

Bild 5. Einfluß der Verfügbarkeit  $V$  und der Reaktionszeit  $T_R$  auf den Verfügbarkeitszuwachs und die anteilige Größe aus der Summe von Bereitschafts- und Reaktionszeit;  
 ————— Maschinenkette mit 4 + 1 Erntemaschinen, 14 Transporteinheiten und 2 Annahmestellen  
 - - - - - Maschinenkette mit 2 + 1 Erntemaschinen, 7 Transporteinheiten und 1 Annahmestelle

stützt wird das durch Aussagen, die aus Bild 5 abgeleitet werden können:

- Mit zunehmender Verfügbarkeit sinkt der prozeßwirksame Zuwachs an Verfügbarkeit  $\Delta V$ , die anteilige Bereitschafts- und Reaktionszeit an der Gesamtzeit  $T_G$  steigt.
- Je größer die Komplexgröße ist, um so ge-

ringer sind der erreichbare Verfügbarkeitszuwachs und der Einfluß der unproduktiven Zeitanteile  $T_B$  und  $T_R$ .

- Der maximale Verfügbarkeitszuwachs wird für die üblichen Komplexgrößen bei  $V \leq 0,8$  erreicht.
- Der Einfluß der Reaktionszeit wirkt auf die

zeitliche Ausnutzung negativ. Reaktionszeiten von  $T_R > 30$  min sind daher nicht anzustreben.

Es läßt sich daraus schlußfolgern, daß

- diese Einsatzform zur besseren Ausschöpfung potentieller Verfahrenskapazität geeignet ist
- die Einflußfaktoren Komplexgröße und Verfügbarkeit gegensätzlich wirken
- eine zweifelsfreie Entscheidung über Einsatzbereiche aus zeitlichen und kapazitiven Kennzahlen nicht ableitbar ist.

### 5. Zusammenfassung

Ziel des Artikels war die Analyse der Eigenschaften von Einsatzformen für landtechnische Arbeitsmittel in Maschinenketten der Pflanzenproduktion. Unter Einsatzformen sind Varianten der Gestaltung von Maschinenketten hinsichtlich ihrer Abstimmungsbedürftigkeit zu verstehen. Dabei wurde von den Verhältnissen des Auftretens von Wartezeiten in den Maschinengruppen ausgegangen, da diese Zeiten Ausdruck nicht realisierter vorhandener potentieller Kapazität sind. Der Einfluß der technologischen Verfügbarkeit der Erntemaschinen auf den Abbau dieser unproduktiven Zeitanteile konnte nachgewiesen und für die Quantifizierung der Kapazitätsbemessung genutzt werden. In Form eines Nomogramms wurde die Anwendungsmöglichkeit dieser ersten Einsatzform demonstriert.

Beim Einsatz von Arbeitsmitteln in Redundanz konnte ein gleicher positiver Effekt erreicht werden, jedoch wird er durch das Auftreten von Bereitschafts- und Reaktionszeit geschmälert.

Insgesamt konnte damit ein Weg für die rationellere Nutzung der Grundfonds gezeigt werden.

### Literatur

- [1] Ludley, H.: Analyse der Kapazitätsausnutzung der Maschinenkette für die Welkguternte. agrartechnik 29 (1979) H. 7, S. 310—313.
- [2] Mätzold, G.: Produktive Nutzung der Maschineneinsatzzeit in der Pflanzenproduktion — eine Aufgabe der Instandhaltung. agrartechnik 29 (1979) H. 12, S. 532—534. A 2918

## Erhöhung der Lebensdauer und Verringerung der Instandsetzungskosten von Zahnradpumpen in mobilen Landmaschinen

Dr. sc. techn. E. Hlawitschka, KDT/Dipl.-Ing. R. Wosniak

### Verwendete Formelzeichen

$n$	—	Stichprobenanzahl
$o$	—	Abweichung von der ideal symmetrischen Normalverteilung
$p_B$	MN/m <sup>2</sup>	Betriebsdruck
$s$	—	Standardabweichung
$\xi^2$	—	mittlere empirische Streuung
$l_{\text{versch}}$	mm	Summe der Verschleißtiefen
$T_A$	°C	Meßstellentemperatur im Axialspalt

