

- Festlegung einer praktikablen Möglichkeit der Geberankopplung
- gerätetechnische Weiterentwicklung in Richtung eines universell einsetzbaren kompatiblen Diagnosesystems.

Für die Lösung aller Teilprobleme wurde ein langfristiges Überführungsprogramm [8] erarbeitet, wobei eine Kooperation mit Partnern angestrebt wird, um eine möglichst schnelle und breite Anwendung der vorhandenen wissenschaftlichen Ergebnisse zu gewährleisten.

Literatur

[1] Schiroslawski, W.; Troppens, D.; Maack, H.-H.:

- Instandhaltung nach Überprüfungen für landtechnische Arbeitsmittel. Vortrag anlässlich der IV. Rostocker Universitätstage, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, 1981.
- [2] Analysetechniken in der Maschinendiagnose. Brüel und Kjaer, Vortrag Nr. 260G, 1978.
- [3] Pavlov, B. V.: Akustische Diagnostik von Mechanismen (russ.). Moskva: Izd. Mašinostroenie 1971.
- [4] Welz, F. J.: Einige Ergebnisse schwingungsakustischer Diagnoseverfahren an Dieselmotoren in der SU. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Verkehrswesen Dresden 26 (1976) 5, S. 945-948.
- [5] Maack, H.-H.: Vibroakustische Diagnoseverfahren für das Kurbelgetriebe von Dieselmotoren. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion

- Landtechnik, Abschlussbericht 1981.
- [6] Biereichel, H.; Maack, H.-H.; Neumann, G.: Geräteentwicklung für vibroakustische Untersuchungen an mechanischen Systemen. Wissenschaftliche Zeitschrift der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Mathematisch-naturwissenschaftliche Reihe 33 (1984) 10.
- [7] Müller, J.: Ergebnisse schädigungsanalytischer Untersuchungen an getriebetechnischen Baugruppen. agrartechnik, Berlin 35 (1985) 1, S. 11-15.
- [8] Neumann, G.: Anwendungsrichtlinie zum Abschlussbericht Vibroakustik Kolben-Gleitbuchsen-Paarung. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Teilbericht 1983.

A 4305

Technologische Aspekte des Diagnosesystems DS 1000

Dozent Dr. sc. techn. W. Schiroslawski, KDT

1. Problematik

Die derzeitigen Diagnoseverfahren sind dadurch gekennzeichnet, daß die diagnostischen Informationen sowohl im stationären als auch im dynamischen Betriebszustand der technischen Arbeitsmittel gewonnen werden. Das hat zur Folge, daß einerseits die Meßbedingungen technologisch zweckmäßig definiert und andererseits die Diagnosearbeiten mit hoher technologischer Disziplin ausgeführt werden müssen. Außerdem sind in der Gestaltung der Diagnostiktechnologien die Einflüsse der einzeln oder komplex wirkenden Schädigungen auf das Verhalten der Diagnoseparameter und vor allem die Einflüsse durch das unterschiedliche Verhalten einzelner Baugruppen im stationären und dynamischen Betriebsregime zu berücksichtigen.

Der Autor stellt sich das Ziel, an einigen ausgewählten Beispielen die o. g. Situation darzustellen, die Auswirkungen bei Nichteinhalten der technologischen Vorschriften zu zeigen und Hinweise zur Verbesserung der Diagnostiktechnologie zu geben.

2. Überprüfung des Zustands der Pleuellager von Dieselmotoren

Die Ermittlung des Summenlagerspiels der Haupt- und Pleuellager eines Dieselmotors erfolgt mit dem Diagnoseparameter Motorölstrom. Nach Gläser/Gnlike [1] ergibt sich der Ölstrom durch ein dynamisch belastetes Radialgleitlager näherungsweise zu

$$\dot{V} = J_3(\epsilon) \frac{d^3 \psi^3 p}{8 \eta} + J_1(\epsilon) \frac{K d^3 \psi \omega}{8}; (1)$$

ψ relatives Lagerspiel
 p Öldruck
 η Viskosität
 d Durchmesser
 ϵ relative Exzentrizität
 J_3, J_1, K Koeffizienten,

wodurch das Diagnoseverfahren und die Diagnosebedingungen begründet sind. Neuere Untersuchungen von Brendel/Leistner [2] weisen auf einige prinzipielle Probleme hin, halten aber das Verfahren für geeignet. Dieses Verfahren setzt zunächst annähernd gleichen Verschleißzustand der

