstellen, Spalte, Steuerschlitze, Rohrkrümmer usw. gebildet; besonders bemerkenswert ist, daß die durch die funktionsbedingten Spalte in hydrostatischen Baugruppen hervorgerufenen Leckölströme eine wesentliche Ursache der Erwärmung der Anlage darstellen.

Unter Bezugnahme auf die beiden Verlustquellen ist begreiflich, daß sich der Gesamtwirkungsgrad einer Baugruppe aus einem mechanisch-hydraulischen Anteil η_{mech} und einem volumetrischen Anteil η_{vol} zusammensetzt. Somit ergibt sich:

$$\eta_{\text{Ges1}} = \eta_{\text{mech}} \eta_{\text{vol}}. \quad (5)$$

Für n Baugruppen in einer Hydraulikanlage erhält man deren Gesamtwirkungsgrad aus:

$$\eta_{\text{Ges}} = \eta_{\text{Ges1}} \eta_{\text{Ges2}} \dots \eta_{\text{Ges } n}. \quad (6)$$

Unter Verwendung des Gesamtwirkungsgrades kann die Verlustleistung einer Hydraulikanlage, die die Ursache für die Erwärmung ist, wie folgt bestimmt werden:

$$P_v = P_{\text{an}} (1 - \eta_{\text{Ges}}). \quad (7)$$

Die aus der Verlustleistung hervorgehende Wärme führt einerseits zur Erwärmung der Anlage, andererseits wird auch ein bestimmter Anteil an die Umgebung abgegeben. Zur Kennzeichnung des Wärme- bzw. Temperaturverhaltens einer Hydraulikanlage benutzt man die Wärmebilanz, die für den vorliegenden Fall wie folgt lautet:

$$W_v dt = \sum m_i c_i d\vartheta + \sum A_i k_i \vartheta dt. \quad (8)$$

Die Summenbildung ist notwendig, da i verschiedene Elemente unterschiedliche Wärmespeicherungs- und Wärmeabgabebedingungen schaffen.

Nach Lösung der Differentialgleichung (8) ergibt sich für den Verlauf der Übertemperatur $\Delta\vartheta$ die Beziehung:

$$\Delta\vartheta = \frac{W_v}{\sum A_i k_i} \left(1 - e^{-\frac{\sum A_i k_i}{m_i c_i} t} \right). \quad (9)$$

Die maximale erreichbare Betriebstemperatur ϑ_{max} ermittelt man dann zu:

$$\vartheta_{\text{max}} = \frac{W_v}{\sum A_i k_i} + \vartheta_0. \quad (10)$$

Sie soll dauernd 70°C , kurzzeitig 80°C nicht überschreiten. Der Temperaturverlauf während des Erwärmungsvorgangs läßt sich entsprechend Gl. (9) grafisch darstellen (Bild 2).

Soll der Temperaturverlauf nach dem Stillsetzen der Hydraulikanlage bestimmt werden, ist in Gl. (8) $W_v = 0$ zu setzen. Man erhält dann für den Abkühlungsvorgang von der Temperatur ϑ_A aus die Beziehung (Bild 2):

$$\vartheta = \vartheta_A e^{-\frac{\sum A_i k_i}{m_i c_i} t} \quad (11)$$

und kann nach Umstellung von Gl. (11) die Kühlzeit

$$t_K = \frac{\sum m_i c_i}{\sum A_i k_i} \ln \frac{\vartheta_A}{\vartheta} \quad (12)$$

errechnen.

Die vorstehenden Gleichungen können nur als Näherungslösung des Problems der Wärmeberechnung von Hydraulikanlagen angesehen werden. Sie sind aber gut geeignet zur Einschätzung des Wärmeverhaltens solcher Anlagen, insbesondere im Stadium der Projektierung und auch während des Betriebes.

Zum Betrieb von Hydraulikanlagen bei hohen und tiefen Temperaturen

Aus den angegebenen theoretischen Beziehungen lassen sich folgende für die Praxis wertvolle Erkenntnisse ableiten:

- Das Temperaturverhalten hydrostatischer Anlagen ist sehr wesentlich von Verlustleistung, Wärmespeicherungsvermögen der

Anlage und Wärmeübertragungsverhältnissen an die Umgebung abhängig.

