

rianten II 1 und II 2 erzielen.

Im konkreten Anwendungsfall ist abzuwägen, ob der Einsatz gezogener Bremsklötze bzw. eine assymetrische Zu- spannung angewandt werden, da beide Maßnahmen einen grö- ßeren konstruktiven und/oder technologischen Aufwand er- fordern. Funktionell sind besonders bei langgezogenen Belagformen diese Maßnahmen erstrebenswert.

Den Einfluß der Reibkräfte an den Abstützstellen auf die Flächenpressungsverteilung in radialer Richtung bei un- verschlissenenem bzw. gering verschlissenenem Bremsbelag zeigen die Bilder 3.5 ($\mu_A = 0$) und 6.3 ($\mu_A = 0,1$). Auch durch einen Vergleich der Verläufe der spezifischen be- lagreibflächenbezogenen Reibleistungen wird dieser Ein- fluß deutlich. (Bild 6.4).

Da die Abstützstellen äußeren Einflüssen (z.B. Schmutz, Korrosion) unterliegen, ändern sich auch die Reibungs- zahlen und damit die Reibkräfte an den Abstützstellen. Im Bild 6.5 ist der Einfluß der Reibungszahländerungen (μ_A) auf die Flächenpressungsverteilung in tangentialer Richtung und die Zuspaukraftverschiebungen dargestellt. Es zeigt sich, daß durch einen schlechten Zustand der Abstützstellen die Wirksamkeit der Scheibenbremsen nicht nur durch die Reibkräfte der Abstützstellen, sondern auch durch die infolge der Verschiebung des Zuspaukraftan- griffspunktes ($\Delta a, \Delta b$) entstehenden Kolbenreibkräfte (siehe Punkt 3.3.2.) gemindert sind. Das läßt sich leicht nachweisen, wenn bei Berücksichtigung der in der Tafel 6 aufgeführten Maße und eine Reibungszahl $\mu_K = 0,1$ für ei- ne Zuspaukraftangriffspunktverschiebung $\Delta s = 9,5$ mm (das entspricht etwa gemäß dem Bild 6.5 einer Reibungszahl $\mu_A = 0,3$) das Zuspaukraft-Kolbenkraft-Verhältnis F_S / F_K (Gleichung 3.21) errechnet wird. Es ergibt sich ein Verhältnis $F_S / F_K \approx 0,91$, das heißt, nur 91 % der hydrau- lisch erzeugten Kolbenkraft (Reibkräfte des Dichtrings

werden nicht berücksichtigt) wirkt auf den Bremsklotz.

6.3. Berechnung einer Dauerbremsung mit konstantem Reibmoment unter Berücksichtigung der Temperaturberechnung und der Reibungszahlwahl

6.3.1. Voraussetzungen

Ursprünglich war vorgesehen, Berechnungsergebnisse aus Beispielrechnungen mit den Programmsystemen FVB2 und FVB3 mit Meßergebnissen aus Prüfstandsuntersuchungen zu vergleichen. Zu diesem Zweck wurde unter Anleitung des Verfassers ein Bremsenprüfbook konstruiert /26/ und erstellt /33/, dessen Aufbau durch Verwendung von Originalteilen der Radaufhängung einschließlich Felge des PKW, in welchem die für die Beispielrechnungen zugrunde gelegte Scheibenbremsenbauform eingesetzt wird, Belüftungsverhältnisse der Bremse ermöglicht werden, die dem Einsatz am PKW sehr nahe kommen. Da die antriebsseitigen Voraussetzungen für diesen Prüfbook zum Zeitpunkt der Erstellung der vorliegenden Arbeit noch nicht gegeben waren, kann dieses Vorhaben erst zu einem späteren Zeitpunkt realisiert werden.

Zum Vergleich wird deshalb auf Meßwerte, die in der Dissertationsschrift von Drechsel /9/ aufgeführt sind, zurückgegriffen. Mit einem mit Scheibenbremsen des untersuchten Typs an den Vorderrädern ausgerüsteten PKW wurden Schleppversuche unternommen, bei denen die im Bild 6.6 dargestellte Aufteilung der Bremsleistung auftrat. Der gemessene Temperaturverlauf wird zum Vergleich mit den Ergebnissen der Beispielrechnung herangezogen. Der Berechnung der Dauerbremsung wird damit eine Reibleistung $P_R \approx 2,8 \text{ kW}$ (bezogen auf eine Bremsenreibpaarung) zugrunde gelegt.

