

# Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT  
FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA  
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK

Heft 2/1955

MÜNCHEN

5. JAHRGANG

Dipl.-Ing. W. Kiene:

## Leistungs- und Verbrauchskennfeld des Ackerschlepper-Dieselmotors

*Aus den Arbeiten des Schlepperprüffeldes Marburg*

Unter der Überschrift „Der Ackerschlepper, seine Zugleistung und sein Motorkennfeld“ veröffentlichte der Verfasser in der „Landtechnik“ Heft 23/24 vom Dezember 1954 eine Arbeit, in welcher gezeigt wurde, wie das Motorkennfeld bei landtechnischen Versuchen dazu herangezogen werden kann, die Schlepperbruttotoleistung und damit auch die Zugleistung zu ermitteln, wenn die Methode der Direktmessung mittels Zugkraft- und Geschwindigkeitsmessung nicht anwendbar ist. In dieser Arbeit wurde außerdem darauf hingewiesen, welche Bedeutung die Kenntnis des Kennfeldes für den wirtschaftlichen Einsatz der Ackerschlepper hat, und daraus wurden einige Folgerungen gezogen. Da der durch die „Landtechnik“ angesprochene Personenkreis vom Ingenieur über den Verkäufer zum Landwirt groß ist, konnte dies Thema dort naturgemäß nur allgemein behandelt werden. Es ist aber notwendig, hier nochmals näher darauf einzugehen, um an der Theorie die Berechtigung des Verfahrens der Leistungsmessung über das Motorkennfeld zu erweisen, die Grenzen dieses Verfahrens zu zeigen und auf die Möglichkeiten hinzuweisen, die die Kenntnis des Kennfeldes für die Entwicklung im Hinblick auf den wirtschaftlichen Betrieb des Schleppers bietet.

Bei der Durchführung von landtechnischen, insbesondere arbeitstechnischen und betriebswirtschaftlichen Versuchen mit Schleppern und deren Geräten ist es immer wünschenswert, wenn der Antriebskraft- oder Leistungsbedarf mitgemessen wird, um Aussagen über den Übertragungswirkungsgrad machen zu können, der ein Hauptkriterium bei der Beurteilung der Brauchbarkeit einer Schlepper- und Gerätekombination über sich oder in ihrer Abstimmung auf die Größe und die Art eines landwirtschaftlichen Betriebes ist. Solange der Ackerschlepper eine reine Zugmaschine war, solange also seine Aufgabe nur darin bestand, die tierische Zugkraft durch mechanische zu ersetzen, und solange daher die für sich fahrbaren Geräte einfach nur über die Zugkupplung dem Schlepper angehängt wurden, war eine Messung der Geräteantriebskraft und damit auch der Leistung durch einen zwischengehängten Zugkraftmesser recht einfach. Mit zunehmender Entwicklung der Ackerschlepper von der reinen Zugmaschine zur vielseitigen Arbeitsmaschine, in seiner konsequenten Weiterentwicklung zum Geräteträger, erschwerte sich die Lösung dieser Meßaufgabe. Das trifft besonders für die Messungen solcher Kräfte und Leistungen zu, die vom Schlepper nicht durch Zug, sondern durch Drehmoment über die Zapfwelle oder andere Nebenabtriebe an das Gerät abgegeben werden.

Mit der Vervollkommnung der Elektronik sind nun in letzter Zeit Verfahren entwickelt worden, durch die diese Meßaufgaben gelöst werden können. Es sind dies im wesentlichen zwei Methoden der Drehmomentmessung. Mit der einen wird der Mitteldruck des Motors durch Indizieren des Brennraumes gemessen und daraus bei gleichzeitiger Drehzahlmessung die Leistung des Motors bestimmt. Hierbei

muß der mechanische Wirkungsgrad des Motors bekannt sein, dessen genaue Bestimmung unerläßliche Voraussetzung ist. Das geschieht durch gleichzeitiges Bremsen und Indizieren auf dem Prüfstand. Die zweite Methode bedient sich der Drehmomentmessung entweder an der Getriebehauptwelle, womit man direkt das Motordrehmoment erhält, falls keine hydraulische Kupplung eingebaut ist, oder aber an irgendeiner beliebigen Getriebewelle, wobei dann der entsprechende Getriebewirkungsgrad bekannt sein muß. Diese elektronischen Verfahren haben zwar den Vorteil, daß sie sowohl Mittel- als auch Momentanwerte mit großer Genauigkeit liefern, sie haben aber den Nachteil, der ihrer weiteren Verbreitung hindernd im Wege steht, daß die entsprechenden Geräte und ihr Einbau in die zu untersuchenden Maschinen teuer ist, daß sie sehr empfindlich gegen Bedienungsfehler sind, daß sie zu ihrer Bedienung Spezialisten erfordern, und daß schließlich entsprechende Geber eingebaut werden müssen, die Veränderungen am Fahrzeug und unter Umständen sogar anomale Teile erfordern. Im praktischen Feldversuch, bei dem es in erster Linie auf arbeitstechnische oder betriebswirtschaftliche Ergebnisse ankommt, ist es meist wegen der von der Fahrbahn herrührenden unvermeidlichen Streuung der Versuchsbedingungen sinnlos, Absolutwerte mit hoher Genauigkeit messen zu wollen. Derartige elektronische Geräte haben daher nur dort ihre Berechtigung, wo es darauf ankommt, Kräfte oder Spannungen in bestimmten Konstruktionselementen, Kräftekomponenten, Relationen zwischen Kräften und Zeiten, Wegen oder anderen Kräften zu messen. Sie kommen daher für die Entwicklungsabteilungen großer Industriebetriebe und für wissenschaftliche Forschungsinstitute in Frage, weniger für Untersuchungen in der landtechnischen Praxis auf breiter Basis.

### Theoretische Grundlagen des Kennfeldverfahrens

Das Schlepper-Prüffeld benutzt seit dem Herbst 1953 bei der Durchführung der ihm übertragenen Sonderaufgaben zur Beurteilung von Schleppern und deren Geräten bei Feldversuchen eine Methode zur Messung von Motorleistungen, die eine recht gute Genauigkeit ergibt, wenn einige unerläßliche Bedingungen erfüllt werden. Diese Methode bedient sich des Motorkennfeldes, mit dessen Hilfe sich durch Kraftstoffverbrauchs- und Drehzahlmessung die Motorleistung mittelbar bestimmen läßt. Sie soll im Folgenden kurz „Kennfeldmethode“ genannt werden.

Das Kennfeld eines Motors ist die graphische Darstellung der Zusammenhänge zwischen der Drehzahl, der Leistung, dem mittleren effektiven Arbeitsdruck und dem Kraftstoffverbrauch, die teils durch Rechnung aus den Maschinendaten, teils durch Messungen am Prüfstand gewonnen werden. Jeder Betriebspunkt eines Motors ist durch zwei dieser vier Größen eindeutig festgelegt. In der Praxis des Ackerschlepper-Dieselmotors bestimmen der mittlere effektive Arbeitsdruck und die Drehzahl den Betriebspunkt. Der mittlere effektive Arbeitsdruck wird vom Zugkraftbedarf des Gerätes bestimmt.

Da

$$Z = \frac{M_d \cdot i \cdot \eta_{\text{getr}}}{r} - G \cdot f \quad (1)$$

$$M_d = 716,2 \cdot \frac{N_e}{n} \quad (2)$$

$$p_e = \frac{225 \cdot a}{V_h} \cdot \frac{N_e}{n} \quad (3)$$

ist, ergibt sich durch Einsetzen und Umformen die Beziehung

$$p_e = \frac{5,028}{a} \cdot \frac{(Z + G \cdot f) \cdot r}{V_h \cdot i \cdot \eta_{\text{getr}}} \quad (4)$$

In diesen Formeln ist

Z	die Zugkraft des Schleppers	(kg)
G	sein Gewicht	(kg)
f	der Rollwiderstandsbeiwert	(%)
r	der wirksame Radhalbmesser	(m)
i	das Getriebeübersetzungsverhältnis	
$\eta_{\text{getr}}$	der Getriebewirkungsgrad	(%)
$V_h$	das Hubvolumen des Motors	(dm <sup>3</sup> )
$p_e$	der mittl. eff. Arbeitsdruck	(kg/cm <sup>2</sup> )
$M_d$	das Drehmoment	(mkg)
a	die Taktzahl des Motors	

Dadurch ist auch die Lage der Regelstange der Einspritzpumpe und damit die je Arbeitshub geförderte Kraftstoffmenge  $b$  (mg/Hub) festgelegt. Die Drehzahl des Motors wird durch die Vorspannung der Reglerfeder bestimmt, welche der Fahrer des Schleppers über den Fahrhebel und dessen Gestänge einstellt, und die durch den mittleren effektiven Arbeitsdruck entsprechend der Reglerkennung eine Korrektur erfährt, da die Ackerschlepper-Dieselmotoren durchweg mit Verstellreglern ausgerüstet sind.

Die theoretische Grundlage für die Anwendbarkeit des Kennfeldverfahrens ist die Beziehung zwischen der Nutzleistung  $N_e$  einerseits, dem stündlichen Kraftstoffverbrauch  $B$  und der Drehzahl  $n$  andererseits. Analog Formel (3) ist der mittlere Innendruck eines Motors

$$p_i = \frac{225 \cdot a}{V_h} \cdot \frac{N_i}{n} \quad (5)$$

weiter ist

$$N_i = N_e + N_r \quad (6)$$

$$p_i = p_e + p_r \quad (7)$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (8)$$

darin ist

$N_i$	die Innenleistung	(PS)
$N_r$	die Reibungsleistung	(PS)
$p_i$	der mittlere Innendruck	(kg/cm <sup>2</sup> )
$p_r$	der mittlere Reibungsdruck	(kg/cm <sup>2</sup> )
$\eta_m$	der mechanische Wirkungsgrad	(%)

Nach den Gesetzen der Thermodynamik [1], [2] ist der Innendruck eines Motors aber auch

$$p_i = \frac{427 \cdot B \cdot H_u}{V} \cdot (1 - \alpha) \cdot \eta_i \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (9)$$

darin ist

B	die zugeführte Kraftstoffmenge	(kg/h)
$H_u$	deren Heizwert	(kcal/kg)
V	das arbeitende Luftvolumen	(dm <sup>3</sup> )
$\alpha$	die Abgasbeimischung	(%)
$\eta_i$	der Innenwirkungsgrad	(%)
$\varepsilon$	das Verdichtungsverhältnis	

Außerdem gilt für das Hubvolumen

$$V_h = V \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \quad (10)$$

und für den Innenwirkungsgrad

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_g \quad (11)$$

darin ist

$\eta_v$  der Wirkungsgrad der vollkommenen Maschine [3] (%)

$\eta_g$  der Gütegrad der Maschine, ein Wirkungsgrad, der die Abweichung der wirklichen von der vollkommenen Maschine ausdrückt (%)

Der Wirkungsgrad der vollkommenen Maschine  $\eta_v$  ist nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik mit  $Q_1$  als zugeführter und  $Q_2$  als abgeführter Wärmemenge

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (12)$$

und bei reiner Gleichraumverbrennung

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} \quad (13)$$

wobei

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (14)$$

der Quotient der spezifischen Wärmen bei konstantem Druck und konstantem Volumen ist.