- Setzt man konstante Verlustleistung in einer Anlage voraus, wird die maximale Betriebstemperatur allein vom Wärmeabgabevermögen an die Umgebung bestimmt.
- Das Vermögen der Anlage, Wärme zu speichern, bestimmt den Temperaturanstieg, nicht aber die maximal erreichbare Betriebstemperatur.
- Die Endtemperatur des Erwärmungs- bzw. Abkühlungsvorgangs wird theoretisch nach unendlich langer Betriebszeit erreicht. Tatsächlich nähern sich beide Werte schon innerhalb endlicher Zeitspannen den Grenzwerten.

Zur Vermeidung zu hoher Betriebstemperaturen können folgende Hinweise gegeben werden:

- Eine sehr starke Wärmeentwicklung wird dann hervorgerufen, wenn die Schädigung von Hydraulikbaugruppen sehr weit fortgeschritten ist. Im Sinne des Vermeidens von Übertemperaturen ist es erforderlich, den Schädigungszustand der Hydraulikbaugruppe im Rahmen von Maßnahmen der technischen Diagnostik zu ermitteln und zu stark geschädigte Baugruppen rechtzeitig auszuwechseln.
- Zur Erhöhung des Effekts der Wärmeübertragung an die Umgebung ist es notwendig, die Baugruppenoberflächen — besonders die des Ölbehälters — frei von Öl und Schmutz zu halten und die Möglichkeit der Luftzirkulation um die Hydraulikbaugruppen zu erhalten bzw. diese nicht zu behindern.
- Durch große Ölmengen in der Anlage kann der Erwärmungsvorgang verlangsamt werden, weshalb stets eine ausreichende Ölfüllung des Behälters anzustreben ist.
- Hohe Strömungswiderstände, die eine Ölstromdrosselung bedingen und z. B. durch enge Rohrquerschnitte, verschmutzte ÖlfILTER, nicht vollständig geöffnete Ventile usw. hervorgerufen werden, sind zu vermeiden.

Das Betreiben von Hydraulikanlagen bei höheren als den zugelassenen Temperaturen hat nachteilige Folgen, die sich vornehmlich in folgenden Erscheinungen äußern:

- Nachlassen der Schmierwirkung des Hydrauliköls und dadurch bedingter höherer Verschleiß der Bauelemente, Möglichkeit des Fressens von Gleitpaarungen
- Zunahme der inneren und äußeren Leckverluste und Verringerung des Wirkungsgrades
- sehr rasche Alterung des Hydrauliköls, verbunden mit der Verschlechterung der Ölqualität (ab 70°C verdoppelt sich die Alterungsgeschwindigkeit bei Temperaturerhöhung um jeweils 10°C)
- verstärktes Altern der Dichtungswerkstoffe (Verhärten), das zu Undichtigkeiten führen kann.

Probleme bereitet das Betreiben von Hydraulikanlagen nicht nur bei sehr hohen Temperaturen [1]. Auch der Einsatz dieser Anlagen bei sehr tiefen Temperaturen verdient besondere Beachtung. Infolge der zwischen der Temperatur und der Viskosität von Hydraulikölen von Natur aus bestehenden Zusammenhänge zeigen die Hydraulikflüssigkeiten mit abnehmender Temperatur eine rasche Zunahme der Viskosität. Noch bevor der Stockpunkt der Flüssigkeit erreicht ist, rufen Paraffinausscheidungen bei paraffinbasierten Ölen sowohl eine Öltrübung als auch eine so starke Verringerung

der Fließfähigkeit hervor, daß z. B. Ansaug-schwierigkeiten bei Pumpen auftreten können. Aus Sicherheitsgründen ist daher darauf zu achten, daß der Stockpunkt des Hydrauliköls noch mindestens 10°C bis 15°C unter der zu erwartenden tiefsten Umgebungstemperatur liegt. Dadurch kann ein frühzeitiges Auskristallisieren von Paraffin, z. B. in kalten Filtern, das zum Verstopfen derselben führt, vermieden werden.