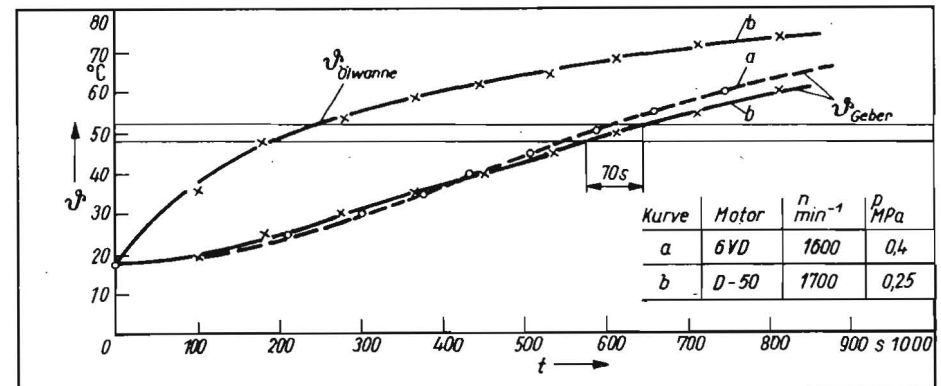
o. g. Lager voraus [3]. Des weiteren hängt die Genauigkeit dieses Verfahrens in großem Maß von den Meßbedingungen [s. Gl. (1)] und, wie Beier [4] durch experimentelle Arbeiten bestätigte, von den Öleigenschaften im weiteren Sinn ab. Entscheidend bestimmt wird die Genauigkeit der Diagnose vom strukturellen Aufbau des Ölkreislaufs selbst. In dieser Hinsicht weisen die in der Landtechnik vorhandenen Dieselmotoren bemerkenswerte Besonderheiten auf. In einem neuen Motor 4 VD 14,5/12-1 SRW werden zur Pleuellagerung rd. 54 % des Gesamtölstroms, der in den Ölhauptkanal mündet, verwendet [5]. Da dieser Anteil durch Pleuellager und Pleuel auf die Pleuellager fließt, wirkt er direkt auf die Genauigkeit des Verfahrens ein. Daher muß noch untersucht werden, wie sich der Pleuellageranteil beim Verschleiß der Haupt- und Pleuellager, des Pleuellagers sowie der Pleuel selbst verändert. Im Motor 8 VD 14,5/12,5-1 SVW sind außer Doppelspritzdüsen zur Pleuellagerung zwei Pleuel vorhanden, die ebenfalls anteilig aus dem Gesamtölstrom eines Pleuellagers gespeist werden.

Entsprechend Gl. (1) sind als Meßbedingungen für die Ölstrommessung die Temperatur, der Öldruck, die Motordrehzahl und die Ölviskosität konstant zu halten. Zur einfachen Gestaltung der Diagnostiktechnologie wäre es zweckmäßig, möglichst viele der ge-

nannten Diagnosebedingungen einheitlich für alle Motortypen zu gestalten. Diese Forderung ist, wie noch gezeigt wird, nicht vollständig zu erfüllen.

Im Bild 1 ist das Warmlaufverhalten der Motoren D-50 und 6 VD 14,5/12 SRW dargestellt. Die Bilder 2 und 3 verdeutlichen die Abhängigkeit des Motorölstroms von den Meßbedingungen am Beispiel eines D-50. Im Bild 2 ist ersichtlich, daß bei einer Temperaturabweichung von -10°C der Fehler des gemessenen Ölstroms $\Delta \dot{V}_2 = 0,5 \text{ dm}^3/\text{min}$ ($\approx 5,5\%$) beträgt. Dieser Fehler wird bei kleineren Temperaturen noch größer. Für den D-50 ist die Meßtemperatur von 60°C gut geeignet, da die Kurve in diesem Bereich sehr stark degressiv verläuft und damit die Abhängigkeit des Ölstroms vom Erwärmungszustand des Motors geringer wird. Obwohl dieser Sachverhalt mehr oder weniger aus dem Viskosität-Temperatur-Verhalten resultiert – am Motor 6 VD zeigt sich zwar eine analoge Tendenz (Bild 2), die Degression ist jedoch nicht so sehr ausgeprägt –, ist für das Bestimmen der zweckmäßigen Meßtemperatur die zur Verfügung stehende Meßzeit ausschlaggebender, wobei aus Gründen der Energieeinsparung eine möglichst geringe Warmlaufzeit anzustreben ist. Aus Bild 1 ist erkennbar, daß bei einer Temperaturgrenze von 4°C (entspricht einem Meßfehler von rd. 2%) beim Motor D-50 lediglich eine Meßzeit von 70 s zur Ver-

