

# Einzelzylinderbeschleunigung als Diagnoseparameter für den Dieselmotor

Prof. Dr. sc. techn. W. Schiroslawski, Universität Rostock, Sektion Landtechnik

## Verwendete Formelzeichen

$\varphi$	Drehwinkel der Kurbelwelle
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit
$\varepsilon$	Beschleunigung
$A_k, B_k$	Fourierkoeffizienten
$n$	Anzahl der Harmonischen
$\delta$	Drehungsgleichförmigkeitsgrad
$\bar{\omega}$	mittlere Winkelgeschwindigkeit im Winkelfenster $\Delta\varphi$
ZS,	Anzahl der Zeitzählimpulse im Winkelfenster $\Delta\varphi$
TP	Fakt für die Zeitmessung
J	Trägheitsmoment (reduziert)
c	Federsteifigkeit

## 1. Problematik

Zur Diagnose von Verbrennungsmotoren hat sich das Beschleunigungsverfahren international durchgesetzt. Mit Hilfe von digitalen Meßverfahren sind durch Erfassung der Kurbelwellenbewegung folgende Kenngrößen von Interesse [1 bis 13]:

- Winkelbeschleunigung der Einzelzylinder bei stationärer Drehzahl zur Kennzeichnung der Laufruhe und des Einlaufzustands des Motors
- Winkelbeschleunigung der Einzelzylinder in der freien Beschleunigung zur Kennzeichnung des Anteils jedes Zylinders am effektiven Drehmoment bzw. an der effektiven Leistung
- Winkelverzögerung der Einzelzylinder beim Abtoun ohne Füllung zur Kennzeichnung des Anteils jedes Zylinders am mechanischen Verlustmoment
- indiziertes Drehmoment bzw. indizierte Leistung für jeden einzelnen Zylinder
- Kompressionsenddruck, ermittelt durch Auswertung der Drehungleichförmigkeit und Druckmessung an einem Zylinder.

Fortsetzung von Seite 417

gern. Das führt zu einer Verkleinerung des technisch-ökonomisch instand setzbaren Sortiments.

## 2.3.5. Ingenieurtechnische Vorbereitung der Instandhaltung

Auch instandhaltungstechnische Prozesse setzen wie alle anderen produktionstechnischen Prozesse eine hinreichende ingenieurtechnische Vorbereitung voraus. Die Instandhaltung landtechnischer Arbeitsmittel, die in prinzipiell gleicher Art an territorial verschiedenen Orten und zu verschiedenen Zeitpunkten auftritt, bietet die Möglichkeit der einmaligen ingenieurtechnischen Vorbereitung mit örtlicher und zeitlicher Anpassung. Das betrifft sowohl die Grundlagenforschung wie auch die ingenieurtechnische Entwicklung und Fertigung von Hard- und Software. Ingenieurbetriebe bei den Herstellern, bei den Verbänden der Servicebetriebe oder „freie Betriebe“ sollten diese Aufgaben kommerziell übernehmen.

A 5993

Verfahrenstechnische Lösungen zur Messung der Einzelzylinderbeschleunigung werden von vielen Autoren [1 bis 6, 11, 13] vorgelegt, ohne daß Klarheit darüber herrscht, welche Informationen dieser Diagnoseparameter überhaupt liefern kann. Im vorliegenden Beitrag werden Ergebnisse zum Informationsgehalt des Diagnoseparameters Einzelzylinderbeschleunigung vorgestellt.

## 2. Kurbelwellenbewegung im Dieselmotor

### 2.1. Allgemeines

Das dreheschwingungsfähige Triebwerkssystem eines Kolbenmotors besteht aus Kurbelwelle, Gegengewichten, Pleuelstange, Kolben, Schwungrad und einigen weiteren rotierenden Elementen und kann durch ein lineares Drehschwingungssystem dargestellt werden. Die sich mit dem Kurbelwinkel ändernden Gas- und Massekräfte führen zu erzwungenen Drehschwingungen und folglich zu einer ungleichförmigen Bewegung des Systems, die aus einem mit konstanter Geschwindigkeit verlaufenden Anteil und diesen sich überlagernden Drehschwingungen besteht. Dieser Sachverhalt wird durch den Drehungsgleichförmigkeitsgrad  $\delta$