$T_{DS}$	°C	Temperatur im Druckstutzen
$T_{SS}$	°C	Temperatur im Saugstutzen
$V_{L,sep}$	dm <sup>3</sup> /min	separierbarer Leckverluststrom
$\dot{V}_{L,sep}$	dm <sup>3</sup> /min	separierbarer Leckverluststrom ohne Schädigung der Pumpe
$\bar{y}; \bar{x}$	—	Koordinaten

Zahnradpumpen mit axialem Spielausgleich der Baugrößen A 10, A 16 und A 25 (TGL 10859)



werden derzeit in einer großen Anzahl von Hydraulikanlagen mobiler Landmaschinen eingesetzt (Tafel 1). Sie dienen dabei meistens als Druckstromerzeuger für die Lenk- und Arbeitshydraulik.

Die besondere Schadensgefährdung der Pumpen im landtechnischen Einsatz ergibt sich aus den extremen Umwelteinflüssen, wie Schmutz, Übertemperaturen und jahreszeitlich bedingte

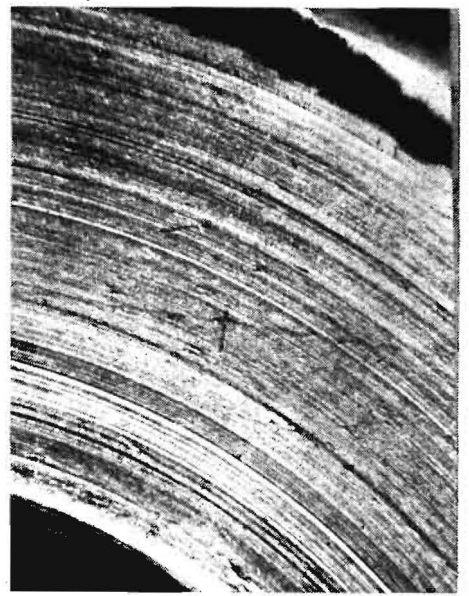
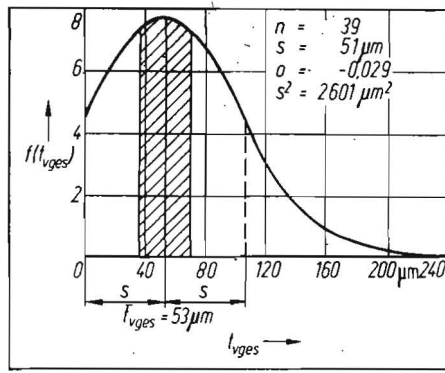
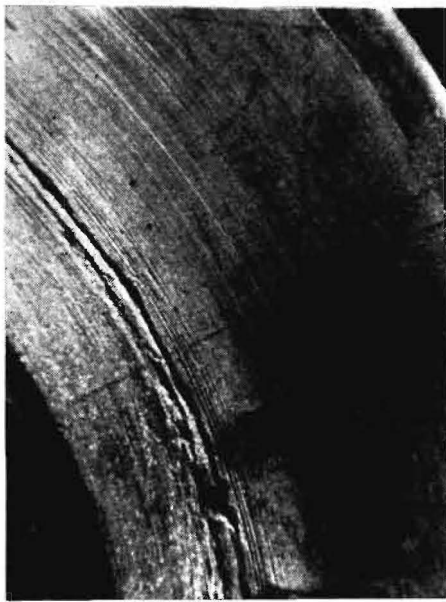


Bild 1. Verschleiß einer Lagerbuchsen Gleitfläche infolge von Schmutz- und Abriebteilchen  
 Bild 3. Dichtefunktion für Schmutz- und Abriebverschleiß an Lagerbuchsen Gleitflächen (Vertrauensbereich für 95 %ige Sicherheit schraffiert dargestellt)  
 Bild 4. Freßverschleiß an der Lagerbuchsen Gleitfläche durch zu hohe Lagertemperaturen im Axialspalt

Temperaturunterschiede zwischen Betriebsmedium und Pumpe [1, 2].