Bild 1. Erwärmungskurven der Motoren D-50 und 6 VD 14,5/12 SRW



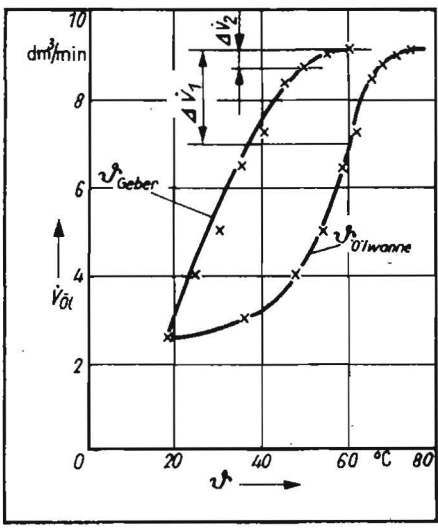


Bild 2. Motorölstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ in Abhängigkeit von der Öltemperatur θ ; Motor D-50
 $n = 1700 \text{ min}^{-1}$, $p = 0,25 \text{ MPa}$

fügung steht. Beim 6 VD müssten die Meßbedingungen entsprechend Bild 1 verändert werden, um auf ein etwa vergleichbares Warmlaufverhalten zu kommen. Bei einer Meßdrehzahl von 2100 min^{-1} verläuft die Erwärmungskurve wesentlich steiler, so daß die verfügbare Meßzeit noch geringer wird. Daraus resultiert, daß einerseits eine einheitliche Meßtemperatur nicht realisierbar ist (mehr als drei Stufen sind jedoch vermeidbar) und andererseits die Diagnostektechnologie dieser Situation angepaßt wird. Empfohlen wird folgende Veränderung:
 Nach dem Erreichen einer Öltemperatur von rd. 45°C während des Warmlaufs werden der Motor stillgesetzt und das HLW-Gerät abgeglichen. Danach wird der Motor auf die geforderte Meßdrehzahl gebracht, und 2°C vor dem Erreichen der Meßtemperatur wird mit der Messung begonnen, die in 60 s abzuschließen ist. Während der Messung müssen nur noch der Drosseldruck in den drei Stufen eingestellt und das HLW-Gerät abgelesen werden. Die temperaturbedingte Nullpunktabweichung ist unerheblich, könnte aber auch nachträglich berücksichtigt werden.
 Im Bild 1 ist ersichtlich, daß die Temperatur

in der Ölwanne wesentlich schneller steigt als in der Geberkombination, was durch die Wärmezufuhr an den Gleitbuchsen und im Kurbeltrieb sowie teilweise Kühlvorgänge während des Flusses bis zum Geber erklärt ist. Diese zweite Öltemperaturmeßstelle führt zu der Gefahr, daß irrtümlich zur Motorölstrommessung die Temperatur in der Ölwanne gemessen wird. Ein derartiger Irrtum führt nach Bild 2 zu einem Meßfehler von $\Delta V_1 = 2,2 \text{ dm}^3/\text{min}$ ($\approx 25\%$). In der Ausbildung des Diagnosepersonals sollte auf diesen Sachverhalt besonders hingewiesen werden. Andererseits wäre aus dieser Sicht für die Weiterentwicklung des Diagnosesystems DS 1000 zu fordern, daß die Meßstellenumschaltung für die HLW-Geber und die Kanalschaltung für die Temperaturen direkt gekoppelt werden.

Aus Bild 3 ist der Einfluß der Motordrehzahl und des Meßdrucks auf die Genauigkeit der Ölstrommessung erkennbar. Eine Druckabweichung von $0,02 \text{ MPa}$ ($0,2 \text{ at}$) führt zu einem Meßfehler von $\Delta V_3 = 0,9 \text{ dm}^3/\text{min}$ ($\approx 18\%$). Der Öldruck übt also – auch in Übereinstimmung mit Gl. (1) – einen erheblichen Einfluß auf das Meßergebnis aus und muß deshalb sehr sorgfältig eingehalten werden. Dazu ist neben der Sorgfalt bei der Messung erforderlich, daß das Manometer in einem noch zu bestimmenden Intervall mit einem Feinmeßmanometer kalibriert wird. Eine Abweichung der Meßdrehzahl von 100 min^{-1} führt zu einem Meßfehler von $\Delta V_4 = 0,3 \text{ dm}^3/\text{min}$ ($\approx 6\%$). Aus der quadratischen Summation der möglichen Fehler resultiert ein möglicher Gesamtfehler von 32 %, der das Meßergebnis völlig in Frage stellen würde. Durch sorgfältiges Einhalten der technologischen Vorschriften ist er jedoch vermeidbar.

Das mit kleiner Druckstufe ermittelte Summenlagerspiel kann von dem mit großer Druckstufe ermittelten Spiel erheblich abweichen. In diesem Fall ist nur das Spiel, das mit großer Druckstufe gemessen wurde, zu verwenden. Bei kleinen Druckstufen und großen Lagerspielen kann die Lagerfüllung verloren gehen [2].

