

Abb. 6.11: Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit gebremstem Einachsanhänger - beladen
1 - mit Längslenker, 2 - ohne Längslenker, V - Vorderachse, H - Hinterachse, $h_{SA} = 0,55$ m, $K_a = 0,5$

7. Programmsystem zur Simulation des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsanlagen

7.1. Randbedingungen

Prinzipiell ist es nicht möglich, die komplexen Vorgänge der geregelten Bremsanlage exakt den Einsatzbedingungen nachzubilden, da beim Einsatz des Fahrzeugs stochastische Einflüsse wirken. Momentane Änderungen der Abstimmung der Bremsanlage werden jedoch meist durch eine Änderung der Bremsbelagreibungszahlen hervorgerufen, wobei die Einflußfaktoren Flächenpressung, Reibgeschwindigkeit und Reibflächentemperatur immer maßgebend sind. Reibflächentemperaturen unterliegen starken stochastischen Einflüssen, welche z. B. mit Elektroanalogieverfahren sehr gut erfaßt werden, wie von Zscherpel und Müller [66] nachgewiesen wurde. Zur rechentechnischen Simulation dieser Einflüsse fehlen jedoch meist entsprechend leistungsfähige Computer.

Computersimulationen zur Darstellung konkreter Bremsvorgänge sind aber auch ohne Berücksichtigung stochastischer Einflüsse sinnvoll, wenn es darum geht, die komplexen Zusammenhänge der Bremskraftregelung bei Minimierung des experimentellen Aufwandes zu untersuchen.

Die im Abschnitt 5. dargestellten und die vom Autor entwickelten Programmsysteme zur Berechnung des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsen FVB2, FVB3 und FVB4 [41] [38] [40] [36] [39] sind Quellen für das in den folgenden Abschnitten vorgestellte System zur Simulation des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsanlagen, welches vorerst konkrete Bremsvorgänge berücksichtigt, perspektivisch bei Nutzung entsprechend leistungsfähiger Rechentechnik mit vertretbarem Aufwand auch eine Berücksichtigung stochastischer Bremsvorgänge erlauben soll.

7.2. Verbesserung der Programmsysteme FVB2, FVB3 und FVB4

In Verbindung mit der Anpassung der Programmsysteme FVB2, FVB3 und FVB4 [41] an 16-Bit-Rechner erfolgte eine Überarbeitung und Zusammenfassung einzelner Module. Die Anzahl der Module verkleinerte sich um 7 auf 24. Arbeiten des Autors im Rahmen einer Scheibenbremsenentwicklung [43], [44] und [45] zeigten, daß die bisherige Festlegung der Anfangstemperaturwerte für Bremsscheibe und Scheibentopf (Abb. 7.1), je ein Wert vorgegeben, Probleme bei der Ermittlung der Wärmeübergangskenngrößen mittels rechentechnischer Nachbildung des Abkühlkurvenverlaufs

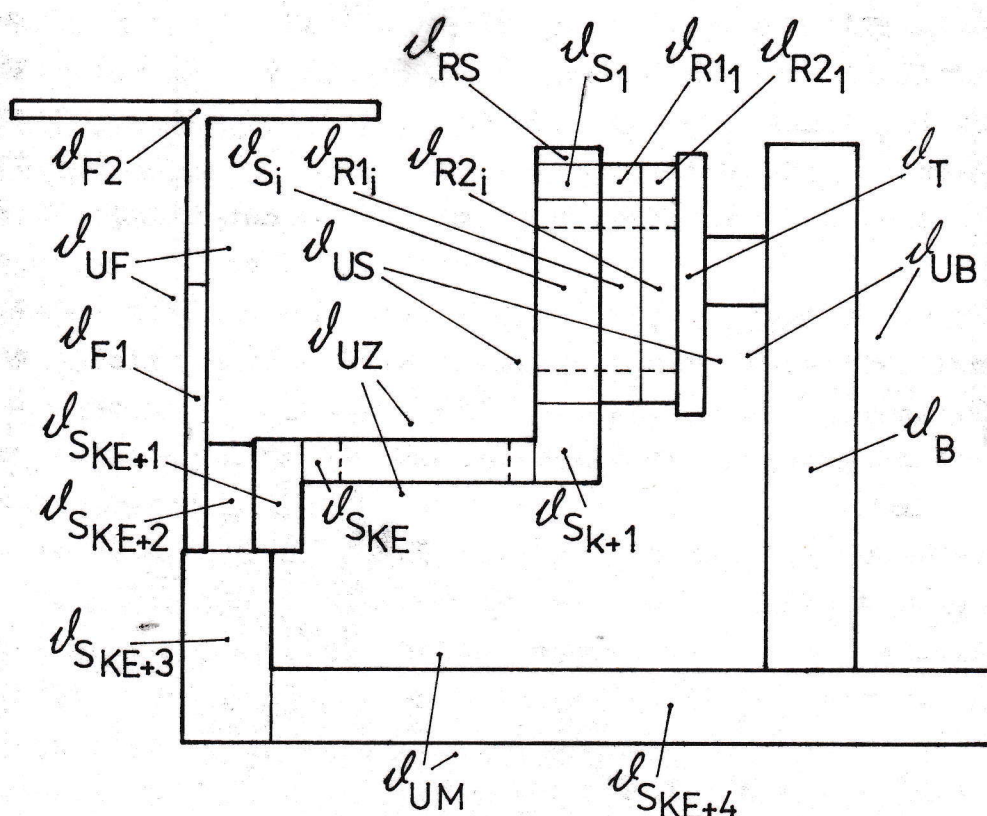


Abb. 7.1: Temperaturen am Scheibenbremsen-Ersatzmodell [41]

dahingehend auftreten, daß zum Berechnungsbeginn sich Teile des Scheibentopfes, anstatt aufzuheizen, abkühlen. Diese Probleme werden durch eine programmtechnische Änderung gelöst, indem nunmehr für die Bremsscheibe vier und für den Scheiben-

topf zwei Anfangstemperaturen vorgegeben werden, aus denen die Anfangstemperaturen für die einzelnen Raumelemente interpoliert werden.

7.3. Aufbau des Programmsystems ALBS

Die Abb. 7.2 zeigt die Struktur des Programmsystems ALBS. Die benutzten Programmmodule sind in der Anlage 4 erläutert. Das Programmsystem ALBS simuliert folgende Bremsprüfungen, die mit Hilfe des Unterprogramms EGPR im Dialog ausgewählt werden:

- KPR = 1 - Dauerbremsung mit konstanter Bremskraft⁹
($v = \text{konst.}$, $F_B = \text{konst.}$)
- KPR = 2 - Dauerbremsung mit konstantem Bremsdruck
($v = \text{konst.}$, $p_L = \text{konst.}$)
- KPR = 3 - Verzögerungsbremung mit konstanter Verzögerung
($a = \text{konst.}$)
- KPR = 4 - Verzögerungsbremung mit konstantem Bremsdruck
($p_L = \text{konst.}$)
- KPR = 5 - Verzögerungsbremung mit konstantem Bremsdruck und
Vorgabe einer mittleren Verzögerung
($p_L = \text{konst.}$, $a_m = \text{konst.}$)
- KPR = 6 - ECE-Bremsprüfung Typ I (Fading)

Eine Zusammenstellung der vorläufig realisierten Ein- und Ausgabekenngrößen des Programmsystems ist in der Anlage 3 enthalten. Die Steuerung der Simulation erfolgt mit den Programmmodulen BKVDŠA, BKVSSA (KPR=1,2), BKVDŠB, BKVSSB (KPR=3,4,5), BKVDŠC und BKVSSC (KPR=6) (vereinfachte Algorithmen in der Anlage 5 dargestellt). Die Unterprogramme BKVDYY und BKVSTY realisieren den vollen Leistungsumfang des Programmsystems ALBH für jeweils einen vorgegebenen Abbremsungswert. SIM1V und SIM1H dienen zur Berechnung des Funktionsverhaltens der jeweiligen Radbremse unter Nutzung von Programmmodulen aus [41]. Bei Vorgabe der Variablen Zuspannkraft, Drehgeschwindigkeit und Zeitdauer werden die mittleren inneren Übersetzungen zurückgegeben. Iterationsschleifen sind so beschaffen, daß Instabilitäten verhindert werden, die Genauigkeit ist einstellbar. Die Programme BKVDŠC und BKVSSC realisieren die in der Tabelle 9

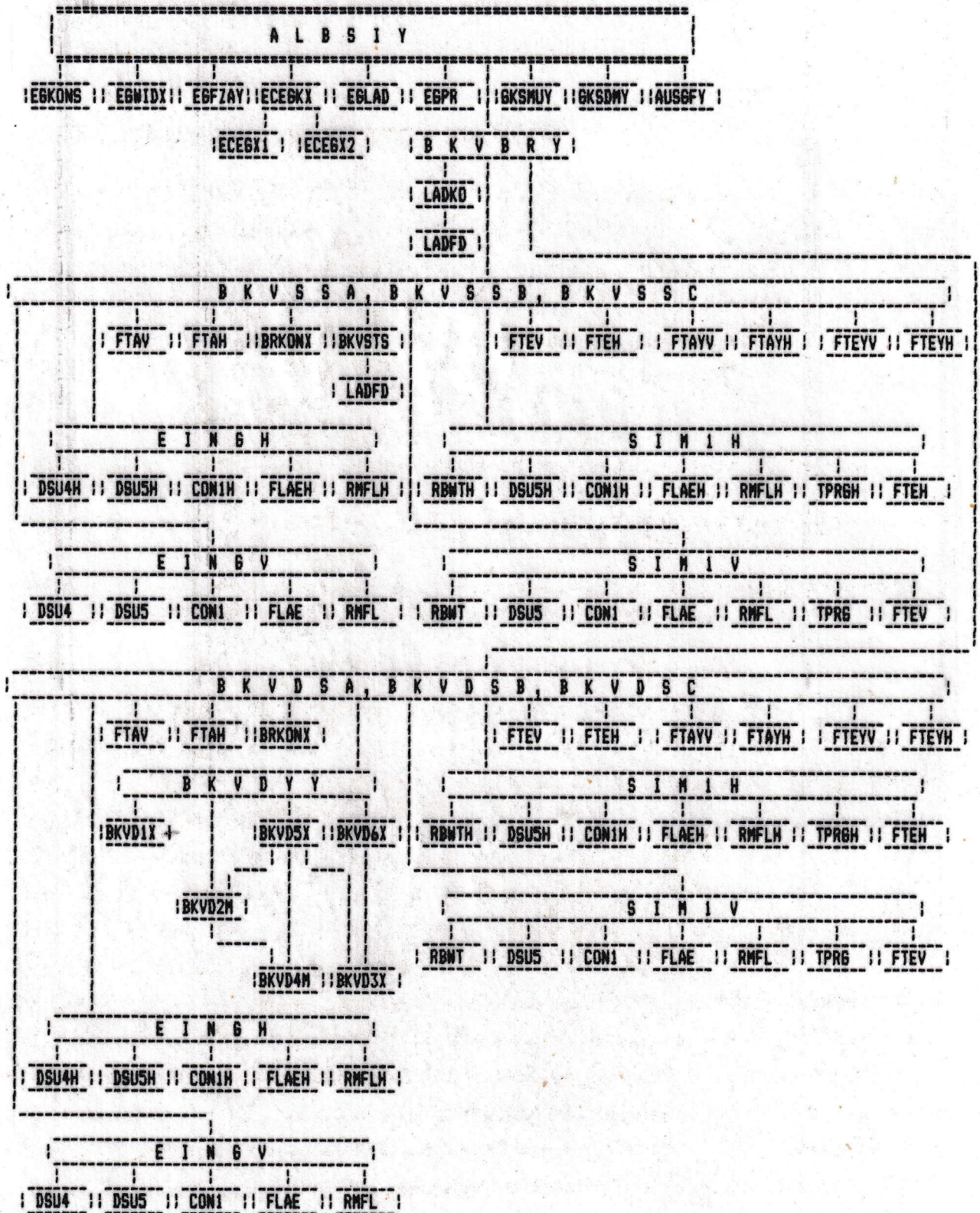


Abb. 7.2: Struktur des Programmsystems ALBS

Tabelle 9: Bedingungen der Bremsprüfung Typ I der ECE-Regelung Nr. 13

Klasse	Typ 0		Typ I				
	a m/s ²	v km/h	a m/s ²	$v_1 = 0,8 v_{max}$ km/h	v_2 km/h	n_{Zyk}	t_{Zyk} s
M1	5,8	80	3,0	≤ 120	$1/2 v_1$	15	45,0
M2	5,0	60	3,0	≤ 100	$1/2 v_1$	15	55,0
M3	5,0	60	3,0	≤ 60	$1/2 v_1$	20	60,0
N1	5,0	80	3,0	≤ 120	$1/2 v_1$	15	55,0
N2	5,0	60	3,0	≤ 60	$1/2 v_1$	20	60,0
N3	5,0	60	3,0	≤ 60	$1/2 v_1$	20	60,0

dargestellten Bedingungen der kompletten ECE-Bremsprüfung Typ I (Kaltprüfung - Fadingprüfung - Warmprüfung).

Zusätzlich zu den im Abschnitt 4.1 vorgenommenen Einschränkungen gilt, daß die Wärmeleit-, Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangswiderstände während einer Berechnung als konstant angenommen werden.

8. Bewertung von Scheibenbremsanlagen mit dem Simulationsverfahren ALBS

8.1. Randbedingungen

Für die folgenden Untersuchungen wird ein PKW mit Längslenker betrachtet, der im wesentlichen den im Abschnitt 6. vorgestellten Berechnungsbeispielen entspricht, allerdings an allen Rädern mit Scheibenbremsen ausgerüstet ist. Die Kennwerte dieses Fahrzeugs sind in der Tabelle 10 enthalten. An der Vorderachse wird eine vom Autor meßtechnisch und rechnerisch bearbeitete Scheibenbremsenkonstruktion ([44],[45]) angenommen (Scheibendicke 10 mm, Wärmeübergang an der Scheibenoberfläche $50 \text{ W}/(\text{K m}^2)$), an der Hinterachse die gleiche Konstruktion mit einer um 2 mm reduzierten Scheibendicke. Es gelten die Eingabewerte für die Widerstands- und Trägheitskenngrößen der Tabelle 6. Auf Unterschiede dieser Kenngrößen für zwischen den Bremsprüfungsarten Typ 0 (ausgekuppelt) und Typ I (eingekuppelt) wird verzichtet, da diese nicht erheblich sind. Der Er-

Tabelle 10: Eingabewerte für die Berechnung einer PKW-Scheibenbremsanlage mit dem Programm ALBS

$d_{\text{Vauf}} = 50,0 \text{ mm}$	$d_{\text{Vabl}} = 50,0 \text{ mm}$	$d_{\text{Hauf}} = 34,0 \text{ mm}$	$d_{\text{Habl}} = 34,0 \text{ mm}$
$F_{\text{Vauf}} = 0 \text{ N}$	$F_{\text{Vabl}} = 0 \text{ N}$	$F_{\text{Hauf}} = 0 \text{ N}$	$F_{\text{Habl}} = 0 \text{ N}$
$l_K = 2,1 \text{ m}$	$s_L = 0,4 \text{ m}$	$r_{\text{dynV}} = 0,28 \text{ m}$	$r_{\text{dynH}} = 0,28 \text{ m}$
$p_m = 0,8 \text{ MPa}$	$F_{\text{Achse}} = 0,2 \text{ kN}$	$n_V = 0,95$	$n_H = 0,95$
$F_{F1} = 0 \text{ kN}$	$F_{F2} = 5,0 \text{ kN}$	$F_{F3} = 10,0 \text{ kN}$	$v_{\text{max}} = 130 \text{ km/h}$
$s_{F1} = 0 \text{ mm}$	$s_{F2} = 80,0 \text{ mm}$	$s_{F3} = 160,0 \text{ mm}$	
Federanschlag vorhanden			
Schaltpunkte Bremsdruckregler:			
$p_{\text{Su}} = 1,0 \text{ MPa}$	$p_{\text{So}} = 5,0 \text{ MPa}$		
$F_{\text{QHu}} = 3,6 \text{ kN}$	$F_{\text{QHo}} = 6,1 \text{ kN}$		
$i_D = 0,33$			
Beladungszustand leer: $F_{\text{GK}} = 8,4 \text{ kN}$, $F_{\text{VK}} = 4,8 \text{ kN}$, $h_{\text{SK}} = 0,5 \text{ m}$			
Beladungszustand beladen: $F_{\text{GK}} = 11,6 \text{ kN}$, $F_{\text{VK}} = 5,5 \text{ kN}$, $h_{\text{SK}} = 0,55 \text{ m}$			

mittlung der aktuellen Bremsbelagreifungszahlen wird das Reibungszahlkennfeld aus [41] zugrunde gelegt. Ursprung dieses Kennfelds sind die in der Abbildung 8.1 dargestellten gemessenen Reibungszahlkurven für einen typischen asbesthaltigen Scheibenbremsbelag. Wegen seiner Temperaturempfindlichkeit eignet sich dieser Belag besonders gut zur Darstellung der Temperaturabhängigkeit der Scheibenbremsen im Simulationsprogramm.