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\bar{\omega}}$$

charakterisiert, der für Fahrzeugmotoren in

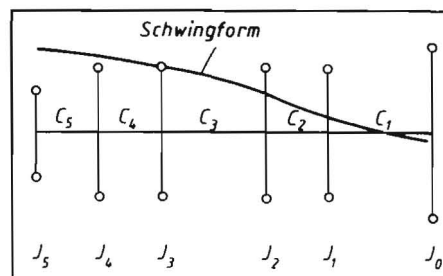
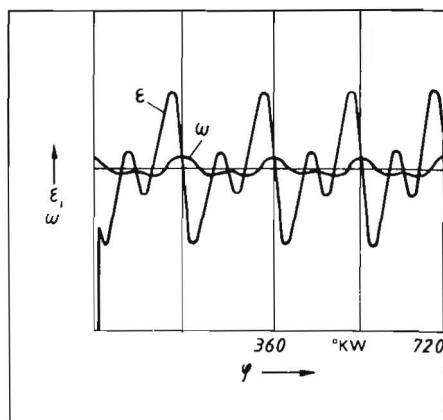


Bild 1. Ersatzsystem aller Triebwerksteile und Schwingform für den Motor 4 V D 14,5/12 SRW

Bild 2. Ergebnisse der harmonischen Synthese (Motor abgeglichen)



der Größenordnung von  $\delta = 0,003$  bis  $0,005$  angegeben wird [14, 15].

Für Diagnosezwecke wird von einem konstanten Massenkraftverlauf ausgegangen, um über die o. g. Diagnoseparameter Rückschlüsse auf die Gaskraft ziehen zu können. Der Massekraftverlauf wird durch die sich infolge Instandsetzung ändernde Kurbelwellen- und Kolbenmasse beeinflusst, so daß für Diagnosezwecke Kenntnis über die Reparaturstufe herrschen sollte. Quantitative Untersuchungen zum Einfluß der Masseveränderungen fehlen bisher. Der Gaskraftverlauf wird im wesentlichen durch folgende Parameter und Einflußfaktoren bestimmt:

- Einspritzmenge und Einspritzgleichheit
- Luftfüllung und Füllungsgleichheit
- Einspritzwinkel der einzelnen Zylinder (Voreinspritzwinkel und Förderersatzwinkel)
- Ventilsteuerzeiten
- Brennraumtemperatur
- Dichtigkeit der Verbrennungsräume.

Somit sind im Drehschwingungsverlauf wesentliche Informationen über interessierende Funktions- und Diagnoseparameter enthalten. Das diagnostische Ziel besteht darin, aus der Analyse des Drehschwingungsverlaufs auf die o. g. Parameter und Einflußfaktoren zu schließen.

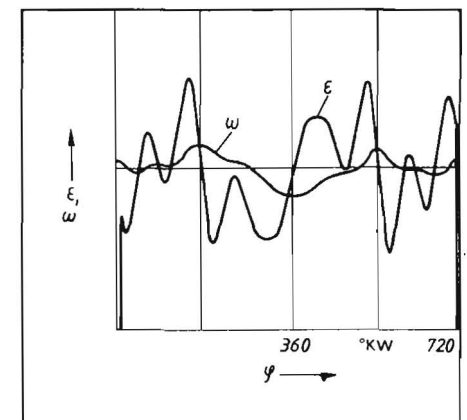
### 2.2. Ermittlung des Drehschwingungsverlaufs

Zur Ermittlung des Drehschwingungsverlaufs an einem Dieselmotor im instationären Betriebsregime wird erfolgreich das Programmsystem TUDMOT [16] eingesetzt. Mit dem Programm wird eine harmonische Analyse des Schwingungssystems (Bild 1) durchgeführt, wobei die Erregung über das Indikatordiagramm eingeht und Störungen in einzelnen Zylindern durch den Füllungsfort simuliert werden können.

Mit den Fourierkoeffizienten A und B der einzelnen harmonischen Ordnungen ergeben sich

- zeitlicher Drehwinkelverlauf für ein gewähltes Teilsystem (z. B. Schwungmasse als Ort der Sensoranbringung)

Bild 3. Ergebnisse der harmonischen Synthese (Simulation eines Zylinderausfalls)



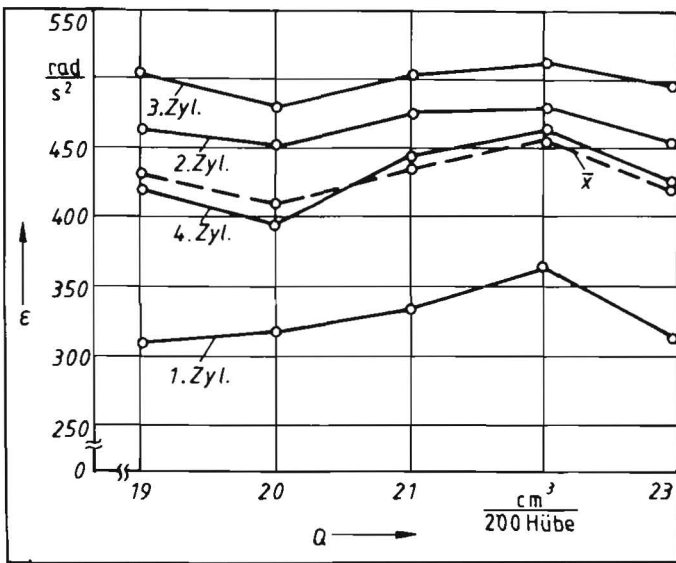


Bild 4. Einfluß der Einspritzmenge Q auf die Einzelzylinderbeschleunigung bei Variation der Fördermenge am ersten Zylinder