Durch Einsetzen und Umformen ergibt sich aus den Formeln (5), (8), (9), (10) und (11) die Beziehung zwischen der Nutzleistung  $N_e$ , dem stündlichen Kraftstoffverbrauch  $B$  und der Drehzahl  $n$

$$N_e = \frac{1,9}{a} \cdot B \cdot H_u (1 - \alpha) \cdot \eta_v \cdot \eta_g \cdot \eta_m \cdot n \quad (15)$$

eben jenen Größen, die beim Kennfeldverfahren gemessen werden. Die Formel (15) nennt aber auch die Einflußgrößen, die die Genauigkeit des Verfahrens bestimmen, und deren Kenntnis die Grenzen der Anwendbarkeit des Kennfeldverfahrens erkennen lassen. Sie sollen im folgenden näher betrachtet werden.

Es sind dies

- A. der Heizwert  $H_u$ ,
  - B. die Abgasbeimischung  $\alpha$ ,
  - C. der Wirkungsgrad der vollkommenen Maschine  $\eta_v$ ,
  - D. der Gütegrad  $\eta_g$ ,
  - E. der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$ .
- A. Der **Heizwert**  $H_u$  läßt sich genau bestimmen, sein Einfluß braucht daher nicht besprochen zu werden.
- B. Die **Abgasbeimischung**  $\alpha$  ist abhängig vom Ladungswechselvorgang. Bei Viertaktmaschinen ist sie im wesentlichen bestimmt vom Endzustand der Brenngase am Ende des Auspuffhubes und von der Größe des Kompressionsvolumens, bei Zweitaktmaschinen von der Güte des Spülverfahrens. Die Genauigkeitsgrenzen, innerhalb deren  $\alpha$  sich bei einem bestimmten Betriebszustand des Motors auf den zugehörigen Wert von Fall zu Fall einstellt, sind mit Sicherheit bei Viertaktmaschinen und gut gespülten Zweitaktmaschinen so eng, daß von  $\alpha$  her bei diesen Maschinen kein ins Gewicht fallender ungünstiger Einfluß auf die Genauigkeit des Verfahrens zu erwarten ist.
- C. Der **Wirkungsgrad der vollkommenen Maschine** ist, wie Formel (13) zeigt, abhängig von  $\varepsilon$  und  $k$ . Das Kompressionsverhältnis  $\varepsilon$  ist eine durch die Konstruktion gegebene Größe und daher unveränderlich. Dahingegen ist  $k$  als Quotient der spezifischen Wärmen zwar eine stofflich bedingte Größe, aber nicht konstant, sondern von der Temperatur abhängig. Da aber der Temperaturverlauf im Motor seinerseits wieder vom Verdichtungsverhältnis und von der zugeführten Kraftstoffmenge abhängt, abgesehen vom Einfluß des veränderlichen Ansaugzustandes, der später besprochen wird, ist  $k$  für ein festgelegtes Verdichtungsverhältnis und für eine ganz bestimmte Kraftstoffmenge eine genau berechenbare Größe. Damit ist auch  $\eta_v$  genau bestimmbar und daher ohne Einfluß auf die Genauigkeit des Kennfeldverfahrens.
- D. Der **Gütegrad**  $\eta_g$  enthält alle Abweichungen der wirklichen von der vollkommenen Maschine. Er umfaßt

1. das Brenngesetz,
2. die Wärmeübergangsverluste vom Brennraum über die Wandungen an das Kühlmittel,
3. die Ladungswechselverluste,
4. die Abweichungen des tatsächlichen Luftzustandes der Ansaugluft vom Normalzustand.

1. Das Brenngesetz ist gegeben durch den Ablauf der Wärmeentwicklung bei der Verbrennung, es ist abhängig

- a) von der Luftbewegung im Brennraum,
- b) vom zeitlichen Verlauf der Kraftstoffeinspritzung,
- c) vom Kraftstoff.

a) Die Luftbewegung im Brennraum wird bei Viertaktmotoren durch seine Form, bei gutgespülten Zweitaktmotoren außerdem durch das Spülverfahren bestimmt. Bei schlecht gespülten Zweitaktmaschinen kann die Ausbildung der Luftströmung im Brennraum, die sich bei einem bestimmten Betriebszustand von Fall zu Fall einstellt, größeren Schwankungen unterworfen und damit von Einfluß auf den Verbrennungsablauf und damit auf die Genauigkeit des Kennfeldverfahrens sein. Es wird später gezeigt werden, wie dieser Einfluß beurteilt werden kann. Bei Viertakt- und gut gespülten Zweitaktmaschinen sind Schwankungen in der Ausbildung der Luftbewegung im Brennraum und damit deren Einfluß auf die Genauigkeit des Kennfeldverfahrens mit Sicherheit vernachlässigbar klein.

b) Soweit der Ablauf der Verbrennung von dem der Kraftstoffeinspritzung abhängt, ist auch er eine konstruktive Gegebenheit und damit ohne Einfluß.

c) Soweit der Ablauf der Verbrennung aber von den Eigenschaften des verwendeten Kraftstoffes selbst abhängt, kann durch Verwendung verschiedenartiger Kraftstoffe die Genauigkeit des Kennfeldverfahrens ungünstig beeinflusst werden. Hier sind hauptsächlich die chemische Zusammensetzung, der Heizwert, das spezifische Gewicht, die Zündwilligkeit und der Siedeverlauf von Bedeutung.

2. Der Wärmeübergangsverlust vom Brennraum über die Wandungen an das Kühlmittel ist nach Nusselt abhängig von der Brennraumoberfläche, dem Gasdruck, der Gas- und der Wandtemperatur und daher außer von der Konstruktion nur vom Brenngesetz. Der Einfluß der Wärmeübergangsverluste auf die Genauigkeit des Kennfeldverfahrens ist also vom Brenngesetz abhängig und da die an die Wand abgegebene Wärme immer nur ein kleiner Bruchteil der während der Hauptbrennzeit entwickelten Wärme ist, ist auch der Einfluß der Wärmeübergangsverluste nur ein Bruchteil desjenigen des Brenngesetzes.

3. Der Ladungswechselverlust entsteht durch unerwünschte Drasselung der Ein- und Auslaßströmungen und ist außer vom Zustand der Ansaugluft und damit auch der Abgase bei Ende der Expansion nur von konstruktiven Gegebenheiten abhängig und hat daher nur insoweit Einfluß auf die Genauigkeit des Kennfeldverfahrens, als die Drosselungen sich durch Verschmutzung des Luftfilters, des Auspufftopfes und bei Zweitaktmaschinen auch des Luftaufnehmers und der Schlitze ändern können.

4. Der Einfluß der Abweichung des tatsächlichen Zustandes der Ansaugluft vom Normalzustand kann durch Umrechnung auf den Normalzustand ausgeschaltet werden. Die Umrechnungsformeln sind zwar noch umstritten [4], [5], aber für kleine Abweichungen kann man den Innendruck direkt mit der Zustandsgleichung umrechnen und damit über den mechanischen Wirkungsgrad auch die Leistung. Für größere Abweichungen ist das nicht mehr zulässig, es sind jedoch Arbeiten im Gange, die eine genaue Umrechnung zum Ziele haben. Die Abweichung des tatsächlichen Luftzustandes vom Normalzustand der Ansaugluft wirkt

sich über das Gewichtsverhältnis der angesaugten Luftmenge zur zugeführten Kraftstoffmenge auf die Luftüberschußzahl aus. Bei Maschinen, die im Vollastgebiet mit einer kleinen Luftüberschußzahl, also an der Rauchgrenze arbeiten, kann daher leicht bei einer Verringerung des angesaugten Luftgewichtes Luftmangel eintreten, daher können bei solchen Maschinen die Meßergebnisse bei Versuchen im Vollastgebiet unsicher werden. Wie weiter unten gezeigt werden soll, lassen sich aber die Lastgrenzen, oberhalb denen diese Unsicherheit auftreten kann, durch Versuch verhältnismäßig einfach bestimmen.

E. Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  ist der Einflußfaktor auf die Genauigkeit des Kennfeldverfahrens, der am schwierigsten zu beherrschen ist. Der mechanische Wirkungsgrad kann durch Änderungen im Verschleißzustand, im thermischen Zustand und in den Schmierbedingungen des Motors beeinflusst werden. Hier muß die sorgfältige Arbeit des Versuchsanstellers einsetzen, um Fehler zu vermeiden.