3. Überprüfung des Zustands der Einspritzpumpe

3.1. Ermittlung der Fördermenge

Die Überprüfung der Einspritzpumpe erfolgt

mit dem Einspritzanlagenprüfgerät DS 203, der Zustand des Reglers wird aus der Leistungscharakteristik beurteilt. Da das Meßprinzip darin besteht, daß im Beschleunigungsregime ab der festprogrammierten Drehzahl n_1 (bzw. n_2) auf der Vollastregelkennlinie jeweils 5 Einspritzungen abgezählt werden (Bild 4), wirkt auf dieses Verfahren eine Vielzahl von Einflußfaktoren:

- Die Lage der Einspritzungen auf der Regelkennlinie (Bild 4) ist beschleunigungsabhängig und wird deshalb von allen auf die Motorbeschleunigung wirkenden Faktoren, z. B. Einspritzmenge, Ansaugunterdruck (Luftfilterreinheit), Einspritzwinkel, Motortemperatur, Dichtigkeit der Zylinder-Kolben-Gruppe, beeinflusst. Wegen der durch die Angleichung leicht abfallenden Regelkennlinie ist die gemessene Fördermenge von der Beschleunigung abhängig. Unter diesem Aspekt wäre ein Beschleunigungsstart nicht nur aus gleicher Drehzahl, sondern auch aus gleicher Phasenlage zu fordern.
- Die Messungen erfolgen innerhalb der Kraftstoffanlage. Das Meßergebnis wird durch den in der Kraftstoffanlage vorhandenen Niederdruck und durch eventuell vorhandene Undichtheiten, die zu Luft einschließen führen, beeinflusst. Der Niederdruck soll bei Einspritzpumpen der DEP-Reihe $0,08 \text{ MPa}$, in der Kraftstoffanlage des Traktors K-700 nicht weniger als $0,08 \text{ MPa}$ hinter dem Filter, beim MTS-80 und MTS-50 nicht weniger als $0,07 \text{ MPa}$ (nominell $0,12 \text{ MPa}$) betragen [6, 7]. Er wird vom Zustand der Überströmventile und von der Reinheit der Kraftstofffilter bestimmt. Ein Unterschreiten des Minimaldrucks von $0,04 \text{ MPa}$ führt zu einer Abweichung der Fördermenge von rd. $0,3 \text{ cm}^3/200 \text{ Hübe}$ [8].
- Bei schnellbeschleunigenden Dieselmotoren (z. B. D-50, D-240, 6 VD) liegt die 5. Einspritzung schon im Abregelbereich (Bild 4), weil die verfügbare Drehzahldifferenz von n_1 bis Regelbeginn n_{RB} ($\leq n_{ov}$) wegen der großen Beschleunigung sehr schnell mit wenigen Einspritzungen überwunden wird.
- Infolge der Beschleunigung kommt es zu einer Verschiebung des Regelbeginns zu geringeren Drehzahlen (Bild 5), so daß die 5. und auch die 4. Einspritzung im Abregelbereich liegen können.

Bild 3. Motorölstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ in Abhängigkeit von Drehzahl n und Öldruck p ;
 $\theta_{\text{Geber}} = 60^\circ\text{C}$

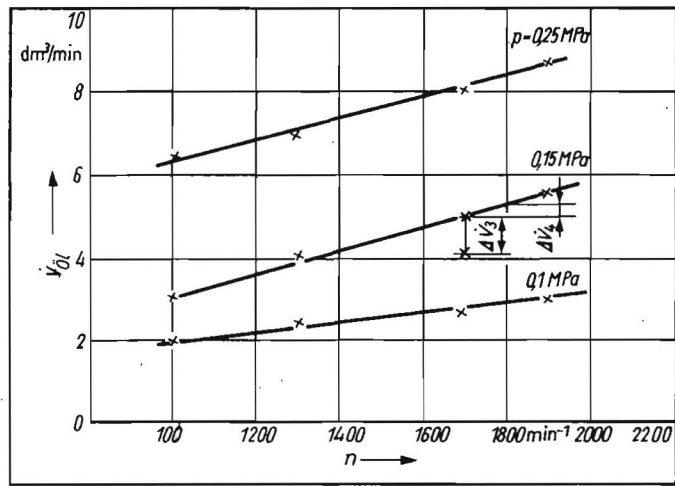
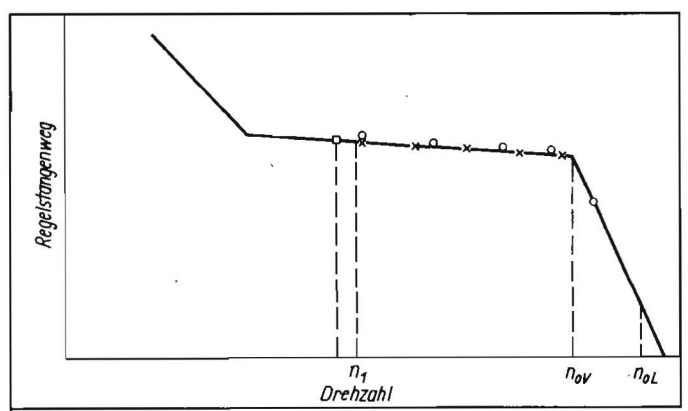