### 1. Möglichkeiten zur Erhöhung der Lebensdauer

#### 1.1. Schadensfälle durch verunreinigtes Hydrauliköl

Schäden infolge von Schmutz und Abriebteilchen im Hydrauliköl sind besonders an den Gleitpaarungen der Zahnradpumpe zu beobachten, an denen kein Austausch bzw. Abtransport der Partikel durch das Betriebsmedium erfolgen kann. Im Bild 1 ist die durch Schmutzeinwirkung geschädigte Gleitfläche einer Lagerbuchse dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die ausgeprägte Riefenbildung, die durch ein hartes Teilchen in der vergleichsweise weicheren Gleitfläche (Zinn-Bronze) hervorgerufen wurde. Diese typische Schadensform ist an nahezu allen zur zentralen Instandsetzung in einem landtechnischen Instandsetzungswerk (LIW) angelieferten Zahnradpumpen nachweisbar. Die Verschleißtiefe, die auch Rückschlüsse auf die Größe der Schmutzpartikel zuläßt, schwankt zwischen 0,01 und 0,08 mm. Wichtig für die Beurteilung der durch Schmutz verursachten Schäden ist das Verhalten des effektiven Förderstroms der Pumpe. Im Bild 2 ist die Abhängigkeit des Leckverluststroms von der Verschleißtiefe  $t_{vges}$  aufgetragen, die die Summe der Ver-

schleißtiefen beider Gleitpartner am Axialspalt (Lagerbuchsen- und Ritzelwellengleitfläche) dargestellt. Die Höhe des inneren Leckverluststroms ist demnach in dritter Potenz von der Verschleißtiefe abhängig. Deutlich erkennbar ist auch die starke Temperaturabhängigkeit des schädigungsbedingten Leckverluststroms, die besonders bei extremen Öltemperaturen in Erscheinung tritt. Dabei sind Öltemperaturen von 80°C und mehr im Kampagneinsatz der Landmaschinen durchaus keine Seltenheit, wie Messungen von Puttscher [3] ergaben. Unter Berücksichtigung der für bestimmte

Arbeitsgänge an mobilen Landmaschinen notwendigen Hubzeiten von Arbeitszylindern sowie der maschinenspezifischen Werte für die Antriebsdrehzahl der Zahnradpumpe und des Einstellbereichs der Überdruckventile lassen sich die zulässigen Verschleißtiefen und damit die Aussonderungsgrenzen der Gleitpaarungen Ritzelwelle-Lagerbuchse bestimmen [1].

Tafel 2 enthält die gerade noch zulässigen Werte für die Verschleißtiefen  $t_{vges}$  entsprechend der jeweiligen Pumpenbaugröße. Vergleicht man z.B. die Werte  $t_{vges}$  für Baugröße A 16 (im E 280, E 301, E 512) aus Tafel 2 mit der aus einer Schadensanalyse statistisch ermittelten Dichtefunktion von  $t_{vges}$  einer Stichprobe von 39 zur Instandsetzung angelieferten Zahnradpumpen (Bild 3) wird deutlich, daß sich der größte Anteil der geschädigten Pumpen in einer Verschleißphase befindet, deren zugehöriger Schädigungsgrad (Verschleißtiefe  $t_{vges}$ ) in der Nähe der Aussonderungsgrenze liegt.

Pumpen mit einer Verschleißtiefe innerhalb der Aussonderungsgrenze wurden entweder als Folge anderer Schäden oder aber zu früh ausgesondert.