$$\varphi(t) = \omega t + \sum_{k=1}^n A_k \cos \frac{k\omega t}{2} + \sum_{k=1}^n B_k \sin \frac{k\omega t}{2} \quad (2)$$

– Winkelgeschwindigkeit

$$\omega(t) = \omega + \sum_{k=1}^n B_k \frac{k\omega}{2} \cos \frac{k\omega t}{2} - \sum_{k=1}^n A_k \frac{k\omega}{2} \sin \frac{k\omega t}{2} \quad (3)$$

– Beschleunigungsverlauf

$$\varepsilon(t) = - \sum_{k=1}^n B_k \left(\frac{k\omega}{2}\right)^2 \sin \frac{k\omega t}{2} - \sum_{k=1}^n A_k \left(\frac{k\omega}{2}\right)^2 \cos \frac{k\omega t}{2} \quad (4)$$

Für die Vollstimsimulation durch freie Beschleunigung ist bisher kein Modell bekannt. Aus diesem Grund werden die Ergebnisse des stationären Betriebsregimes so weit wie möglich auf den instationären Betrieb übertragen.

#### Untersuchungsergebnisse

Für den Motor 4 VD 14,5/12 SRW sind im Bild 2 der Winkelgeschwindigkeits- und der Beschleunigungsverlauf ohne Fehlablegleich

Bild 5. Einfluß des Öffnungsdrucks der Einspritzdüse auf die Einzelzylinderbeschleunigung bei Variation des Düsenabspritzdrucks am ersten Zylinder

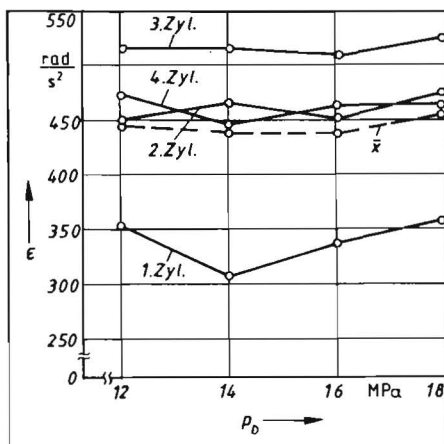
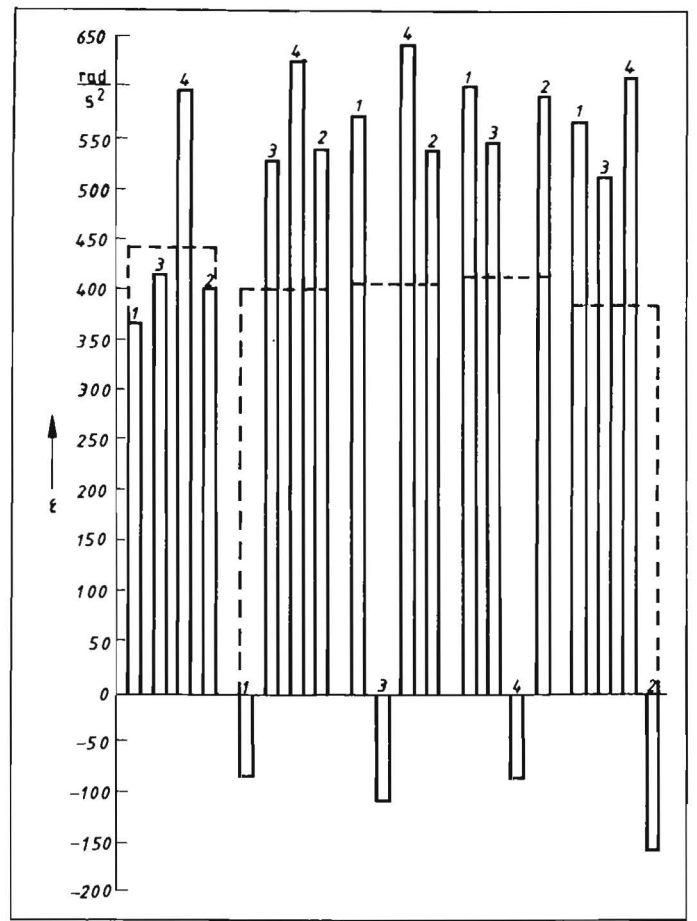