Asbestfreie Scheibenbremsbeläge werden allgemein als weniger temperaturempfindlich angegeben (z.B. in [12]). Derzeit sind noch keine für die Simulationsberechnung geeigneten Reibungszahlkennfelder für asbestfreie Scheibenbremsbeläge verfügbar. Die Simulation der ECE-Bremsprüfung Typ I einschließlich der teilweisen Bremsprüfungen Typ 0 ausgekuppelt mit kalten und

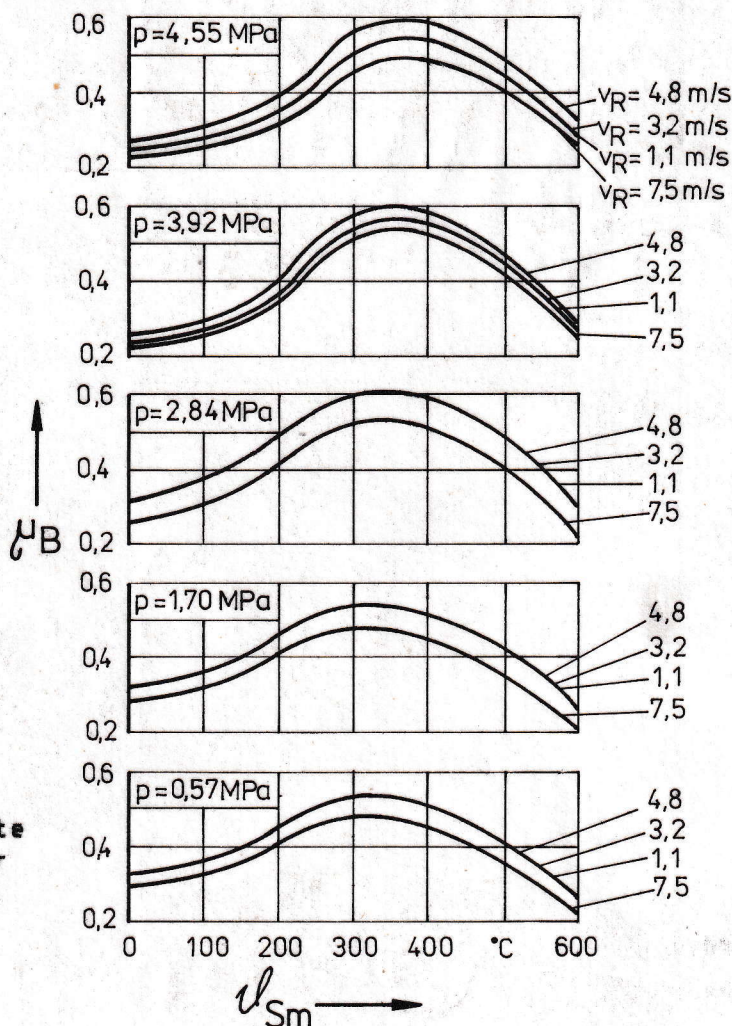


Abb. 8.1:
Meßtechnisch ermittelte
Reibungszahlkurven für
einen Bremsbelag [41]

warmen Bremsen (d.h. vor und nach der Prüfung Typ I) eignen sich gut für die Untersuchungen, da bei diesen Prüfungen sowohl der Einfluß der Scheibenmasse (Kurzzeitbremsung) als auch der Einfluß der Abkühlbedingungen (Langzeitbremsung) darstellbar ist. In den folgenden Berechnungsbeispielen wird auf die Berücksichtigung des Luftwiderstandes verzichtet, da dieser bei den genannten Bremsprüfungen keinen spürbaren Einfluß hat.

8.2. Untersuchungen am Einzelfahrzeug hinsichtlich der Wirksamkeit thermischer Maßnahmen und des Einflusses des Längslenkers

In den Abbildungen 8.2 bis 8.5 sind die Berechnungsergebnisse für die Bremsprüfungen Typ I einschließlich der zur Beurteilung dieser Prüfung erforderlichen Ergebnisse für die Bremsprüfungen Typ 0 (kalt und warm) für beide Beladungszustände des ausgewählten PKW dargestellt. Es ist ersichtlich, daß beim leeren PKW (Abb. 8.2) weder die ECE-Grenzkurve vorn noch die Idealverteilungskurve überschritten wird. Es sind auch noch Reserven bezüglich einer größeren Streuung der Bremskraftverteilungskurven vorhanden, so daß zum Beispiel auch eine chargenbedingte Streuung der Bremsbelagreibungszahlen Berücksichtigung finden kann. Ein Blockieren der Hinterachse vor der Vorderachse, welches z. B. die Wirksamkeit eines Zweikanal-ABS (mit Meßwerterfassung nur an der Vorderachse) beeinträchtigen würde, ist nicht zu erwarten. Die Bremskraftverteilungskurven für die zyklische Prüfung Typ I sind teilweise stark gekrümmt. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Reibungszahlen an den vorderen Scheibenbremsen nach einem anfänglichen Ansteigen bei größerer Erwärmung wieder abfallen. Die kantige Darstellung der Kurven ist allerdings auf die graphische Auflösung des Simulationsprogramms zurückzuführen. Die Bremsdruckkennlinien zeigen, daß bei jeder Prüfung der Schaltdruck überschritten wird, d.h. die Kennlinien auf Vorder- und Hinterachse bezogen differieren.

Bedenklich sind die in der Abbildung 8.3 dargestellten Ergeb-

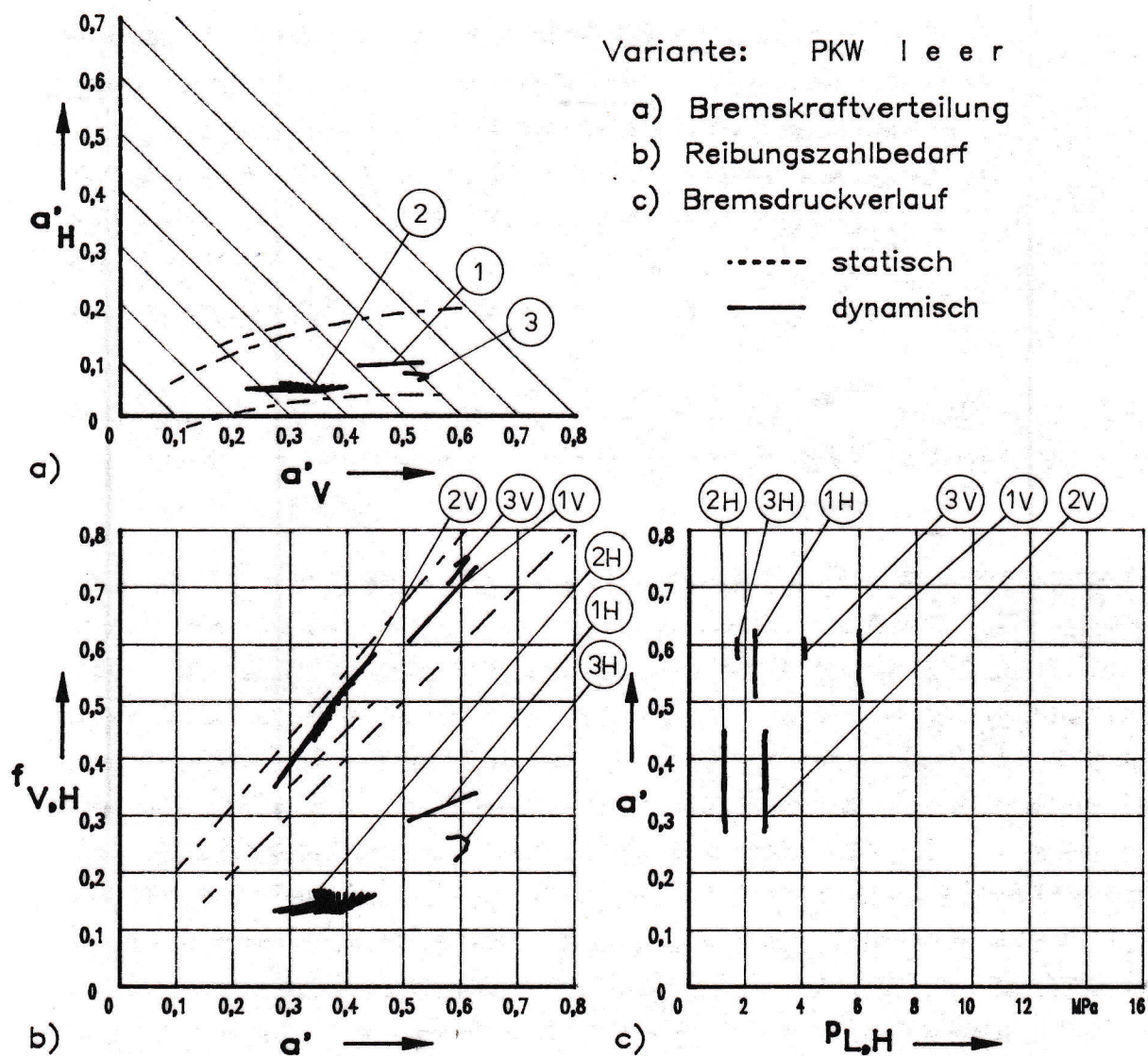


Abb. B.2: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage - leer
1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,
 $\alpha_{SV} = 50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 8 \text{ mm}$

nisse für das beladene Fahrzeug. Die Kurven der berechneten Bremskraftverteilungen der Prüfung Typ I streuen so stark, daß sie gerade in den erlaubten Bereich zwischen den beiden Grenzkurven passen. Eine Umkehrung der Blockierreihenfolge tritt jedoch bei der Prüfung Typ 0 warm auf. Die Ursachen sind im starken temperaturbedingten Reibungszahlabfall an den vorderen

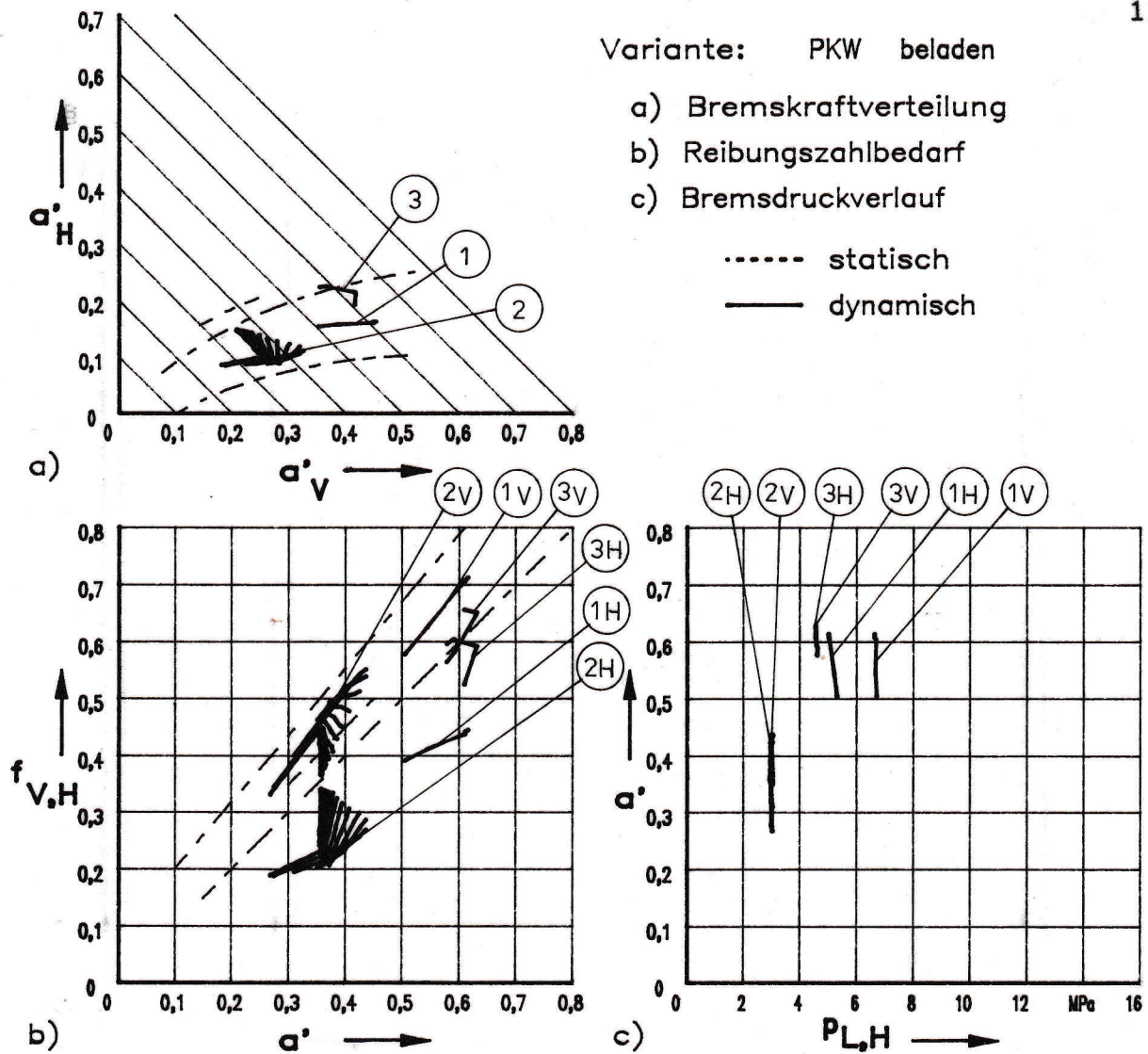


Abb. 8.3: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremseanlage - beladen

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ 1, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 8 \text{ mm}$$

Scheibenbremsen zu suchen, der anhand der in der Abbildung 8.4 dargestellten Verläufe für die inneren Übersetzungen C_V und C_H der Bremsklötze erkennbar ist. Die inneren Übersetzungen beziehen sich auf je eine Reibpaarung (Bremsklotz) und sind im wesentlichen von den partiellen Reibungszahlen und den Einflüs-

