

Aus der Praxis der MTS

Untersuchungen am F 8/II-Motor für den RS 08/15 (Maulwurf)

Von Ing. H. HARTMANN, ZTDIT¹⁾, Schönebeck

DK 621.432.4.001.5

Der Geräteträger RS 08/15, der im Jahre 1954 erstmalig in großer Stückzahl eingesetzt wurde, war Anlaß lebhafter Diskussionen in den Technikertagungen der MTS und VEG. Die Unzufriedenheit der Techniker und ihre scharfen Angriffe gegen die Industrie waren während der Frühjahrskampagne insofern berechtigt, als Anfang Mai 1954, also zum Zeitpunkt des größten Anfalls an Pflegearbeiten, eine große Anzahl Geräteträger ausgefallen war. Die damals unter verantwortlicher Leitung des ZTDiT durchgeführte Reparaturaktion wurde schon einmal an dieser Stelle ausführlich behandelt²⁾. Wenn auch durch diese Aktion die Einsatzbereitschaft der Pflegeschlepper RS 08/15 im großen und ganzen sehr schnell wiederhergestellt und während der Kampagne aufrechterhalten werden konnte, blieb deren Ursache zunächst doch ungeklärt.

Zur eingehenden Untersuchung dieser Schäden und Festlegung von Maßnahmen zu ihrer Beseitigung und künftigen Verhinderung wurde im Herbst 1954 ein unter der Leitung des ZTDiT stehendes Motorenkollektiv ins Leben gerufen. Die Arbeit des Motorenkollektivs und ihre Ergebnisse sollen nachstehend im einzelnen besprochen werden. Aus dem Ablauf der Untersuchungen ist ersichtlich, welche - nicht immer erfolgreichen - Wege beschritten und welche Erkenntnisse gesammelt wurden.

Aus unseren Beobachtungen schälte sich auf Grund der im Laufe des Sommers in der gesamten Republik durchgeführten Belastungsmessungen eindeutig die Tatsache heraus, daß der Motor im „Maulwurf“ bei den meisten landwirtschaftlichen Arbeiten nicht voll ausgelastet ist. Sein Hauptarbeitsbereich liegt bei 6 bis 12 PS Motorleistung. Die Aussagen der Traktorenisten, daß ihr Motor in den meisten Fällen bei Leerlauf von und zum Acker, also bei geringster Motorleistung, ausgefallen ist, beweisen, daß der Motor im Teillastbereich wesentlich härteren Bedingungen ausgesetzt sein muß, als bei 70- bis 100-prozentiger Leistung. Unsere Untersuchungen waren deswegen auch vorwiegend auf den Teillastbetrieb zugeschnitten. Die Hauptpunkte der Betrachtungen erstrecken sich auf:

1. Fertigung und Konstruktion des Zylinderblocks, der Roll-lagerung im Pleuel und des Pleuelkopfes,
2. Schwingungen,
3. thermodynamische Vorgänge.

1. Konstruktions- und Fertigungsfragen

a) Zylinderblock

Durch Beobachtungen an einem Schnittmodell F 8/II wurde festgestellt, daß die Steuerecken der Auspuff- und Überströmkanäle beider Zylinder Unterschiede zeigten. Es wurde die Behauptung aufgestellt, daß durch diese Tatsache der Arbeitsablauf gestört wird. Eine Überprüfung zahlreicher Zylinderblöcke wurde sofort vorgenommen. In den Spezialwerkstätten der MTS standen sie in genügender Anzahl aus defekten Motoren zur Verfügung. Die meisten dieser Zylinderblöcke zeigten Abweichungen der Oberkantendifferenz Auspuff-Überström-schlitz von der zugelassenen Toleranz (Sollwert 4,5 mm). Die Vermutung lag deshalb nahe, daß durch eine zu kleine Oberkantendifferenz Auspuff-Überström-schlitz Durchschläger entstehen, die zur Folge haben, daß das vorkomprimierte Kraftstoff-Luftgemisch im Kurbelraum bereits zur Entzündung kommt und damit das Pleuellager überhitzt. Das Festfressen des Lagers wäre dann unvermeidlich. Führen wir uns nochmals vor Augen, wodurch sich beim normalen Zweitaktmotor Alt- und Neugase nicht vermischen. Nach Doernhöffer „Der Zwei-

taktmotor“ sind es vier Punkte, die die Gasbewegung im Zylinder (Spülung) beim Flachkolbenmotor beeinflussen:

1. Staudruck in der Auspuffanlage,
2. Oberkantendifferenz Auspuff-Überström-schlitz,
3. Form des Kolbenbodens und des Zylinderkopfes,
4. Einströmrichtung der Frischgase.

Warum entzündet sich das einströmende Frischgas nicht an dem verbrannten Gas?

1. Das Kraftstoff-Luftgemisch gibt nicht im Augenblick seiner Zündung Leistung ab, sondern muß erst verbrennen und dann setzt die Leistungsabgabe ein. Die Verbrennung erfolgt also stets vor dem oberen Totpunkt und man gibt in der Zündzeitstrecke dem Gemisch die Möglichkeit, zu verbrennen. Das Ende des Verbrennungsprozesses wird im oberen Totpunkt bei einer Endtemperatur von etwa 1600° C erreicht.

2. Durch Ausdehnung der heißen Gase erfolgt Abgabe der Energie, die vom Kolben nach dem oberen Totpunkt aufgenommen wird.