Auf Grund dieser kritischen Betrachtung der Formel (15) lassen sich die Bedingungen, die erfüllt sein müssen, um mit dem Kennfeldverfahren brauchbare Werte zu erzielen, in folgenden einfachen Forderungen zusammenfassen:

1. Es dürfen nach der Aufnahme des Kennfeldes keinerlei Eingriffe im Motor vorgenommen werden, die den Verbrennungsablauf oder den mechanischen Zustand zu ändern geeignet sind.
2. Es muß immer der gleiche Kraftstoff benutzt werden, es müssen also nicht nur der Heizwert und das spezifische Gewicht gleich sein, sondern auch der Siedeverlauf und die Cetanzahl.
3. Es muß immer der gleiche innere Temperaturzustand im Motor vorhanden sein. Der Motor darf bei der Aufnahme des Kennfeldes nur so warm gefahren werden, wie dies beim praktischen Feldversuch auch möglich ist. Umgekehrt muß er aber vor Beginn des Feldversuches so warm gefahren werden, wie er bei der Aufnahme des Kennfeldes war. Hierauf ist größte Sorgfalt zu verwenden, da sonst die Genauigkeit des Ergebnisses in Frage gestellt ist.
4. Es muß immer das gleiche Kühlmittel verwendet werden, bei Mischungen des Kühlwassers mit Frostschutzmitteln muß immer die gleiche Konzeption beibehalten werden.
5. Es muß immer das gleiche Schmieröl verwendet werden. Da die SAE-Stufe allein das Temperaturverhalten des Öles nicht eindeutig bestimmt, muß man darauf achten, daß man Öle mit gleichem Viscositätsindex oder gleicher Viscositätspolhöhe verwendet. Auch Öle ein und desselben Fabrikates können je nach ihrer Herkunft trotz gleicher SAE-Stufe unterschiedliches Temperaturverhalten zeigen. Es muß öfter als normal Ölwechsel vorgenommen werden, da durch die unvermeidliche Verschmutzung des Schmieröles im Laufe des Betriebes die Viscosität mit der Zeit größer und der mechanische Wirkungsgrad damit schlechter wird.
6. Es muß die Aufnahme des Kennfeldes in nicht zu großen Zeitabständen wiederholt werden, wenn mit einem Schlepper Versuchsreihen gefahren werden, die sich über einen längeren Zeitraum hinziehen, auch wenn keine Reparaturen am Motor vorgenommen wurden, da sich der Verschleißzustand des Motors und damit der mechanische Wirkungsgrad mit fortschreitender Betriebszeit laufend ändert. Auf jeden Fall ist nach jahreszeitlich bedingtem Übergang auf ein Schmieröl anderer Viscositätsstufe das Kennfeld neu aufzunehmen. Am besten ist es natürlich, wenn der Aufnahme des Kennfeldes der Feldversuch unmittelbar folgt.

Man sieht, daß diese Forderungen bei einiger Sorgfalt zu erfüllen sind. Wenn man darüber hinaus beim durchzuführenden Versuch noch eine größere Zahl von Einzelmessungen fährt und daraus das Mittel bildet, darf man eine Genauig-

keit des Versuchsergebnisses erwarten, die in den meisten Fällen ausreicht.

### Das Kennfeld und die Grenzen seiner Anwendung

Die gebräuchlichste und allgemein übliche Art der Kennfeld-darstellung ist die Schar der Linien gleichen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches in einem Koordinatensystem mit dem mittleren effektiven Arbeitsdruck als Ordinate und der Drehzahl als Abszisse ( $p_e \cdot n$  Koordinatensystem) mit den Leistungshyperbeln (Abb. 1), das „Verbrauchskennfeld“ oder das sogenannte Verbrauchsgebirge, oder auch die Eierkurven. Diese Darstellung benutzt vorzüglich der Motoren-bauer, da in ihm alle dargestellten Größen auf die Einheit der Leistung und des Hubvolumens bezogen sind, wodurch alle Motoren, gleichgültig welcher Größe und welchen Arbeitsverfahrens, direkt miteinander vergleichbar werden.

Zur Auswertung von Leistungsmessungen bei Geräte- und Schlepperversuchen reicht diese Art der Kennfelddarstellung allein nicht aus. Man kann aber mit ihr beurteilen, ob die Ausbildung der Luftströmung im Motor Schwankungen unterworfen ist und ob sich damit auch der Verbrennungsablauf ändern kann. Abbildung 2 zeigt das Kennfeld eines solchen Motors. Alle Motoren, deren Kennfeld einen so unregelmäßigen Verlauf der Linien gleichen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches zeigt, sind derartigen Einflüssen ausgesetzt. Die Ergebnisse von Messungen an solchen Motoren sind zum mindesten im Bereich dieser Unregelmäßigkeiten vorsichtig zu beurteilen, diese sind im wesentlichen auf Schwingungen im Ansaug- und Auspuffsystem zurückzuführen. Geringe Druckänderungen in diesem System durch Verlegung der Querschnitte können diese Schwingungen und damit die Unregel-

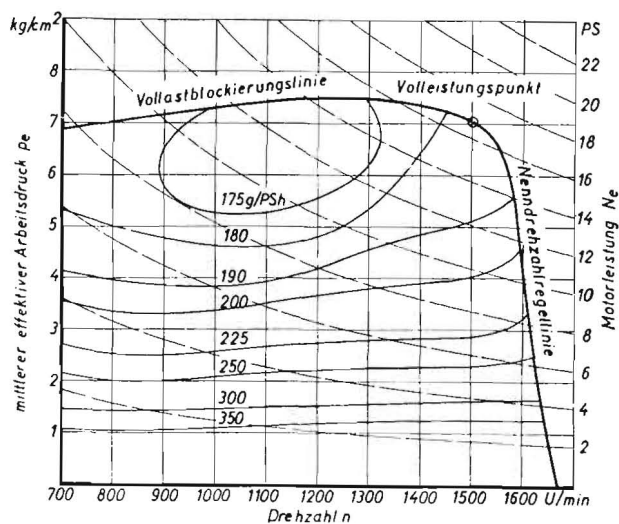


Abb. 1: Verbrauchskennfeld eines 16-PS-Dieselmotors

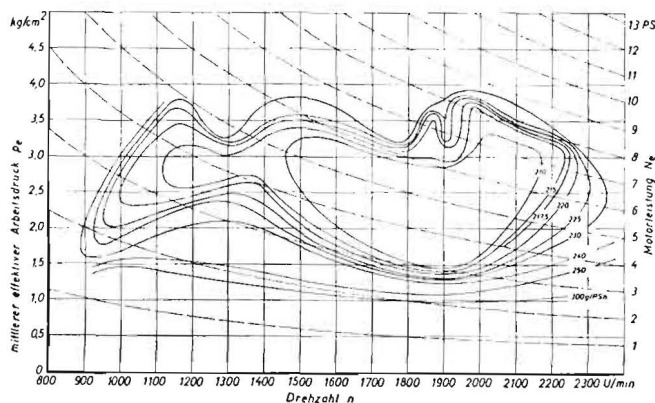


Abb. 2: Verbrauchskennfeld eines 8-PS-Zweitakt-dieselmotors mit Kurbelkastenspülung

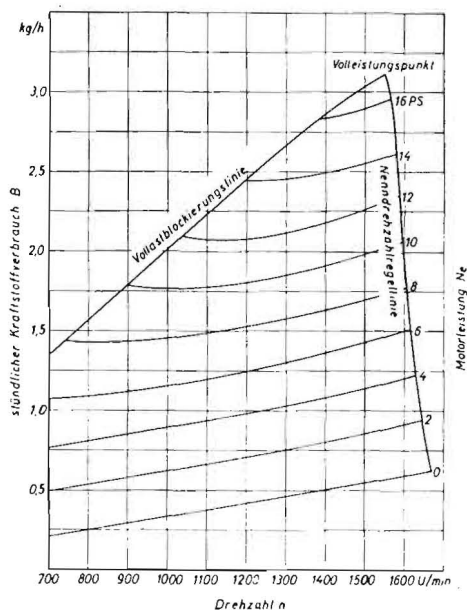


Abb. 3: Leistungskennfeld eines 16-PS-Dieselmotors

mäßigkeiten im Kennfeld in einen anderen Drehzahlbereich verschieben oder sogar zum Verschwinden bringen, wobei gleichzeitig der Verlauf der Linien gleichen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches im gesamten Drehzahlbereich ein anderer werden kann.

Zur Auswertung von Leistungsmessungen kann eine zweite Art, das Kennfeld eines Motors darzustellen, dienen. Dies ist die Schar der Linien gleicher Leistung in einem Koordinatensystem, in dem der stündliche Kraftstoffverbrauch  $B$  als Ordinate und wiederum die Drehzahl  $n$  als Abszisse aufgetragen sind. Diese beiden Größen lassen sich, wie bereits früher gesagt wurde, mit verhältnismäßig einfachen Mitteln und ausreichender Genauigkeit auch im Fahrversuch an Ackerschleppern messen. Diese Art der Kennfelddarstellung möge das „Leistungskennfeld“ (Abb. 3) genannt werden. Da in ihm keine relativen Größen, sondern nur gemessene absolute Werte vorkommen, kann man es nicht ohne weiteres zum Vergleich verschiedener Motortypen untereinander heranziehen. Es ist also keine Vergleichsgrundlage wie das „Verbrauchskennfeld“, sondern ein Eichdiagramm für weitere Messungen.

Für den Motoren-Versuchingenieur dürfte das Verfahren, das Kennfeld eines Motors aufzunehmen, als bekannt voraussetzen sein, nicht aber für den Ansteller von Schlepper- und Geräteversuchen. Es soll daher kurz beschrieben werden.

Das Kennfeld von Motoren, die mit Verstellreglern ausgerüstet sind, kann nach zwei Methoden aufgenommen werden:

Man fährt auf dem Prüfstand eine Anzahl von Meßreihen über den gesamten Belastungsbereich von Null- bis Vollast

- entweder bei verschiedenen, bei jeder einzelnen Meßreihe durch Nachstellen des Reglers jeweils konstant zu haltenden Drehzahlstufen oder
- bei verschiedenen Reglervorspannungen, die dann während der einzelnen Meßreihen nicht mehr verändert werden dürfen, ohne Rücksicht auf die Drehzahl, die der Regler hierbei liefert.

Um die Grenzkurve des Kennfeldes zu erhalten, ist es beim ersten Verfahren außerdem erforderlich, bei vollgespanntem Regler eine Leistungskurve von der niedrigsten bis zur höchsten Betriebsdrehzahl einschließlich des Abregelvorganges aufzunehmen. Beim zweiten Verfahren ergibt sich die Grenzkurve automatisch.