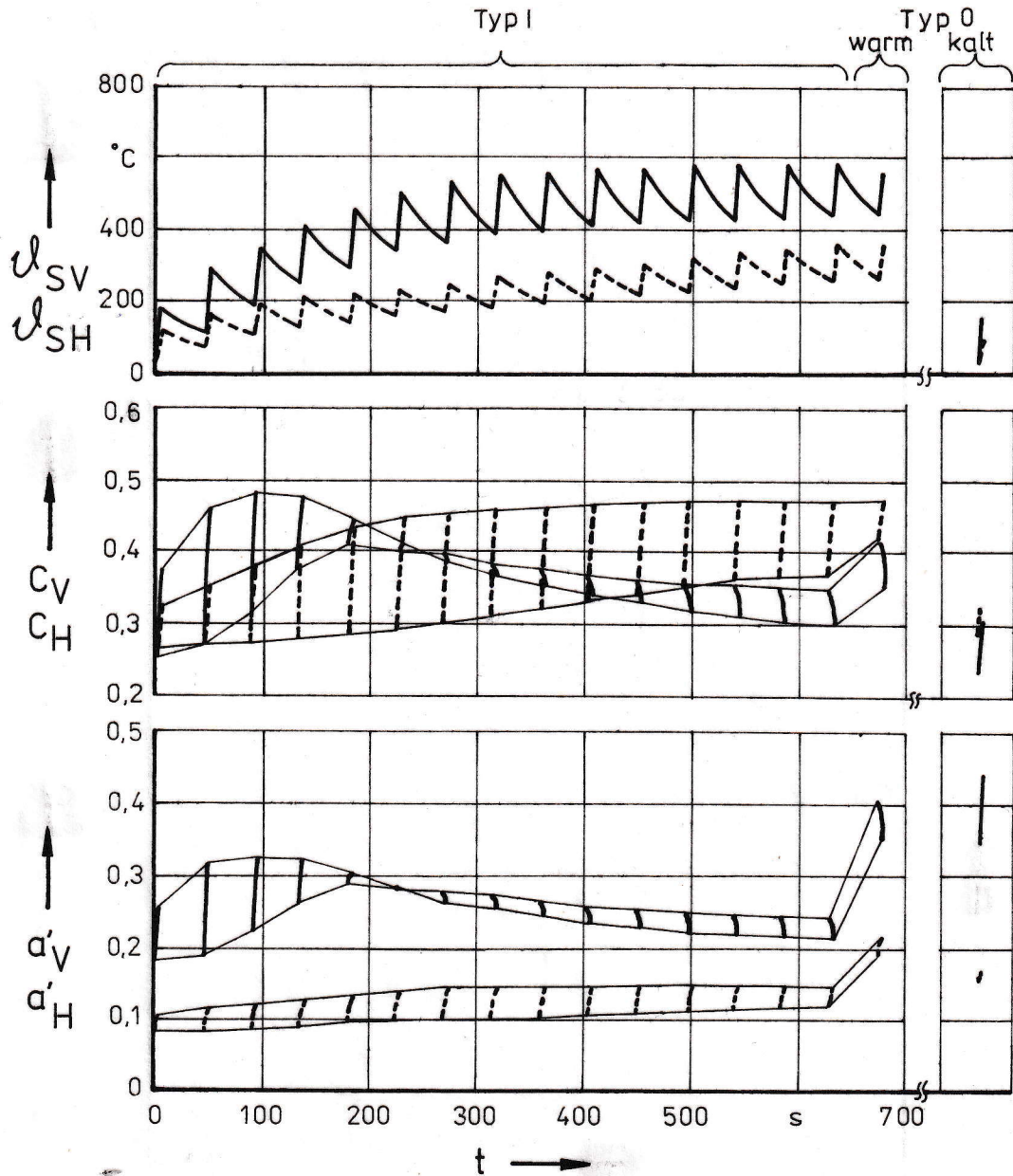


Abb. B.4: Weitere Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage nach Abb. B.3

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 50 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 8 \text{ mm}$$

— vordere, ---- hintere Scheibenbremse

sen der Reibkräfte an den Bremsklotzabstützstellen abhängig (siehe auch [41]). Die Kurven lassen im Vergleich mit den ebenfalls in der Abbildung dargestellten berechneten Kurven einen starken Einfluß der mittleren Temperaturen auf die in-

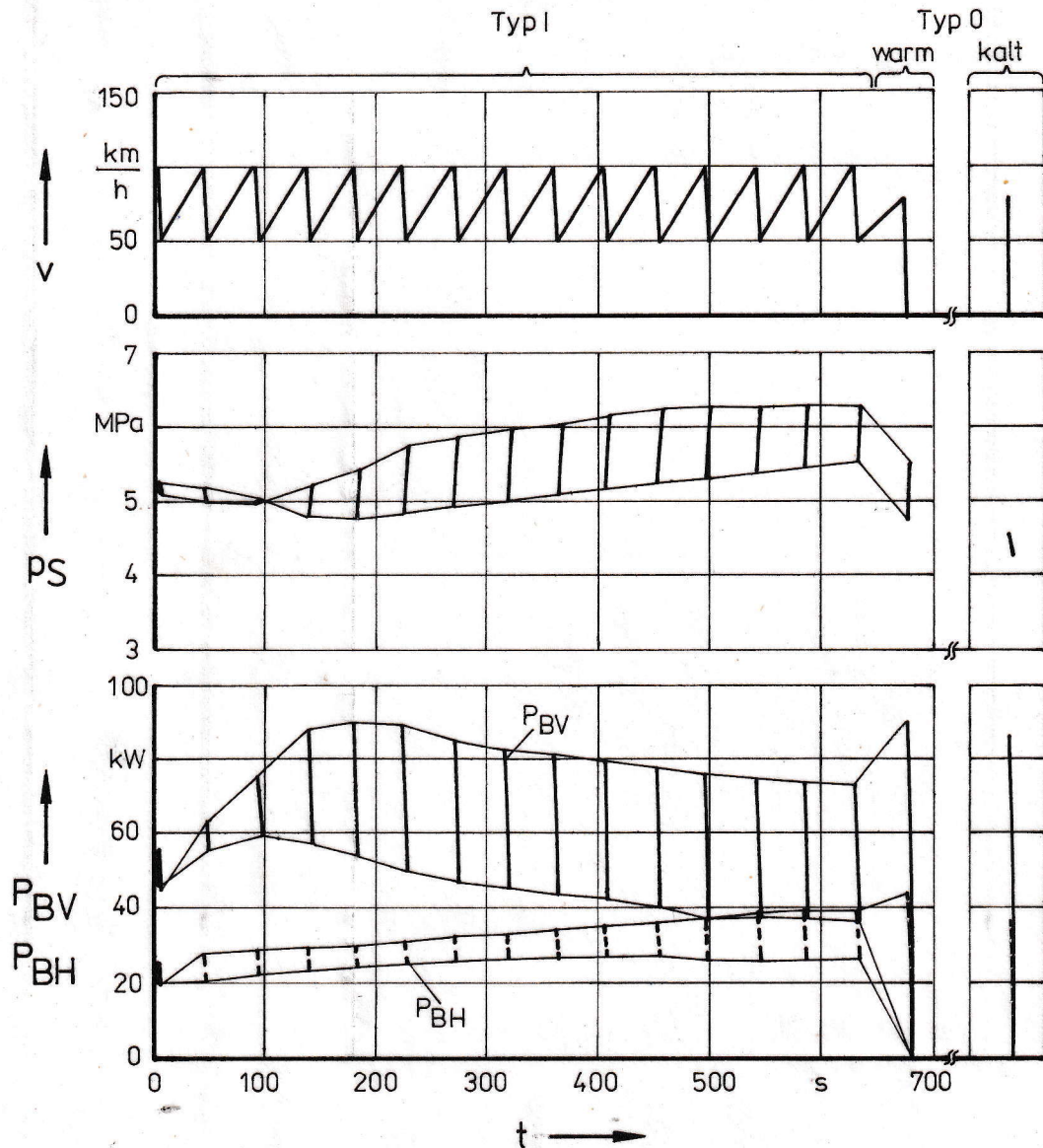


Abb. 8.5: Berechnete Bremsleistungen und Schalldrücke der Simulation einer PKW-Scheibenbremse entsprechend Abb. 8.3

neren Übersetzungen der vorderen Bremsen erkennen. Am Verlauf der mittleren Temperaturen an den vorderen Bremsscheiben wird fast ein Beharrungszustand erreicht, der aber nicht nur durch die mit steigender Temperatur größer werdenden Temperaturgefälle zwischen Bremsscheibe und Umgebung (Luft, angrenzende Bauteile) sondern auch wesentlich durch eine Umverteilung

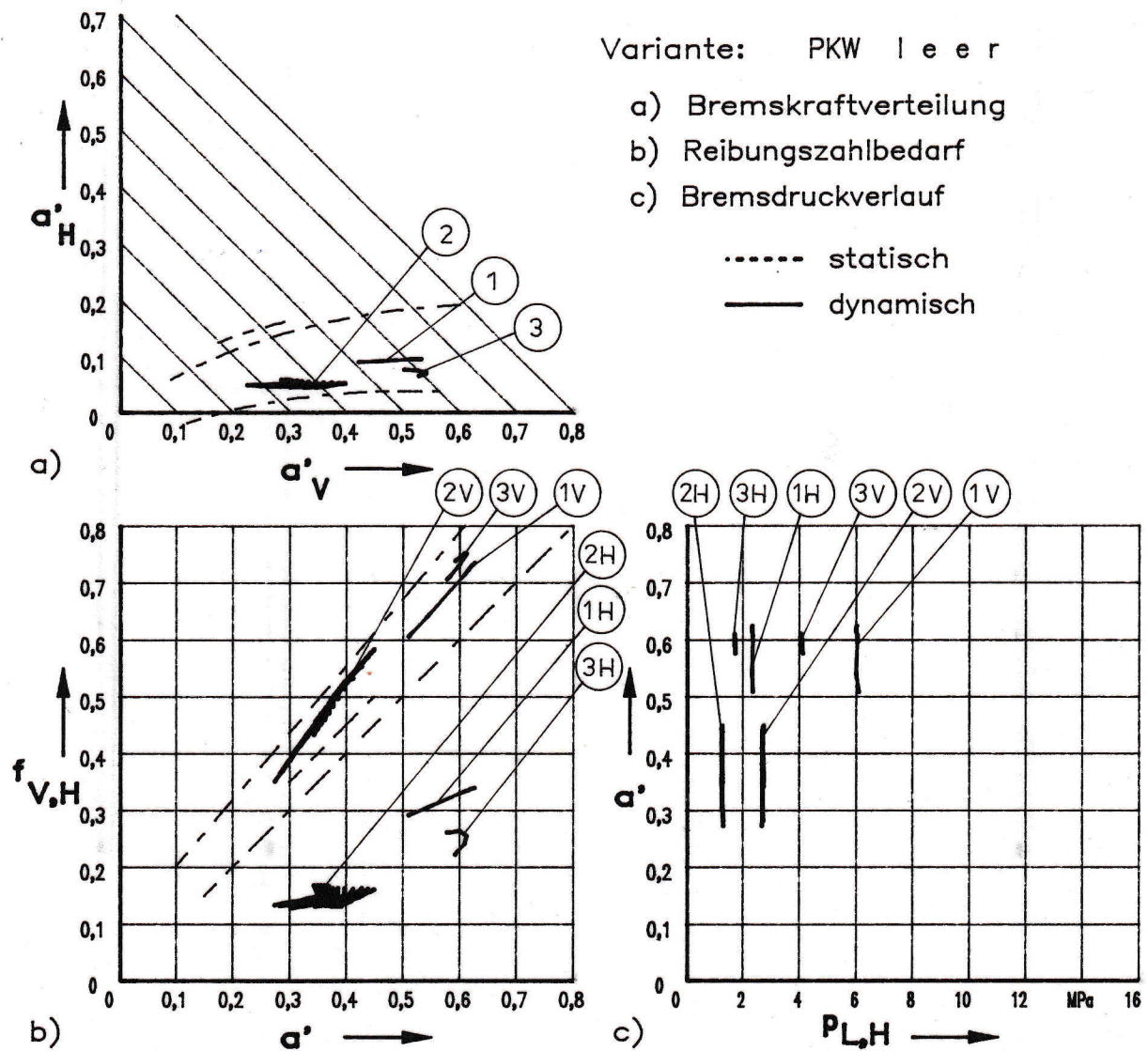


Abb. 8.6: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Scheibendicke - leer

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 10 \text{ mm}$$

eines Teils der Bremsleistung der vorderen Bremsen auf die hinteren verursacht wird, wie aus den in der Abbildung 8.5 dargestellten Reibleistungsverläufen erkennbar ist. Die Temperaturempfindlichkeit¹⁰ des Bremsbelages ist somit das wich-

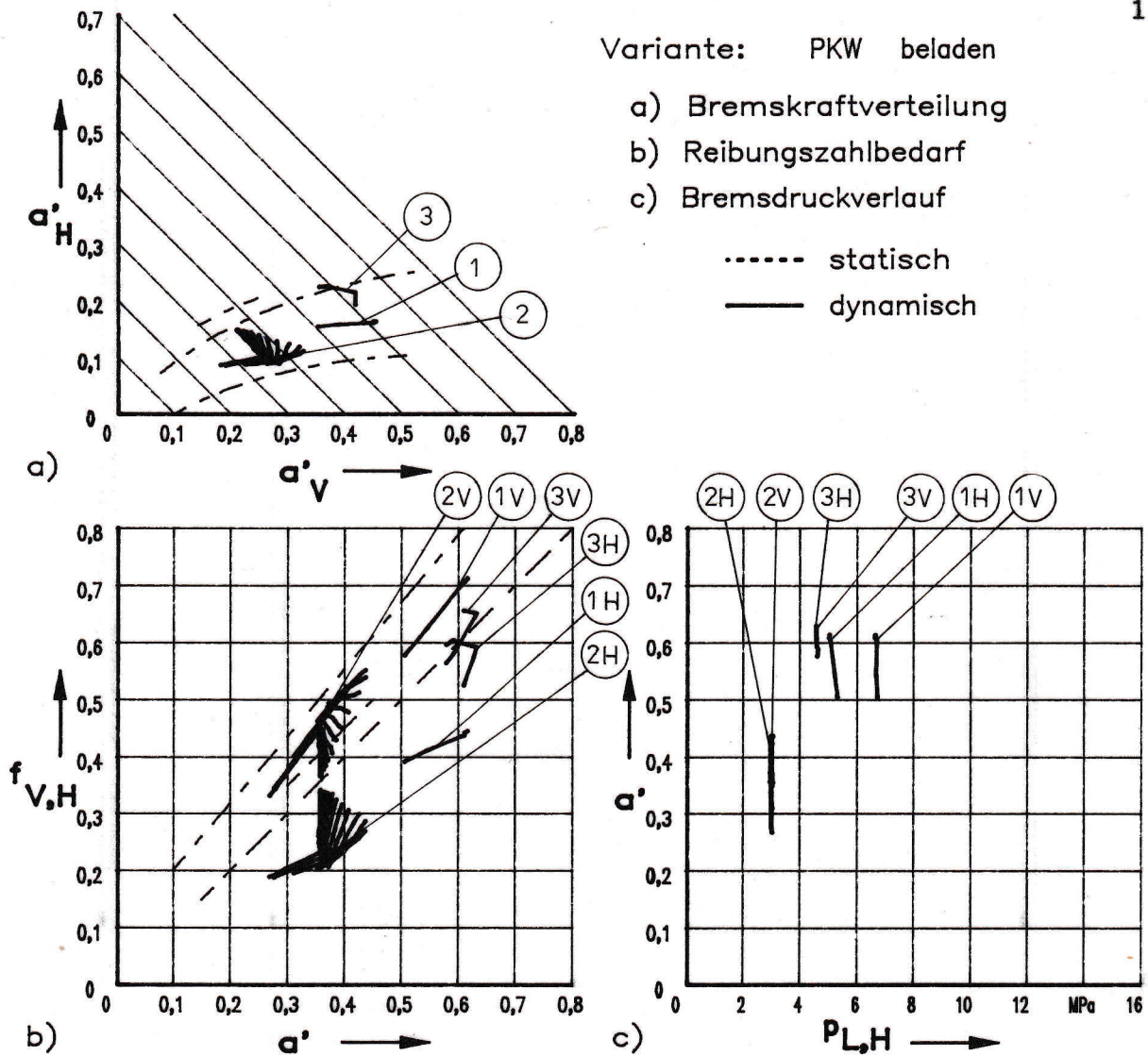


Abb. 8.7: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Scheibendicke - beladen

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ 1, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$\alpha_{SV} = 50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 10 \text{ mm}$

tigste Kriterium zur Beurteilung der installierten Bremsanlage, ohne natürlich den Einfluß von Flächenpressung und Reibgeschwindigkeit zu vernachlässigen.