Bild 4. Lage der Einspritzungen während eines Beschleunigungsvorgangs (Schema);
 n_1 fest programmierte Drehzahl, n_{ov} obere Vollastdrehzahl, n_{ol} obere Leerlaufdrehzahl
 x geringe Beschleunigung, o hohe Beschleunigung



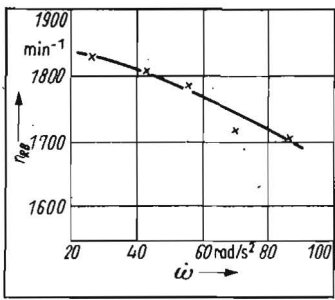


Bild 5. Verschiebung der Drehzahl bei Regelbeginn n_{RB} in Abhängigkeit von der Beschleunigung $\dot{\omega}$ beim Regler 464-22 (ZT 300)

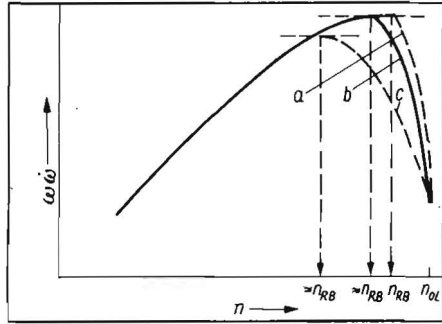


Bild 6. Verschiebung der Drehzahl bei Regelbeginn n_{RB} im dynamischen Betriebszustand infolge von Verschleiß und Beschleunigung (Schema); a Neuzustand, stationär, b Neuzustand, beschleunigt, c verschlissen

– Der Verschleiß von Einzelteilen im Regler führt ebenfalls zu Verschiebungen des Regelbeginns (Bild 6), was sich im dynamischen Regime noch verstärkt [9].

Die aufgeführten Gründe können wegen der Reglerfunktion sogar dazu führen, daß die vom DS 203 angezeigte Fördermenge ständig sinkt, obwohl man die Einspritzpumpe zu höherer Fördermenge stellt. Um die aufgeführten Fehlerquellen auszuschließen, werden neben bereits getroffenen Maßnahmen (Zylinderabschaltung beim D-50) folgende Ergänzungen empfohlen:

- Überprüfen des Drucks im Niederdrucksystem der Kraftstoffanlage (Filterzustand prüfen!)
- Überprüfen der tatsächlichen Lage des

Regelbeginns und Bestimmen der Anzahl der Einspritzungen im Vollastbereich.

Für die erste Maßnahme sollte das Diagnosesystem DS 1000 durch ein entsprechendes Manometer mit Adapter ergänzt werden. Die zweite Veränderung ist mit dem DS 1000 in folgender Weise realisierbar:

Erstens:

Die Leistungscharakteristik wird aufgezeichnet und die Drehzahl des tatsächlichen Regelbeginns aus der Aufzeichnung bestimmt. Von dieser Drehzahl sind rd. 50 min^{-1} bei Beschleunigungen $> 60 \text{ rad/s}^2$ zu subtrahieren (wegen der Zeitkonstante des Beschleunigungsmeßgeräts).

Zweitens:

Der Drehzahl-Zeit-Verlauf wird auf dem x-y-Schreiber bei geschlossenem DS 203 aufgezeichnet. Dazu wird

- das Meßkabel des Y-Eingangs (9)¹⁾ am Schreiber entfernt
- das Meßkabel des X-Eingangs (3) in den Y-Eingang (9) gebracht
- der Wahlschalter der Zeitbasis (18) auf die Stellung $0,2 \text{ s/cm}$ gestellt
- die Zeitbasis [unter (17)] eingeschaltet
- Papier in den Schreiber eingelegt und (16) auf „Pap“ gestellt
- der Motor angelassen und auf $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ gebracht
- die Zeitbasis mit (17) gestartet und Linie 1 (Bild 7) gezeichnet
- der Motor auf die Drehzahl des tatsächlich vorhandenen Regelbeginns gebracht und die Zeitbasis mit (17) erneut gestartet und Linie 2 (Bild 7) gezeichnet
- die Zeitbasis mit (17) erneut gestartet und der Motor aus einer Drehzahl von rd. 1000 min^{-1} durch schlagartiges Betätigen des Verstellhebels der Einspritzpumpe auf die obere Leerlaufdrehzahl beschleunigt (es ergibt sich der im Bild 7 dargestellte Drehzahl-Zeit-Verlauf 3).