Das erste Verfahren bedingt zwar durch das vor jeder einzelnen Messung notwendige Nachstellen des Reglers einen höheren Arbeitsaufwand am Prüfstand, das zweite erfordert aber einen Mehraufwand an Zeichenarbeit. Zweckmäßiger ist das erste Verfahren, da man hierbei außerdem durch eine einfache Auftragung die obere Lastgrenze beurteilen kann,

bei der der Einfluß der Rauchgrenze zur Auswirkung kommt. Es ist bei dieser Methode wichtig, die Drehzahl immer wieder so genau wie möglich nachzuregulieren, da sich bei gleichbleibender Kraftstoffmenge je Arbeitshub der effektive mittlere Arbeitsdruck entsprechend dem Brenngesetz des Motors mit der Drehzahl ändern kann. Eine Abweichung von  $\pm 10$  U/min kann in Kauf genommen werden. Es ist ratsam, die gewählten Drehzahlstufen nicht zu groß zu nehmen. Abstände von 100 zu 100 U/min haben sich als brauchbar erwiesen bei Motoren mit einer Nenndrehzahl von 1500—2000 U/min.

Wenn man jedoch bereits während der Messungen das Kennfeld aufzeichnet, kann man gut beurteilen, ob die Drehzahlstufung richtig ist, ob sie enger gelegt werden muß oder weiter gehalten werden kann.

Um nun die Darstellung des Verbrauchskennfeldes nach Abbildung 1 zu erhalten, trägt man als Hilfsdiagramm die aus den Messungen gewonnenen Werte für den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch als Ordinate über den zugehörigen Werten des mittleren effektiven Arbeitsdruckes als Abszisse bei konstanter Drehzahl auf (Abbildung 4, um die Darstellung nicht unübersichtlich zu machen, wurde hier die Drehzahlstufung von 200 zu 200 U/min gewählt). Mit Hilfe dieses Diagrammes lassen sich nun im  $p_e - n$ -Koordinatensystem die Linien gleichen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches zeichnen, indem man im Hilfsdiagramm abszissenparallele Schnitte bei den  $p_e$ -Werten legt, die man als Linien im Verbrauchskennfeld darstellen will und die dazugehörigen  $p_e$ -Werte bei den entsprechenden Drehzahlen ins  $p_e - n$ -Koordinatensystem überträgt. In Abbildung 4 sind als Beispiel die Schnittlinien bei den  $p_e$ -Werten von 190 und 225 g/PSH eingezeichnet und die zugehörigen Werte in Abbildung 5 übertragen, die damit eine Teildarstellung von Abbildung 1 ist. Die Grenzcurve des Verbrauchskennfeldes erhält man aus der Leistungsmessung, indem man ebenfalls  $p_e$  abhängig von  $n$  aufträgt.

Die Darstellung des Leistungskennfeldes nach Abbildung 3 erfolgt analog. Man trägt als Hilfsdiagramm die Leistung als

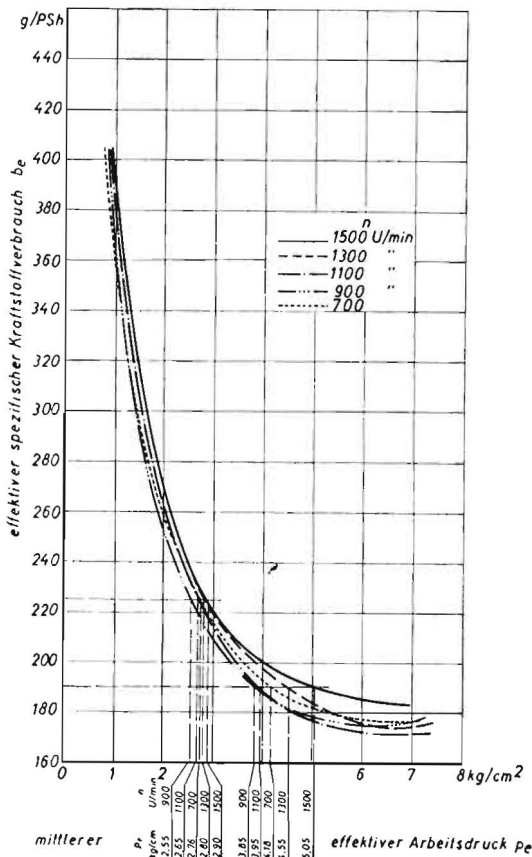


Abb. 4: Hilfsdiagramm für Verbrauchskennfeld

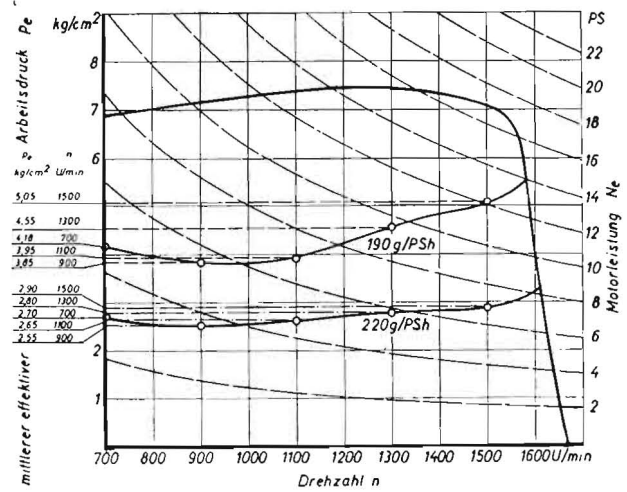


Abb. 5: Verbrauchskennfeld, Teildarstellung von Abbildung 1

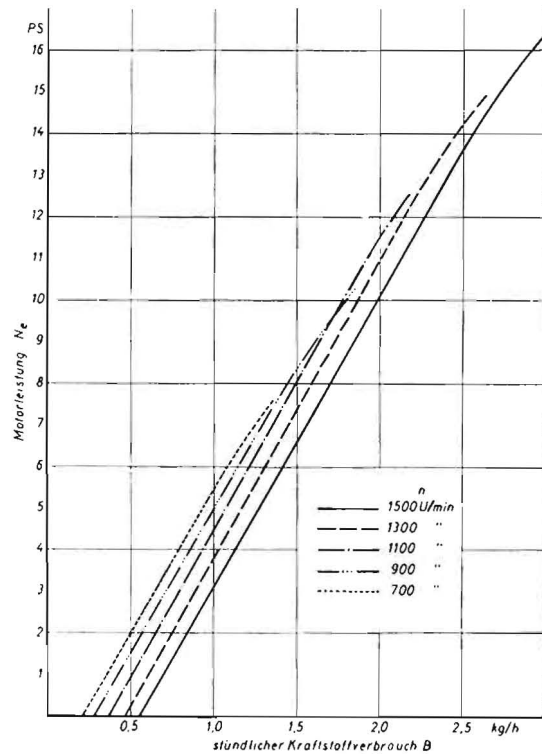


Abb. 6: Hilfsdiagramm für Leistungskennfeld

Ordinate über dem stündlichen Kraftstoffverbrauch als Abszisse bei konstanter Drehzahl auf (Abb. 6) und kann hieraus Linien gleicher Leistung als Kennfeld in einem Koordinatensystem mit dem stündlichen Kraftstoffverbrauch als Ordinate und der Drehzahl als Abszisse ( $B - n$  Koordinatensystem) zeichnen, indem man wieder abszissenparallele Schnitte bei den  $N_e$ -Werten legt, die man als Linien im Kennfeld darstellen will. Die Grenzcurve des Leistungskennfeldes erhält man ebenfalls aus der Leistungskurve, indem man  $B$  abhängig von  $n$  aufträgt.

Gleichzeitig mit den Meßergebnissen für die Auftragung des Kennfeldes erhält man auch die Möglichkeit, den Einfluß der Rauchgrenze zu beurteilen (siehe Abschnitt D, 4 der Besprechung des Einflusses des Gütegrades). Hierzu benutzt man eine Darstellung, bei der über dem mittleren effektiven Arbeitsdruck als Abszisse die je Arbeitstakt auf 1 Liter Hubvolumen bezogene, von der Einspritzpumpe geförderte Kraftstoffmenge  $b_0$  als Ordinate aufgetragen wird.

Aus den Formeln

$$b_e = \frac{B}{N_e} \cdot 1000 \quad (16)$$

$$B = \frac{Q \cdot \gamma \cdot 3,6}{t} \quad (17)$$

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{225 \cdot a} \quad (3)$$

$$q = \frac{Q \cdot 60 \cdot 1000 \cdot a}{z \cdot t \cdot 2 \cdot n} \quad (18)$$

worin

$Q$  das Meßvolumen bei der Kraftstoffverbrauchsmessung (cm<sup>3</sup>)

$q$  das je Arbeitstakt von der Einspritzpumpe geförderte Kraftstoffvolumen (mm<sup>3</sup>)

$t$  die Zeit für den Verbrauch von  $Q$  cm<sup>3</sup> Kraftstoff (sec)

$z$  die Anzahl der Zylinder des Motors

$\gamma$  das spez. Gewicht des Kraftstoffes (g/cm<sup>3</sup>)

bedeuten, ergibt sich durch Einsetzen und Umformen die einfache Formel

$$b_0 = \frac{b_e \cdot p_e}{27} \text{ mg/Liter Hubvolumen und Arbeitstakt} \quad (19)$$

Diese Formel gilt sowohl für Viertakt- als auch für Zweitaktmotoren.

Abbildung 7 zeigt diese Auftragung für den bisher betrachteten Motor. Der ausgezogene Teil der Kurve vom Schnittpunkt mit der Ordinate bis zum Punkt P umfaßt den Betriebsbereich des Motors. Punkt P ist der Blockierungspunkt der Einspritzpumpe und der weitergeführte gestrichelte Teil der Kurve zeigt den Verlauf, wie er sein würde, wenn die Blockierung gelöst wäre. Man sieht, daß die Kurve mit zunehmendem  $p_e$  zu senkrechtem Verlauf abbiegt, soweit, bis trotz erhöhtem  $b_0$  kein Zuwachs an  $p_e$  mehr erfolgt, in diesem Punkt ist also das vorhandene Luftvolumen erschöpft oder die Luftüberschußzahl 1 erreicht, da ein Mehr an zugeführtem Kraftstoff keine Leistungssteigerung mehr bringt.

Daraus folgt, daß das Maß des Anstieges von  $b_0$  gegen  $p_e$

oder der Differentialquotient  $\frac{db_0}{dp_e}$  ein Maß ist, um den Abstand von der Rauchgrenze zu beurteilen sowie die Lastgrenze, oberhalb der die Meßergebnisse mit dem Kennfeldverfahren unsicher werden.