Bemerkenswert ist, daß bei der Prüfung Typ 0 warm im Gegensatz

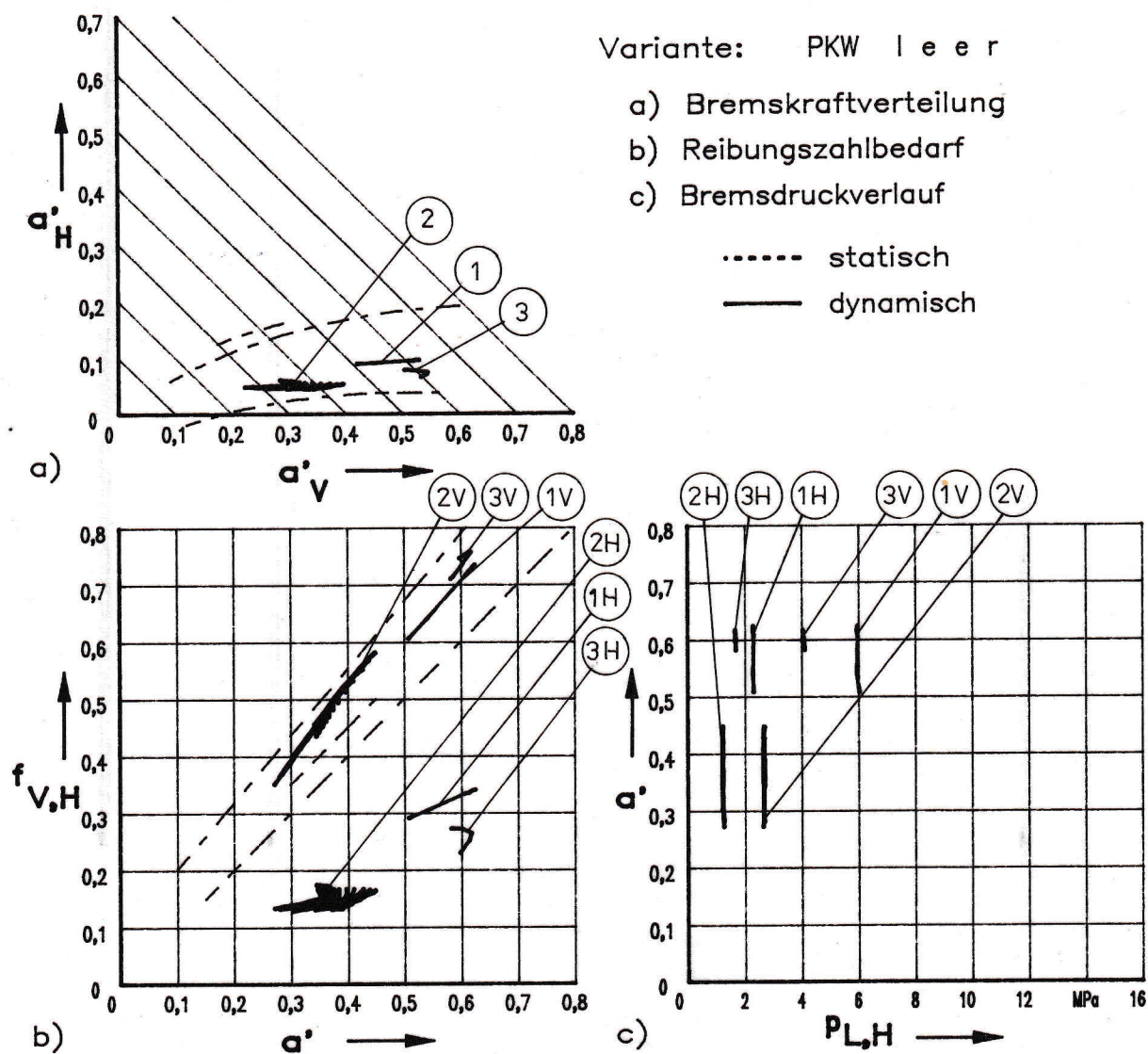


Abb. 8.8: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der hinteren Bremscheiben - leer

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ 1, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 40 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 8 \text{ mm}$$

zur Prüfung Typ 0 kalt kein Abknicken der Bremsdruckkennlinie auftritt, d.h. die Bremsdrücke an den vorderen und hinteren Bremsen sind gleich. Das wird dadurch verursacht, daß durch die Erhöhung der inneren Übersetzungen der hinteren Bremsen

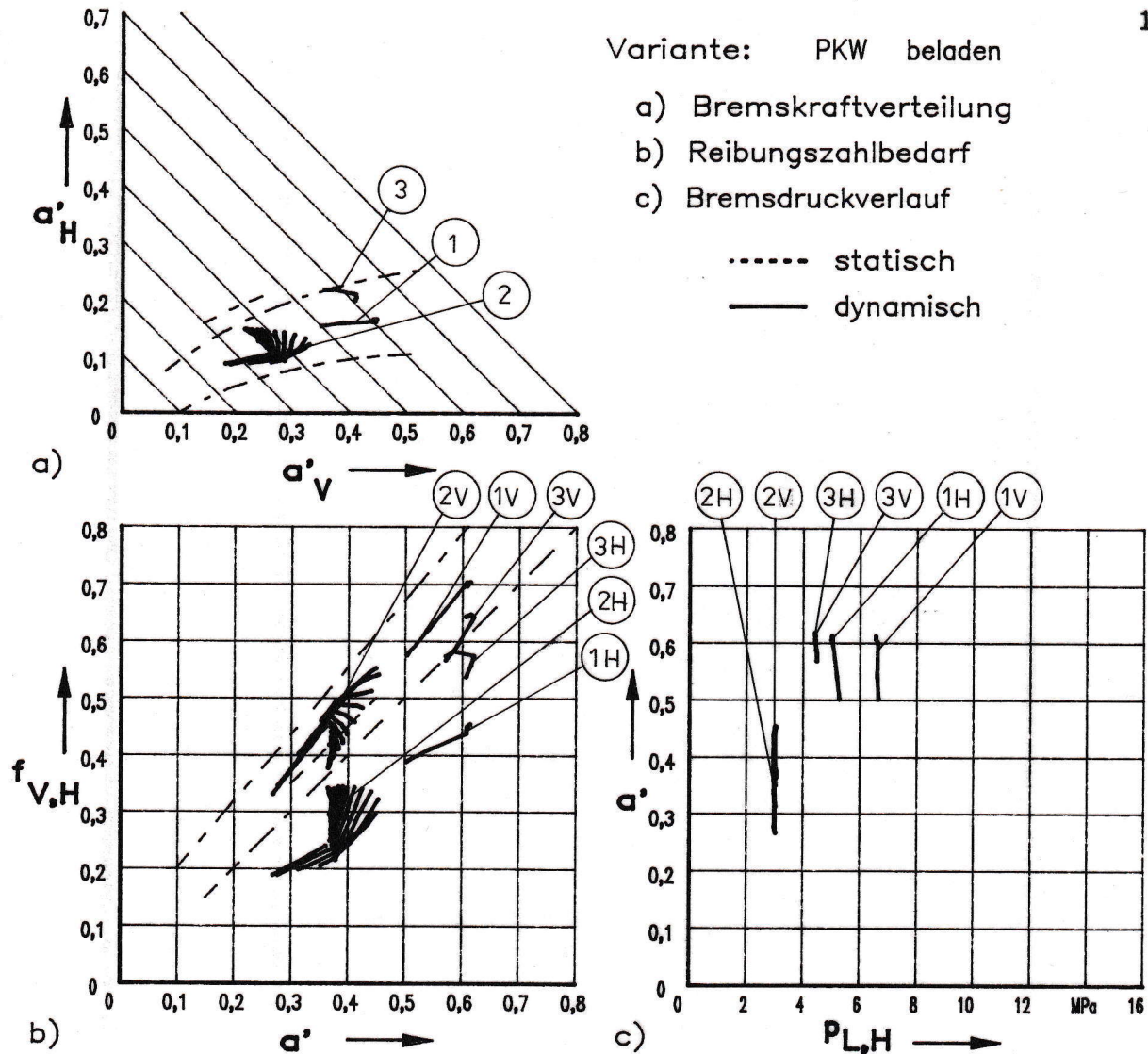


Abb. B.9: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der hinteren Bremscheiben - beladen
1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ 1, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,
 $\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 40 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 8 \text{ mm}$

beim gleichzeitigen Abfall der inneren Übersetzungen der vorderen Bremsen nach der Prüfung Typ I am Längslenker wesentlich größere Bremsmomente als bei der Prüfung Typ 0 kalt auftreten, wodurch über eine größere Einfederung der Hinterachse eine Er-

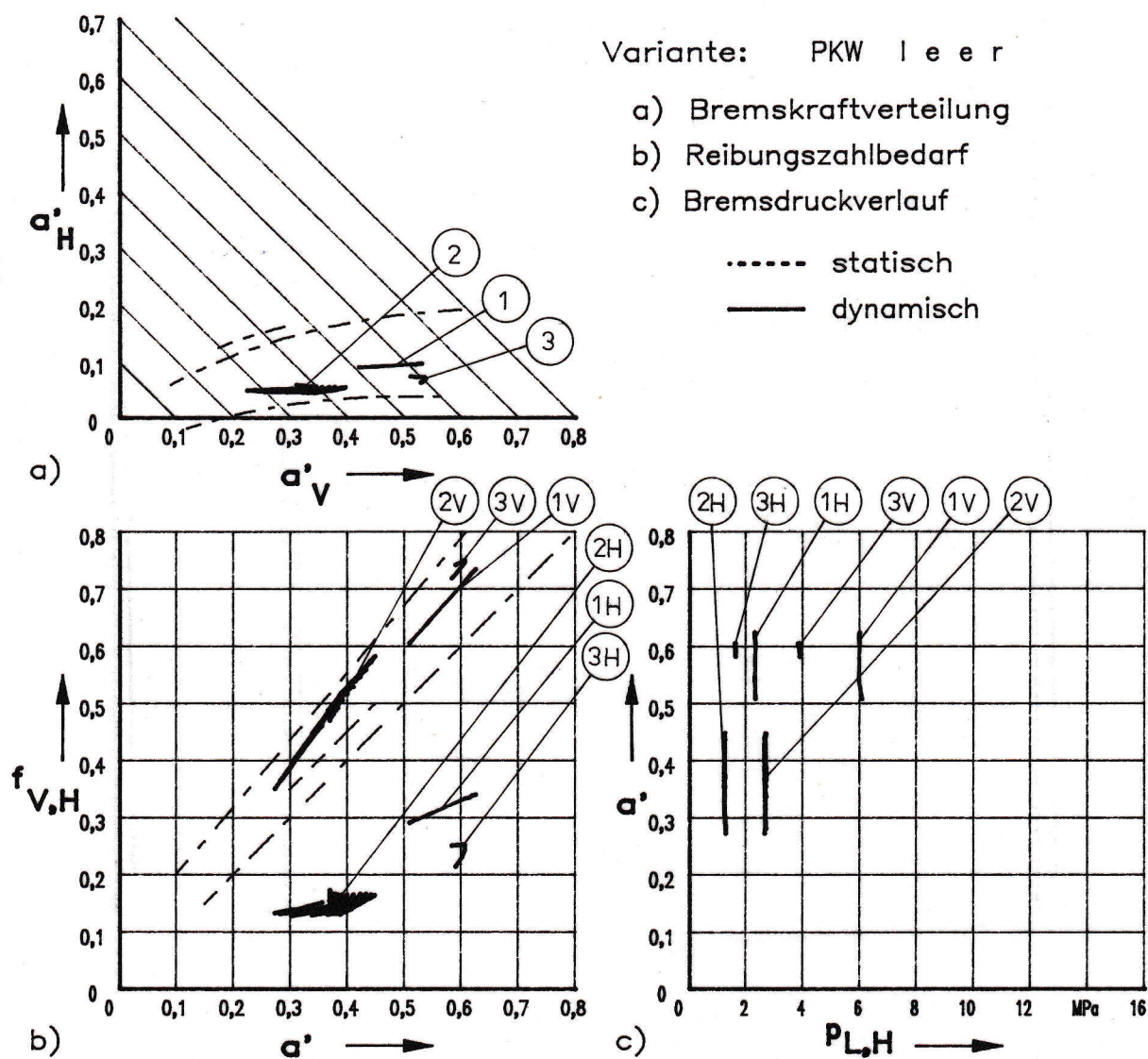


Abb. 8.10: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der vorderen Bremscheiben - leer
1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,
 $\alpha_{SV} = 40 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 8 \text{ mm}$

höhung des Schaltdrucks bewirkt wird. Der Einfluß der Achskonstruktion ist auch hier unverkennbar, wirkt sich aber im Gegensatz zu den im Abschnitt 6. dargestellten Erkenntnissen negativ aus. Wie die Abbildung 8.5 zeigt, liegen die für die