Für die durch Schmutz oder Abrieb verursachten Schäden lassen sich folgende Schlußfolgerungen hinsichtlich einer Lebensdauererhöhung ziehen:

— Die z. Z. verwendeten Ölfiler mit einer Maschenweite von 63  $\mu\text{m}$  reichen nicht aus,

Tafel 2. Aussonderungsgrenzen für Lagerbuchsen und Ritzelwellen von Zahnradpumpen  $t_{vges}$  Summe der Verschleißtiefen unterhalb des Fußkreisdurchmessers der axialspaltbildenden Gleitpartner einer Pumpe

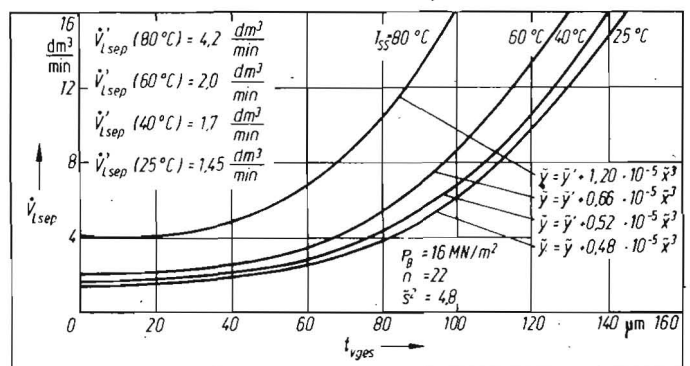
$T_{SS}$ °C	$t_{vges}$ für Baugröße				
	A 16 (E 280, E 301, E 512)	A 10 (E 290)	A 25 (E 516)	A 25 (E 290)	A 25 (E 516)
	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
25	96	56	78	60	55
60	94	55	70	50	48
80	70	40	57	45	40

Tafel 1. Eingesetzte Zahnradpumpen mit Spielausgleich der Typen A 10, A 16 und A 25 in der Landtechnik der DDR in den Jahren 1977 und 1978

Maschinentyp	Anzahl der Maschinen auf dem Territorium der DDR 1977	Anzahl der Maschinen auf dem Territorium der DDR 1978	Anzahl der Zahnradpumpen je Maschinentyp
ZT 300	30444	28314	1 x A 16 (oder Kombination) (1 x A 25 im ZT 303)
W 50	37452	39606	1 x A 16
E 512	12425	13192	1 x A 16 oder A 25
E 301	5028	12000	1 x A 16
E 280	5697		1 x A 16
E 516	—	nicht bekannt	1 x A 10/1 x A 25
E 290	—	nicht bekannt	1 x A 10/1 x A 25

Gesamtanzahl der eingesetzten Zahnradpumpen:  
 1977: 91046  
 1978: 93112

Bild 2. Abhängigkeit des Leckverluststroms von der Verschleißtiefe  $t_{vges}$  bei unterschiedlichen Saugtemperaturen  $T_{SS}$  des Öls



um die in mobilen Landmaschinen eingesetzten Zahnradpumpen ausreichend vor Verschleiß durch Schmutz- oder Abriepteilchen zu schützen.

- Da in absehbarer Zeit nicht mit dem Einsatz feinerer Filter gerechnet werden kann, sollten die vorgeschriebenen Ölwechselintervalle von den landtechnischen Nutzern streng eingehalten werden. Diese Maßnahme trägt entscheidend zur Reinhaltung des Öls bei, da beim Betrieb von Hydraulikanlagen ein hoher Verschmutzungsanteil durch mechanischen Abrieb an den Gleitflächen der einzelnen Aggregate entsteht und über die Ölbehälter wiederum in den Kreislauf gelangen kann.
- Neben der Einhaltung der Ölwechselintervalle ist die tägliche Kontrolle des Hydraulikkreislaufs auf äußere Leckverluste und Undichtheiten ein wesentlicher Beitrag zur Reinhaltung des Betriebsmediums. Im Rahmen dieser Kontrollmaßnahmen sollte besonders auf die Sauberkeit der Anschlußstellen und Kupplungen geachtet werden.
- Die in vielen Fällen zu früh vorgenommene Aussonderung noch funktionstüchtiger Zahnradpumpen ist eine Folge unzureichender Diagnoseverfahren in den Technikstützpunkten oder in den Kreisbetrieben für Landtechnik.