Das Betreiben von Hydraulikanlagen bei Temperaturen nahe dem Stockpunkt führt zu folgenden Erscheinungen:

- Verschlechterung der Ansaugbedingungen für die Pumpe
- Reduzierung bzw. Ausfall der Schmierung
- Gefahr des Auftretens von Kavitation auf der Saugseite von Pumpen, als deren Folge sich ein Werkstoffabtrag an den Bauelementen und starke Geräusche einstellen
- Verschlechterung des Wirkungsgrades.

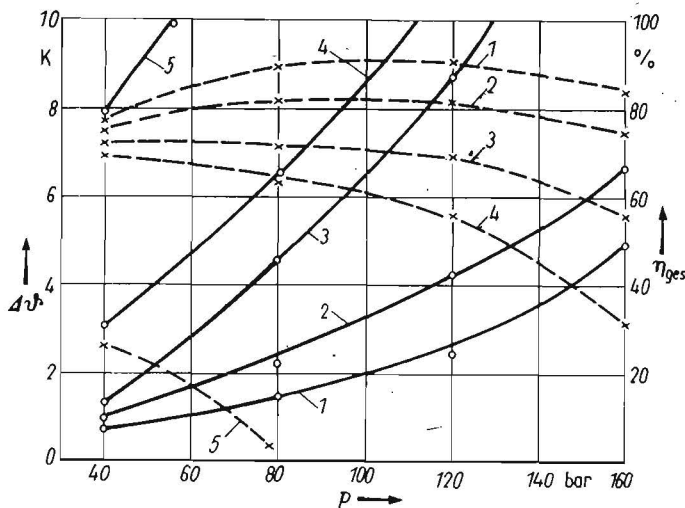
Um Schädigungen an den Hydraulikbaugruppen vermeiden zu können, sollte deshalb im Falle des Auftretens sehr tiefer Temperaturen vor dem Inbetriebsetzen einer Maschine oder einer Anlage der Hydraulikpumpenantrieb abgeschaltet werden und die Abwärme anderer Energiequellen, z. B. die des Dieselmotors, zur Erwärmung der Hydraulikanlage ausgenutzt werden. Da nach dem Inbetriebsetzen der Hydraulikanlage infolge der Energiewandlungsvorgänge immer Wärme entwickelt wird, ist bei sehr niedrigen Umgebungstemperaturen im allgemeinen nur der Startphase Beachtung zu schenken.

Wärmeentwicklung und Diagnosemöglichkeit

Durch Untersuchungen zum thermodynamischen Verhalten von Hydraulikanlagen hat Witt [2] nachgewiesen, daß zwischen der während des Betriebs entwickelten Wärmemenge und dem Wirkungsgrad von Hydraulikpumpen und -motoren ein eindeutiger quantitativer Zusammenhang besteht. Da andererseits der Wirkungsgrad vom Verschleißzustand der betrachteten Baugruppe [3, 4] abhängt, läßt sich zeigen, daß der Verschleiß in den Baugruppen die freigesetzte Wärmemenge bestimmt. Ein Maß dafür ist die Temperatur-differenz zwischen dem Zu- und Ablauf des Öls bei Pumpen und Motoren. Diese ist so groß, daß sie mit normalen Temperaturmeßgeräten bestimmt werden kann.

Es besteht somit die Möglichkeit, aus der Temperaturdifferenzmessung auf den Schädigungszustand hydrostatischer Baugruppen zu schließen. Diese Erkenntnis kann daher als Grundlage zur Entwicklung geeigneter Diagnoseverfahren und -geräte zur demontage-losen Überprüfung des Schädigungszustands von Hydraulikbaugruppen gewertet werden [5]. Allgemeingültige Erkenntnisse und Aussagen in bezug auf die Wirkungsgradermittlung durch Temperaturdifferenzmessungen wurden mehrfach dargelegt [6, 7, 8]. Ergebnisse von Temperaturdifferenzmessungen an konkreten Hydraulikbaugruppen aus der Produktion der