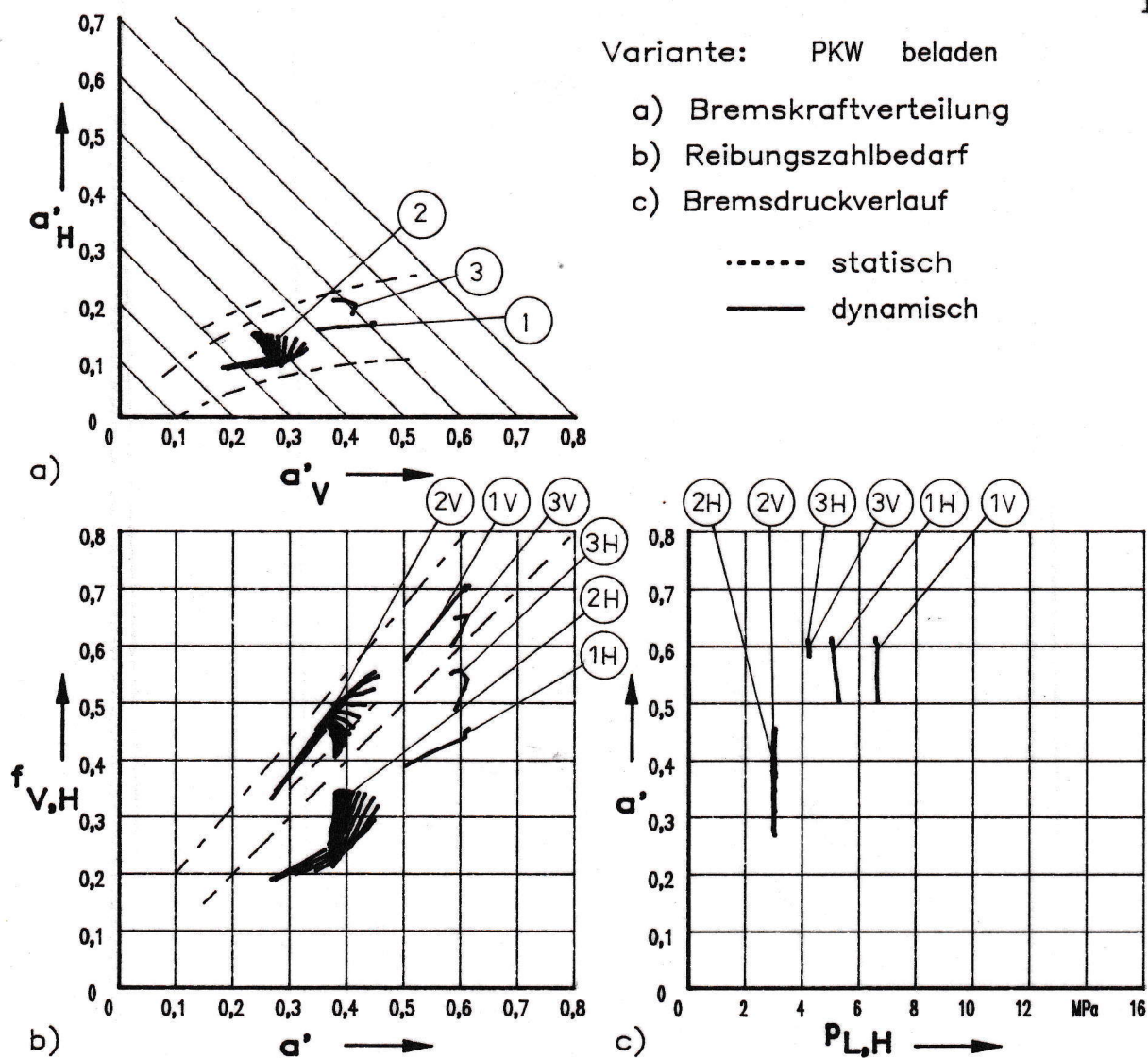


Abb. 8.11: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der vorderen Bremscheiben - beladen
1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,
 $\alpha_{SV} = 60 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 8 \text{ mm}$

Prüfungen Typ 0 warm und Typ I berechneten Schalldrücke p_S immer unterhalb der in der Abbildung 8.3 dargestellten Leitungsdrukke p_L . Durch Einsatz eines statischen Reglers könnte dieses unerwünschte Verhalten vermieden werden. In der An-

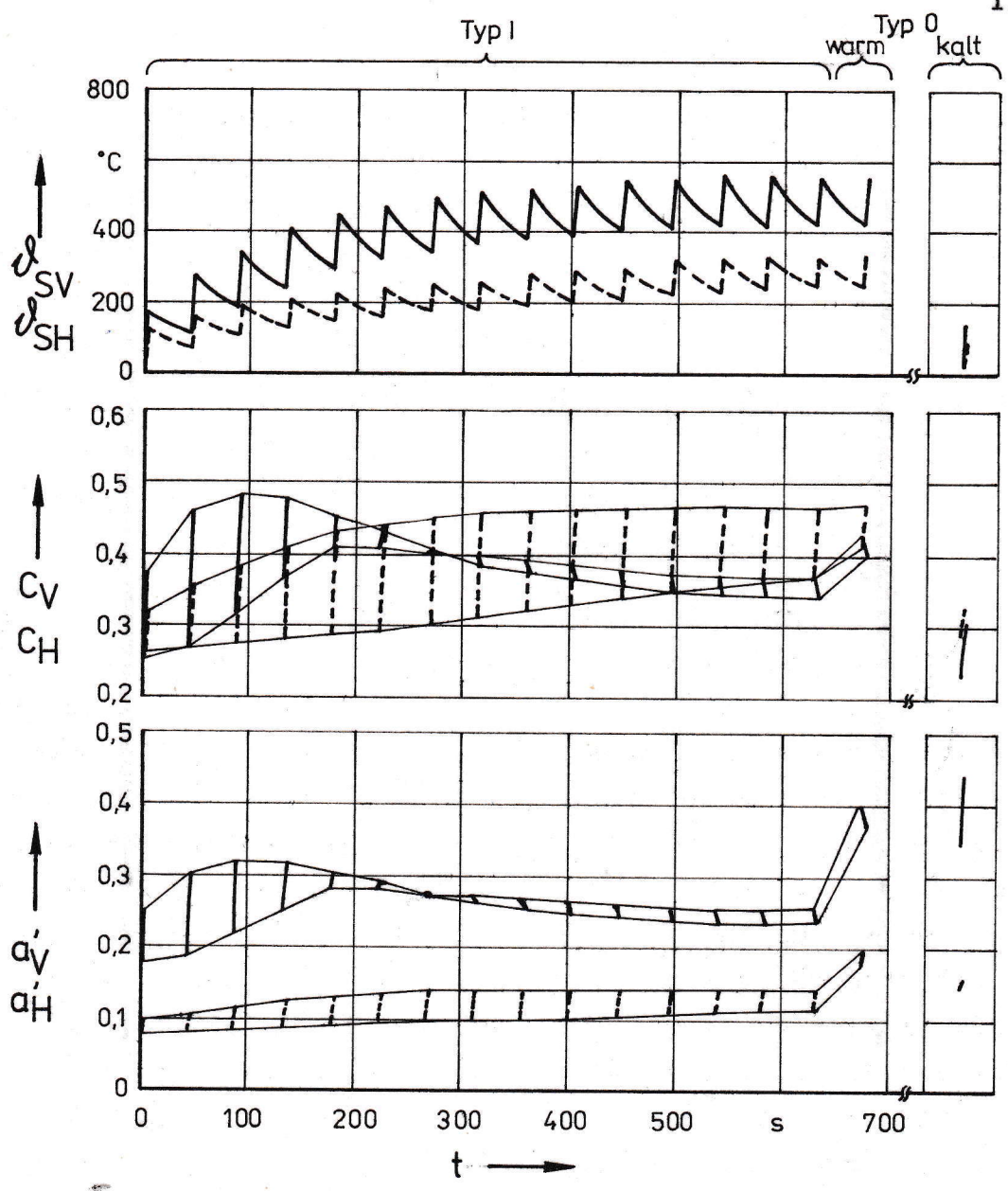


Abb. B.12: Weitere Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der vorderen Bremscheiben nach Abb. B.11

$\alpha_{SV} = 60 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 8 \text{ mm}$
 — vordere, ---- hintere Scheibenbremse

Im folgenden soll untersucht werden, welche Maßnahmen zur Verminderung des Einflusses der Temperatur auf das Funktionsver-

halten der Bremsbeläge und damit der Bremsanlage geeignet sind:

Vergrößerung der Dicke der hinteren Bremsscheibe (um 2 mm auf 10 mm)

Es wird davon ausgegangen, daß durch eine Vergrößerung der Bremsscheibenmasse die Temperaturerhöhungen innerhalb der Zeit der Stopp- und Verzögerungsbremungen gesenkt werden können, um kleinere Bremsmomentenerhöhungen an den hinteren Bremsen während der Bremsungen zu erreichen. Wie die in den Abbildungen 8.6 und 8.7 dargestellten Berechnungsergebnisse zeigen, ist damit bei der vorliegenden Bremsanlage keine wirksame Verbesserung des Funktionsverhaltens möglich.

Verkleinerung des Wärmeübergangs an den hinteren Brems-scheiben (um 20% von $50 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$ auf $40 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$)

Durch die Verkleinerung des Wärmeübergangs, z.B. durch zusätzliche Abdeckung der hinteren Bremsscheiben soll erreicht werden, daß die Tendenz der Verläufe der inneren Übersetzungen der hinteren Scheibenbremsen der Tendenz der Verläufe der inneren Übersetzungen der vorderen Scheibenbremsen angeglichen wird (gemäß Abb. 8.4). Wie die in den Abbildungen 8.8 und 8.9 dargestellten Berechnungsergebnisse zeigen, ist damit eine geringe, aber nicht ausreichende Verbesserung möglich. Der Anwendung solcher Maßnahmen kann außerdem die Wirksamkeit einer in die Scheibenbremse integrierten Feststellbremse auf Grund des höheren Temperaturniveaus beeinträchtigen.

Vergrößerung des Wärmeübergangs an den vorderen Bremsscheiben (um 20% von $50 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$ auf $60 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$)

Das Wärmefading der vorderen Scheibenbremsen kann durch eine Verbesserung der Kühlung der vorderen Bremsscheiben verkleinert werden. Das wird üblicherweise durch Innenbelüftung und/oder durch Maßnahmen zur Verbesserung der Umströmung, z.B. Optimierung der Radkappen- und Abdeckblechform, realisiert. Wie die Abbildungen 8.10 bis 8.12 im

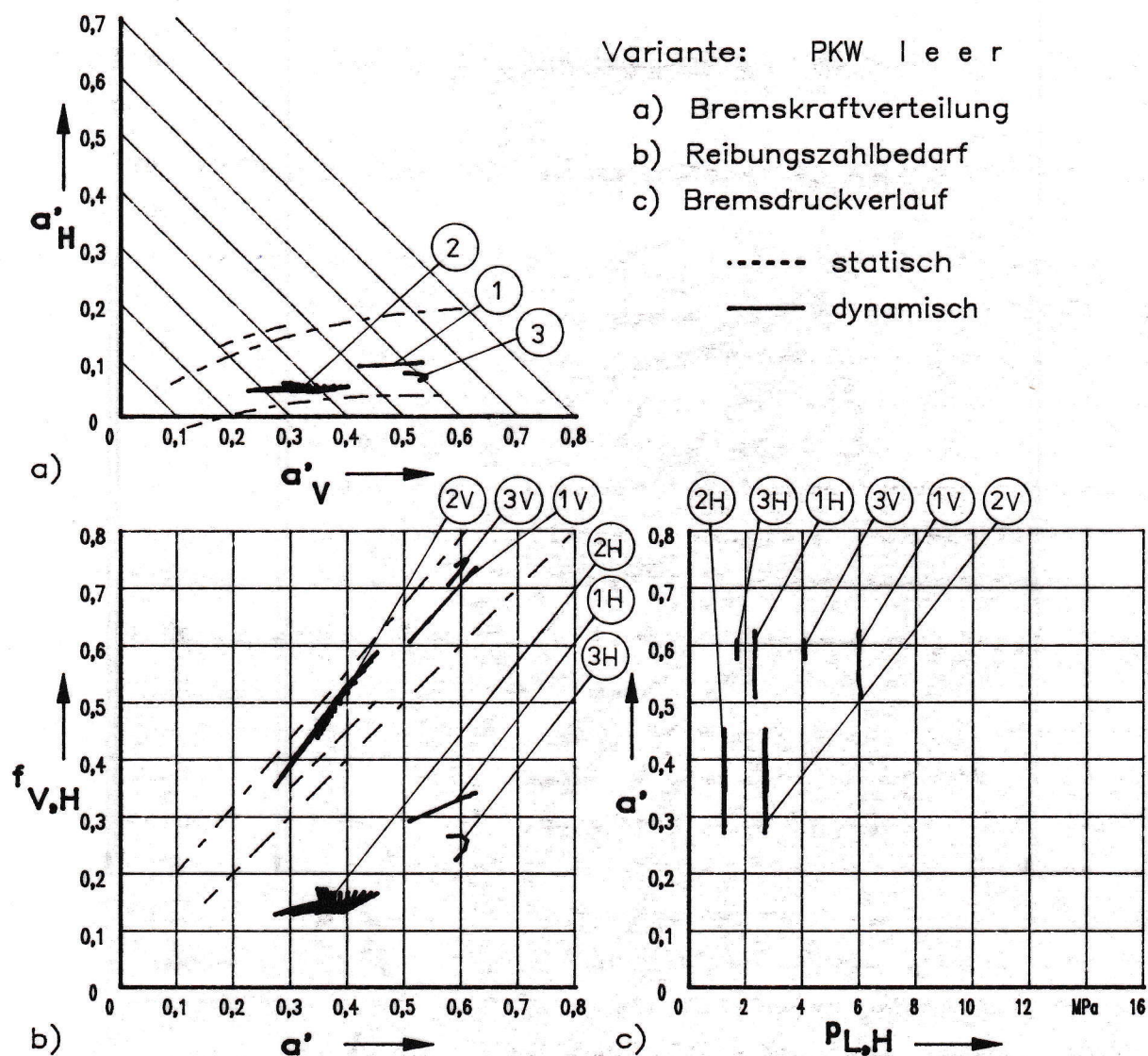


Abb. 8.13: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage ohne Längslenkereinfluß - leer
1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,
 $\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 8 \text{ mm}$

Vergleich zu den Abbildungen 8.2 bis 8.4 zeigen, läßt sich mit dieser Maßnahme eine Verbesserung der Lage und Streuung der Bremskraftverteilungskurven erreichen, der zulässige Bereich zwischen den beiden Grenzkurven wird eingehalten.

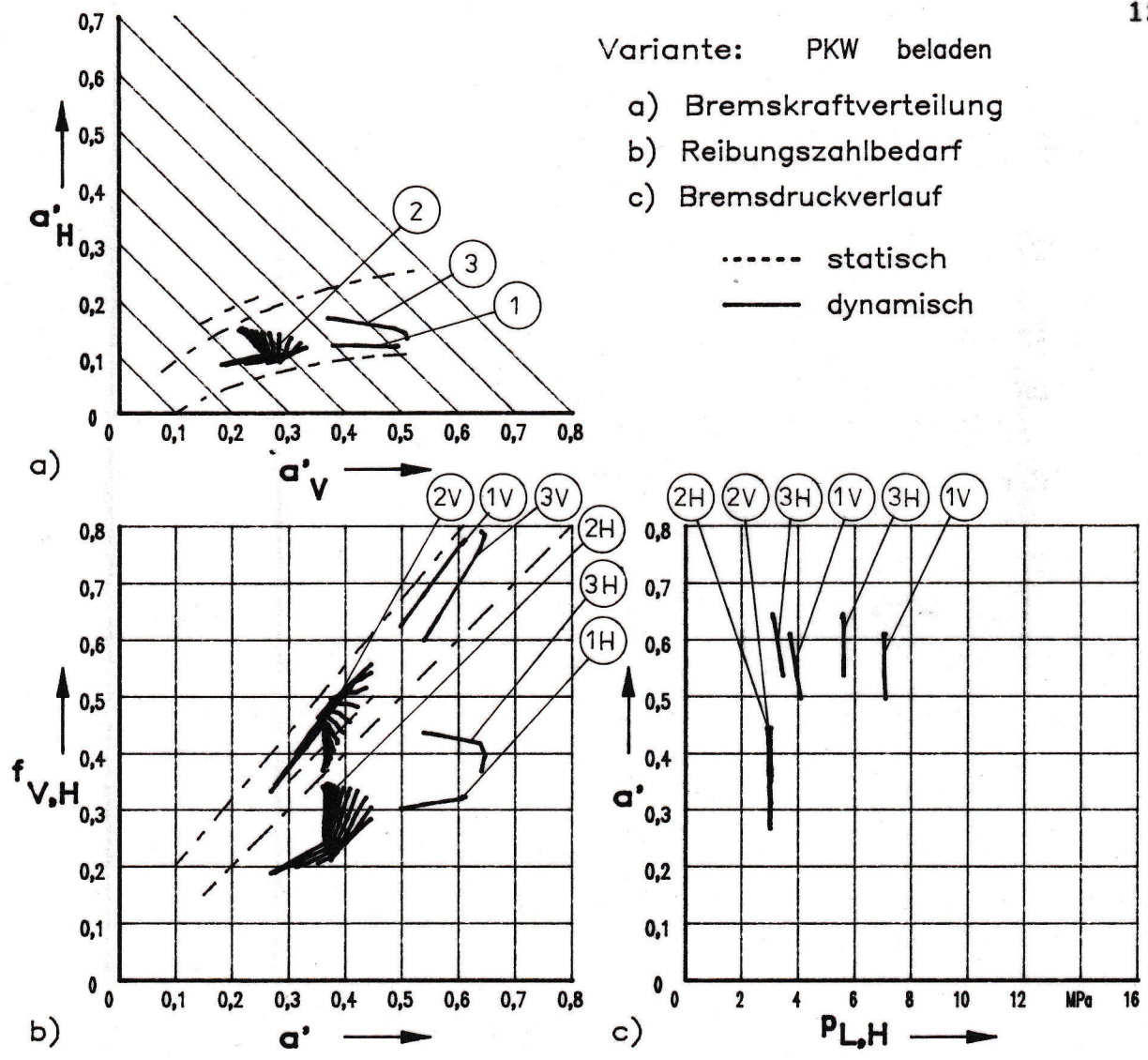


Abb. 8.14: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage ohne Längslenkereinfluß - beladen
 1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
 V - Vorderachse, H - Hinterachse,
 $\alpha_{SV} = 50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $\alpha_{SH} = 50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$, $d_{SV} = 10 \text{ mm}$, $d_{SH} = 8 \text{ mm}$