3. Der Temperaturabfall wird erreicht:

- a) Durch Wärmeverbrauch bei der Leistungsabgabe, da ja in der Wärme die Energie enthalten ist;
- b) durch Wärmeverlust an die Kühloberfläche, die beim Abwärtsgang des Kolbens immer größer wird.

4. Beim Öffnen des Auslaßkanals ist eine Temperatur von etwa 1000° C erreicht, die während des Öffnungsvorgangs durch die Entspannung der heißen Gase in der Auspuffleitung einen weiteren Temperaturabfall erfährt, so daß die mittlere Auspufftemperatur bei etwa 600° C liegt.

5. Das einströmende Gas kommt mit dem abströmenden Altgasstrom in Berührung, es findet eine Entzündung und Randverbrennung statt, wobei - wie bei jeder Verbrennung eines überfetteten Gemisches - größere Mengen Wasserstoffgas entstehen. Dadurch wird ein Schutzwall zwischen beiden Gasströmungen aufgebaut, der ein weiteres Durchbrennen verhindert und damit ein Aneinandervorbeiströmen der verschiedenen Gasströme ermöglicht (Bild 1).

Da an zahlreichen Zylinderblöcken von der Toleranz abweichende Oberkantendifferenzen Auspuff-Spülschlitz gefunden

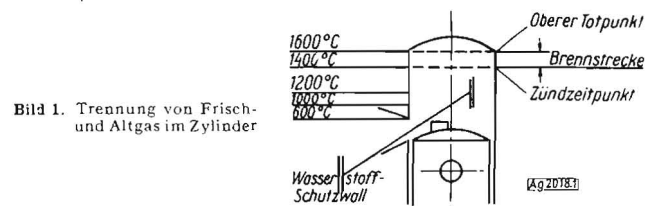


Bild 1. Trennung von Frisch- und Altgas im Zylinder

wurden, taucht zunächst die Vermutung auf, daß wegen des zu kleinen Abstands zwischen Oberkante, Auspuffschlitz und Oberkante Spülschlitz ein Durchbrennen zum Kurbelraum stattfindet und somit Überhitzung des Pleuellagers eintritt.

Es ergab sich damit die Notwendigkeit, Temperaturmessungen an den Pleuellagern vorzunehmen. Auf genaue Messungen mit Thermoelementen mußte wegen der Schwierigkeiten, die durch die Anbringung derartiger Thermoelemente mit den dazu notwendigen Schleifkontakten sich ergeben hätten und wegen Zeitmangels zugunsten einfacherer, weniger exakter Meßverfahren verzichtet werden.

Durch Temperaturmessungen mit Thermo-Chromstiften wurde festgestellt, daß bei härtesten Belastungen am Pleuellager Temperaturen von etwa 100° C auftreten. Zur Kontrolle

¹⁾ Zentraler Technischer Dienst für Traktoren.

²⁾ Deutsche Agrartechnik (1954) H. 12, S. 360 bis 362.

und Erhärtung dieser Messungen wurden weitere Versuche mit im Pleuellfuß eingelassenen Schmelzstiften durchgeführt (Bild 2).

Das Ziel der Versuche war, den Einfluß des Gußversatzes auf die Pleuellagertemperatur festzustellen. Mit einem Grundmotor wurden Versuchsläufe mit zwei verschiedenen Zylinderblöcken durchgeführt. Ein Zylinderblock hatte maßgerechte,

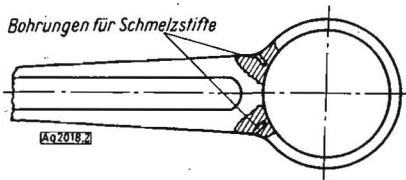


Bild 2. Spezialpleuel

der andere nicht maßgerechte Steuerkanten. Die von der TH Dresden uns zur Verfügung gestellten Schmelzlegierungen lagen bei 64, 92, 150, 200 und 250° C Schmelztemperatur. Mit den Vergleichsblöcken wurden je drei Drehzahlen mit zwei Belastungen gefahren.

Nachstehende Tabelle zeigt das Ergebnis:

Zylinderblock Nr.	n [U/min]	N [PSe]	Drosselklappe Vergaser [±0]	Ol-Getriebe [° C]	Wasser [° C]	Bemerkungen Schmelztemperatur ° C
13094 Block mit maßgerechten Steuerkanten	2000	4,5	11,5	70	80	geschmolzen 92 92 92
	2500	5,0	13,0	75	85	
	3000	5,5	19,0	73	85	
	2000	7,5	23,0	80	90	
	2500	9,0	25,0	70	80	
22020 Block mit nicht maßge- rechten Steuer- kanten	2000	4,5	12,0	65	90	92 92 92 92
	2500	5,0	13,0	70	85	
	3000	5,5	18,0	75	80	
	2000	7,5	20,0	70	85	
	2500	9,0	22,0	70	85	
	3000	9,5	26,0	70	85	