Drittens:

Die Hochlaufzeit τ von 1400 min^{-1} bis zum Regelbeginn n_{RB} aus den Schnittpunkten der Linie 3 mit den Linien 1 bzw. 2 wird bestimmt. Die Anzahl der Einspritzungen k_{EP} innerhalb der Hochlaufzeit τ ergibt sich in guter Näherung zu

1) Die Ziffern beziehen sich auf Bild 12 in [10].

Bild 7. Drehzahl-Zeit-Verläufe während der Beschleunigung des Motors D-50; $\theta_{Geber} = 60^\circ \text{C}$

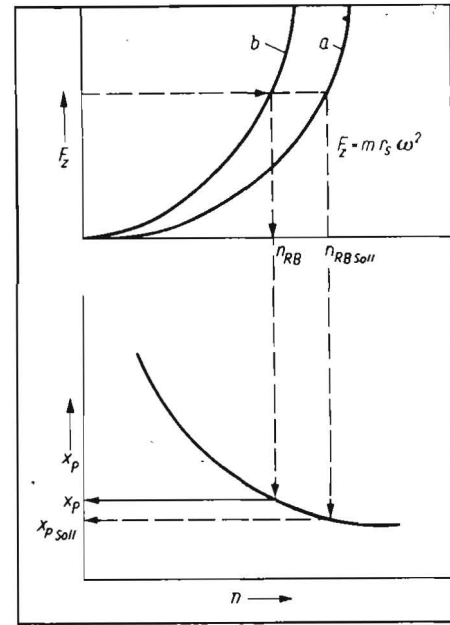
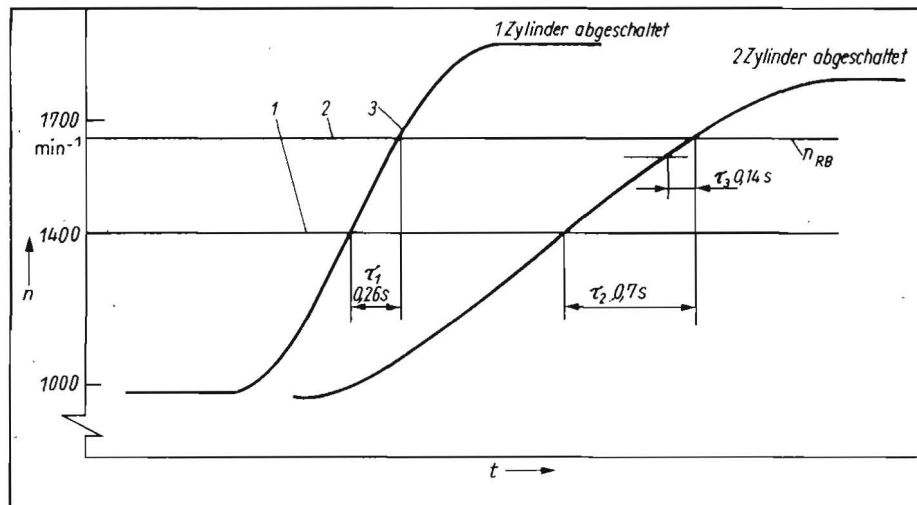


Bild 8. Verschiebung der Drehzahl des Regelbeginns n_{RB} und Vergrößerung des Proportionalitätsbereichs x_p im stationären Betriebszustand infolge des Verschleißes (Schema); a Neuzustand, b verschlissen
m Masse der Fliehkörper, r_s Schwerpunktradius, ω Winkelgeschwindigkeit

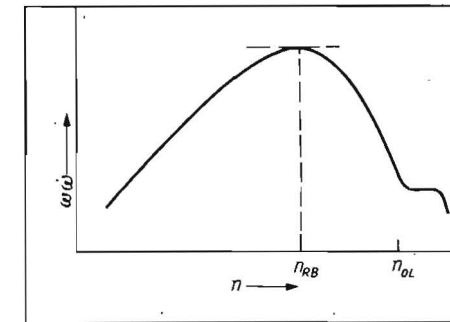


Bild 9. Typisches Fehlerbild bei extremem Reglerverschleiß (Schema)

$$k_{EP} = \frac{(1400 + n_{RB}) \tau}{240}; \quad (2)$$

n_{RB} in min^{-1}
 τ in s.

Beispiel:

Das Maximum der Leistungscharakteristik an einem Motor D-50 liege bei $n = 1700 \text{ min}^{-1}$ (1 Zylinder abgeschaltet), die Motorbeschleunigung mit 3 Zylindern ist größer als 60 rad/s^2 . Damit wird die Linie 2 bei $n_{RB} = 1650 \text{ min}^{-1}$ gezogen. Aus der Hochlaufkurve ergibt sich $\tau_1 = 0,26 \text{ s}$ und folglich $k_{EP} = 3,3$. Also liegen 2 Einspritzungen im Abregelbereich, was für das Meßverfahren nicht zulässig ist! Wird ein weiterer Zylinder abgeschaltet, wie in [10] gefordert, ergibt sich $k_{EP} = 8,9$ ($\tau_2 = 0,7 \text{ s}$), so daß alle 5 Einspritzungen im Vollastbereich liegen. Eine Messung in Schalterstellung n_2 führt auch bei 2 abgeschalteten Zylindern ($n_2 = 1600 \text{ min}^{-1}$, $\tau_3 = 0,14 \text{ s}$) dazu, daß rd. 3 Einspritzungen im Abregelbereich liegen. Die Messung ist nicht auswertbar! Dazu sei angemerkt, daß die Messung der Fördermenge am Motor D-50 auch bei Ab-