Die innere Übersetzung der vorderen Scheibenbremsen fällt nicht mehr so stark ab, die Werte der vorderen Abbremsung sind am Ende der zyklischen Bremsungen größer und das Temperaturniveau liegt etwa 10% unter dem der Berechnung ohne

diese Vergrößerung des Wärmeübergangs. In diesem Zusammenhang ist allerdings zu beachten, daß die Innenbelüftung und die Optimierung der Umströmung der Bremsscheibe Maßnahmen sind, deren Wirksamkeit erst mit höheren Fahrgeschwindigkeiten zur Geltung kommt. Für die im Berechnungsbeispiel vorliegenden Geschwindigkeitsbereiche sind in Auswertung der Arbeiten von Burckhardt [4] Temperatursenkungen von 5 bis 15 % (50 bis 100 km/h) zu erwarten.

Insgesamt ist zu bemerken, daß die untersuchten Maßnahmen nicht ausreichen, um bei einer ECE-gerechten Auslegung unter Beachtung weiterer produktions-, alterungs- und servicebedingter Streuungen der Einflußgrößen ein Blockieren der Vorderachse vor der Hinterachse zu sichern. Dazu ist offensichtlich der eingesetzte Bremsbelag wegen seiner großen Temperaturempfindlichkeit nicht geeignet. Der Einsatz von Zweikanal-ABS erfordert somit u.a. Bremsbeläge mit großer Reibungszahlstabilität.

Zum Vergleich zeigen die Abbildungen 8.13 und 8.14 Berechnungsbeispiele für die gleiche Bremsanlage ohne Längslenkereinfluß mit gleicher Einstellung des Bremsdruckübersetzers. Es ist erkennbar, daß beim beladenen Fahrzeug die Bremskraftverteilungskurve der Prüfung Typ 0 kalt erwartungsgemäß näher an der vorderen ECE-Grenzkurve liegt. Da der Einfluß des Längslenkers fehlt, d.h. kein eine Schaltungspunktverschiebung verursachendes Bremsmoment wirkt, überschreitet die Bremskraftverteilungskurve für die Prüfung Typ 0 warm die Idealverteilungskurve nicht. Es treten allerdings während dieser Prüfung größere Differenzen der vorderen Übersetzung auf, da die vorderen Bremsen mehr belastet werden als beim Beispiel mit Längslenkereinfluß (vgl. Abb. 8.14 mit Abb. 8.3).

8.3. Untersuchung des Einflusses eines Einachsanhängers

Besonders beim Betrieb des Kraftfahrzeugs mit einem Anhänger ist zu gewährleisten, daß die hinteren Räder nicht vor den Vorderrädern zu blockieren beginnen, da sonst der gefährliche

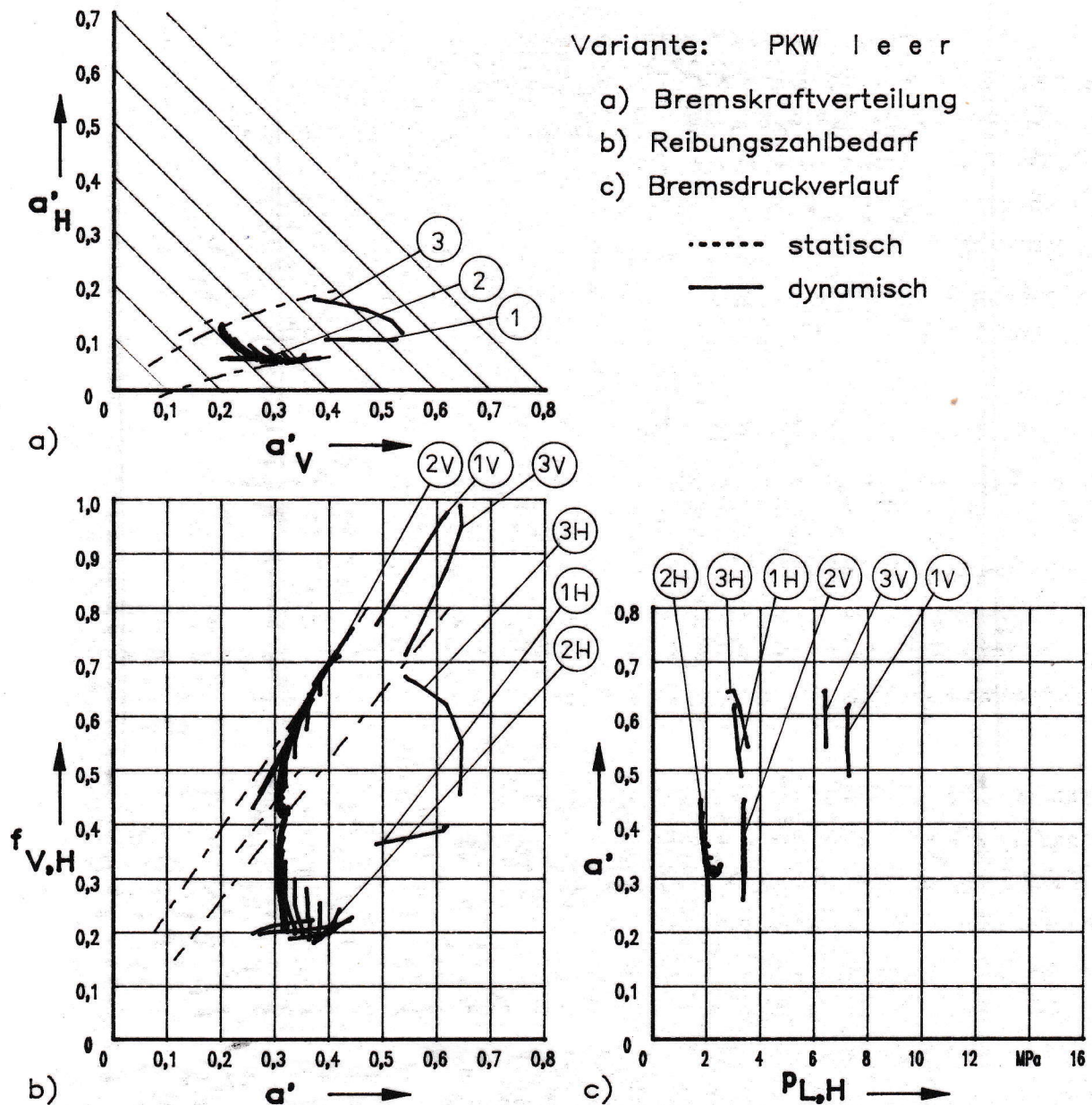


Abb. 8.15: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit ungebremsstem Einachsanhänger - leer

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 8 \text{ mm}$$

"Klappmessereffekt", d.h. das Einknicken des Zuges, auftreten kann. Analog zu den in den Abbildungen 6.7, 6.8, 6.10 und 6.11 sind die Simulationsergebnisse für einen PKW mit Anhänger (Kennwerte aus Tabelle 8) in den Abbildungen 8.15 bis 8.18

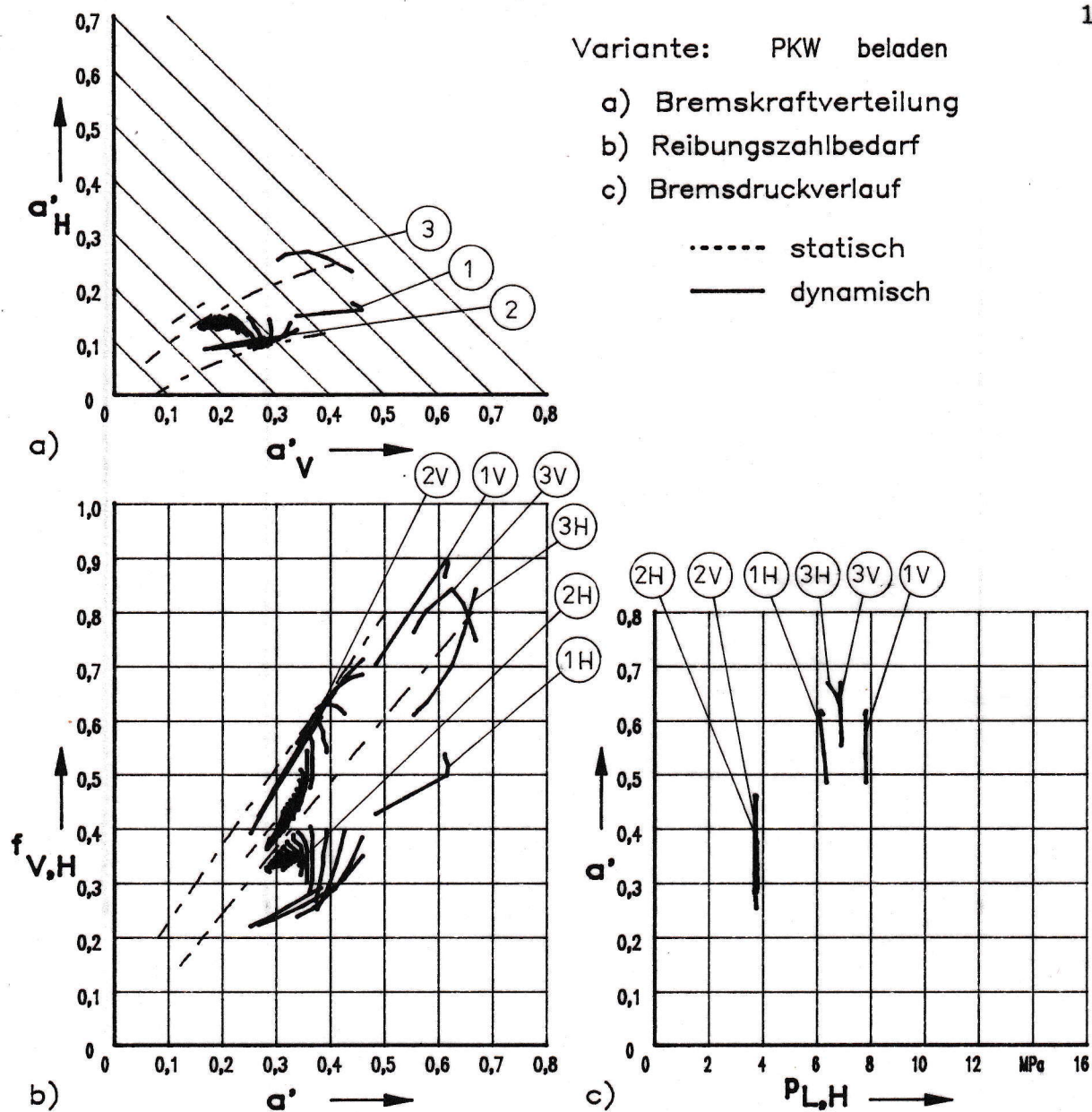


Abb. 8.16: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit ungebremstem Einachsanhänger - beladen

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 8 \text{ mm}$$

dargestellt. Das Reibungszahlbedarfsdiagramm wurde zur Darstellung der extremen Kennlinien erweitert. Zwar ist die dargestellte Prüfung nicht vorgeschrieben und es treten solche Belastungsfälle beim Betrieb des Fahrzeugs mit Anhänger kaum

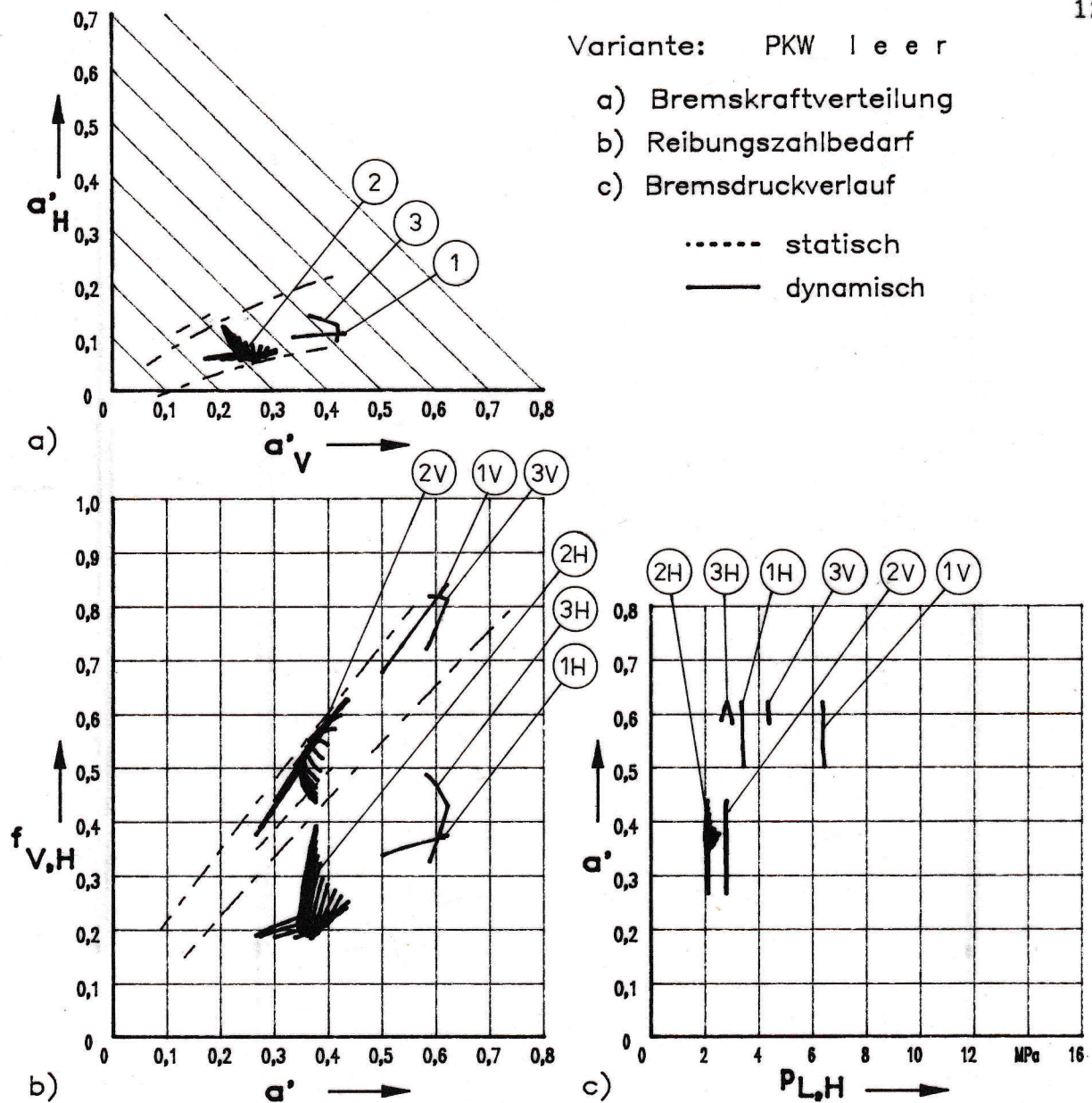


Abb. 8.17: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremse mit gebremstem Einachsanhänger - leer