Nach Erreichung des Beharrungszustandes der jeweils nach vorstehender Tabelle eingestellten Leistung wurde ein 30-Minutenlauf gefahren, um anschließend den Block zwecks Kontrolle der Schmelzstifte abzubauen. Die Schmelzstifte 64° C schmolzen bei allen Varianten. Als nächste Stufe gelangten in jedem Pleuel ein Stift mit 92° C und einer mit 150° C zum Einbau. Die Stifte 150° C schmolzen in keinem Fall. Selbst bei Vollast- und Überdrehzahl-Betrieb, im Anschluß an die nach der Tabelle eingestellten Leistungen gefahren, blieben die 150° C-Stifte unversehrt. Leider standen uns keine Zwischenlegierungen von 92° C bis 150° C zur Verfügung, um damit den Schmelzbereich genauer einzugrenzen. Bei den Versuchen ist jedoch ein für uns wichtiges Ergebnis herausgekommen. Eine Gefährdung des Pleuellagers infolge Temperatureinfluß durch „Rückschläger“ bei zu geringer Oberkantendifferenz Auspuff-Überströmschlitz ist nicht zu verzeichnen. Auf Grund der Meßläufe muß angenommen werden, daß die Pleuellagertemperatur bei 100 bis 110° C liegt. Die Meßergebnisse decken sich also mit den Messungen mit Hilfe von Thermo chromfarben. Bei dieser Temperatur besteht keine Gefahr für die Lager, zumal die Warmfestigkeit des Rollenkäfigmaterials erst bei 200° C um 10 kg/cm² nachläßt.

In diesem Zusammenhang möchte ich auf den Aufsatz in der „Kraftfahrzeugtechnik“ (1955) H. 1, S. 8, hinweisen, in dem zum Ausdruck gebracht wird, daß eine Abgasverseuchung der Frischgasladung keine entscheidende Rolle spielt (die ihr insbesondere bei unregelmäßigem Leerlauf des Zweitakters zugeschrieben wird), da Versuche mit negativem Vorauslaß diese Feststellung erhärteten. Wenn auch eine negative Auswirkung nicht maßgerechter Oberkantendifferenz Auspuff-Überströmschlitz auf das Pleuellager nicht festgestellt wurde, so wirkt sich der Gußversatz, der ja auch seitlich vorhanden ist, doch ungünstig auf die Funktion des Gasstroms aus. Besonders schlecht ist die an vielen Zylinderblöcken vorgefundene Anfasung der Steuerschlitze, die bis zu 2 mm breit war (Bild 3). Durch diese Anfasung tritt das Gas nicht mehr wie vorgeschrieben unter

einem ganz bestimmten Winkel in den Zylinder, sondern der Gasstrom reißt ab und es entsteht Wirbelbildung.

Als Folge zeigen sich Rückstände mitten auf dem Kolbenschaft, die zum Fressen Anlaß geben. Es macht sich ein unruhiger Motorlauf bemerkbar und Rückschläge aus dem Vergaser sind zu beobachten.

b) *Rollenlager im Pleuel*

Umfangreiche Untersuchungen am Käfig des Rollenlagers im Pleuel führten zu der Feststellung von im Käfigbund radial verlaufenden Rissen. Der Käfig soll die Rollkörper in gleichem Abstand halten und verhüten, daß die Rollen miteinander in Berührung kommen. Er hat ferner die Aufgabe, die Rollen genau parallel zum Hubzapfen im Rollbahnring festzuhalten. Da der Käfig bei Einhaltung größtmöglicher Herstellungsgenauigkeit nur geringfügigen Kräften ausgesetzt ist, müssen auf Grund der Risse anormale Kräfte auftreten, die genügend groß sind, um ihn zu Bruch zu bringen und somit das Fressen

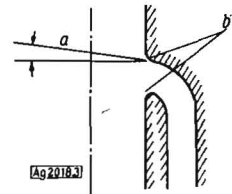


Bild 3. Überströmschlitz des Zylinders

des Pleuellagers einleiten. Wenn auch das Radialspiel im Rollenlager nur 10 bis 12 µ beträgt, so ist die Rolle grundsätzlich bestrebt, sich schräg zu stellen, sie läuft also nicht parallel zum Hubzapfen und Pleuelauge, sondern es ist infolge der Massenkräfte und Wechselbeanspruchung eine mit hoher Frequenz auftretende gleichmäßige, um den Mittelpunkt der Rolle stattfindende Taumelbewegung zu verzeichnen (Bild 4).

Diese Pendelbewegungen wirken sich als harte Schläge gegen die Stege des Käfigs aus. Die Schläge treten immer stärker auf, je größer das Radialspiel und das Spiel im Käfigfenster ist. Bei den untersuchten Käfigen sind deshalb an beiden Seiten des Stegs deutlich stark keulenförmig ausgeprägte Einschläge sichtbar (Bild 5).

Begünstigt wird das Verschränken der Rolle, wenn die Anlaufflächen des Käfigfensters nicht parallel, sondern schräg zum Hubzapfen stehen. Auf Grund von Messungen bei VEB Carl Zeiss, Jena, an zehn Käfigen, die wahllos aus Reparaturmotoren herausgenommen wurden, mußte festgestellt werden, daß nur fünf Käfige innerhalb der zulässigen Toleranz hinsichtlich der Schräglage der Fenster liegen, die vom Zentralinstitut für Lagertechnik mit 0,80 µ angegeben wird (Bild 6).

Die Schräglage muß sich besonders ungünstig auswirken in Käfigen, bei denen die Fenster entgegengesetzt von der Mittelebene abweichen. Die größte Abweichung betrug innerhalb eines Käfigs - 133 + 98 µ.