Die Erfahrung lehrt, daß dies der Fall ist, wenn  $\frac{db_0}{dp_e} > 10$

wird. Ein richtig ausgelegter Schleppmotor sollte daher stets bei diesem Wert blockiert werden.

Die Darstellung nach Abbildung 7 zeigt aber noch mehr. Der auf der Ordinate abgeschnittene Wert  $b_0$  ist die Kraftstoffmenge, die benötigt wird, damit sich der Motor bei einer bestimmten Drehzahl zur Überwindung seiner inneren Reibung  $p_r$  ohne Leistungsabgabe selbst dreht. Da der Kurvenanstieg erst bei höheren  $p_e$ -Werten, bei neuzeitlichen Motoren über 3,5 kg/cm<sup>2</sup>, aus dem linearen Verlauf abbiegt, ist man berechtigt, die Kurve rückwärts geradlinig zu verlängern (gestrichelt gezeichnet). Sie schneidet dann auf der Abszisse einen negativen  $p_e$ -Wert ab, der als mittlerer Reibungsdruck  $p_r$  bezeichnet wird.

Da

$$p_e + p_r = p_i \quad (7)$$

und

$$\frac{p_e}{p_i} = \eta_m \quad (8)$$

ist, gibt diese Auftragung eine Möglichkeit, den mechanischen Wirkungsgrad eines Motors zu ermitteln, wenn Pendelmaschine oder Indikator nicht zur Verfügung stehen. Dies Verfahren gibt sogar genauere Werte, als sie durch Schleppversuche mit der Pendelmaschine erreichbar sind. Bei kleinstmöglicher Last werden immer noch etwa ein Viertel bis ein Drittel der Vollast-Kraftstoffmenge eingespritzt, wodurch ein Teil der inneren und äußeren Gaswechselarbeit mitgemessen wird, während bei Schleppversuchen mit der Pendelmaschine die Kraftstoffförderung gleich Null ist. Außerdem ist die innere Abkühlung des Brennraumes nicht so groß und damit auch das Reibungsverhalten zwischen Kolbenkrone und Zylinderwand mehr den tatsächlichen Verhältnissen entsprechend. Bei Schleppversuchen wird  $p_r$  immer zu niedrig gemessen.

Verschiebt man in Abbildung 7 die Kurve  $b_0 = f(p_e)$  soweit nach rechts, bis sie durch den Nullpunkt des Koordinatensystems geht (strichpunktierte Linie), kann man an der Abszisse  $p_i$  an Stelle von  $p_e$  ablesen und entsprechend  $b_i$  an Stelle von  $b_e$  an der Schar der Geraden für gleichen spezifischen Kraftstoffverbrauch. Mit dieser Darstellung erhält man wie bei dem Verbrauchskennfeld eine Vergleichsbasis für Motoren gleich welcher Bauart und welchen Brennverfahrens. Die Kenntnis des mechanischen Wirkungsgrades ist wichtig, um beurteilen zu können, ob durch ihn Ungenauigkeiten in das Kennfeldverfahren hineingetragen werden können. Je besser der mechanische Wirkungsgrad ist, um so kleiner ist die Fehlermöglichkeit, die durch unsorgfältiges Arbeiten bestehen kann. Heute ist bei zwei- bis vierzylindrigen Motoren ein mittlerer Reibungsdruck von 2–2,5 kg/cm<sup>2</sup> üblich, bei Einzylindermaschinen, deren Kurbelwellen meist in Wälzlagern laufen, ist 1,5–1,8 kg/cm<sup>2</sup> für  $p_r$  normal.

In Abbildung 8 sind in dieser Darstellungsart vier Motoren verschiedener Bauart miteinander verglichen, nicht um eine Wertung vorzunehmen, sondern um einige charakteristische Kurven gegeneinander zu stellen. Abbildung 9 gibt einen vergrößerten Ausschnitt aus Abbildung 8 wieder.

Besonders am Motor II ist das Vollastverhalten gut zu beobachten (Abb. 9). Die Kurve zeigt deutlich, daß der früher

herausgestellte Wert für  $\frac{db_0}{dp_e} = 10$  bei diesem Motor am

Blockierungspunkt  $P_{II}$  erheblich überschritten wurde. Motor II ist überlastet und raucht bei Vollast. Seine Belastungsgrenze  $P_{II0}$  liegt nicht bei einem mittleren effektiven Arbeitsdruck

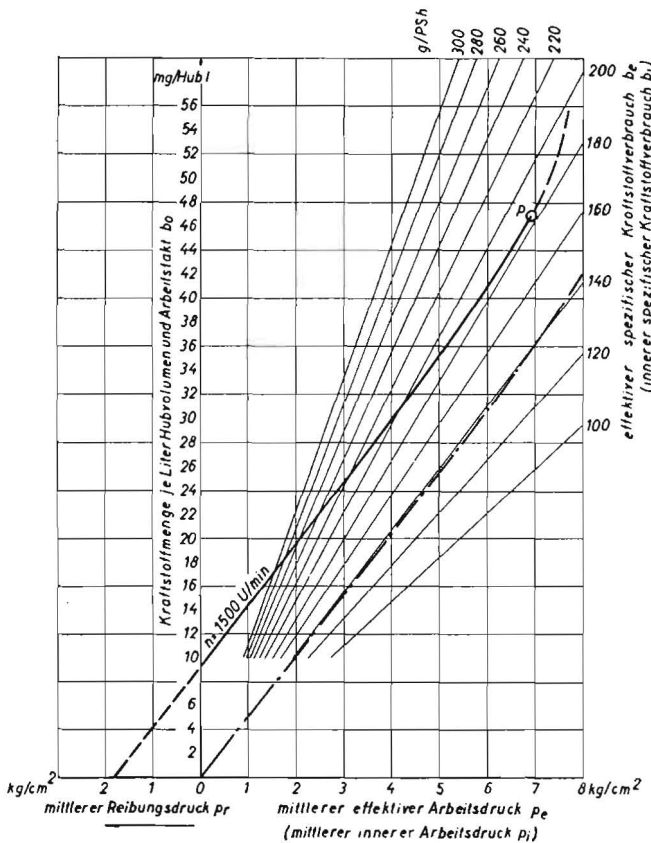


Abb. 7: Teillastdarstellung zur Beurteilung der Rauch- und Belastungsgrenze

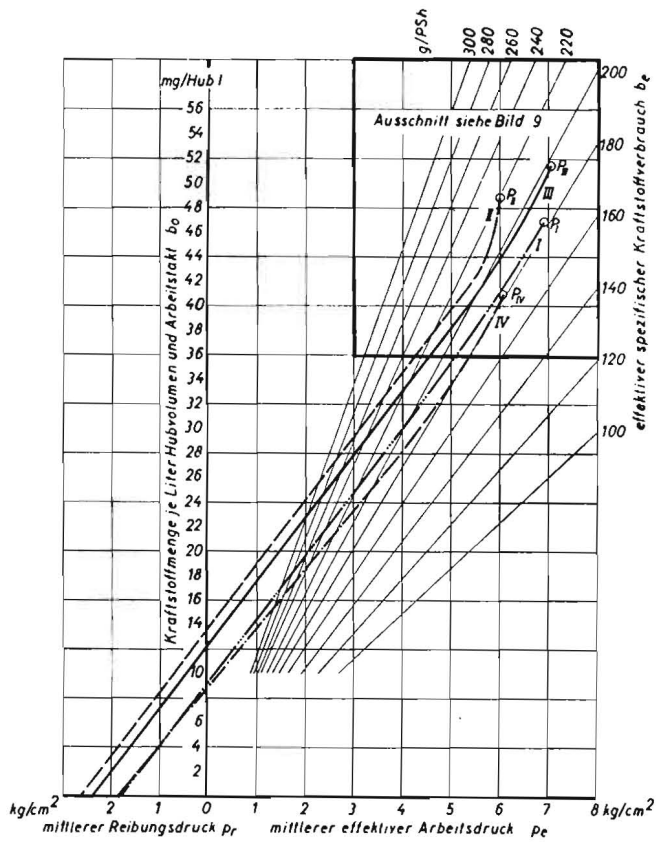


Abb. 8: Gegenüberstellung von vier verschiedenen Schleppermotoren

von  $p_e = 6,0 \text{ kg/cm}^2$ , sie müßte auf den Wert  $5,7 \text{ kg/cm}^2$  herabgesetzt werden. Das heißt auch, daß bei Messungen mit diesem Motor nach dem Kennfeldverfahren alle Werte unsicher werden, die bei vollgespanntem Regler über  $P_{II0}$  hinausgehen, also eine Kraftstoffmenge von mehr als  $44 \text{ mg}$  je Liter Hubvolumen und Arbeitstakt oder mit den zugehörigen Maschinendaten umgerechnet einen entsprechenden Wert in  $\text{kg/h}$  ergeben.

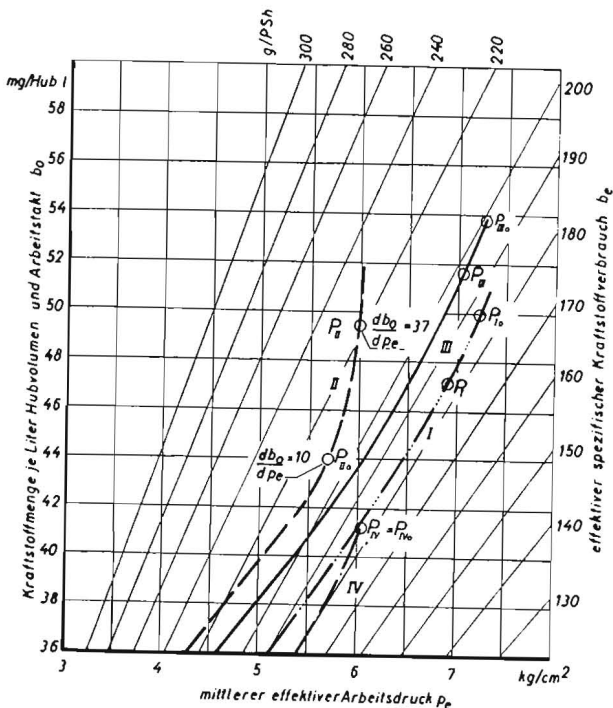


Abb. 9: Ausschnitt aus Abbildung 8

Entsprechend findet man, daß für die Motoren I und III der Punkt  $\frac{db_0}{dpe} = 10$  bei der serienmäßigen Blockierung im Punkt  $P_I$  oder  $P_{III}$  noch nicht erreicht ist. Bei  $P_I$  beträgt  $\frac{db_0}{dpe} = 6,7$  und bei  $P_{III}$  ist  $\frac{db_0}{dpe} = 7,1$ . Beide Motoren sind nicht voll ausgenutzt, es lassen sich höhere  $p_e$ -Werte erreichen, ohne daß die Rauchgrenze erreicht wird. Motor IV hingegen ist bis an die zulässige Grenze belastet, bei ihm wird  $P_{IV} = P_{IV0}$ . Der Wert  $\frac{db_0}{dpe} = 10$  wird erreicht.