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ 1, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 8 \text{ mm}$$

auf. Ähnlich extreme Bedingungen hinsichtlich der thermischen Belastungen sind aber zum Beispiel bei Talfahrten im Hochgebirge durchaus zu erwarten und es ist nicht auszuschließen, daß während einer solchen Fahrt eine Gefahrenbremsung mit voller

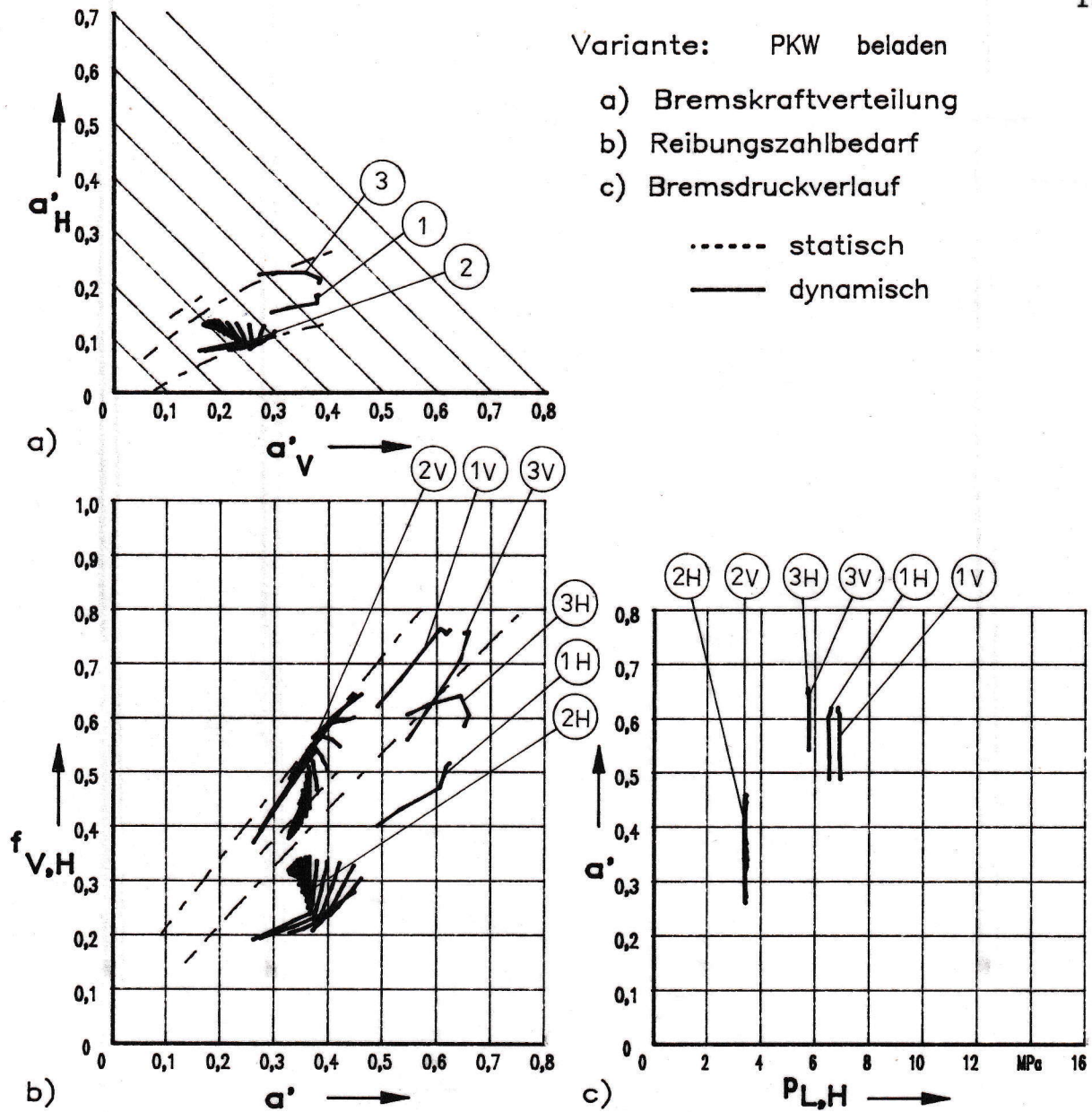


Abb. B.18: Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit gebremstem Einachsanhänger - beladen

1 - Typ 0 kalt, 2 - Typ I, 3 - Typ 0 warm,
V - Vorderachse, H - Hinterachse,

$$\alpha_{SV} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), \alpha_{SH} = 50 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2), d_{SV} = 10 \text{ mm}, d_{SH} = 8 \text{ mm}$$

Ausnutzung der Reibungszahl zwischen Fahrbahn und Reifen notwendig ist. Die Ergebnisse widerlegen die übliche Behauptung, daß durch den Anhänger die Hinterachse mehr belastet würde und

damit die Gefahr, daß die Räder dieser Achse vor den Rädern der Vorderachse zu blockieren beginnt, kleiner ist als beim selben Fahrzeug im Solobetrieb. Wie besonders die Abbildung 8.16 zeigt, kann diese Gefahr beim Betrieb mit Einachsanhänger erheblich größer werden. Zwar wurde bei diesen Berechnungsbeispielen ein relativ niedriger Anhängerschwerpunkt (55 mm) gewählt, die die Achslastverteilung des Zugfahrzeugs ebenfalls beeinflussende Höhe der Zugvorrichtung von 35 mm (Kugelmittelpunkt) wurde jedoch ebenfalls relativ niedrig angenommen, wie eine Auswertung der Untersuchungen von Schwab und Dinar [51] ergab (35 mm ist nach den geltenden Standards [57], [58] und [59] die unterste Grenze der Zugvorrichtungshöhe für ein beladenes Fahrzeug).

Sowohl die Ergebnisse für das ungebremste beladene Fahrzeug als auch für das gebremste beladene Fahrzeug zeigen, daß der Bremsdruckregler bei der Prüfung Typ 0 warm durchgesteuert wird, d.h. die zugeordneten Bremsdruckkurven (3H, 3V) stimmen fast vollständig überein.

Auch diese Untersuchungen zeigen, wie wichtig die Berücksichtigung des Einflusses der Achskonstruktion und des Einflusses eines Einachsanhängers beim Einsatz von Zweikanal-ABS sind, soll dieses unter allen Einsatzbedingungen funktionieren. Eine Untersuchung einer Dauerbremsung enthält [42].

9. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit wurde unter dem Gesichtspunkt erstellt, daß für moderne Bremsanlagen, insbesondere solche, die mit 2-Kanal-ABS ausgestattet sind, die Optimierung der Bremskraftverteilung steigenden Anforderungen hinsichtlich der Berücksichtigung von Einflußgrößen gerecht werden müssen.

Es wurde nachgewiesen, daß eine analytische Lösung zur Ermittlung der Bremskraftverteilung an einer Bremsanlage mit lastabhängig angesteuertem Bremsdruckregler möglich ist. Das auf Grundlage einer solchen Lösung entwickelte Berechnungsverfahren berücksichtigt außerdem den Einfluß von Längslenkerhinterachsen bzw. von Hinterachsen, die eine ähnliche Wirkung bezüglich der lastabhängigen Ansteuerung des Bremsdruckreglers wie eine Längslenkerhinterachse zeigen. Neben den für PKW und kleine NKW üblichen Bremsdruckreglern mit Knickcharakteristik werden auch Bremsdruckregler mit Strahlencharakteristik mit der Einschränkung, daß eine lineare Ansteuerung und ein konstanter Schaltdruck gilt, berücksichtigt. Mit dem Berechnungsverfahren wurde der Nachweis erbracht, daß die Nichtbeachtung des Längslenkereinflusses bei der Anpassung des Bremsdruckreglers zur falschen Auslegung der Bremsanlage führen kann.

Ein weiterentwickeltes Berechnungsverfahren erlaubt die Berücksichtigung der Luft- und Rollwiderstände sowie der rotatorischen Trägheits- und Widerstandsmomente bei der Anpassung des Bremsdruckreglers. Es kann damit nachgewiesen werden, wie Fehlbedienungen des Fahrzeugs beim Bremsen eine Umkehr der Blockierreihenfolge verursachen können.

Ein drittes Berechnungsverfahren erlaubt zusätzlich die Berücksichtigung eines gebremsten Einachsanhängers. Da die ECE-Regelung Nr. 13 eine Bewertung der Bremskraftverteilung am Kraftfahrzeug mit Einachsanhänger nicht vorsieht, wurden eigene Lösungen zur Anpassung der Vorschriften des Anhangs 10 Abschnitt 3 der ECE-Regelung Nr. 13 vorgeschlagen und realisiert.

Diese Berechnungsverfahren liegen in Form dialogorientierter graphischer Computerprogramme vor.

Die genannten Berechnungsverfahren dienen als Grundlage für ein Simulationsverfahren für Scheibenbremsanlagen, das die aus den dynamischen Änderungen der Flächenpressungen, Temperaturen und Reibgeschwindigkeiten resultierenden Änderungen der Bremsbelagreibungszahlen der Radbremsen und damit deren Funktionsverhalten im Zusammenspiel mit der Bremsdruckregelung nachbildet. Somit sind Berechnungsergebnisse möglich, die den realen Einsatzbedingungen der Bremsanlage wesentlich näher kommen als bisher bekannte Berechnungen. Neben beliebig wählbaren Stopp-, Verzögerungs- und Dauerbremsungen mit konstanter Verzögerung oder konstantem Bremsdruck ist eine Simulation der Bremsprüfung Typ I mit vorausgehender und nachfolgender Bremsprüfung Typ 0 gemäß der ECE-Regelung Nr. 13 realisierbar. Ausgewählte Beispiele verdeutlichen die Vorteile dieses neuartigen Verfahrens zur Auslegung von Bremsanlagen.

Selbstverständlich ergeben sich aus der behandelten Thematik Ansatzpunkte für weitere Arbeiten. Sie sollten sich auf folgende Schwerpunkte konzentrieren:

- Erweiterung des Simulationsverfahrens für stochastische Untersuchungen

Die in Zusammenarbeit mit Zscherpel [66] durchgeführten Untersuchungen zeigen, daß es möglich ist, stochastische Temperaturfelder für eine Scheibenbremse aus Belastungskollektiven experimentell zu ermitteln. Experimentelle Basis ist ein mit einem Pseudoranschgenerator gekoppeltes Elektroanalogiemodell der Scheibenbremse. Gelingt es, das Prinzip des Pseudoranschgenerators im Simulationsverfahren rechen-technisch nachzubilden, können damit stochastische Bremskraftverteilungen ermittelt werden.

- Weiterentwicklung der Berechnungsverfahren zur Integration in ein Simulationsverfahren für Fahrstabilitätsuntersuchungen

- Berücksichtigung des Anhängers in den Bremskraftverteilungs- und Reibungszahlbedarfsdiagrammen.
- Berücksichtigung von auf Bremsprüfständen ermittelten Bremsmomentverläufen
Das vorgestellte Simulationsverfahren bildet das Funktionsverhalten der Scheibenbremse unter Nutzung eines experimentell ermittelten Reibungszahlkennfeldes des Bremsbelags nach. Da häufig statt einem Reibungszahlkennfeld Darstellungen von meßtechnisch ermittelten Reibmomentverläufen verfügbar sind, sollte es möglich sein, auch diese im Berechnungsverfahren zu berücksichtigen.
- Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens der Fahrwiderstände und des Bremsschlupfes.

10. Literaturverzeichnis

- [1] Bartels, M.; Fischer, E.: ADAMS - Ein universelles Programm zur Berechnung der Dynamik großer Bewegungen. Automobiltechnische Zeitschrift 86(1984), H. 9, S. 369-376, Franck'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- [2] Bechlars, J.; Buhtz, R.: GKS in der Praxis. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg 1986.
- [3] Burckhardt, M.; Glasner v. Ostenwall, E.-Ch.; Krohn, H.: Möglichkeiten und Grenzen von Antiblockiersystemen. Automobiltechnische Zeitschrift 77(1975), H. 1, S. 13-18, Franck'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- [4] Burckhardt, M.: Näherungsverfahren zur Berechnung der Temperaturen der Bremsscheiben von Kraftfahrzeugen bei verschiedenen Fahrzeugen. Automobil-Industrie (1979), H. 4, S. 69-77, Vogel-Verlag Würzburg.
- [5] CABA - Rechenprogramm zur Bremsenberechnung. Kraftfahrzeugtechnik 36(1986), H. 6, S. 166-167, Verlag Technik Berlin.
- [6] Demel, H.: Möglichkeiten und Grenzen verschiedener Brems- und Antriebsschlupf-Regelsysteme für PKW. Automobil-Industrie 32(1987), H.5, S. 551-556, Vogel-Verlag Würzburg.
- [7] Der GOLF Modelljahr 1989 - Preise. Stand 6.3.1989, Volkswagen AG.
- [8] Domina, T.: Fahrbericht Volvo FL4. Nutzfahrzeug 1986, H. 6, S. 42-45, Heinrich Vogel Fachzeitschriften München.
- [9] Drechsel, E.: Zur Auslegung von Bremssystemen. Kraftfahrzeugtechnik 31(1981), H.1, S.11-15, Verlag Technik Berlin.

- [10] Drechsel, E.: Beiträge zur Auslegungsoptimierung von Bremssystemen für Straßenfahrzeuge. Dissertation B 1982, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [11] Drechsel, E.: Grundprobleme der Auslegung von Bremssystemen mehrachsiger Straßenfahrzeuge. Wissenschaftliche Berichte der IH Zwickau, Sonderheft der Sektion Kraftfahrzeugtechnik 1986, S. 89-149.
- [12] Eckert, A.; Bethke, H.: Neue Erkenntnisse zur Asbestsubstitution in Reibbelägen. Automobiltechnische Zeitschrift 89(1987), H. 3, S. 145-152, Franck'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- [13] FEE Fahrzeugtechnik EWG/ECE. Richtlinien der Europäischen Wirtschaftsgemeinschaft für Straßenfahrzeuge (EWG-Richtlinien) und Regelungen der Economic Commission for Europe für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger (ECE-Regelung). Teil 1 - EWG-R 13, Stand Ergänzungslieferung 1988.
- [14] FEE Fahrzeugtechnik EWG/ECE. Richtlinien der Europäischen Wirtschaftsgemeinschaft für Straßenfahrzeuge (EWG-Richtlinien) und Regelungen der Economic Commission for Europe für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger (ECE-Regelung). Teil 2 - ECE-R 13, Stand Ergänzungslieferung 1988.
- [15] Fender, F.: Computergraphische Auslegung von ALB für die Rechner KC 85/2 und KC 85/3. Belegarbeit 1988, Nr. KF-17-87-GB, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [16] Fender, F.: Erarbeitung von Software zur Installation und benutzerfreundlichen Ein- und Ausgabegestaltung der Programmsysteme ALBKN und ALB. Diplomarbeit 1989, Nr. KF-03-89-D, TH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [17] GKS0a-FORTRAN-Schnittstelle. WPU Rostock 1988.