Es ist nicht immer die Folge von Schäden am Druckstromerzeuger, wenn eine Hydraulikanlage nicht mehr die technologisch notwendigen Betriebsparameter realisiert.

An der Sektion Landtechnik der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock wird z. Z. an der Vervollkommnung und statistischen Sicherung eines Diagnoseverfahrens gearbeitet, das die weitgehend demontagefreie Ermittlung von Betriebsparametern mit Hilfe des Temperaturdifferenzverfahrens und der Lecköldruckmessung gestattet.

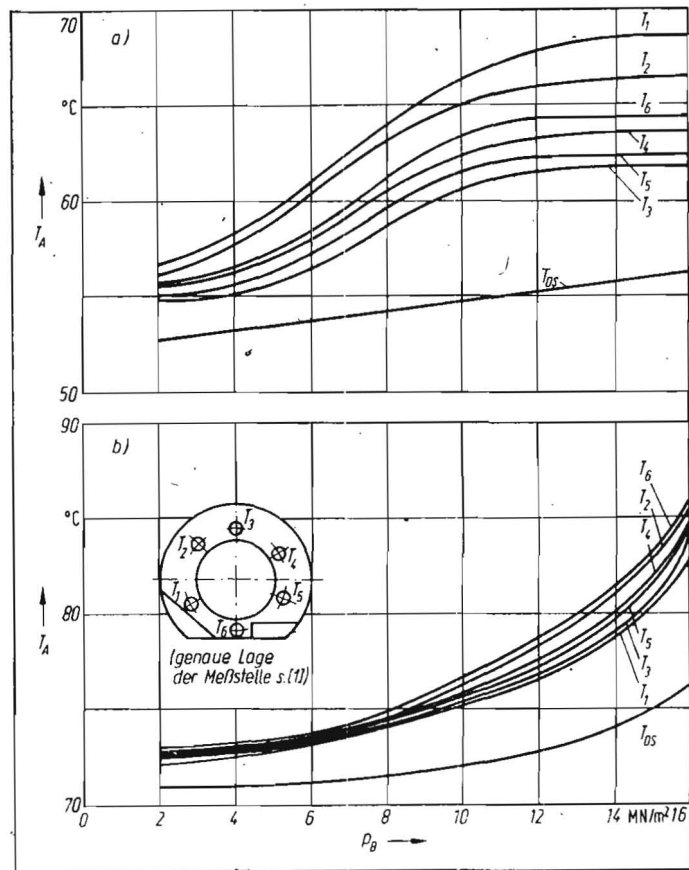
### 1.2. Schadensfälle durch zu hohe Öltemperaturen

Eine typische Schadensform an Zahnradpumpen mit axialem Spielausgleich ist im Bild 4 erkennbar. Über die gesamte Gleitfläche der Lagerbuchsen tritt Abtragsverschleiß bis zu einer Tiefe von 3 mm auf. Am Buchsenumfang entsteht ein scharfkantiger Grat. Die Gleitfläche zeigt deutliche Freßerscheinungen. Solche Schäden sind die Folge zu hoher Lagertemperaturen im Axialspalt. Die verminderte Ölviskosität reicht nicht mehr aus, einen tragenden Ölfilm zwischen den Gleitpartnern zu realisieren.

Die daraufhin einsetzenden Mischreibungsverhältnisse bei voller Wirksamkeit der Lagerlast führen zum Aufheizen der Gleitflächen. In extremen Fällen werden Buchse und Ritzwelle miteinander verschweißt. Es handelt sich bei dieser Schädigung nicht um einen Fehler in der Funktionsweise der Zahnradpumpe. Bei normalen Betriebsverhältnissen arbeiten die Gleitlager entsprechend den Anforderungen, zumal sich während des Einlaufvorgangs optimale Lagerverhältnisse durch den Einlaufverschleiß selbständig einstellen.