Bild 8 Darstellung der Einzelzylinderbeschleunigung beim Ausfall einzelner Zylinder im instationären Betriebsregime



dargestellt. Bild 3 zeigt die Verläufe bei simuliertem Ausfall eines Zylinders. Aus diesen Berechnungen folgt, daß der ursprüngliche Bewegungsablauf der intakten Zylinder bei Ausfall eines Zylinders nicht erhalten bleibt (vgl. Bilder 2 und 3). Die gleiche Schlußfolgerung ergibt sich aus Berechnungen mit unterschiedlichen Zylinderfüllungen. Berechnungen mit Ergebnissen aus dem Vollstimsindikatordiagramm zeigen, daß bei Ausfall bzw. negativem Fehlablegleich eines Zylinders die mittleren Beschleunigungswerte im Winkelfenster von 9,6 bis 33,6 Grad KW nach OT im Vergleich zum abgeglichenen Motor erheblich anwachsen. Aus diesen Untersuchungsergebnissen ist folgende Schlußfolgerung ableitbar:

Durch Vergleich der Einzelzylinderbeschleunigung ist ein Fehlablegleich im Dieselmotor erkennbar, eine Identifizierung der funktionsgestörten Zylinder ist jedoch nur möglich, wenn der Zylinder fast vollständig ausgefallen ist (Anteil  $\leq 0,5$ ).

### 3. Quantitative Untersuchungen zur Einzelzylinderbeschleunigung

#### 3.1. Einfluß von Funktionsparametern auf die Einzelzylinderbeschleunigung

Wie im Abschn. 2 dargestellt, haben alle Faktoren, die den Gaskraftverlauf bestimmen, Einfluß auf die Einzelzylinderbeschleunigung. Am Motor 4 VD 14,5/12 SRW wurden

Bild 6. Einfluß der Variation des Vorhubwinkels vom Pumpenelement des ersten Zylinders auf die Einzelzylinderbeschleunigung

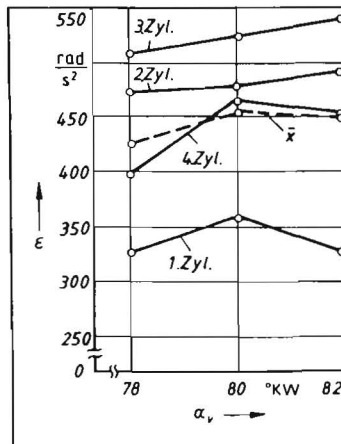
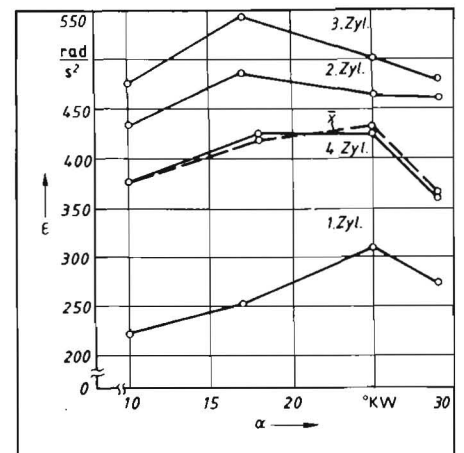
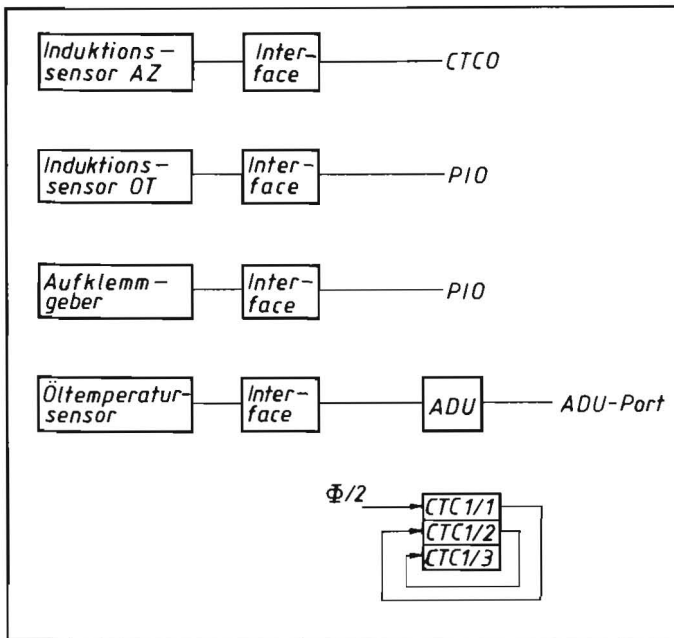