schaltung von 2 Zylindern fehlerhaft wird, wenn $n_{RB} \leq 1\,550 \text{ min}^{-1}$.

Die Hochlaufzeit τ wäre auch aus

$$\tau = \frac{\omega_{RB} - \omega_1}{\epsilon} \quad (3)$$

mit $\omega = \pi n/30$

zu bestimmen, wenn die Winkelbeschleunigung ϵ in rad/s^2 bei der mittleren Drehzahl im Hochlaufintervall gemessen wird. Wegen des systematischen Gerätefehlers des Beschleunigungsmeßgeräts im DS 1000 ist diese einfachere Variante nicht zu empfehlen.

3.2. Überprüfung von Verstell-drehzahlreglern

Die Ermittlung des Proportionalitätsbereichs ist, wie schon im Abschn. 3.1. angedeutet, aus folgenden Gründen fehlerbehaftet:

- Verschiebung des Regelbeginns infolge der Beschleunigung
 - Verschiebung des Regelbeginns infolge des Verschleißes (Bild 8)
 - Verschiebung der oberen Leerlaufdrehzahl infolge des Verschleißes (Bild 9)
- Der Summenverschleiß im Regler führt dazu, daß die Regelstange auch bei vollständig ausgerückten Fliehkörpern nicht mehr den Nullförderweg erreicht. Damit ergibt sich das im Bild 9 dargestellte typische Fehlerbild. Beim Verstell-drehzahlregler 464-22 beträgt dieser Grenzsummenverschleiß 1,4 mm.
- Zeitkonstante des Beschleunigungsmeßgeräts
 - Trägheit des x-y-Schreibers.

Zur Minderung der möglichen Fehler wird empfohlen:

- Bei Fehlern entsprechend Bild 9 ist eine Instandsetzung sofort einzuleiten (Gefahr des Durchgehens!)
- Aufzeichnung der Leistungscharakteristik grundsätzlich in kleinem Drehzahlmaßstab
- Grenzwerte des Proportionalitätsbereichs müssen künftig beschleunigt werden. Beim Regler 464-22 am Motor des ZT 300 liegt der Regelbeginn bei Nennbeschleunigung z. B. um rd. 150 min^{-1} niedriger als bei stationärem Betrieb (Bild 5). Die Aufzeichnung der Leistungscharakteristik weist dagegen nur eine Verschiebung des Regelbeginns um 90 min^{-1} aus, d. h., Regler die in der Leistungscharakteristik das Maximum bei $n = 1\,720 \text{ min}^{-1}$ haben, regeln im quasistationären Betrieb (auf einem Einspritzpumpenprüfstand) im Vergleich zum Prüfblatt noch korrekt ab. Die Erfahrungen zeigen aber, daß derartige Regler schon einen relativ hohen Verschleißzustand aufweisen.

4. Zusammenfassung

Zum Erreichen einer praktisch erforderlichen Diagnosegenauigkeit ist eine hohe technologische Disziplin bei der Anwendung des Diagnosesystems DS 1000 erforderlich. Schon relativ kleine Unkorrektheiten führen zu Fehlern, die das Diagnoseergebnis in Frage stellen. Vor allem bei Diagnoseverfahren im dynamischen Betriebsregime ist die Wirkung einer Reihe von Faktoren zu beachten. Zur Erhöhung der technologischen Si-

cherheit einiger Diagnoseverfahren wurden Empfehlungen gegeben und begründet.