Die überhöhten Lagertemperaturen in den Gleitpaarungen werden durch zu hohe Saugöltemperaturen verursacht, die wiederum die Folge eines zu geringen Füllungsstandes im Ölbehälter, hoher Außentemperaturen während des Sommerbetriebs oder stark verschmutzter Hydraulikaggregate mit verringertem Wärmeabgabevermögen sind. Die Eigen-

Bild 5  
Temperaturverlauf im Axialspalt in Abhängigkeit vom Betriebsdruck;  
a)  $T_{SS} = 50^\circ\text{C}$   
b)  $T_{SS} = 70^\circ\text{C}$



erwärmung des Betriebsmediums durch die Gesamtheit aller Gleitstellen führt dann zu Öltemperaturen von  $70^\circ\text{C}$ , zumal mit sinkender Viskosität eine progressive Zunahme der Gleitlagertemperaturen und der damit verbundenen Schadensgefährdung auftritt. Puttscher [3] hat bei Messungen im Kampagnebetrieb Öltemperaturen von über  $90^\circ\text{C}$  registriert.

Im Bild 5 ist das unterschiedliche Verhalten der mittleren Axialspalttemperatur bei Saugöltemperaturen von  $50^\circ\text{C}$  und  $70^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit vom Betriebsdruck dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die progressive Temperaturzunahme bei der höheren Saugöltemperatur, während bei  $50^\circ\text{C}$  der Kühlmitteldurchsatz des Lagers ausreicht, ein Temperaturgleichgewicht aufrecht zu erhalten. Die mit der progressiven Temperaturzunahme bei hohen Drücken verbundene Zunahme des Mischreibungsanteils führt zu starker lokaler Erwärmung und damit zu einem progressiven Verschleiß, der die o. g. Freßerscheinungen und Verschweißungen hervorrufen kann.

Für den landtechnischen Nutzer ergeben sich folgende Schlußfolgerungen:

- Der Füllungsstand des Ölbehälters sollte periodisch überprüft werden. Dies gilt besonders nach Havarien und Teilinstandsetzungen. Während des Kampagneinsatzes muß eine tägliche Kontrolle erfolgen.
- An den Druckbegrenzungsventilen dürfen keine Veränderungen der Einstellwerte vorgenommen werden. Erhöhter Druck in den Aggregaten fördert in jedem Fall den Verschleißprozeß.
- Das Sauberhalten des Ölbehälters und der gesamten Anlage ist eine wesentliche Voraussetzung für die Verhinderung eines Wärmestaus und der damit verbundenen Überhitzung.

### 2. Wege zur Senkung der Instandsetzungskosten

Die als Folge der gezeigten Schadensfälle notwendig werdenden Instandsetzungsmaßnahmen erfolgen derzeit zentral in einem LIW. Eine statistische Untersuchung an einer Stichprobe von 39 zur Instandsetzung angelieferten Zahnradpumpen [1] ergab, daß 30% nach gründlicher Säuberung und Dichtungswechsel für den Einsatz in mobilen Landmaschinen wieder verwendbar waren und bei etwa 85% die Lagerbuchsen durch Abschleifen der Gleitflächen aufgearbeitet werden können. Da z. Z. im Instandsetzungsprozeß sämtliche Bauteile der Pumpen bis auf Deckel und Anschlußplatten verschrottet werden, bleiben die Reserven hinsichtlich Wiederverwendung bzw. Aufarbeitung ungenutzt. Die im Rahmen einer Richtlinie [4] erarbeiteten Vorschläge zur Instandsetzungstechnologie sehen die Bereitstellung eines Austauschstocks wertgeminderter Pumpen für den Landmaschinensektor vor. Ohne Einsatz von Neuteilen können auf diese Weise etwa 30% der zur Instandsetzung angelieferten Pumpen der Volkswirtschaft wieder zugeführt werden. Die Mindestförderströme dieser Pumpen dürfen bis zu 60% des Nennförderstroms betragen, um z. B. einen Einsatz in den Landmaschinen E 280, E 301 und E 512 zu rechtfertigen [1].