Bild 3. Verhalten der Temperatur-differenz $\Delta\vartheta$ und des Gesamt-wirkungs-grades η_{ges} bei unterschiedlich verschlissenen Zahnrad-pumpen (nach [9])



Zahnradpumpe A 16, TGL 10859

Kurven	Radialspaltweite mm	Grundkreisverschleiß mm
1	0,068 ... 0,074	0,004
2	0,063 ... 0,083	0,057
3	0,089 ... 0,090	0,045
4	0,077 ... 0,093	0,125
5	0,075 ... 0,132	0,125

— Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$
 - - - Gesamtwirkungsgrad η_{ges}

DDR-Hydraulikindustrie findet man in [3, 4, 9]. Nach in [9] ausgewiesenen Untersuchungsergebnissen an einer Zahnradpumpe A 16, TGL 10859, wurde das Bild 3 entworfen. Die hier dargestellten Ergebnisse zeigen, daß die Temperaturdifferenzmessung praktisch nutzbare Ergebnisse bringt, wenngleich auch zur Gewinnung sicherer Aussagen noch eine große Zahl von experimentellen Untersuchungen notwendig sein wird. Es zeichnet sich jedoch ein für die Praxis gangbarer Weg zur Ermittlung des Schädigungszustands von Hydraulikpumpen und -motoren ab. Somit kann die ungewollte Wärmeentwicklung zu einer nutzbringenden Aussage herangezogen werden.

Zusammenfassung

Das Betreiben von Hydraulikanlagen bei sehr hohen und sehr tiefen Temperaturen kann schädigende Wirkungen zeigen. Es ist daher notwendig, das Temperaturverhalten solcher Anlagen zu ermitteln. Entsprechende Gleichungen für den Erwärmungs und Abkühlungsvorgang wurden auf der Grundlage der Energiegleichung und einer Wärmebilanz abgeleitet. Hinweise für das Betreiben von Hydraulikanlagen ergänzen die theoretischen Darlegungen. Es wird gezeigt, daß durch Temperatur-differenzmessungen Schlüsse auf den vorhandenen Schädigungszustand gezogen werden können. Konkrete Zusammenhänge zwischen dem Verschleiß und der Temperaturdifferenz zwischen Ölaus- und -eintritt bei einer Zahnradpumpe werden dargestellt.

Literatur

- [1] Hlawitschka, E.: Hinweise zum Betrieb von Hydraulikanlagen in der Landtechnik, agrartechnik 24 (1974) H. 4, S. 193—195, H. 5, S. 254—256.
- [2] Witt, K.: Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik, Einführung und Übersicht. Ölhydraulik und Pneumatik 20 (1976) H. 6, S. 416—424.
- [3] Hlawitschka, E.: Methoden zur Ermittlung von Schädigungsgrenzen an Zahnradpumpen. Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Teilabschlußbericht 1975 (unveröffentlicht).
- [4] Wolff, G.: Theoretische experimentelle Bestimmung der Lässigkeitsverluste an Axialkolbenpumpen unter dem Aspekt der Ermittlung von Schädigungsgrenzen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Teilabschlußbericht 1977 (unveröffentlicht).
- [5] Troppens, D.: Diagnoseverfahren und -einrichtungen für hydraulische Baugruppen, agrartechnik 28 (1978) H. 12, S. 536—539.
- [6] Witt, K.: Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik; Berechnungsgrundlagen zur Auswertung von Temperatur- und Temperatur-Druckmessungen. Ölhydraulik und Pneumatik 21 (1977) H. 3, S. 161—169.
- [7] Fricke, H. J.: Ermittlung des Wirkungsgrades von hydrostatischen Maschinen durch Temperaturmessungen. Ölhydraulik und Pneumatik 20 (1976) H. 6, S. 424—426.
- [8] Höfflinger, W.: Meßkoffer-Prototyp für direkte thermodynamische Wirkungsgradmessungen an hydrostatischen Pumpen und Motoren. Ölhydraulik und Pneumatik 21 (1977) H. 3, S. 158—160.
- [9] Garske, W.: Diagnosekennlinien für Zahnradpumpen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Diplomarbeit 1977 (unveröffentlicht). A 2246