- [18] v. Glasner, E.-C.; Gnadler, R.; Todorovic, J.: Beitrag zum Bremsverhalten von schweren Nutzfahrzeugen in der Kurve. Automobil-Industrie 32(1987), H.1, S. 19-23, Vogel-Verlag Würzburg.
- [19] Göhring, E.; v. Glasner, E.-Ch.; Maier, B.: Entwicklung eines fahrdynamischen Konzepts für Nutzfahrzeuge als Beitrag zur aktiven Sicherheit. Automobiltechnische Zeitschrift 86(1984), H. 12, S. 535-542, Franck'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- [20] Handorf; Berndt: GFP-Schnittstelle. Bauakademie der DDR, WPU Rostock 1988.
- [21] Hübener, J.: MS-DOS. Verlag Technik Berlin 1988.
- [22] Huhle: Nach gleichem Entwicklungskonzept: Fiat Croma, Lancia Thema und Saab 9000. Kraftfahrzeugtechnik 37(1987), H. 7, S. 214-217, Verlag Technik Berlin.
- [23] Huhle: Neu in der Mittelklasse: Peugeot 405. Kraftfahrzeugtechnik 38(1988), H. 2, S. 56-58, Verlag Technik Berlin.
- [24] Huhle, P. R.: Technik-Tendenzen: Moderne PKW-Fahrwerke. Kraftfahrzeugtechnik 36(1986), H. 7, S. 216-217, Verlag Technik Berlin.
- [25] Ippen, H.: Blockierverhinderer für FIAT Uno. Kraftfahrzeugtechnik 38(1988), H. 8, S. 252, Verlag Technik Berlin.
- [26] Jahn, M.: Elektronischer Blockierschutzregler - Teil III. Kraftfahrzeugtechnik 36(1986), H. 9, S. 270-274, Verlag Technik Berlin.
- [27] Jahn, M.: Ein Beitrag zur Untersuchung, Bewertung und Optimierung der Bremskraftverteilung an Zweiachsfahrzeugen. Dissertation B 1984, TU Dresden.

- [28] Jante, A.: Zur Theorie des Kraftwagens. Akademie-Verlag Berlin 1978.
- [29] Kersten: Software-Komponenten für A 7100. Rechentechnik und Datenverarbeitung 25(1988), H. 9, S. 34. Verlag Die Wirtschaft Berlin.
- [30] Korzen, R.: GKS 16 - Graphisches Kernsystem für 16-Bit-Rechner. Neue Technik im Büro 32(1988), H. 1, S.9. Verlag Technik Berlin.
- [31] Kraftfahrtheorie - Fahrwiderstände. Lehrbrief für das Hochschulstudium, Zentralstelle für Lehr- und Organisationsmittel des MHF, Zwickau 1974.
- [32] Manz, U.: Graphische Gestaltung von an PKW-Karosserien ermittelten Meßwerten. Diplomarbeit 1988, Nr. KK-05-88-D, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [33] Manz, U.: Weiterentwicklung des Programmsystems ALBKV zur Auslegung von Kraftfahrzeugbremsanlagen. Belegarbeit 1987, Nr. KF-13-86-GB, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [34] Mikut, M.; Urban, B.: Graphisches Kernsystem GKS 1800. Neue Technik im Büro 32(1988), H. 3, S. 90-93. Verlag Technik Berlin.
- [35] Mit Frontantrieb: Neue Generation Honda Accord. Kraftfahrzeugtechnik 37(1987), H. 6, S. 184-187, Verlag Technik Berlin.
- [36] Müller, St.: Computergestützte Berechnungsverfahren zur Untersuchung des Funktions- und Verschleißverhaltens von Bremsklötzen an Kfz-Scheibenbremsen. Tagungsband der Tagung " KONFERENCJA HAMULCOWA'88" in Originalsprache, Lodz, VR Polen, 20.-22.09.1988, S. 234-243.

- [37] Müller, St.: Computergraphische Auslegung von automatisch lastabhängigen Bremsdruckreglern. Forschungsbericht 1987, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [38] Müller, St.: Ein Beitrag zur rechentechnischen Simulation des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsen. Wissenschaftliche Beiträge der IH Zwickau, 10(1984)1, S. 78-88.
- [39] Müller, St.: Komputerowe metody obliczeniowe do badania funkcjonalności przebiegu zużycia klocków hamulcowych w samochodowych hamulcach tarczowych. Tagungsband der Tagung " KONFERENCJA HAMULCOWA'88 " in polnischer Sprache, Lodz, VR Polen, 20.-22.09.1988, S. 143-154.
- [40] Müller, St.: Numerische Berechnungsverfahren zur Untersuchung des Funktions- und Verschleißverhaltens von Bremsklötzen an Kfz-Scheibenbremsen. Wissenschaftliche Berichte der IH Zwickau, Sonderheft der Sektion Kraftfahrzeugtechnik 1986, S. 150-182.
- [41] Müller, St.: Numerische Berechnungsverfahren zur Untersuchung des Funktions- und Verschleißverhaltens von Reibpaarungen an Kfz-Scheibenbremsen. Dissertation A 1985, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [42] Müller, St.: Simulation des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsanlagen mit automatisch lastabhängiger Bremskraftregelung. Tagungsband der Tagung " Aktive und passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen " der IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik am 27. und 28.06.1989.
- [43] Müller, St.: Studie Scheibenbremse. VEB Bremshydraulik Limbach-Oberfrohna 1984.

- [44] Müller, St.: Untersuchung der Belastungsverhältnisse am Bremsklotz. Forschungsbericht 1986, VEB Bremshydraulik Limbach-Oberfrohna.
- [45] Müller, St.: Zwischenbericht zur thermischen Optimierung. Forschungsbericht 1986, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [46] Programmbeschreibung und Berechnungsunterlagen R017. VEB IFA Automobilwerke Ludwigsfelde.
- [47] Radaj, D.: Fortschritte der technischen Berechnung im Automobilbau - Information über gebräuchliche und neue Berechnungsverfahren im Automobilbau. Automobiltechnische Zeitschrift 87(1985), H. 2, S. 41-50, Franck'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- [48] Rauch, E.: L60-Bremskraftverteilung. Berechnungsbericht 1980, VEB Bremshydraulik Limbach-Oberfrohna.
- [49] Sauer, H.: Stop - Kostengünstige Antiblockier-Systeme von Bosch und Teves. Auto-Motor-Sport 1987, H. 18, S. 66-68.
- [50] Schmidt, A.; Wolz, U.: Simulation komplexer dynamischer Systeme mit dem Programmpaket MESA-VERDE am Beispiel eines Fahrzeugsystems. Automobil-Industrie 31(1986), H. 3, S. 305-311, Vogel-Verlag Würzburg.
- [51] Schwab, M.; Binar, J.: Mechanische Verbindungseinrichtungen des PKW-Anhänger-Zuges. Kraftfahrzeugtechnik 38(1988), H. 4, S. 120-127, Verlag Technik Berlin.
- [52] Sommer, G.: Erarbeitung eines allgemeingültigen, programmierfähigen Auslegungs- und Optimierungsalgorithmus für Bremsanlagen von Güterkraftwagen. Diplomarbeit 1985, Nr. KF-09-85-D, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik.
- [53] Stamler, E.: FORTRAN. Verlag Die Wirtschaft 1988.

- [54] Stübs, M.: SAA - Was OS/2 für SAA bedeutet. CHIP 1988, H. 3, S. 78-80. Vogel Verlag Würzburg.
- [55] Stumpe, W.: Bremskraftverteilung bei Nutzfahrzeugen. Bosch Technische Berichte 7(1980), H. 1, S. 32-40.
- [56] Testverfahren für PKW mit automatischen Blockierverhinderern beim Bremsen. Forschungsbericht 1981, Institut für Verkehrssicherheit. Institut für Fahrzeugtechnik TU Braunschweig.
- [57] TGL 35445 - Personenkraftwagen; Kugelkuppel­einrichtung, Kuppelmaße. 1982, Verlag für Standardisierung.
- [58] TGL 35801 - Anhänger für Personenkraftwagen. 6.84, Verlag für Standardisierung.
- [59] TGL 35802 - Anhänger für Personenkraftwagen, Campingwohnanhänger; Qualitätsmerkmale. 10.84, Verlag für Standardisierung.
- [60] TGL 44500 - Fachbereichsstandard FORTRAN 77. Ausgabe 8.86, Verlag für Standardisierung.
- [61] TGL 44610/01 - Fachbereichsstandard GKS, 11.86, Verlag für Standardisierung.
- [62] Uffelmann, F.: AUTDYN - Ein digitales Simulationsrechenprogramm für die Fahrdynamik von Personenkraftwagen. Automobiltechnische Zeitschrift 86(1984), H. 2, S. 41-45, 243-246, Franck'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- [63] Uffelmann, F.: Rechnerische Simulation des Fahrverhaltens von Lastzügen in extremen Bremssituationen. Automobil-Industrie 22(1978), H. 4, S. 55-63, Vogel-Verlag Würzburg.

- [64] Witt, P.: Ford Fiesta - In zweiter Generation. Kraftfahrzeugtechnik 39(1989), H. 6, S. 180-183, Verlag Technik Berlin.
- [65] Witt, P.: Premiere in 70 Varianten: Renault 19. Kraftfahrzeugtechnik 38(1988), H. 10, S. 310-312, Verlag Technik Berlin.
- [66] Zscherpel, W.; Müller, St.: Untersuchung der stochastischen thermischen Belastung von Scheibenbremsen. Kraftfahrzeugtechnik 39(1989), H. 11, S. 332-333, Verlag Technik Berlin.

11. Verzeichnis der Abbildungen

Abb.-Nr.	Titel	Seite
2.1	Funktionelle Zusammenhänge einer Scheibenbremsanlage mit lastabhängiger Bremskraftregelung	15
3.1	Bremsdruckregler mit Knickcharakteristik	19
3.2	Schema einer lastabhängigen Bremskraftregelung	20
3.3	Bremsdruckübersetzerkennlinie	20
3.4	Federkennlinie	21
3.5	Schaltdruck-Federweg-Verlauf	21
3.6	Kräfte am Fahrzeug	22
3.7	Bremsdruckregler mit Strahlencharakteristik	23
3.8	Übersetzungs-Federweg-Verlauf	24
3.9	Kennlinie eines Strahlenreglers	24
3.10	Statischer und dynamischer Druckverlauf	25
4.1	Ermittlung des Abstandes s_L für andere Achstypen	28
4.2	Arbeitsbereiche des Knickreglers	36
4.3	Arbeitsbereiche des Strahlenreglers	40
4.4	ECE-Grenzkurven	42
4.5	Kräfte am Fahrzeug mit Berücksichtigung der Luft- und Rollwiderstandskräfte sowie der rotatorischen Trägheits- und Widerstandsmomente	45

<u>Abb.-Nr.</u>	<u>Titel</u>	<u>Seite</u>
4.6	Die Radeinfederung beeinflussende Kräfte	48
4.7	Einfluß des Luftwiderstands auf die Darstellung der ECE-Grenzkurven und Möglichkeiten der Korrektur	54
4.8	Kräfte am Fahrzeug mit Einachsanhänger	58
4.9	Anpassung der ECE-Grenzkurven für ein Kraftfahrzeug mit Einachsanhänger	71
5.1	Beispiel zur Gestaltung der graphischen Ausgabe der Rechenprogramme ALB, ALBW und ALBH	79
5.2	Struktur des Rechenprogramms ALB	81
5.3	Struktur des Rechenprogramms ALBW	82
5.4	Struktur des Rechenprogramms ALBH	83
6.1	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit Knickregler - leer	85
6.2	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit Knickregler - beladen	86
6.3	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen NKW mit Strahlenregler - leer	89
6.4	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen NKW mit Strahlenregler - beladen	90

Abb.-Nr.	Titel	Seite
6.5	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit Knickregler und Längslenker unter Beachtung der Widerstands- und Trägheitskenngrößen - leer	92
6.6	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit Knickregler und Längslenker unter Beachtung der Widerstands- und Trägheitskenngrößen - beladen	93
6.7	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit ungebremstem Einachsanhänger - leer	96
6.8	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit ungebremstem Einachsanhänger - beladen	97
6.9	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit ungebremstem Einachsanhänger - beladen, geänderte Schwerpunkthöhe des Anhängers	98
6.10	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit gebremstem Einachsanhänger - leer	99
6.11	Graphische Ausgabe der Berechnungsergebnisse für einen PKW mit gebremstem Einachsanhänger - beladen	100
7.1	Temperaturen am Scheibenbremsen-Ersatzmodell	102
7.2	Struktur des Programmsystems ALBS	104
8.1	Meßtechnisch ermittelte Reibungskurven für einen Bremsbelag	107

<u>Abb.-Nr.</u>	<u>Titel</u>	<u>Seite</u>
8.2	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage - leer	109
8.3	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage - beladen	110
8.4	Weitere Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage nach Abb. 8.3	111
8.5	Berechnete Bremsleistungen und Schalldrücke der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage entsprechend Abb. 8.3	112
8.6	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Scheibendicke - leer	113
8.7	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Scheibendicke - beladen	114
8.8	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der hinteren Bremsscheiben - leer	115
8.9	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der hinteren Bremsscheiben - beladen	116
8.10	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der vorderen Bremsscheiben - leer	117

<u>Abb.-Nr.</u>	<u>Titel</u>	<u>Seite</u>
8.11	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der vorderen Bremsscheiben - beladen	118
8.12	Weitere Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit geänderter Wärmeübergangszahl der vorderen Bremsscheiben nach Abb. 8.11	119
8.13	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage ohne Längslenkereinfluß - leer	121
8.14	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage ohne Längslenkereinfluß - beladen	122
8.15	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit ungebremstem Einachsanhänger - leer	124
8.16	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit ungebremstem Einachsanhänger - beladen	125
8.17	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit gebremstem Einachsanhänger - leer	126
8.18	Graphische Ausgabe der Ergebnisse der Simulation einer PKW-Scheibenbremsanlage mit gebremstem Einachsanhänger - beladen	127

12. Verzeichnis der Tabellen

<u>Tab.-Nr.</u>	<u>Titel</u>	<u>Seite</u>
1	ECE-Grenzkurven	43
2	Angepaßte ECE-Grenzkurven	55
3	Angepaßte ECE-Grenzkurven für ein Kraftfahrzeug mit Einachsanhänger	72
4	Eingabewerte für die Berechnung eines PKW mit Knickregler	84
5	Eingabewerte für die Berechnung eines NKW mit Strahlenregler	88
6	Eingabewerte für die Widerstands- und Trägheitskenngrößen - 4. Gang	91
7	Eingabewerte für die Widerstands- und Trägheitskenngrößen - 1. Gang	91
8	Eingabewerte für die Berechnung der Bremskraftverteilung für einen PKW mit ungebremstem Einachsanhänger	95
9	Bedingungen der Bremsprüfung Typ I der ECE-Regelung Nr. 13	105
10	Eingabewerte für die Berechnung einer PKW-Scheibenbremsanlage mit dem Programm ALBS	106