Diese Betrachtung beschränkt sich hier nur auf die Nenn-drehzahl der Motoren. Es ist selbstverständlich, daß die gleiche Auftragung auch bei anderen Drehzahlen durchgeführt werden kann, jedoch ergibt die Praxis, daß bei den meisten Motoren in dem für Feldversuche in Frage kommenden Drehzahlbereich die Verhältnisse bei niedrigeren Drehzahlen als der Nenn-drehzahl nur günstiger werden, so daß man im allgemeinen mit der Untersuchung bei Nenn-drehzahl auskommt.

Man kann also bei den Motoren I, III und IV das Kennfeldverfahren anwenden, ohne befürchten zu müssen, daß aus dem Gütegrad der Maschine die Meßergebnisse ungünstig beeinflusst werden.

Aus dieser Betrachtung geht hervor, wie einfach und genau mit diesem Verfahren die zulässige Belastungsgrenze eines Motors ermittelt werden kann.

In Tabelle 1 sind die hauptsächlichsten Angaben, die aus den Abbildungen 8 und 9 für die dargestellten vier Motoren entnommen werden können, zusammengefaßt.

Tabelle 1

Motor	serienmäßige Blockierung	optimale Blockierung bei $\frac{db_0}{dpe} = 10$	mittlerer Reibungsdruck	optimaler Innendruck	optimaler innerer spezifischer Verbrauch
	$P_e$ $\text{kg/cm}^2$	$P_e$ $\text{kg/cm}^2$	$P_r$ $\text{kg/cm}^2$	$P$ $\text{kg/cm}^2$	$b_i$ $\text{g/PSH}$
A	6,9	7,2	1,8	9,0	139
B	6,0	5,7	2,6	8,3	140
C	7,05	7,3	2,35	9,65	140
D	6,05	6,05	1,85	7,9	130

### Der Einfluß des Kennfeldes auf den wirtschaftlichen Schleppereinsatz und das ideale Motorkennfeld

Das Leistungskennfeld (Abb. 3) zeigt, daß der Kraftstoffverbrauch je Stunde bei gleicher Motorleistung und kleiner werdender Drehzahl abnimmt, bis er ein Minimum erreicht und dann bei weiter fallender Drehzahl wieder ansteigt. Es ist das nicht etwa eine Eigenschaft des als Beispiel gewählten Motors, sondern mehr oder weniger stark ausgeprägt bei allen Motoren der heute auf dem Markt befindlichen Schlepper. Da normalerweise beim Arbeiten mit dem Schlepper auf dem Feld mit dem Fahrhebel immer in „Vollgasstellung“, also mit vollgespanntem Regler gefahren wird, arbeitet der Motor stets auf der Kennfeldbegrenzungslinie, und zwar vorwiegend auf dem Stück, das zwischen Volleistungspunkt und der maximalen Drehzahl liegt, also auf der Nenn-drehzahlregelnie und nur in seltenen Fällen, wenn einmal dem Schlepper die volle Zugkraft aberlangt wird, arbeitet der Motor mit niedrigerer Drehzahl auf der Vollastblockierungskurve (Abb. 1 und 3). Entsprechend liegt auch der Bereich des günstigsten effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches im Verbrauchskennfeld bei niedrigerer Drehzahl als der normalen Betriebsdrehzahl. Der günstigste Arbeitsbereich des Motors wird also bei dieser Fahrweise nicht ausgenutzt. Kennt man aber das Kennfeld seines Motors, die Getriebeabstufung seines Schleppers und die Bruttoleistung, die eine Feldarbeit erfordert, kann man bei vielen leichteren Arbeiten, wie Hacken, Häufeln und Eggen, bei denen die Zapf-

Tabelle 2

Vers. Nr.:	Gang	Motordrehzahl	stündlicher Kraftstoffverbr.	Arbeitsgeschwindigkeit	theoretische Flächenleistung	Flächenkraftstoffverbrauch	Motorleistung
		$n$ U/min	$B$ kg/h	$v$ km/h	$Fl$ ha/h	$B/Fl$ kg/ha	$N_e$ PS
1.	II.	1605	1,95	4,28	0,428	4,57	9,25
2.	II.	1585	1,94	4,25	0,425	4,56	9,20
3.	III.	1070	2,09	5,34	0,534	3,92	12,05
4.	III.	1000	1,88	5,07	0,507	3,71	10,75
5.	III.	960	1,82	4,79	0,479	3,80	10,30
6.	III.	825	1,46	4,17	0,417	3,50	8,15
6a.	III.	847	1,52	4,27	0,427	3,55	8,60

Zeile 6a wurde aus 6 durch Interpolation errechnet.  
Die Meßwerte sind Mittelwerte aus mehreren Einzelmessungen.

welle und damit die Motornendrehzahl nicht benötigt wird, erheblich wirtschaftlicher arbeiten, wenn man im nächst höheren Gang fährt und dabei die Motordrehzahl soweit herabsetzt, daß man wieder den Geschwindigkeitsbereich erreicht, den der durchzuführende Arbeitsvorgang erfordert. Dabei muß nicht unbedingt die gleiche Geschwindigkeit wie bei normaler Fahrweise erreicht werden, es darf durchaus eine höhere Fahrgeschwindigkeit herauskommen, wenn es der Arbeitsvorgang erlaubt. Man darf die Drehzahl jedoch nicht soweit herabsetzen, daß man bei voller Ausnutzung des Motors bei dieser Drehzahl unter das maximale Drehmoment kommt, da sonst Abwürgen des Motors zu befürchten ist. Man darf aber die Drehzahl unbedenklich noch unter die des maximalen Drehmomentes herabsetzen, wenn der durchzuführende Arbeitsvorgang einen so geringen Leistungsanspruch stellt, daß der Motor auch bei dieser Drehzahl noch nicht voll ausgenutzt ist. Man muß also darauf achten, daß man bei sehr niedriger Drehzahl noch genügend Leistungsreserve für auftretende Arbeitswiderstands-Erhöhen hat. Welche Steigerung der Wirtschaftlichkeit hierbei möglich ist, geht aus folgendem Beispiel hervor:

Tabelle 2 zeigt das Ergebnis eines Schälversuches mit dem Ackerschlepper, dessen Kennfeld hier als Beispiel gewählt wurde. Dieser Versuch wurde zunächst bei „Vollgasstellung“, also mit vollgespanntem Regler, im II. Gang und anschließend bei herabgesetzter Drehzahl im III. Gang gefahren. Dabei wurde die Drehzahl nicht nur so weit herabgesetzt, daß die gleiche Arbeitsgeschwindigkeit wie im II. Gang herauskam, es wurden auch Drehzahlen eingestellt, die eine andere Geschwindigkeit ergaben. Gemessen wurde außer der Motordrehzahl und dem stündlichen Kraftstoffverbrauch auch noch die Arbeitsgeschwindigkeit, aus der dann mit Hilfe der Arbeitsbreite des Schälpfluges die theoretische Flächenleistung (ha/h) und daraus mit dem stündlichen Kraftstoffverbrauch der Flächenkraftstoffverbrauch (kg/ha) errechnet wurden. Dieser, als Maß für die Wirtschaftlichkeit des Schleppereinsatzes, wurde für den durchgeführten Versuch in Abbildung 10 über der Arbeitsgeschwindigkeit für die beiden Getriebegänge aufgetragen. Für gleiche Arbeitsgeschwindigkeit ergibt sich damit eine Kraftstoffersparnis von rund 22 %. Würde der Schlepperhersteller die Fahrhebelstellung kennzeichnen, bei welcher der wirtschaftlichste Arbeitsbereich des Motors durchfahren wird, wäre damit der praktische Landwirt in die Lage versetzt, wenigstens bei leichten Arbeiten, wenn diese keinen Zapfwellenantrieb erfordern, alle Möglichkeiten, die der Motorenkonstrukteur ihm bietet, auszunutzen. Er könnte dadurch bei sinnvoller Auswahl und Kombination von Motordrehzahl und Getriebebegang recht erhebliche Einsparungen im Kraftstoffverbrauch erzielen.

Auf diese Möglichkeit der Kraftstoffersparnis durch Fahren bei gedrosselter Drehzahl hat auch Seifert auf der Wiesbadener Tagung des KTL im März 1949 hingewiesen [6]. Er zog aber daraus die Folgerung, Motoren mit niedriger

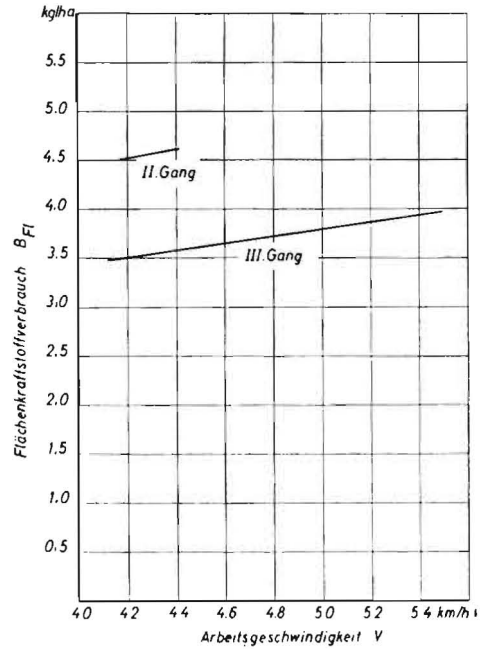


Abb. 10: Flächenkraftstoffverbrauch abhängig von der Fahrgeschwindigkeit (Tabelle 2)

Drehzahl zu bauen, um den Kraftstoffverbrauch zu senken. Die Entwicklung ist aber inzwischen hierüber hinweggeschritten. Das Bestreben der Motorenkonstruktore geht heute nach hohen Drehzahlen und kleinen Hubvolumina, um über höhere Literleistungen der Forderung der Landwirtschaft nach leichten und doch zugfähigen Ackerschleppern entgegenzukommen. Daß dabei die Forderung nach Senkung des Kraftstoffverbrauches nicht zweitrangig geworden ist, ist selbstverständlich, nur muß diese Forderung mit anderen Mitteln erfüllt werden.