Die Tatsache der Taumelbewegung der Rolle gibt eine Erklärung der auftretenden Risse im Käfig, die die Materialforschung (Chem.-phys. Material-Prüfanstalt VEB Meßgeräte- und Armaturenwerk Karl Marx, Magdeburg) eindeutig als Dauerbrüche festgestellt hat. Ein Käfig mit einem solchen

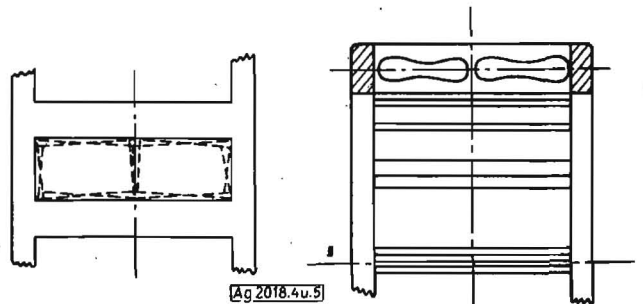


Bild 4. Taumelbewegung der Rollen
Bild 5. Keulenförmige Einschläge, durch Taumelbewegung der Rollen verursacht

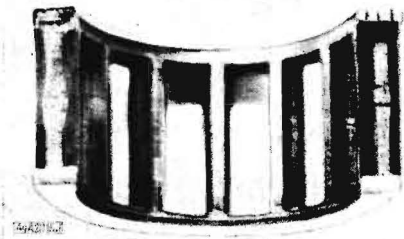


Bild 6. Bruchflächen und Laufspuren durch taumelnde Bewegung der Rollen hervorgerufen

Riß kann durchaus noch mehrere Stunden ohne Ausfall laufen. Entstehen jedoch zwei und mehr Risse, so daß sich bereits ein Stück des Käfigbundes lösen kann, so tritt nach wenigen Umdrehungen durch das sich zwischen die Rollen klemmende Stück das Fressen des Rollenlagers ein.

Werkstoffuntersuchungen an Rollenkäfigen mit Rissen ergaben, daß der Käfig aus einem Gußmessing hergestellt ist. Es werden bei mikroskopischer Betrachtung mit 400facher Vergrößerung in der Nähe des Rißgebietes Kristallauflockerungen, die an den Korngrenzen der Alpha-Mischkristalle entlang verlaufen, festgestellt. Bekanntlich neigt bei Wechselbeanspruchung Gußmessing infolge dieser Auflockerungen sehr leicht zu Dauerbruch.

Das dürfte die Ursache sein, weshalb in der früheren DKW-Fertigung ausschließlich Käfige aus Knetmessing verwendet wurden. Untersuchungen an einem dieser Käfige, die in geringer Stückzahl auch heute noch in Betrieb sind, ergaben neben sehr großer Herstellungsgenauigkeit im Material eine schwache Mikrostruktur der Alpha- und Beta-Mischkristalle und die Brinellhärteprüfung des Materials ergab 128, 121, 128 HB 10...2,5, während die entsprechenden Werte für das neuerdings verwandte Gußmessing 79, 83, 79 HB 10...2,5 ergaben.

Man sollte also schon wegen seiner höheren Festigkeit und seines besseren Gefüges Käfige für so wichtige Lager in Zukunft wie früher aus Knetmessing herstellen.

c) Pleuelkopf

Unter den Reparaturmotoren befinden sich Pleuelköpfe mit rechteckigem Querschnitt des Schmierschlitzes auf der Lauf-flächenseite des Pleuelkopfes und solche mit elliptischer Ausarbeitung. Bei letzteren wurde konischer Abrieb der Rollen infolge der scharfen Kanten, die als Schaber auf die Rollen wirken, festgestellt. Man kann eine direkte Abhängigkeit der Konizität der Rollen von der Laufzeit beobachten. Meßergebnisse liegen von drei Motoren vor:

- | | |
|----------------------------|--------------------|
| 1. Motor Nr. 01/22020 | } konischer Abrieb |
| 2. Motor Nr. 01/22783 nach | |
| 3. Motor Nr. 01/25853 | |

Nachmessung der Rollen im Motor 3 ergab einen konischen Verschleiß nach innen.

Den Beweis der Richtigkeit dieser Feststellung brachte der Motor 01/22020. Dieser war am Zylinder 1 mit einem Pleuel ausgestattet, das einen rechteckigen Schlitz im Kopf hatte, während Zylinder 2 einen Pleuelkopf erhielt, dessen Schmier-schlitz elliptisch ausgearbeitet war (Bild 7 und 8).



Bild 7. Schlitz mit rechteckiger Ausarbeitung, Rolle bleibt zylindrisch

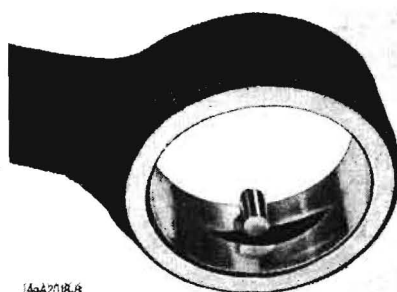


Bild 8. Schlitz elliptischer Ausarbeitung, Rolle wird konisch

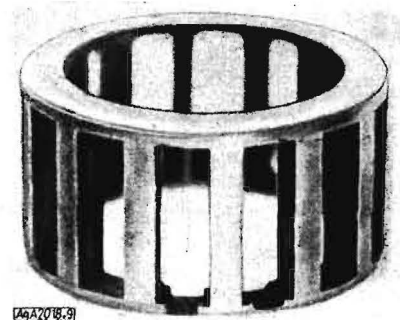


Bild 9. Ausfräsungen im Käfigfenster, durch konische Rollen hervorgerufen

Die Verschleißprüfung bestätigte, daß im ersten Falle die Rollen zylindrisch blieben, die elliptische Ausarbeitung des Schmierschlitzes dagegen die Rollen konisch werden ließ. Die konische Rolle ist bestrebt, nach außen zu laufen und den Bund des Käfigs anzufressen, wodurch eine Schwächung des Materials eintritt und dadurch Radialrisse begünstigt. Ein Beispiel dieser Ausfräsungen zeigt Bild 9.