Bei Einführung einer Instandsetzungsvariante mit Aufarbeitung der Lagerbuchsen Gleitflächen würde die Einsparung hochwertiger Lagerbronze im LIW jährlich über 10 000 kg betragen. Entsprechende Hinweise zur Technologie sind ebenfalls Bestandteil der Richtlinie [4].

Neben den im LIW durchführbaren Maßnahmen zur Kostensenkung besteht vor allem bei den landtechnischen Nutzern, die einen hohen Prozentsatz der Zahnradpumpen mit Spielausgleich einsetzen, die Möglichkeit und Not-

wendigkeit, Frühaussonderungen noch funktionstüchtiger Zahnradpumpen zu verhindern. Wesentliche Voraussetzung dafür ist der Einsatz der technischen Diagnostik zur Fehlersuche in Hydraulikkreisläufen. Die Sektion Landtechnik wird im Rahmen der Betreuung von Diagnosestationen einen Schwerpunkt auf die Entwicklung und den Einsatz derartiger Diagnosetechnik legen. Dazu ist die Mitarbeit der Technikstützpunkte und der Kreisbetriebe für Landtechnik notwendig.

### 3. Zusammenfassung

Auf der Basis statistisch gesicherter Schadensanalytischer Untersuchungen sind Schadensursachen und Wirkmechanismen von Schädigungen an Zahnradpumpen ermittelbar.

Aus der Kenntnis dieser Zusammenhänge ergeben sich Schlußfolgerungen für Maßnahmen zur Erhöhung der Lebensdauer beim Hersteller und beim Nutzer der Pumpen. Eine weitere Möglichkeit zur Kostensenkung besteht in einer modifizierten Instandhaltungstechnologie, die die Wiederverwendbarkeit und Aufarbeitungsfähigkeit von Pumpenbauteilen berücksichtigt. Darüber hinaus kann mit Hilfe der technischen Diagnostik eine Frühaussonderung noch funktionstüchtiger Pumpen beim landtechnischen Nutzer verhindert werden.

### Literatur

[1] Wosniak, R.: Experimentelle und theoretische Leckverlustanalyse in Zahnradpumpen und Be-

stimmung von Aussonderungsgrenzen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Dissertation 1980.

- [2] Hlawitschka, E.; Wosniak, R.: Schadensfälle an vollhydraulischen Lenksystemen. *agrartechnik* 27 (1977) H. 9, S. 402—404.
- [3] Puttscher, R.: Erprobung von ZPS A 16, A 25 und A 40 mit landtechnisch instand gesetzten Gehäusen. VEB Rationalisierung LTI Neuenhagen, Betriebsteil Charlottenthal, 1978.
- [4] Wosniak, R.: Richtlinie zur Instandsetzung von Zahnradpumpen mit axialem Spielausgleich. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, 1980. A 2912

## Fertigungsprozeßgestaltung im Maschinen- und Gerätebau

Von Prof. Dr.-Ing.  
Franz Schiffer und  
Prof. Dr.-Ing.  
Karl-Heinz Tempelhof  
Etwa 340 Seiten, 190 Bilder,  
74 Tafeln, Kunstleder,  
etwa 24,- M,  
Ausland etwa 32,- M.  
Bestell-Nr. 552 807 9

Eine systematische und geschlossene Darstellung der Theorien, Gesetzmäßigkeiten, Regeln und Modelle zur Gestaltung von Fertigungsprozessen der Teilefertigung und Montage in der metallverarbeitenden Industrie.

Lehrbuch für alle Hoch- und Fachschulen, an denen in technologischen Fachrichtungen des Maschinen- und Gerätebaus sowie der Elektrotechnik/Elektronik ausgebildet wird. Darüber hinaus Fachbuch und Nachschlagewerk für alle in der metallverarbeitenden Industrie tätigen Technologen sowie Grundlage für die notwendige Weiterbildung dieser Kader.

Erscheint in diesen Tagen. Auslieferung durch den Buchhandel.



**VEB VERLAG TECHNIK BERLIN**