Bild 7. Einfluß des Voreinspritzwinkels auf die Einzelzylinderbeschleunigung





einige wichtige Parameter variiert und die Einzelzylinderbeschleunigung mit der im folgenden Abschnitt beschriebenen Meßtechnik ermittelt. Verarbeitet wurden jeweils 40 Meßwerte aus Wiederholungen. Der Variationskoeffizient betrug 2,5 bis 10 %, so daß eine hinreichende Datensicherheit (Mittelwertfehler 0,2 bis 0,6 %) vorliegt. Die Einzelzylinderbeschleunigung nimmt bei Variation der Fördermenge am ersten Zylinder zunächst zu und fällt bei zu großer Füllung wieder ab (Bild 4). Quantitativ stimmt das Meßergebnis gut mit der geforderten einzustellenden Fördermenge überein. Eine zu große Füllung wird vom Motor nicht mehr vollständig verbrannt, wobei hier zu berücksichtigen ist, daß in der freien Beschleunigung nicht die Brennraumtemperaturen im Vergleich zur Vollast erreicht werden. Die Empfindlichkeit der Einzelzylinderbeschleunigung beträgt jedoch nur 18 rad/s, bezogen auf eine Fördermenge von 1 cm<sup>3</sup>/200 Hübe. Die gleiche Aussage ist zum Einfluß des Öffnungsdrucks der Einspritzdüse zu treffen – bei einer Empfindlichkeit von 13 rad/s je MPa (Bild 5). Bild 6 zeigt den zu erwartenden Einfluß des Vorhubwinkels und Bild 7 die Abhängigkeit vom Einspritzwinkel mit einer Empfindlichkeit von 5,9 rad/s je Grad KW vor OT. Insgesamt ist festzustellen, daß die Funktionsparameter in logischer Art und Weise die Einzelzylinderbeschleunigung, gemessen und variiert an nur einem Zylinder, beeinflussen.

Bild 11. Softwarestruktur

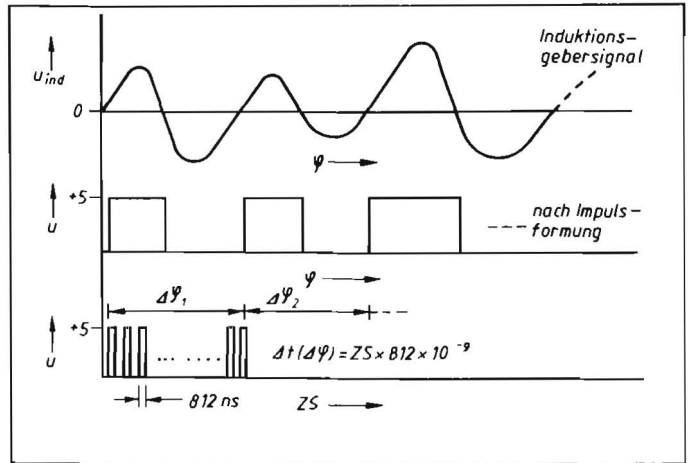
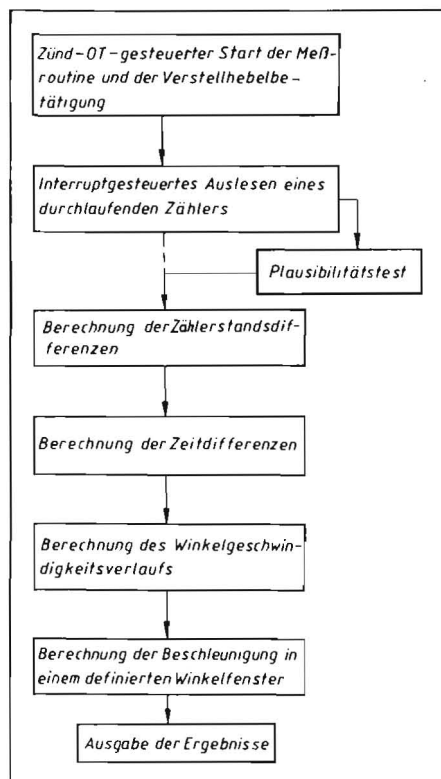