Die Fahrweise mit herobgesetzter Drehzahl kann hierzu immer nur ein Behelf sein, auch dann, wenn der Schlepperkonstrukteur durch Einsatz stufenloser Getriebe dieser Möglichkeit entgegen kommt, vielmehr ergibt sich statt dessen jetzt die Forderung an den Motorenkonstrukteur nach dem idealen Kennfeld, denn die Arbeiten, bei denen diese Fahrweise möglich ist, machen nur einen kleinen Teil aller in der landwirtschaftlichen Praxis anfallenden Arbeiten aus.

Das Kennfeld eines Schleppermotors sollte so ausgelegt sein, daß der günstigste Bereich bei vollgespanntem Regler, also bei Fahrt in der „Vollgasstellung“ des Fahrhebels durchfahren wird, wobei der günstigste Punkt selbst bei etwa 80 bis 85 % der Vollast liegen sollte. Für den bisher betrachteten Motor müßte also das ideale Kennfeld etwa so aussehen, wie das in Abbildung 11 für das Verbrauchskennfeld und in Abbildung 12 für das Leistungskennfeld gezeigt wird.

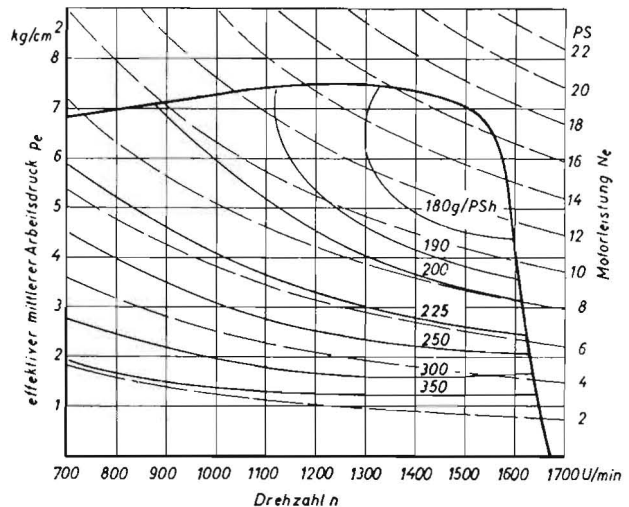


Abb. 11: Ideales Verbrauchskennfeld des 16-PS-Motors nach Abbildung 1



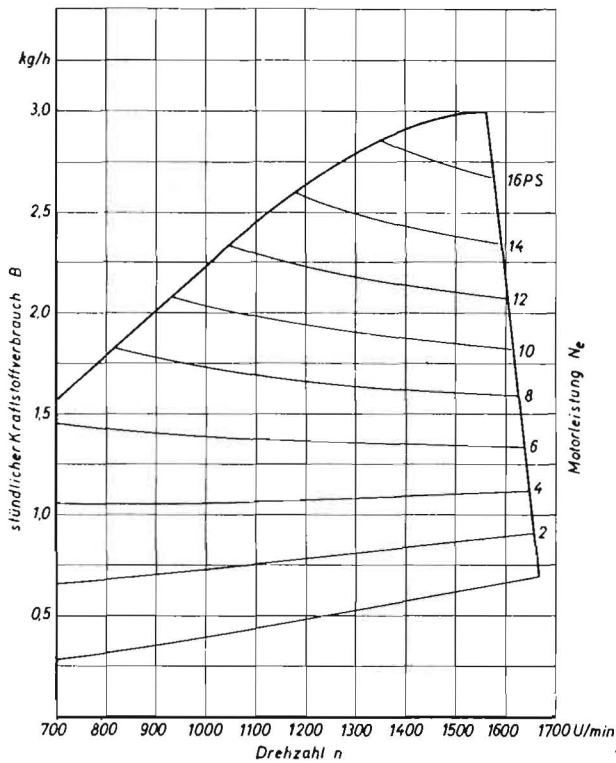


Abb. 12: Ideales Leistungskennfeld des 16-PS-Motors nach Abbildung 3

Es ist für den Motorenkonstrukteur und für den Entwicklungsingenieur notwendig, sich über den Unterschied in der Fahrweise eines Ackerschleppermotors und eines Straßenkraftfahrzeuges klar zu werden, er wird dann sofort einsehen, daß das Kennfeld eines Ackerschleppermotors grundsätzlich anders aussehen muß als das eines Straßenkraftfahrzeuges. Wenn schon ein Ackerschlepper auch ein Kraftfahrzeug ist, so gleicht die Betriebsweise seines Motors doch mehr derjenigen eines stationären als der eines Straßenfahrzeugmotors. Während der Motor eines Pkw oder auch Lkw seinen sparsamsten Arbeitsbereich bei der Drehzahl haben soll, die der Reisegeschwindigkeit entspricht, und darüber hinaus einen möglichst großen Drehzahlbereich umfassen soll, ist das beim Ackerschlepper nicht erforderlich, hier sollte der günstigste Arbeitsbereich bei der Nenndrehzahl liegen. Dafür sollte aber der günstigste Lastbereich möglichst breit sein. Außerdem ist es auch von untergeordneter Bedeutung, welchen spezifischen Kraftstoffverbrauch ein Schleppermotor auf der Vollastblockierungslinie hat, da dieser anders als der eines Straßenkraftfahrzeuges nur ganz selten einmal in der Drehzahl soweit abfällt, daß er auf der Blockierungslinie arbeitet. Es darf allerdings hierbei die Rauchgrenze nicht überschritten werden. Dafür ist aber Wert darauf zu legen, daß auf der Vollastblockierungslinie ein ausreichender Drehmomentenanstieg in einem nicht zu kleinen Drehzahlbereich erfolgt, damit der Motor nicht gleich „abstirbt“, wenn einmal die Notwendigkeit eintreten sollte, daß er so hoch belastet werden muß.

Es ist allerdings leider so, daß bei der heutigen Entwicklungsrichtung der Ackerschleppermotoren nach kleinen Hub-

volumen bei hohen Drehzahlen diese Forderung nur schwer zu erfüllen ist. Zunächst liegt einmal bei den heutigen Motoren mit ihrem ungünstigeren Verhältnis von Brennraumoberfläche zu Brennraumvolumen und wegen der damit verbundenen ungünstigeren thermischen Verhältnisse gegenüber den früheren Motoren mit größerem Hubvolumen das Verbrauchsniveau sowieso höher. Das wird außerdem noch ungünstig beeinflusst, weil bei höheren Drehzahlen die Brennzeit kürzer und damit die Verbrennung schwieriger zu beherrschen ist. Schließlich steigt auch bei höherer Drehzahl die Verlustleistung wegen innerer Reibung und Eigenleistung der Hilfsaggregate wie Kühlgebläse und Wasserpumpe nicht linear, sondern mit einer Potenz der Drehzahl, deren Exponent größer als Eins ist. Daß aber alle diese Faktoren bei entsprechender Wahl der Mittel beherrschbar sind, zeigt Abbildung 13, die das Verbrauchskennfeld einer ausgeführten und auf dem Markt befindlichen Maschine zeigt. Es ist dem Verfasser zwar nicht bekannt, ob dieser Motor auch in Ackerschlepper eingebaut wird, nach den vorliegenden technischen Daten wäre er aber gut dafür geeignet. Würde die Nenndrehzahl dieser Maschine auf 1700 U/min festgelegt, läge sie in bezug auf die Drehzahl durchaus im Rahmen des heute bei gleich starken Maschinen üblichen, und in bezug auf den effektiven spezifischen Verbrauch gleichwertig mit den besten heute vorhandenen Ackerschleppermotoren, wobei zu beachten ist, daß das Hubvolumen weniger als 1 Liter/Zylinder beträgt.

Das ideale Kennfeld stellt demnach für den Motorenkonstrukteur (auch bei den heutigen Ansprüchen) kein unerreichbares Fernziel, sondern eine zu lösende Aufgabe dar.

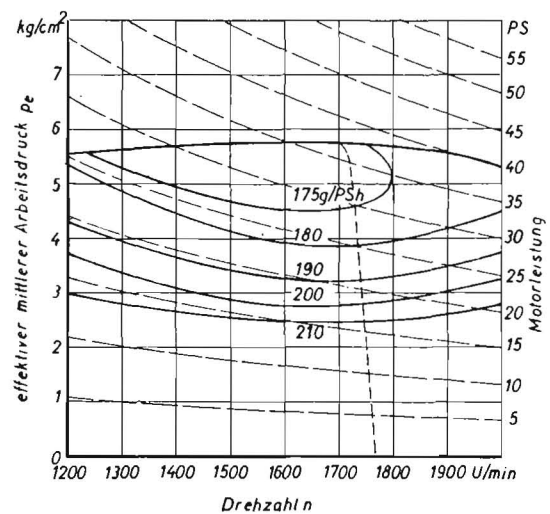


Abb. 13: Verbrauchskennfeld eines 40-PS-Motors

#### Schrifttum:

- [1] List: Die Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Verlag Julius Springer, Wien 1939
- [2] Schüle: Technische Thermodynamik, Verlag Julius Springer, Berlin 1930
- [3] Richter: Was ist ein „vollkommener“ Brennmotor? MTZ 5/1954
- [4] Zinner: Die Umrechnung der Leistung von Verbrennungsmotoren, insbesondere Dieselmotoren, in Abhängigkeit vom atmosphärischen Zustand. MTZ 5/1950
- [5] Lepek: Begriffsfestlegung für Leistungs- und Verbrauchsangaben der Verbrennungsmotoren für allgemeine Verwendungszwecke. MTZ 1/1954
- [6] Seifert: Belastung und Kraftstoffverbrauch von Schleppermotoren. KTL Heft VII d, München/Walfratshausen

## Résumé:

Dipl.-Ing. W. Kiene: „Leistungs- und Verbrauchskennfeld des Ackerschlepper-Dieselmotors.“

Bei Arbeitsversuchen mit Schleppern und deren Geräten auf dem Acker ist es wünschenswert, den Bedarf an Antriebsleistung zu messen. Hochwertige Meßeinrichtungen stehen dafür meist nicht zur Verfügung. Wenn der Motor vorher auf dem Prüfstand durchgemessen und sein „Leistungskennfeld“ aufgestellt wurde, kann man dieses später bei der Ackerarbeit zur Messung der jeweiligen Leistung des Motors benutzen. Aus dem stündlichen Kraftstoffverbrauch und der Drehzahl, die man mit einfachen Mitteln in der Praxis messen kann, läßt sich die abgegebene Motorleistung nach dem Kennfeld ermitteln. Zur Erzielung einer ausreichenden Genauigkeit ist es Bedingung, den Motor möglichst in gleichem Zustand wie auf dem Prüfstand arbeiten zu lassen.