Literatur

- [1] Gläser, H.; Gnike, W.: Gleitlager, Berechnung. VVB Wälzlager und Normteile, 1970.
- [2] Brendel, H.; Leistner, D.: Eignung des Öldurchsatzes als Parameter zur technischen Diagnose von Radialgleitlagern. Schmierungs-technik, Berlin 14 (1983) 11, S. 327-330.
- [3] Maack, H.-H.: Verfahren zur Überprüfung des Verschleißzustands der Kurbelwellenlagergruppe von Fahrzeugdieselmotoren. agrartechnik, Berlin 27 (1977) 5, S. 223-225.
- [4] Beier, G.: Hinweise zur Gewährleistung der Aussagesicherheit der Kurbelwellen-Lagerspiel-Diagnose mit dem Diagnosegerätesatz DS 1000. agrartechnik, Berlin 33 (1983) 9, S. 394-395.
- [5] Holthus, G.: Technisch-physikalische Begründung des Zeitverhaltens von Diagnose- und Strukturparameter beim Diagnoseverfahren Öldruck-Ölstrommessung. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Diplomarbeit 1984 (unveröffentlicht).
- [6] Technologija diagnostirovanija traktorov. Moskva: GOSNITI 1973.
- [7] Pasečnikov, N. S., u. a.: Traktor MTZ-50. Techničeskoe obsluživanje. Moskva: GOSNITI 1975.
- [8] Tessenow, W.: Untersuchungen im VEB LIW Güstrow (unveröffentlicht).
- [9] Litzel, R.: Diagnose schnellaufender aufgeladener Dieselmotoren mit Hilfe der Beschleunigungsmethode. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Forschungsabschlussbericht 1983 (unveröffentlicht).
- [10] Wosniak, R., u. a.: Verfahrensbezogene Diagnostiktechnologie für Traktoren. Markkleeberg: agrabuch 1982.

A 4306

Beeinflussbarkeit der Instandhaltungskosten für landtechnische Arbeitsmittel der Pflanzenproduktion

Prof. Dr. sc. techn. C. Eichler, KDT

Dozent Dr. sc. agr. Lisa Dittmann¹⁾/Dozent Dr. sc. agr. D. Jahnke¹⁾

1. Problemstellung

Die Instandhaltungskosten, der in Geld bewertete Verbrauch vergenständlichter und lebendiger Arbeit für die Gesamtheit aller Maßnahmen zum Erhalten und/oder Wiederherstellen der Arbeits- bzw. Funktionsfähigkeit technischer Arbeitsmittel, betragen mehr als 10 % der Selbstkosten der Bruttoproduktion in den LPG und VEG [1] oder 40 bis 60 % der technologischen Einzelkosten bei Traktoren. Sie erfordern trotz des Primats der für die landwirtschaftliche Produktion zu gewährleistenden hohen Verfügbarkeit landtechnischer Arbeitsmittel wachsende Aufmerksamkeit, um anteilig zum Verbessern des Verhältnisses von Aufwand zu Ergebnis beizutragen.

Im vorliegenden Beitrag werden Ergebnisse

von Untersuchungen [2 bis 8] zur Struktur der Instandhaltungskosten in den Jahren 1982/83 in LPG (P) und VEG (P) der Nordbezirke der DDR und zur Wirkung ausgewählter Einflußfaktoren auf die Höhe der realisierten Instandhaltungskosten wiedergegeben. Daraus werden Arbeitsrichtungen für das Beeinflussen der Instandhaltungskosten sowie zum Abschätzen der notwendigen Instandhaltungskosten abgeleitet.

2. Instandhaltungskosten und ihre Einflußfaktoren

Die Instandhaltungskosten werden durch verschiedenartige Faktoren beeinflusst (Bild 1). Diese Einflußfaktoren sind voneinander abhängig, und nur ein Teil ist quantifizierbar. Wegen der komplexen Wirkung der Einflußfaktoren können die Instandhaltungskosten für einen Betrieb, ein Produkt oder ein technisches Arbeitsmittel mit einer einfachen Kennzahl nicht hinreichend charakterisiert werden. Erforderlich ist die komplexe Betrachtung mehrerer spezieller Darstellungsformen der Instandhaltungskosten:

- spezifische fondsbezogene Instandhaltungskosten (Instandhaltungsquote) in $M/1\,000 \text{ M Grundfonds} \cdot a$
- spezifische flächenbezogene Instandhaltungskosten in $M/\text{ha LN} \cdot a$
- spezifische energiebezogene Instandhaltungskosten in $M/l \text{ DK}$
- spezifische produktbezogene Instandhaltungskosten in $M/\text{dt GE}$.

Ungeeignet ist die Angabe der Instandhaltungskosten je Maschine und Jahr, beispielsweise in Mark je Traktor eines bestimmten Typs und Jahr, oder in Mark je Betriebsstunde. Untersuchungen an Traktoren ZT 300/303 über 12 Einsatzjahre ergaben beispielsweise für die Streuung der Betriebsstunden je Traktor und Jahr einen Variationskoeffizienten $V = 0,10$ und für den Kraftstoffverbrauch je Traktor und Jahr ein $V = 0,17$. Deshalb ist die Angabe der Instandhaltungskosten in $M/l \text{ DK}$ realistischer als in M/Bh . Die richtige Zuordnung der auftretenden Kosten entsprechend dem Kontenrahmen für die sozialistische Landwirtschaft [9] ermöglicht den hinreichenden Nachweis der In-

¹⁾ Dr. Dittmann und Dr. Jahnke sind Dozenten an der Sektion Meliorationswesen und Pflanzenproduktion der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock