

2. Vergleich der fahrmechanischen Kenngrößen des TEZ mit denen des Traktor-Zweiachsanhänger-Zuges bei verschiedenen Fahrzuständen

2.1. Allgemeine Grundsätze

Mit Hilfe der unter 1 aufgeführten Gleichungen lassen sich verschiedene charakteristische Fahrzustände des TEZ durchrechnen. In gleicher Weise kann man die interessierenden Größen für den TZZ berechnen. Auf die Wiedergabe der dazu notwendigen Formeln wird verzichtet. Zu beachten ist nur, daß beim Zweiachsanhänger keinerlei Sattellast auf den Traktor übertragen wird, wenn man die geringe Masse der Zugvorrichtung des Zweiachsanhängers vernachlässigt. Außerdem wird angenommen, daß die Zugvorrichtung des Zweiachsanhängers parallel zur Fahrbahn verläuft, so daß die durch sie übertragenen Zug- oder Schubkräfte am Traktor keine senkrecht zur Fahrbahn wirkenden Komponenten auslösen. Die Zugvorrichtung greift am Traktor in der für Zweiachsanhänger üblichen Höhe an.

Unter diesen Bedingungen lassen sich die fahrmechanischen Eigenschaften des TEZ mit denen des TZZ vergleichen. Zur Gegenüberstellung genügen einige für das Fahrverhalten typische Größen (insbesondere die Achslasten am Traktor) in charakteristischen Fahrzuständen. Solche charakteristischen Fahrzustände sind:

- gleichförmige Fahrt auf verschieden geneigter Fahrbahn
- verschieden stark beschleunigte Fahrt (Anfahren) auf waagerechter Fahrbahn
- verzögerte Fahrt (Bremsen) auf verschieden stark abfallender Fahrbahn
- verschieden stark verzögerte Fahrt (Bremsen) auf waagerechter Fahrbahn

Hinsichtlich des Bremsens der Traktoren-Anhänger-Züge sind — eine geeignete Bremsvorrichtung vorausgesetzt (z. B. Druckluftbremse) — grundsätzlich drei verschiedene charakteristische Varianten möglich, zwischen denen im praktischen Betrieb jedoch noch eine Vielzahl von Möglichkeiten liegen. Die charakteristischen Varianten sind:

- die Traktorhinterachse bremst den gesamten Zug, der Anhänger bremst nicht;
- der Anhänger bremst den gesamten Zug, der Traktor bremst nicht;

- die Bremsen des Anhängers und des Traktors wirken so zusammen, daß zwischen Anhänger und Traktor keine Kraft in Richtung der Fahrbahn wirkt, d. h. die Zugkraft $Z = 0$ ist.

Die letztgenannte Variante läßt sich praktisch exakt kaum verwirklichen; sie entspricht jedoch den im Betrieb auftretenden Bedingungen am besten.

2.2. Hauptparameter zur Berechnung des Fahrverhaltens der Traktor-Anhänger-Züge

2.2.1. Daten des für den Vergleich benutzten Traktors

$m_T = 2500$ kg Masse des Traktors, $c = 700$ mm, $h_T = 900$ mm, $l_{TK} = 400$ mm, $h_K = 400$ mm am Einachsanhänger, $h_K = 780$ mm am Zweiachsanhänger, $l_T = 2000$ mm, $R_{TH} = 720$ mm, $R_{TV} = 395$ mm.

2.2.2. Daten des Einachsanhängers

Zur Vereinfachung der Rechnung werden die Schwerpunkte des leeren Anhängers und der Ladung in einem Punkt vereinigt. Im Schwerpunkt wirkt dann die Gesamtmasse m_{AL} . $m_A = 1300$ kg, $m_L = 4000$ kg, $m_{AL} = 5300$ kg, $l_{AK} = 3600$ mm, $d = 800$ mm, $h_{AL} = 1450$ mm, $R_A = 444$ mm.

Bei der Festlegung der Schwerpunktage des beladenen Einachsanhängers wurde davon ausgegangen, daß der Anhänger mit einem mittelschweren Schüttgut beladen ist (Grünhäcksel), und daß die Schwerpunktage von der Ladung bestimmt wird.

2.2.3. Daten des Zweiachsanhängers

$m_A = 1600$ kg, $m_L = 4000$ kg, $m_{AL} = 5600$ kg.

Die niedrigere Eigenmasse des Einachsanhängers ist im Vergleich zum Zweiachsanhänger gleicher Nutzlast charakteristisch.

2.2.4. Rollwiderstandsbeiwert ρ

Bei allen in der Folge zu betrachtenden Fahrzuständen wurde für beide Traktor-Anhänger-Züge ein Rollwiderstandsbeiwert $\rho = 0,1$ angenommen. Solche relativ hohen Werte treten auf schwierigen landwirtschaftlichen Fahrbahnen, z. B. feuchtem Rübenacker, feuchtem Stoppelfeld usw., auf. Bei niedrigeren Rollwiderstandsbeiwerten haben beide Trak-

Tafel 1
Die Kräfte am Traktor-Anhänger-Zug bei gleichförmiger Fahrt auf verschieden geneigter Fahrbahn

¹ Kraftschlußbeiwert für Bremsung erforderlich

		Neigung — Steigung		α	$[\alpha]$	-15	-9	-3	0	3	9	15
		η	$[\eta]$		$[\alpha]$	-25,8	-15,8	-5,2	0	5,2	15,8	26,8
Traktor-Einachsanhänger-Zug	Achslast des Einachsanhängers	A_A	[kp]	3581	3829	4035	4122	4197	4313	4381		
	Sattellast des Einachsanhängers	S	[kp]	1538	1406	1258	1178	1096	922	738		
	Zugkraft	Z	[kp]	-934	-382	143	412	697	1260	1810		
	Hinterachslast des Traktors	A_{TU}	[kp]	3016	3121	3183	3203	3217	3217	3187		
	Vorderachslast des Traktors	A_{TV}	[kp]	908	725	542	445	346	145	-63		
	Zur Fortbewegung erforderliche Triebkraft	U_T	[kp]	-1181	-383	386	777	1182	1982	2761		
	Zur Fortbewegung erforderlicher Kraftschlußbeiwert	μ_{Kerf}			0,39 ¹	0,12 ¹	0,12	0,24	0,37	0,62	0,87	
Traktor-Zweiachsanhänger-Zug	Zugkraft	Z	[kp]	-889	-316	267	560	855	1436	2052		
	Hinterachslast des Traktors	A_{TH}	[kp]	970	1352	1722	1901	2075	2409	2735		
	Vorderachslast des Traktors	A_{TV}	[kp]	1416	1088	745	569	392	31	-349		
	Zur Fortbewegung erforderliche Triebkraft	U_T	[kp]	-1289	-458	385	807	1229	2066	2930		
	Zur Fortbewegung erforderlicher Kraftschlußbeiwert	μ_{Kerf}			1,33 ¹	0,34 ¹	0,22	0,42	0,59	0,86	1,08	

* Institut für Landtechnik der Hochschule für LPG Meißen (Direktor: Dr. K. MÜHREI.)

¹ Teil I s. H. 11/1966, S. 514

toren-Anhänger-Züge im allgemeinen vorteilhaftere Eigenschaften. Nur beim Bremsen wirken sich kleinere Rollwiderstandsbeiwerte erschwerend aus.

2.3. Ermittlung der Kräfte am Traktor-Anhänger-Zug in zwei charakteristischen Fahrzuständen

2.3.1. Der Traktor-Anhänger-Zug bei gleichförmiger Fahrt auf verschieden geneigter Fahrbahn

Dem genannten Fahrzustand liegt die Annahme zugrunde, daß die bei Gefälle auftretenden Hangabtriebskräfte ausschließlich vom Traktor gebremst werden (z. B. durch Motorbremse), sofern sie nicht der Fahrwiderstand kompensiert.

Die Ergebnisse dieser Rechnung sind in Tafel 1 und Bild 5 enthalten.

Folgendes ist zu erkennen:

- Der Traktor-Einachsanhänger-Zug ist infolge der größeren Traktorhinterachslast zugsicherer, da der zur Fortbewegung erforderliche Kraftschlußbeiwert des Traktors kleiner als beim Traktor mit Zweiachsanhänger ist.
- Der TEZ besitzt am stark steigenden Hang trotz der hinter der Hinterachse angreifenden großen Sattelast eine größere Traktorvorderachslast und ist deshalb lenksicherer als ein gleichwertiger Traktor-Zweiachsanhänger-Zug.
- Die Triebräder des Traktors werden beim Einachsanhängerbetrieb im Gegensatz zum Zweiachsanhängerbetrieb in jeder Fahrbahnneigung infolge des engen Zusammenwirkens von Traktor und Einachsanhänger annähernd gleich belastet. Das bedeutet, daß die Tragfähigkeit der Traktorhinterradreifen in jeder Lage voll ausgelastet werden kann, ohne daß man mit einer zeitweisen Überbelastung infolge unterschiedlicher Fahrbahnbedingungen rechnen muß.

2.3.2. Der Traktor-Anhänger-Zug bei stark verzögerter Fahrt (Bremsen) auf verschieden geneigter Fahrbahn

Der Rechnung liegen Mindestbremsverzögerungen von $-b = 3 \text{ m/s}^2$ zugrunde. Bei der Rechnung wurde angenommen, daß Traktor und Anhänger ihre Massen selbst abbremsen, d. h., daß am Kupplungspunkt keine Kraft in Richtung der Fahrbahnebene wirkt.

Das markanteste Ergebnis dieser Rechnung besteht im Vergleich der Achslasten der Traktortriebräder bzw. des zum Bremsen des Traktors erforderlichen Kraftschlußbeiwertes beim Ein- und Zweiachsanhängerbetrieb. Während beim Traktor mit Einachsanhänger mit zunehmender Bremsverzögerung (aus Raumgründen mußte auf die Wiedergabe dieser Ergebnisse verzichtet werden) bzw. bei gleichbleibender Bremsverzögerung und zunehmender Neigung der Fahrbahn

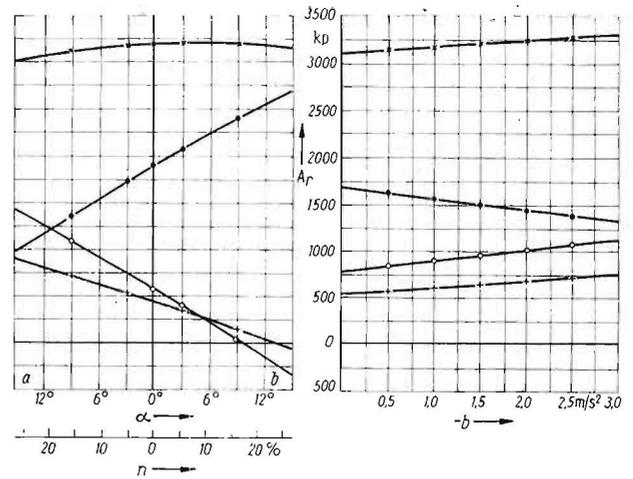


Bild 5. (links) Die Achslasten des Traktors am Traktor-Anhänger-Zug in Abhängigkeit von der Steigung bei konstanter Fahrgeschwindigkeit:

- X — X — X Traktorhinterachslast bei Einachsanhänger
- + — + — + Traktorvorderachslast bei Einachsanhänger
- ● — ● — ● Traktorhinterachslast bei Zweiachsanhänger
- ⊖ — ⊖ — ⊖ Traktorvorderachslast bei Zweiachsanhänger

Bild 6. (rechts) Achslasten des Traktors am Traktor-Anhänger-Zug auf waagerechter Fahrbahn in Abhängigkeit von der Bremsverzögerung (Traktor und Anhänger bremsen ihre Massen selbst ab), Zeichenerklärung wie in Bild 5

die Hinterachslast steigt, sinkt sie beim Traktor mit Zweiachsanhänger (Tafel 2, Bild 6). Das bedeutet, daß bei den erforderlichen hohen Bremsleistungen die für das Bremsen verantwortliche Achse des Traktors beim Fahren mit dem Einachsanhänger auf den Boden gepreßt, beim Zweiachsanhänger dagegen förmlich vom Boden gehoben wird. Da die auf den Boden übertragbaren Bremskräfte gleichfalls proportional den Achslasten sind, bietet der Traktor mit Einachsanhängerbetrieb auch hinsichtlich der Bremsfähigkeit eine weit größere Sicherheit.

3. Ergebnisse aus vergleichenden Zugkraftuntersuchungen zwischen Traktor-Einachsanhänger- und Traktor-Zweiachsanhänger-Zug

3.1. Meßgrundlagen und -methoden

Ein Traktor-Einachsanhänger-Zug wird mit einem Traktor-Zweiachsanhänger-Zug gleicher Nutzmasse bezüglich seiner Einsatzsicherheit auf den verschiedenartigsten landwirtschaftlichen Fahrbahnen, insbesondere Ackerböden, ver-

Neigung		α	η	0	3	9	15
		[°]	[%]	0	5,2	15,8	26,8
Traktor-Einachsanhänger-Zug	Achslast des Einachsanhängers	A_A	[kp]	3649	3562	3356	3108
	Sattelast des Einachsanhängers	S	[kp]	1654	1731	1875	2011
	Hinterachslast des Traktors	A_{TH}	[kp]	3351	3388	3432	3442
	Vorderachslast des Traktors	A_{TV}	[kp]	770	810	887	955
	Zur Bremsung erforderliche Bremskraft der Anhängerräder	U_A	[kp]	0	277	829	1372
	Zum Bremsen erforderliche Bremskraft der Traktorhinterräder	U_T	[kp]	753	882	1139	1392
	Zum Bremsen des Anhängers erforderlicher Kraftschlußbeiwert	$\mu_{KA \text{ erf}}$		0,44	0,53	0,73	0,96
	Zum Bremsen des Traktors erforderlicher Kraftschlußbeiwert	$\mu_{KT \text{ erf}}$		0,22	0,26	0,33	0,40
Traktor-Zweiachsanhänger-Zug	Hinterachslast des Traktors	A_{TH}	[kp]	1331	1270	1134	981
	Vorderachslast des Traktors	A_{TV}	[kp]	1139	1197	1306	1405
	Zum Bremsen erforderliche Bremskraft der Anhängerräder	U_A	[kp]	1708	2601	2584	3157
	Zum Bremsen erforderliche Bremskraft der Traktorhinterräder	U_T	[kp]	753	882	1139	1392
	Zum Bremsen erforderlicher Kraftschlußbeiwert der Traktorbetriebsräder	$\mu_{KT \text{ erf}}$		0,57	0,69	1,00	1,42

Tafel 2
Kräfte am Traktor-Anhänger-Zug bei verzögerter Bewegung auf verschieden stark abfallender Fahrbahn (Anhänger und Traktor bremsen ihre Massen selbst ab); Zugkraft $Z = 0$, Bremsverzögerung $-b = 3 \text{ m/s}^2$

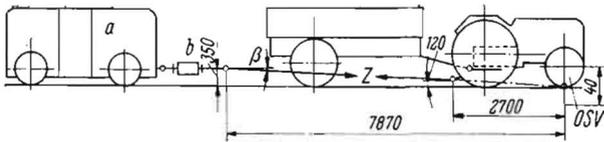


Bild 7. Meßanordnung zur Bestimmung der „Freien Zugkraft“; a Bremswagen, b Zugkraftmesser

glichen. Als Maß der Einsatzsicherheit gilt die nach Abzug des Fahrwiderstandes des jeweiligen Traktor-Anhängerzuges verbleibende, vom Traktor auf die Fahrbahn übertragbare Restzugkraft, die als „Freie Zugkraft“ definiert wird. Man erhält sie folgendermaßen:

Hinter den Traktor-Anhänger-Zug wird ein Bremsmeßwagen derart angehängt, daß die vom Traktor zusätzlich aufzubringenden Zugkräfte die Belastung der die Triebkräfte übertragenden Traktortriebräder nicht verändern. Die Wirkungslinie der zusätzlichen Zugkraft muß daher durch den Auflagepunkt der Traktorvorderräder und möglichst waagrecht verlaufen, so daß kein zusätzliches Moment um die Traktorvorderräder entsteht (Bild 7). Die Größe der „Freien Zugkraft“ wird mit einem Zugkraftmesser gemessen, der in das an den unteren Lenker der Dreipunkthydraulik des Traktors befestigte Zugseil eingeschaltet ist.

Des weiteren wird der der „Freien Zugkraft“ zugeordnete Radschlupf s_T der Traktorhinterräder durch Ermittlung der Drehzahldifferenz zwischen schlupfbehalteter und schlupfloser Wegzapfwelle bestimmt. Die radschlupfbehaltete Wegzapfwelldrehzahl n_1 mißt man durch einen auf der Zapfwelle angebrachten elektrischen Kontaktgeber mit einem Zählgerät. Die schlupflose Drehzahl der Wegzapfwelle n_2 errechnet sich aus dem Übersetzungsverhältnis i_g von Traktortriebräder zur Zapfwelle, dem wirksamen Rollradius der Traktortriebräder R_{TH} und der Länge L der Meßstrecke.

$$s_T = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100 \%$$

$$s_T = \left(1 - \frac{L \cdot i_g}{2 \cdot \pi \cdot R_{TH} \cdot n_1} \right) 100 \%$$

Als Fahrbahn werden die Modifikationen „feuchter toniger Lehm“ mit einer Feuchte von 14 bis 16 % und „sandiger Lehm Boden“ mit einer Feuchte von 6 bis 8 %, beides Prüfbahnen des damaligen Instituts für Landtechnik, Potsdam-Bornim, benutzt.

Die Untersuchungen erfolgen mit den in Tafel 3 aufgeführten Anhängern.

3.2. Darstellung und Erläuterung der Untersuchungsergebnisse

Die Untersuchungsergebnisse sind in Bild 8 zusammengefaßt dargestellt. Die in Abschnitt 2.3.1 rechnerisch ermittelte größere Zugsicherheit von Traktor-Einachsanhänger-Zügen gegenüber Traktor-Zweiachsanhänger-Zügen hat sich experimentell bestätigt. Die Zugkraftreserve und damit die Einsatzsicherheit des Traktors mit Einachsanhänger ist bei beiden Fahrbahnmodifikationen wesentlich höher als beim Traktor mit Zweiachsanhänger. Setzt man die Einsatz-

Tafel 3 Daten der Untersuchungsgeräte

	Einachsanhänger TEK 4 Forschungsmuster	Zweiachsanhänger TK 4
Hersteller	Landmaschinenbau Rathenow	Landmaschinenbau Rathenow
Zugmittel	Traktor RT 315	Traktor RT 315
Anhängernutzmasse	4000 kg	4000 kg
Eigenmasse	1335 kg	1615 kg
Gesamtanhängermasse bei den Untersuchungen	5300 kg	5300 kg
Lademasse bei 5300 kg	3965 kg	3685 kg
Sattellast am Kupplungspunkt	1000 kg	
Bereifung	12-18 AM	7,5-20 HD

sicherheit des Traktor-Zweiachsanhänger-Zuges gleich 100 %, so beträgt sie im Untersuchungsbeispiel für den Traktor-Einachsanhänger-Zug

- auf „feuchtem tonigem Lehm“ 196 % und
- auf „sandigem Lehm Boden“ 208 %,

also etwa das Doppelte.

Gleich der als „Freie Zugkraft“ definierten Zugkraftreserve ist der Schlupf der Traktortriebräder ein Maß für die Einsatzsicherheit der verschiedenartigen Traktor-Anhänger-Züge. Je kleiner der Schlupf der Traktortriebräder zur Überwindung des Fahrwiderstandes der verschiedenartigen Traktor-Anhänger-Züge, d. h. beim Fahren ohne Aufbringung zusätzlicher „Freier Zugkraft“ ($Z_F=0$) ist, um so größer ist die Einsatzsicherheit der betreffenden Fahrzeug-einheit. Bild 8 zeigt das ebenfalls augenscheinlich. Die Werte für den Schlupf der Traktortriebräder betragen bei $Z_F=0$ für den Traktor-Einachsanhängerzug etwa die Hälfte derer des Traktor-Zweiachsanhänger-Zuges. Dementsprechend ist die Einsatzsicherheit des TEZ doppelt so hoch wie die des TZZ. Die Werte für den Schlupf der Traktortriebräder bei $Z_F=0$ im Untersuchungsfalle sind in Tafel 4 zusammengefaßt.

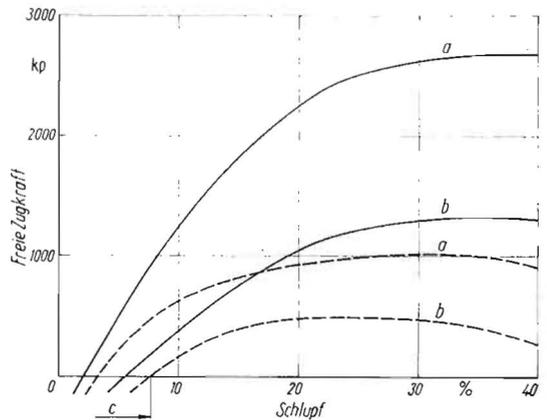


Bild 8. Das Zugkraft-Schlupf-Verhalten von Traktor-Einachs- und Zweiachsanhänger-Zügen auf verschiedenartigen Böden;

- auf feuchtem tonigem Lehm
- - - auf sandigem Lehm Boden;

a Traktor-Einachsanhänger-Zug, b Traktor-Zweiachsanhänger-Zug, c Schlupf der Traktor-Anhänger-Züge bei Fahrt ohne Aufbringen zusätzlicher „Freier Zugkraft“

Tafel 4 Schlupf der Traktortriebräder s in %

	Traktor-Einachsanhänger-Zug	Traktor-Zweiachsanhänger-Zug
Feuchter toniger Lehm	2,05	5,40
Sandiger Lehm Boden	3,10	7,65

3.3. Beispiele aus praktischen Einsatzerfahrungen

Ähnlich den auf der Prüfbahn exakt gemessenen Ergebnissen sind die im praktischen Einsatz gewonnenen Erkenntnisse. In der LPG „Karl Marx“ in Wachtwitz, Kreis Meißen, wurden unter gleichen Bedingungen ein Traktor RS 14/30 mit einem 4-t-Einachsanhänger und ein zweiter Traktor gleichen Typs mit einem 4-t-Zweiachsanhänger eingesetzt. Bei Baustofftransporten, insbesondere aus einer schlammigen Kiesgrube, fuhr der Traktor-Einachsanhänger-Zug sicherer als der Zweiachsanhänger-Zug. Jedesmal, wenn letzterer steckenblieb, ließ er sich mit Hilfe des vorgespannten Traktoren-Einachsanhänger-Zuges wieder herausziehen. Ähnliche Ergebnisse zeigten sich im Institut für Pflanzenzüchtung Groß-Lüsewitz. Dort, wo der Traktor mit einem zweiachsigen 3000-l-Fäkalienfaß steckenblieb, fuhr ein einachsiger 6000-l-Güلتankwagen (mit Tandemachse) noch sicher.

4. Zusammenfassung

Die in diesem Jahr erstmalig in unserer Landwirtschaft in breitem Umfang zum Einsatz kommenden kopplastigen Einachsanhänger eigener Produktion geben Anlaß, auf ihre Vorteile hinsichtlich der großen Einsatzsicherheit, insbesondere beim Einsatz unter den schwierigen Bedingungen der Hackfruchternte, hinzuweisen. Anhand von rechnerischen Vergleichen und Zugkraftuntersuchungen zwischen Traktor-

Einachsanhänger- und Traktor-Zweiachsanhänger-Zügen wird die fahrmechanische Überlegenheit des Traktor-Einachsanhänger-Zuges nachgewiesen. Praktische Einsatzverfahren bestätigen die in den Untersuchungen ermittelten Ergebnisse. Besonders auffallend ist die größere Zug-, Brems- und Lenksicherheit und damit die Einsatzsicherheit des Traktors mit Einachsanhänger unter schwierigen Fahrbahnverhältnissen.

A 6636

Ventilsitze an Dieselmotoren

Ing. H. SCHULZ, KDT

1. Grundsätze für die Ventilsitzherstellung

Die Ventilsitze an Diesel- und auch Ottomotoren sind heute ausnahmslos als Kegelfläche ausgebildet, wobei der Sitzwinkel α meistens 90° und seltener 120° beträgt.

Als Ventilsitz (Dichtfläche; Kontaktfläche) ist dabei diejenige Kegelfläche zu verstehen, an der sich Sitzfläche des Ventils und Sitzfläche im Zylinderkopf berühren und den Arbeitsraum des Motors abdichten.

Bei der Herstellung von Ventilsitzen sind stets folgende Grundsätze zu beachten:

- bei Zuordnung der Sitzflächen ist zu berücksichtigen, daß bei einem Verschleiß durch Einschlagen stets dieselben Flächen zusammen arbeiten;
- der Ventilsitz (Dichtfläche) soll am Ventil soweit als möglich außen liegen und eine bestimmte Breite nicht überschreiten.

Bild 1 zeigt allgemein drei Möglichkeiten der Ventilsitzherstellung. Ausführung a) soll vermieden werden, weil nach dem Einschlagen auch die Stirnfläche des Sitzes zum Tragen kommt und die Dichtwirkung in Frage gestellt ist. Ausführung b) ergibt einen zu breiten Ventilsitz. Am besten ist es, wie Ausführung c) zeigt, wenn $d_{sa} \geq d_v$ ist und die Ventilsitzfläche durch d_s innen und durch d_v außen begrenzt wird [1]. Hiermit ergeben sich gute Dichtverhältnisse, eine große Sitzfläche, und der Ventilsitz liegt am äußeren Ventiltellerdurchmesser. Um diese Sitzlage zu erreichen, muß man u. U. bei der Ersterstellung und auch bei der Instandsetzung zusätzliche Flächen anfräsen (s. Bild 5).

In der Praxis werden an Fahrzeug-Dieselmotoren die Ventilsitze mit einer Breite von

$$b = 1,5 \dots 2,5 \text{ mm}$$

hergestellt. Hiermit ist eine gute Dichtwirkung und eine ausreichend niedrige Flächenpressung vorhanden.

Neben den zuvor genannten Bedingungen ist bei der Herstellung des Ventilsitzes zu beachten, ob die Ventile im Zylinderkopf ein Vor- oder Rückstehmaß haben müssen. Dieses Maß ist an den einzelnen Motoren verschieden und so festgelegt, daß in Abhängigkeit vom Spaltmaß sowie den Ventil- und Kolbenhubkurven die Ventile nicht auf den Kolben aufschlagen (Bild 2).

Mit der Sitzlage außen am Ventil ergibt sich eine größere maximale Spaltfläche des Ventils. Bild 3 zeigt, daß die Spaltfläche f_{sp} die Mantelfläche eines Kegelstumpfes ist und bei gleichem Ventiltellerdurchmesser und Vorstehmaß sowie gleicher Sitzbreite und außen liegendem Sitz mit d_s nach der Beziehung

$$f_{sp} = \pi \cdot d_s \cdot \cos \alpha / 2 \cdot h$$

vergrößert wird [2]. Diese Vergrößerung ist für die Füllung des Zylinders mit Frischluft zu beachten, denn nach [3] ist die Strömungsrichtung der einströmenden Luft trotz veränderter Ablösungen in der Hubphase des Einlaßventils nahezu den Sitzflächen parallel (Bild 4).

2. Verschleiß am Ventilsitz

Im Betrieb tritt insbesondere an der Sitzfläche im Zylinderkopf und auch am Ventil mehr oder weniger hoher Verschleiß auf. Auf den Verschleiß am Ventilsitz (Dichtfläche) nehmen Einfluß:

- Höhe der Schlagbeanspruchung zwischen Ventil und Sitz, bestimmt durch Größe des Ventilspiels, Ventilaufschlaggeschwindigkeit und Ventillfederkraft;
- Temperaturen an den Sitzflächen;
- Werkstoffpaarung Ventil und Sitz im Zylinderkopf;
- Steifigkeit des Ventiltellers und des Zylinderkopfes;
- Ventiltellergröße und Höhe des Verbrennungsdruckes [4].

Neben dem Verschleiß (Einschlagen des Sitzes) können noch folgende Erscheinungen am Ventilsitz auftreten, die gleichfalls eine Instandsetzung notwendig machen: Sitzverzug durch Wärmespannungen sowie Nabenbildung und Einschneidungen im Sitz.

3. Instandsetzung der Ventilsitze

Die Ventilsitze müssen instand gesetzt werden, wenn die Ventile durch zuvor genannte Erscheinungen undicht geworden sind, so daß ein Leistungsabfall der Motoren eintritt. Da die Methoden der Instandsetzung der Ventilsitze — Fräsen, Schleifen, Spindeln und Einschleifen — allgemein bekannt sind, sollen hier lediglich Hinweise über Sitzausführungen und Verschleißgrenzen gegeben werden. Die Nacharbeit des Sitzes im Zylinderkopf erfolgt üblicherweise wie in Bild 5 angegeben. Es wird zuerst der Sitz mit dem Basiswinkel $\alpha/2 = 45^\circ$ durch Fräsen oder Schleifen und danach die Sitzlage und -breite mit Fräsern mit Spitzenwinkeln von 150° und 30° hergestellt (vgl. auch Bild 6 b). Wird der innere Sitzdurchmesser d_s durch eine senkrechte Kanal- oder Sitzringwand gebildet, ist nur einmal nachzufräsen. (Bild 6a.)

Die richtigen Ventilsitzbreiten b ergeben sich, wenn ein Verhältnis

$$\frac{d_v}{d_s} = 1,05 \dots 1,15$$

verwirklicht wird, dabei sollte das Maß

$$t = \frac{d_{sa} - d_s}{2} > 2,5 \text{ mm}$$

sein, weil mit zunehmendem Wert von t auch der Luftdurchsatz durch den Ventilsitz etwas ansteigt.

Die Grenze der Nachbearbeitung der Ventilsitze beträgt 0,5 bis 1,0 mm und ist durch die zulässige Verkleinerung des Verdichtungsverhältnisses E an den verschiedenen Motoren bedingt.

3.1. Verwendung von Ventilsitzringen

Ist der Gegensatz für das Ventil im Zylinderkopf soweit ausgeschlagen, ausgebrannt oder so tief nachgefräst, daß ein