Dipl.-Ing. W. Kiene:

“Output and Fuel Consumption Characteristics of Diesel Engines for Agricultural Tractors.“

During field tests with agricultural tractors and appliances powered by them it is often desirable to measure the output. Elaborate test plant is generally not available at such times. If the engine has been previously run on a test bench and its characteristic curves obtained, these can subsequently be used during field tests for the determination of the output of the engine. The hourly fuel consumption and the engine revolutions can easily be determined on the spot, so that the engine output can then be ascertained by the use of the characteri-

stic curves. In order to obtain a sufficient degree of accuracy, the engine must, however, run under conditions approximating as nearly as possible to those obtaining on the test bench.

Dipl.-Ing. W. Kiene :

«Diagramme puissance-consommation des moteurs Diesel montés sur des tracteurs agricoles.»

Au cours d'essais effectués sur des tracteurs agricoles et leurs outils lors du travail au champ, il est souhaitable de déterminer les besoins de puissance motrice. Des appareils de mesure de haute qualité sont en général défaut. Si le moteur a été examiné préalablement au banc d'essai et un diagramme de puissance a été établi, ce dernier peut être utilisé pour déterminer la puissance développée par le moteur au cours du travail pratique. Cette puissance peut être calculée à l'aide du diagramme de puissance en tenant compte de la consommation horaire de combustible et du régime qui peuvent être mesurés pendant le travail pratique à l'aide de moyens simples. Pour obtenir des résultats valables, il est indispensable de faire tourner le moteur, autant que possible, dans des conditions identiques à celles relevées lors des essais au banc.

Ing. dipl. W. Kiene: «Índice de potencia y de consumo de motores Diesel de tractores agrícolas.»

Para el ensayo de tractores y de sus dispositivos adicionales en el campo resulta conveniente poder apreciar la energía necesaria para el trabajo, porque generalmente no se dispone de instrumentos de medición costosos. Habiéndose tomado con anterioridad todos los datos correspondientes en el banco de pruebas y establecido su índice de rendimiento, se puede emplear más tarde este índice para medir en cada caso el rendimiento del motor. Tomando como base el consumo horario de combustible y el número de revoluciones que en la práctica pueden medirse fácilmente, se calcula el rendimiento del motor con la ayuda del índice. Para conseguir resultados de precisión suficiente, es condición hacer trabajar el motor dentro de lo posible, en condiciones iguales a las del banco de pruebas.

Prof. Dr.-Ing. G. Segler und Dipl.-Ing. B. Winkeler:

## Der Einfluß der Zerkleinerung von grünem Halmfutter auf die Silolagerung<sup>1)</sup>

Institut für Landmaschinenforschung, Braunschweig/Völkenrode

Auf der Suche nach den richtigen Lösungen für die Ausbildung von Geräten und Maschinen zum Füllen von Grünfuttersilos stoßen wir immer wieder auf ungeklärte Fragen verschiedener Art. Sie mögen auf den ersten Blick belanglos erscheinen, ihre Klärung ist für den Ingenieur aber von ausschlaggebender Bedeutung, wenn es ihm gelingen soll, die bestgeeigneten Konstruktionen zu entwickeln, die die berechtigten Forderungen des Silobaues, der Gärungs- und Fütterungstechnik und schließlich der Wirtschaftlichkeit im landwirtschaftlichen Betrieb ermöglichen sollen. Es handelt sich hierbei nicht um konstruktive Angelegenheiten, sondern um solche physikalischer und technologischer Art, die aber als grundlegend für die Silotechnik angesehen werden müssen. Sie betreffen vor allem die Struktur der Halm- und Blattlagerung im Silo, wie sie im Interesse einer zuverlässigen und kostenmäßig günstigen Gärfutterbereitung erwünscht ist [1]. Einen großen Einfluß auf die Einlagerungsdichte und die Siloraumausnutzung hat der Grad der Zerkleinerung oder der ausgeübten Pressung. Leider gibt es bisher keine genauen Unterlagen hierüber, so daß zunächst versucht wurde, durch Auskünfte aus der Praxis Antworten auf folgende Fragen zu erhalten:

1. Ist es nach den bisherigen Erfahrungen notwendig, bei bestimmten Silofutterarten eine Einlagerung in langem oder zerkleinertem Zustand zu bevorzugen?
2. Ist eine bestimmte Art der Zerkleinerung, Häckseln oder Zerreißen, erwünscht?
3. Welcher Grad der Zerkleinerung ist erforderlich?
4. Wie wirkt sich der Wassergehalt des Silogutes auf Lagerungsdichte, Sickersaftmenge und Kraftbedarf für die Zerkleinerung aus?

Leider stellte sich sehr bald heraus, daß die Auffassungen in der Praxis außerordentlich unterschiedlich sind und daß auf diese Weise keine exakten Unterlagen für die Weiterentwicklung von Silomaschinen gewonnen werden konnten. So sind vor allem die Auffassungen über die Notwendigkeit, die Art und den Grad der Zerkleinerung sehr unterschiedlich, gleichgültig ob es sich dabei um Rübenblatt, Luzerne oder Mais handelt. Während Rübenblatt beispielsweise vorwiegend in unzerkleinertem Zustand eingelagert wird, gibt es zahlreiche Betriebe, die eine Zerkleinerung der anhaftenden Rübenköpfe für notwendig halten, um Viehverluste durch Verschlucken auszuschalten<sup>2)</sup>. Ob der Sickersaft

vom Grad der Zerkleinerung oder vom Ausgangswassergehalt abhängt, erschien ebenfalls unklar. Ferner waren weder in der Praxis noch in der Literatur Anhaltspunkte darüber zu finden, welcher Energieaufwand notwendig ist, um einen bestimmten Zerkleinerungsgrad zu erreichen. Nach alledem mußte es notwendig erscheinen, durch eine besondere Versuchsbearbeitung die gewünschten Unterlagen, soweit sie für die Maschinenentwicklung notwendig sind, in größeren Versuchsserien zu ermitteln.

Die erforderlichen Messungen wurden mit Hilfe einer größeren Zahl von Modellsilos (Abb. 1) von 63 cm Durchmesser und 1,45 m oder 1,92 m Höhe durchgeführt. Die Größenverhältnisse waren bei den Modellsilos so gewählt, daß die Randeinflüsse keine Rolle spielen, so daß die Ergebnisse auf Großverhältnisse übertragen werden können. Die einzelnen Behälter waren ferner so eingerichtet, daß eine zusätzliche Gewichtspressung vorgenommen und der Sickersaft abgeleitet und meßbar aufgefangen werden konnte.

Um das an sich schon recht umfangreiche Versuchsprogramm nicht zu sehr auszudehnen und im Rahmen der vorhandenen Möglichkeiten halten zu können, wurden für die Versuche nur drei verschiedene Grüngutarten, Rübenblatt, Luzerne und Mais, herangezogen, die sich in ihrer Halm- und Blattstruktur besonders unterscheiden. Die Zerkleinerung erfolgte mit Häckselmaschinen, Zerreißen und Musmaschinen bei unterschiedlichem Grad der Zerkleinerung. Um den Einfluß zu ermitteln, den der Wassergehalt des Halmgutes hervorruft, wurden Parallelversuche mit Vorwulkung durchgeführt. Auf diese Weise sollten folgende Unterlagen für den Konstrukteur gewonnen werden:

- 1.) Raumgewicht bei verschiedener Art und verschiedenem Grad der Zerkleinerung.

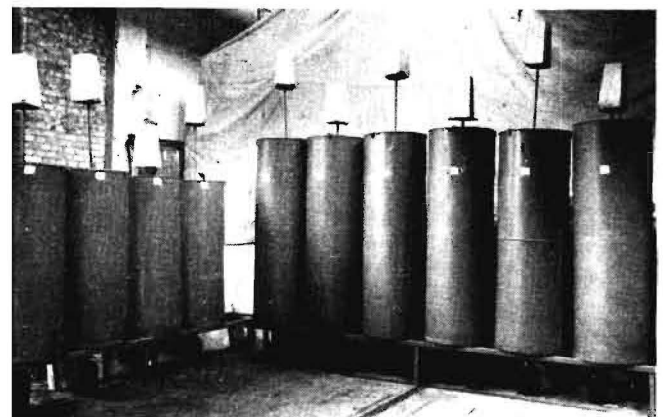


Abb. 1: Bei den Versuchen verwendete Modellsilos mit 630 mm Durchmesser, 1,45 m sowie 1,92 m Höhe

<sup>1)</sup> Nach einem Vortrag gehalten von Prof. G. Segler auf der Tagung des DLG-Unterausschusses für Silobau in Würzburg. Die hier behandelten Messungen wurden im Institut für Landmaschinenforschung der F.A.L. Völkenrode von Dipl.-Ing. B. Winkeler in den Jahren 1953 und 1954 im Rahmen einer größeren Forschungsarbeit zur Weiterentwicklung der Silotechnik mit Unterstützung des Bundesministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten durchgeführt.

<sup>2)</sup> Auf der DLG-Arbeitsstogung vertraten Prof. Dr. Dr. h. c. Zorn, Grub, und Prof. Dr. Kirsch, Kiel, den Standpunkt, daß eine Zerkleinerung von Rübenblatt nicht erforderlich ist. Die gleiche Auffassung wird auch von Prof. Dr. Richter, Institut für Tierernährung, F.A.L. Völkenrode, geteilt.