2. Schwingungen

Da die Brüche der Käfige als Dauerbrüche erkannt wurden, die durch zusätzliche Schwingungen entstehen, war es notwendig, den Geräteträger RS 08/15 als Vollgerät hinsichtlich auftretender Schwingungen zu untersuchen.

Zunächst wurde ein Geiger-Torsiograf an der Kurbelwelle (Dyna-Start-Seite) angesetzt, um diese auf Torsionsschwingungen zu untersuchen. Der Versuch schlug fehl durch auftretende Unwucht des Kuppelgliedes zwischen Kurbelwelle und „Geiger“. Mit Rücksicht auf die Gefährdung des Meßgerätes mußten die Versuche unterbrochen werden. Es wurde nunmehr

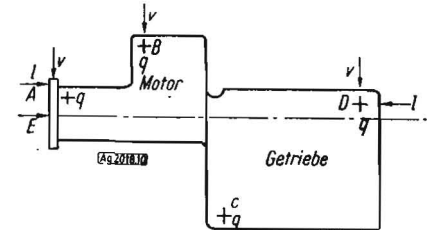


Bild 10. Schema-Motor-Getriebe mit Meßstellen für Askania-Tastschwingungsschreiber

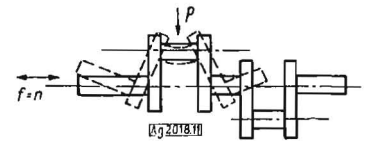


Bild 11. Durchbiegung des Hubzapfens durch den Zünddruck

zur Aufnahme von Masseschwingungen mit Hilfe des Askania-Tastschwingungsschreibers geschritten. Um möglichst viele Hinweise zu bekommen, wurde nach dem Standard-Fahrprogramm unter Festlegung der zu messenden Punkte am Geräteträger gefahren (Bild 10). Am Vollschlepper wurden alle Messungen im vierten Gang gefahren. Die Leistung wurde über der Zapfwelle an der Wasserbremse gemessen. Es wurden drei Drehzahlen mit je zwei Belastungen gefahren. An den Meßpunkten A, B, C und D war relative Ruhe zu verzeichnen mit Ausnahme von Punkt A in Vertikal- und Querrichtung. Während in diesen Richtungen Schwingungen mit geringfügigen Amplituden festzustellen sind, herrscht in Längsrichtung absolute Ruhe. Wichtige Erkenntnisse brachten die Messungen im Punkt E. Hier zeigen sich Schwingungen, die in ihren Amplituden mit zunehmender Last größer werden. Da die Frequenz mit der Motordrehzahl übereinstimmt, ist anzunehmen, daß es sich hier um Biegeschwingungen der Kurbelwelle handelt, die vom Explosionsdruck herrühren. Das Ergebnis des Meßversuches mit dem Tastschwingungsschreiber wurde durch einen Versuch unter statischem Druck bestätigt (Bild 11). Außerdem zeigten die

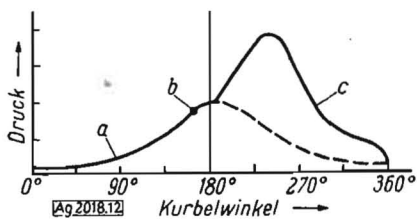
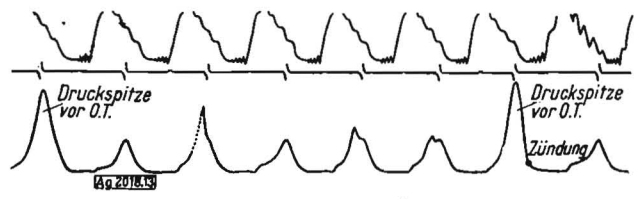


Bild 12 (links). Zeitlicher Druckverlauf beim Normaldiagramm
a Verdichtungsdruck,
b Zündpunkt,
c Verbrennungsdruck

Bild 13 (rechts). Zeitlicher Druckverlauf eines typischen „Gegenschlägers“ (Ne = 6,38 PS; n = 3000 min⁻¹ Totpunktmarke)



praktischen Versuche gute Übereinstimmung mit der Berechnung der TH Dresden, wobei eine Verschiebung der Wellen infolge ihrer Verbiegung von 42,4 μ zu verzeichnen ist. Diese Verbiegung der Welle ruft also Längsschwingungen hervor, die verantwortlich gemacht werden können für das Wandern der Hubscheiben, wenn diese mit zu geringem Schrupfmaß zusammengesetzt sind.

3. Thermodynamische Vorgänge

Wie bereits erwähnt, ist ein grundlegender Unterschied der Beanspruchung des Motors zwischen dem Betrieb im PKW und dem im RS 08/15 zu verzeichnen. Während im PKW die Drehzahl immer der Leistung angepaßt ist, kommen beim Betrieb im „Maulwurf“ Motorzustände vor, die ungesund sind. Bei zahlreichen Arbeiten werden vom Motor nur 6 bis 12 PS abgenommen, wobei die Drehzahl durch den Drehzahlregler konstant bei $n = 3000$ U/min gehalten wird. Beim Lauf mit Teillast und hoher Drehzahl sind metallische Schläge hörbar, die völlig unperiodisch auftreten. Diese Erscheinung gab Veranlassung, die inneren Vorgänge des Motors mit Hilfe von Quarzgebern mit Katodenstrahl-Oszillographen zu untersuchen. Auf dem Leuchtschirm des Katographen wurden bei $N_e = 6$ PS und $n = 3000$ U/min diese harten Schläge sichtbar. Es handelt sich hier um zeitliche Druckverläufe, die etwa 90° vor dem oberen Totpunkt (OT) wie beim normalen Verdichtungsprozess beginnen ansteigen, jedoch ohne Verdichtungsknick weiter steil ansteigen und ihre maximale Spitze 7 bis 10° vor OT erreichen.

Beim normalen Diagramm sind der Knick nach der Verdichtung, das Einsetzen der Zündung durch die Zündkerze sowie die Verbrennung mit der Druckspitze kurz nach OT deutlich zu erkennen.

Die Gefährlichkeit solcher abnormalen Druckverläufe tritt auf dem Leuchtschirm klar in Erscheinung. Betrachten wir uns einmal den Druckverlauf beim Verdichtungsdruck und Arbeitsdruck. Bild 12¹⁾ zeigt den normalen Zustand des zeitlichen Druckverlaufs.

Auf dem Leuchtschirm sind Verdichtungsdruck, Zündpunkt und Verbrennungsdruck zu erkennen. Der Motor läuft hierbei rund. Bild 13 zeigt den zeitlichen Druckverlauf eines typischen „Gegenschlägers“, der durch ein hartes metallisches Geräusch hörbar ist.

Es ist zu erkennen, daß bereits zu Beginn der Verdichtung die Zündung einsetzt, d. h. 70 bis 90° vor OT. Der Druckanstieg geht steil weiter und erreicht bereits 7 bis 10° vor OT sein Maximum, wobei die Druckspitze zum Teil ein Mehrfaches von der normalen beträgt. Als P-V-Diagramm ausgewertet, ergeben sich nachstehende Vergleiche (Bild 14).

Während beim normalen Diagramm aus der Fläche der Arbeit der mittlere indizierte Druck entnommen werden kann, zeigen sich bei den abnormalen zwei Flächen, eine positive und eine negative.

Die Fortsetzung der Versuche mußte dahingehen, zunächst

den Rundlauf des Motors zu schaffen. Es entstand die Frage, woher kommen die ungesteuerten Druckspitzen und wie kann man ihnen begegnen? Wodurch wird die Zündung bereits 70 bis 90° vor OT eingeleitet? Eine Möglichkeit bestand darin, daß die rückschwingende Abgassäule des einen Zylinders das Gemisch beim Spülvorgang des anderen zur Entzündung bringt.

Das Abgas jedes einzelnen Zylinders wurde deshalb separat durch je einen Krümmer über eine Strecke von 600 mm in den Schalldämpfer verlegt. Es zeigte sich keine Besserung des Zustands. Anschließend wurde mit der Drehzahl variiert. Hierbei ist festzustellen, daß man bei $N_e = 6$ PS und $n = 3000$ U/min außerordentlich oft die ungesteuerten Zündungen beobachten kann. Mit abnehmender Drehzahl bei konstanter Leistung nehmen diese „Gegenschläger“ ab und bei $n = 2300$ U/min tritt absoluter Rundlauf ein. Eine Erklärung für diese Erscheinung ist, daß sich im Zylinder ein Restgaskern befindet, der infolge des kleinen Spalts der Drosselklappe bei kleiner Leistung unvollkommen ausgespült wird, sich über mehrere Hübe aufladet, wodurch das Gemisch bereits kurz nach Schließen der Spülkanäle zur Entzündung gebracht wird.

Bei Aufnahme der Vollastkurve bei $n = 2300$ bis 2400 U/min ergab sich eine Volleistung von 14 PS, während der spezifische Kraftstoffverbrauch am optimalsten liegt. Diese Leistung ist nach den von ZTDfT im Sommer 1954 durchgeführten Belastungsmessungen für die z. Z. vorhandenen Anbaugeräte völlig ausreichend.

Aus den Untersuchungen entsteht deshalb die Forderung, mit der Volldrehzahl von $n = 3000$ U/min auf $n = 2300$ bis 2400 U/min herunterzugehen. Die auf dem Leuchtschirm des Katographen sichtbar gewordenen zeitlichen Druckverläufe mit ihren Spitzen vor OT brachten uns die wichtige Erkenntnis über die Ursachen der Pleuellagerfresser. Derartig hart auftretende Gegenschläge im Motor geben auch eine Erklärung für die sehr häufig auftretenden Brüche der Reglerwellen, Schäden an den Hardyscheiben, Fahrkupplungen und z. T. auch an den Wendegetrieben.