Bild 10. Meßprinzip zum Bestimmen der Winkelgeschwindigkeit

Bild 9  
Signalfluß zum Bestimmen der Einzelzylinderbeschleunigung

ung können Drehschwingungsaufnehmer oder inkrementale Winkelgeber zum Erfassen der Winkel-Zeit-Funktion eingesetzt werden. Sowohl die Anbringung von Drehschwingungsaufnehmern als auch von inkrementalen Winkelgebern bereitet an Traktorenmotoren kaum überwindliche Schwierigkeiten. Aus diesem Grund wird eine messtechnische Lösung vorgestellt, die den Anlasserzahnkranz in Verbindung mit einer OT-Referenz zur Bildung von Winkelinkrementen verwendet (prinzipiell kann auf die OT-Referenz verzichtet werden). Als Sensoren kommen zwei Induktionssensoren zum Einsatz, zur Zylinderidentifizierung wird ein Vortriggersignal benutzt, das beispielsweise von einem Aufklemmgeber geliefert wird. Im Bild 9 ist der prinzipielle Aufbau der geräte-technischen Lösung dargestellt. Das sinusähnliche Signal des Induktionsgebers am Anlasserzahnkranz wird sensorabstandskompensiert in TTL-Signale geformt und einem Zähler zugeführt, der eine Torschaltung vornimmt (Bild 10). In dieses Tor werden höherfrequente Signale eines Zeitgebers hineingezählt. Der von der Torschaltung gestellte Kurbelwinkel und die Anzahl der einlaufenden Impulse ZS, multipliziert mit dem Zeittakt TP, ergeben die mittlere Winkelgeschwindigkeit im Winkel Fenster

$$\bar{\omega}_i = \frac{\Delta \varphi_i}{ZS_i \cdot TP} \quad (5)$$

Aus der Folge der Winkelgeschwindigkeiten  $\bar{\omega}_i$  und der Zeitdifferenz ist die Beschleunigung bestimmbar:

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta \omega_i}{\Delta t_i} = \frac{\bar{\omega}_{i+1} - \bar{\omega}_i}{\Delta t_i} \quad (6)$$

Das TTL-geformte Signal des OT-Sensors wird einem PIO zugeführt, der im Polling für die Synchronisation der Meßwertaufnahme in bezug zu OT sorgt. Das TTL-geformte Signal des Aufklemmgebers sorgt ebenfalls im Polling für die Zylindererkennung. Die Öltemperatur sollte zur Gewährleistung vergleichbarer Brennraumtemperaturen in jedem Fall gemessen werden. Zur Automatisierung der Meßwertaufnahme ist die Verwendung einer Motorsteuereinrichtung, die vom Mikrorechner bedient wird, zweckmäßig.

#### 4.2. Beschreibung der Software

Mit einer 2,5-MHz-CPU U 880 ist es für eine hinreichende Auflösung erforderlich, den Zeittakt zur Ansteuerung der Zeitmessung auf 1,25 MHz festzulegen. Damit ist es unter

#### 3.2. Simulation eines Zylinderausfalls

Im Bild 8 sind die Einzelzylinderbeschleunigungen für einen intakten Motor und für die Simulation des Zylinderausfalls der einzelnen Zylinder dargestellt. Zunächst ist festzustellen, daß trotz Einhaltung der Nenngrößen der o. g. Funktionsparameter kein guter Abgleich der Zylinder erreicht worden ist. Die tieferen Ursachen sind nur in Verbindung mit der Messung des tatsächlichen Indikator-diagramms zu ermitteln.

Die Meßergebnisse zu den simulierten Zylinderausfällen bestätigen die an dem Modell getroffenen Aussagen, daß bei Ausfall eines Zylinders die Einzelzylinderbeschleunigung des ausgefallenen Zylinders negative Werte annimmt und die Beschleunigungen der intakten Zylinder im Vergleich zum abgeglichenen Motor anwachsen. Aus der Modellrechnung und aus den experimentellen Ergebnissen folgt, daß der Parameter Einzelzylinderbeschleunigung nicht die Leistungsanteile der einzelnen Zylinder charakterisieren kann. Es sind lediglich folgende Aussagen möglich:

- Identifizierung von Zündaussetzern oder gänzlich ausgefallenen Zylindern
- Einschätzung des Abgleichs der einzelnen Zylinder untereinander ohne Identifizierung des oder der fehlerhaften Zylinder (Ausnahme Zylinderfaktor  $\leq 0,5$ ).

#### 4. Mikrorechnergestützte Messung der Einzelzylinderbeschleunigung

##### 4.1. Beschreibung der Hardware

Zur Messung der Einzelzylinderbeschleunigung

Tafel 1. Meßfehler (Bezugsdrehzahl 2000 U/min, Winkelfenster 24 Grad, CPU-Systemtakt 407 ns ± 0,1%, Takt für Zeitmessung 814 ns ± 0,1 %, Zahnkranzfehler max. 0,5 Grad)

Winkelgeschwindigkeit	Beschleunigung
(bit- und Zeitfehler) rel. Fehler: 0,143 %	0,428 %

Berücksichtigung des digitalen Restfehlers möglich, die in Tafel 1 dargestellten Genauigkeiten zu erreichen. Der aufgeführte Fehler wird durch Fehler überlagert, die aus der verschleißbedingten Geometrie des Anlaserzahnkranzes resultieren.