Zusammenfassung

Auf Grund der außerordentlich stark auftretenden Pleuellagerfresser im F 8/II-Motor beim Betrieb des Geräteträgers

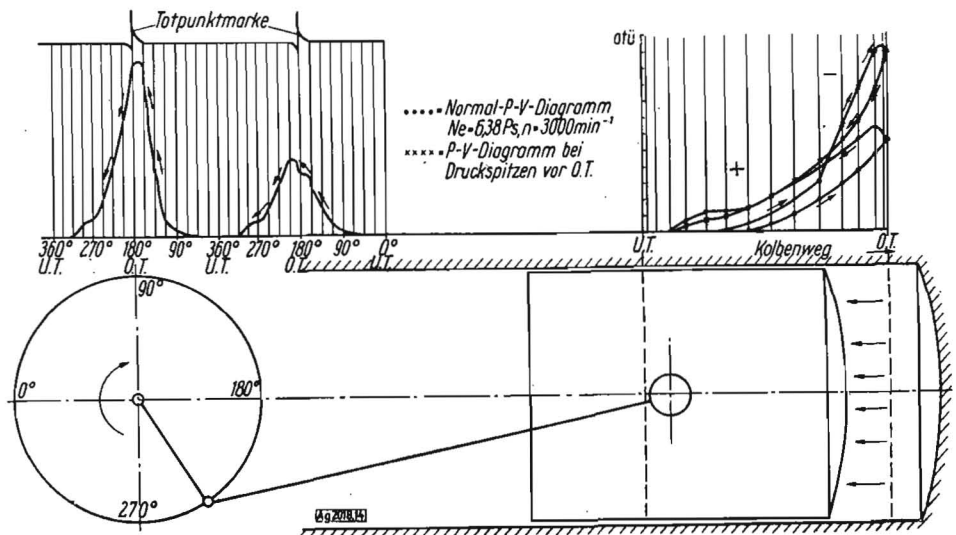


Bild 14. Zeitlicher Druckverlauf und P-V-Diagramme

¹⁾ Nach Bosch-Handbuch 1954.

RS 08/15 wurden umfangreiche Untersuchungen vom ZTDfT durchgeführt. Es wurden z. T. Mängel in der Fertigung und im Material verschiedener Bauteile festgestellt, die inzwischen abgestellt sind.

Grundsätzlich wurde erkannt, daß der Motor bei Teillast nicht mit hoher Drehzahl gefahren werden darf, da infolge der kleinen Drosselklappenstellung des Vergasers nur geringer Durchsatz stattfindet und durch die unvollkommene Spülung ein Restgaskern im Zylinder verbleibt. Es erfolgen hierdurch unperiodische, ungesteuerte Zündungen bereits 70 bis 90° vor OT, deren Zünddruckspitze bei 7 bis 10° vor OT liegt und Spitzendrücke zeigen, die diejenigen des Vollastbetriebszustandes erreichen und überschreiten. Diese harten Gegenschläge sind als metallische Schläge am Motor hörbar. Das Auftreten

dieser Druckspitzen verringert sich mit abnehmender Drehzahl. Rundlauf des Motors im Teillastbetrieb ist bei einer Drehzahl von $n = 2300$ bis 2400 U/min gewährleistet.

Als Schlußfolgerung ergibt sich die Forderung, durch generelle Herabsetzung der Vollastdrehzahl auf höchstens 2400 U/min die Voraussetzungen dafür zu schaffen, daß die Motoren in der diesjährigen Pflegekampagne ohne erneute massiert auftretende Pleuellagerschäden durchhalten. Die entsprechenden Maßnahmen sind bereits in der Form eingeleitet, daß an allen bereits in der Landwirtschaft in Betrieb befindlichen Schleppern die Regler auf die genannte Drehzahl eingestellt und im Zusammenhang damit die Reglergestänge überprüft werden, um ein sicheres Einhalten der höchstzulässigen gefahrlosen Drehzahl zu gewährleisten.

A 2013

Ein Anlegemaßstab für die Regelung der Keilriemenscheiben an der Dreschtrommel und am Untersetzungsgetriebe des Mähdreschers S-4¹⁾

DK 631.354.2: 53.085.41 (47)

Am selbstfahrenden Mähdrescher S-4 wird die Drehzahl der Dreschtrommel durch Änderung des Abstands zwischen den beiden Hälften der verstellbaren Keilriemenscheibe geändert. Diese Einstellung soll der anschließend beschriebene Anlegemaßstab erleichtern.

Wenn die beiden Hälften der Keilriemenscheibe der Trommel einander ganz genähert sind, so beträgt der Abstand zwischen den äußeren Planflächen der Keilriemenscheibe 55 mm. Diesem Abstand entspricht eine Trommeldrehzahl von 740 U/min. Wenn die Hälften ganz auseinandergeschoben sind, so beträgt der Abstand zwischen den Planflächen 91 mm und die Trommel dreht sich mit 1340 U/min. Einer Änderung der Trommeldrehzahl von 1340 auf 740 um 600 U/min entspricht also eine Verringerung des Planflächenabstands von 91 auf 55 um 36 mm, und einer Änderung von ± 50 U/min eine Änderung des Planflächenabstands um ± 3 mm.

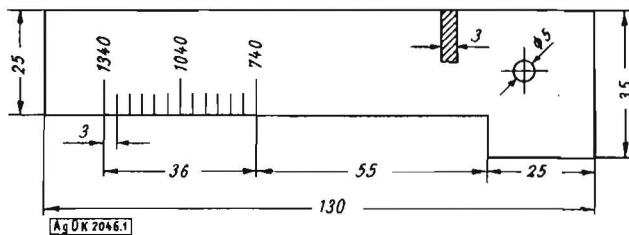


Bild 1. Anlegemaßstab

Davon ausgehend teilt man auf dem Maßstab (Bild 1) eine Strecke von 36 mm in 12 Teilungen (36:3). Jeder Teilung von 3 mm entspricht eine Änderung der Trommeldrehzahl um ± 50 U/min.

Mit dem Maßstab kann man:

1. feststellen, auf welche Drehzahl die Trommel eingestellt ist;
2. die Trommel-Riemenscheibe auf die erforderliche Trommeldrehzahl einstellen;
3. die Spannung des Trommelriemens regeln;
4. prüfen, ob die Riemenscheiben der Trommel und des Untersetzungsgetriebes fluchten und eventuelle Versetzungen beseitigen.

Die Anwendung des Maßstabes

Es kann erforderlich sein, die Drehzahl zu bestimmen, auf die die Trommel eingestellt ist. Zu diesem Zweck legt man den Maßstab so an die Trommel, daß er mit seinem Vorsprung an einer Planfläche der Riemenscheibe anliegt. Dann bestimmt man die Teilung, an der die andere Planfläche liegt. Ist es z. B. der fünfte Strich (von der Marke 740 nach links gerechnet), so sind zu 740 U/min 5×50 gleich 250 U/min hinzuzuzählen. Danach muß sich die Trommel mit $740 + 250 = 990$ U/min drehen.

Es möge z. B. erforderlich sein, die Trommel auf 1140 U/min zu verstellen (zum Dreschen sehr feuchten Roggens oder Sommerweizens). Da sich die Planfläche der äußeren Scheibe am fünften Strich befindet, während der Ansatz des Maßstabs an der Planfläche der inneren Scheibe anliegt, ist es erforderlich, die innere Scheibe von der äußeren um drei Teilungen bis zum achten Teilstrich zu entfernen.

Damit der Trommelriemen richtig gespannt ist (der Durchhang eines Riemenzuges muß bei einer Kraft von 3,5 kg 6 bis 7 mm betragen), nähert man die Scheiben des Untersetzungsgetriebes einander so, daß sich eine der beiden Planflächen beim neunten Teilstrich befindet (hierbei zählt man vom anderen Ende, d. h. von der Zahl 1340 aus). Es muß dabei folgende Bedingung erfüllt werden: Um die gleiche Anzahl Teilungen, die die Scheibenhälften der Trommelscheibe auseinandergeschoben werden, sind die beiden Hälften der Untersetzungsgetriebescheibe einander zu nähern. Wenn es z. B. im vorliegenden Fall erforderlich ist, die Hälften der Trommelscheibe noch um zwei Teilungen auseinander zu schieben, müssen zur Aufrechterhaltung der Riemenspannung die Hälften der Scheibe des Untersetzungsgetriebes einander um ebenfalls zwei Teilungen genähert werden.

Nachdem die Riemenscheiben eingestellt worden sind, kontrolliert man die Riemen Spannung mit einem Federzugkraftmesser.

Beim Regeln der Riemenscheiben muß man unbedingt überprüfen, ob die Scheiben der Trommel und des Untersetzungsgetriebes fluchten. Wenn das nicht der Fall ist, muß die Versetzung beseitigt werden, damit in den beweglichen Scheibenhälften keine Risse entstehen.

Beim Dreschen von Buchweizen, Erbsen, Senf (unter den Bedingungen der Udмурter ASSR) und von Sonnenblumen, Sojabohnen, Koriander u. a. (im Süden) tauscht man die Scheiben miteinander aus: Die Trommelscheibe kommt an die Stelle der Scheibe des Untersetzungsgetriebes und die Scheibe des Untersetzungsgetriebes an die Stelle der Trommelscheibe.

Zur Einstellung der Trommelscheibe auf die erforderliche Drehzahl (für das Dreschen von Buchweizen und Erbsen wird die Trommelscheibe z. B. auf 400 bis 500 U/min eingestellt), trägt man auf der Rückseite des Maßstabs genauso eine Skala auf, jedoch schlägt man an Stelle der Zahl 740 die Zahl 325, an Stelle der Zahl 1040 die Zahl 475 und an Stelle der Zahl 1340 die Zahl 625 ein. Jede Teilung dieser Skala entspricht 25 U/min.

Den Maßstab fertigt man am besten aus einem 3 mm dicken Blech oder aus Kunststoff. AUK 2046 J. Tschumatschenko, Moskau

¹⁾ Технические МТС (Technische Ratschläge für die MTS) Moskau 1955 H. 4, S. 15 und 16. Übers.: Dipl.-Ing. W. Balkin.

Vorbeugung gegen den vorzeitigen Verschleiß der Gleiskette des Schleppers NATI¹⁾

Die Verbindung der Gleiskettenglieder des Schleppers erfolgt durch Verbindungszapfen, die mit etwas Spielraum in die Öffnungen der Laschen der Kettenglieder eingesetzt werden. Durch diesen Spielraum gelangt auf die Innenfläche der Gleiskette Sand und Erde, wodurch der Verschleiß an den Gleiskettengliedern und den Verbindungszapfen beschleunigt wird.

Bei dem von mir betreuten Schlepper setzte ich auf jeden Verbindungszapfen einen Gummiring. Diese einfache Maßnahme erhöhte die Betriebszeit der Gleiskette wesentlich.

AUK 1673 N. Bondarenko, Moskau

¹⁾ Серия тракторист и комбайнер (Serie: Traktorist und Kombineführer) Moskau (1954) Nr. 14 bis 15. Übers. G. Jury.