Untersuchungen von zur Instandsetzung angelieferten Motoren haben ergeben, daß die Anlaserzahnkränze hauptsächlich im Einspurbereich verschleifen. Bedingt durch die Vorzugsstellung der Kurbelwelle eines in Ruhe befindlichen Motors, liegt der Einspurbereich außerhalb des für die Einzelzylinderbeschleunigung interessierenden Winkelfensters. Außerhalb des Einspurbereichs ist der Verschleiß minimal und gleichmäßig, so daß kaum Fehlereinflüsse ergeben. Im Bild 11 ist die Struktur der Software für das Meßverfahren dargestellt.

### 5. Zusammenfassung

Im Beitrag wurden einige Aspekte der Verwendung der Einzelzylinderbeschleunigung als Diagnoseparameter dargestellt, vor allem der Informationsgehalt dieses Parameters, der sich auf die Diagnose von Zündaussetzern bzw. ausgefallenen Zylindern und Fehlableich ohne Zylinderidentifizierung beschränkt. Weitergehende Informationen sind im Winkelgeschwindigkeitsverlauf enthalten.

Um diese Informationen nutzbar zu machen, sind tiefergehende Untersuchungen

- zur Modellierung des Drehschwingungsverhaltens eines Dieselmotors im instationären Betrieb und
- zum Einfluß von Funktions- und Strukturparametern auf den Gaskraftverlauf erforderlich.

Voraussetzung für eine Identifikation von Fehlern (Zylinderfüllung 0,5 bis 0,9) an einem bestimmten Zylinder ist die Kenntnis der Zusammenhänge zwischen den entsprechenden Gaskraftverläufen und dem resultierenden Drehschwingungsverhalten. Daran ist ein Algorithmus anzuschließen, der den resultierenden Winkelgeschwindigkeitsverlauf entsprechend analysiert. Die Einzelzylinderbeschleunigung, bestimmt aus einem Winkelfenster von 24 Grad oder größer, liefert diagnostische Informationen, die in Verbindung mit der Leistungsmessung zur Komplexdiagnose genutzt werden können.

### Literatur

- [1] Maringer, A.: Verfahren zum Vergleich von einer leer laufenden Dieselmotorschleife gemessenen Maschinenzykluszeiten. Patentschrift DE 31 05 331. Ausgabetag: 2. Sept. 1982.
- [2] Mundt, M.; Spruch, W.: Diagnoseverfahren für das Leistungsvermögen von Verbrennungsmotoren. Patentschrift DD 244 638. Ausgabetag: 8. April 1967.
- [3] Zürner, H., u. a.: Verfahren zum Prüfen von luftverdichtenden, selbstzündenden Brennkraftmaschinen. Offenlegungsschrift DE 28 12 545. Ausgabetag: 18. Okt. 1979.
- [4] Murata, Y.; Nagoya, A.: Verfahren und Vorrichtung zur Überprüfung von Mehrzylindermaschinen hinsichtlich rauhen Leerlaufs. Offenlegungsschrift DE 31 04 698. Ausgabetag: 10. Mai 1982.
- [5] Quante, F.: Analyse der Winkelgeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren zur Funktions-

überwachung der Zylinder. Offenlegungsschrift DE 31 50 085. Ausgabetag: 7. Juli 1983.

- [6] Brätsch, J.: Untersuchungen zur Einzelzylinderbeschleunigung an den Motoren 4 VD 14,5/12 SRW und D-50. Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Diplomarbeit 1988.
- [7] Nobis, G.: Diagnostik von Verbrennungsmotoren durch computergestützte Analyse der Kurbelwellenbewegung. Kraftverkehr, Berlin 30(1987)3, S. 100–102.
- [8] Schiroslawski, W.: Ermittlung der Leistungscharakteristik und Einzelzylinderbeschleunigung. Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Forschungsbericht 1987 (unveröffentlicht).
- [9] Troppens, D.: Aufzeichnung der Drehmomenten-Drehzahl-Kennlinie beim Beschleunigungsvorgang von Antriebsmaschinen. Maschinenbautechnik, Berlin 26(1977)6, S. 271–274.
- [10] Schmidt, Linke: Drehschwingungsberechnung der Kurbelwelle des Motors 4 VD 14,5/12 SRW. VEB Dieselmotorenwerk Schönebeck 1965.
- [11] Krause, W.: Laborneinrichtung zur Bestimmung der winkelbezogenen Drehbeschleunigung von Fahrzeug-Kleindieselmotoren. TU Dresden, Diplomarbeit 1983 (unveröffentlicht).
- [12] Schiroslawski, W.; Pejša, L.: Verfahren und Einrichtung zur Messung des spezifischen Kraftstoffverbrauches von Verbrennungsmotoren. Patentschrift DD 259 685 A1. Ausgabetag: 8. April 1987.
- [13] Becherer, H.: Entwicklung eines rechnerunterstützten Verfahrens zur Technischen Diagnostik an Schiffsmaschinenanlagen mit Dieselmotoren auf der Grundlage von Drehgleichförmigkeitsmessungen. Ingenieurhochschule Warnemünde, Dissertation 1987.
- [14] Kozesnik, J.: Maschinendynamik. Leipzig: VEB Fachbuchverlag 1965.
- [15] Sperber, R.: Technisches Handbuch Dieselmotoren. Berlin: VEB Verlag Technik 1986.
- [16] Liebig, S.: Berechnung von Torsionsschwingungen in linearen Antriebssystemen. Programmsystem TUDMOT. TU Dresden 1980.

A 5824

## Schadensanalyse an Dieseleinspritzpumpen in landwirtschaftlichen Nutzfahrzeugen

Lipl.-Ing. U. Walter, Techtronik Dresden GmbH

### 1. Einleitung

In der DDR-Landwirtschaft sind z. Z. etwa 200 000 Dieselmotoren im Einsatz. Weit über die Hälfte davon sind Motoren in Traktoren der ZT-Baureihe bzw. in Nutzkraftwagen W50/L60.

Im Bezirk Dresden, wo sich im Bereich der Landwirtschaft rd. 24 000 Dieselmotoren im Einsatz befinden, wurden im Jahr 1988 etwa 19 % des Gesamtbestands von Einspritzanlagen instand gesetzt bzw. regeneriert. Dabei ist zu beobachten, daß der Anteil der in den Kreisbetrieben für Landtechnik instand gesetzten Dieseleinspritzpumpen in den letzten Jahren zugenommen hat und die Anzahl der über die Versorgungsorganisation getauschten Dieseleinspritzpumpen zurückgegangen ist.

Bei den o. g. 19 % handelt es sich um völlig verschlissene bzw. verstellte Dieseleinspritzpumpen, die den Anforderungen des Nutzers in keiner Weise mehr genügen. Aussagen über Art und Häufigkeit der aufgetretenen Fehler, Defekte und Verstellungen können jedoch anhand der vorhandenen Zahlen

über die jährlich instand gesetzten Dieseleinspritzpumpen nicht getroffen werden.

Von der Techtronik Dresden GmbH (vorm. Wissenschaftlich-Technisches Zentrum Landtechnik Dresden) wurde deshalb im vergangenen Jahr eine Analyse zum Schädigungsverhalten von Einspritzsystemen erarbeitet. Mit ihr sollten die Art und die Häufigkeit von auftretenden Defekten und Verstellungen näher charakterisiert werden.

### 2. Hauptverschleißteile

Ausgangspunkt der Analyse zum Schädigungsverhalten war eine Befragung in 17 Werkstätten der Kreisbetriebe für Landtechnik, die Dieseleinspritzpumpen instand setzen, und in 14 LPG.

Ähnliche Untersuchungen wurden in ausgewählten Instandsetzungsbetrieben (Barkas-Vertragswerkstätten) des Bezirks Dresden durchgeführt. Dabei erhielten die zu bearbeitenden Dieseleinspritzpumpen eine Begleitkarte in Form eines Vordrucks, in die die konkreten Schädigungen eingetragen wurden. Insgesamt wurden auf diese Weise

186 Dieseleinspritzpumpen untersucht (Bild 1) [1], wovon 160 Stück als bereits regenerierte Pumpen zur Instandsetzung kamen.

Wie im Bild 1 auch zu erkennen ist, wurde das Untersuchungsergebnis durch die Praktikerbefragung im wesentlichen bestätigt. Die Baugruppen Pumpenelement, Druckventil und Regler können als Hauptverschleißteile angesehen werden. Der relativ hohe prozentuale Anteil von Förderpumpe und Drosselhebelabdichtung ist vor allem darauf zurückzuführen, daß diese Baugruppen häufig vorbeugend gewechselt werden.

Nicht beachtet wurde aufgrund der Instandsetzungstechnologie eine Beurteilung des Zustands der Einspritzdüsen. Entsprechend den bisherigen Erfahrungen müssen jedoch der Verschleiß sowie der Einstellwert (Düsenöffnungsdruck) bei der Zustandsbeurteilung von Dieseleinspritzanlagen beachtet werden [2].

### 3. Häufig auftretende Verstellungen

Neben den aufgeführten Hauptverschleißtei-