6.3.2. Ermittlung des Reibungszahlkennfeldes

Unter Anleitung des Verfassers wurde eine Reibungszahlprüfeinrichtung (siehe /8/ und /29/) konstruiert und erstellt, deren prinzipieller Aufbau im Bild 6.7 dargestellt ist. Die Prüfeinrichtung besteht prinzipiell aus zwei Baugruppen, dem Reibringaufnehmer und der Reibbelaganpreßeinrichtung.

Der Reibringaufnehmer wird von einer geeigneten Antriebsmaschine (z.B. Pendelmaschine) angetrieben. Am Reibringaufnehmer wird unter Beachtung von Wärmedämmmaßnahmen der Reibring aus Bremsscheibenmaterial befestigt, welcher so gestaltet ist, daß im Verhältnis zum mittleren Reibradius nur eine schmale Reibfläche vorhanden ist, damit an der Reibpaarung keine großen örtlichen Reibgeschwindigkeitsänderungen auftreten. Zu große Reibgeschwindigkeitsunterschiede an den Reibflächen würden keine eindeutige Zuordnung der ermittelten Reibwerte zur Reibgeschwindigkeit erlauben. Die Drehzahlmessung erfolgt berührunglos über Lichtschranke am Reibringaufnehmer und wird auf das nachgeordnete Registriergerät aufgezeichnet. Die Temperaturen am Reibring werden durch Thermoelemente gemessen. Die Meßsignalübertragung erfolgt über Schleifringe. Die Aufzeichnung der Temperaturkurven erfolgt ebenfalls auf das nachgeordnete Registriergerät. Die Reibbelaganpressvorrichtung hat die Aufgabe, die Reibbelagprobe gegen den sich drehenden Reibring zu pressen und die Messung der Anpresskraft sowie der Reibkraft zu ermöglichen. Zu diesem Zweck besitzt diese Vorrichtung eine Grundplatte, die auf eine lineare Zustell-einheit (z.B. Drehmaschinensupport) montiert wird und damit parallel zur Drehachse des Reibringaufnehmers bewegt werden kann. Auf der Grundplatte ist ein unterer Längsträger drehbar in Wälzlagern geführt. Die Drehachse stimmt mit der des Reibringaufnehmers überein. Der Biegeträger 1 stützt das durch die an der Belagprobe ent-

stehende Reibkraft eingeleitete Reibmoment ab. Über eine Dehnmesshalbbrücke und ein TF-Meßgerät ist somit eine indirekte Messung der Reibkraft möglich, wobei das Meßsignal registriert wird (12-Kanal-Lichtschreiber). Die in Wälzlagern gelagerten Schwingen verbinden den oberen Längsträger mit dem unteren, so daß eine Übertragung des Reibmomentes auf den unteren Längsträger möglich ist und der obere Längsträger in Grenzen axial beweglich ist. Weiterhin wird immer der rechte Winkel der Längsachse des oberen Längsträgers zur Reibfläche des Reibrings gewährleistet und durch die besondere Lagerung gesichert, daß der Einfluß der Lagerreibkräfte auf die Messungen gering bleibt. In axialer Richtung wird der obere Längsträger durch den Biegeträger 2 belastet, wenn die Zustelleinheit betätigt wird. Damit ist es möglich, über eine Dehnmessstreifenhalbbrücke, dem TF-Meßgerät und dem Registriergerät die Zuspannkraft für die Reibbelagprobe indirekt zu messen und zu registrieren. Zum Eichn der Kraftmeßeinrichtungen werden die Kraftangriffspunkte der Belagprobe (über Seil und Umlenkrolle) durch Massestücke belastet und anhand der Anzeige des Registriergerätes die Eichkurven erstellt.

Die Fertigstellung und Inbetriebnahme der Prüfeinrichtung ist in /29/ ausführlich beschrieben.

Aus Zeitgründen konnte bisher nur eine Probe des Scheibenbremsbelages COSID 620 untersucht werden, der an dem für die Berechnungen zugrunde gelegten Scheibenbremsentyp eingesetzt wird. Eine statistische Absicherung der Meßergebnisse ist deshalb nicht möglich. Ein weiteres Problem trat dahingehend auf, daß die thermische Isolation des Reibrings noch ungenügend ist, so daß bei den Untersuchungen je nach Reibleistungsbelastungen maximal 500 °C erreicht wurde.

Im Bild 6.8 sind die auf Grundlage der Meßergebnisse er-

stellten Reibungszahlkurven dargestellt. Der Verlauf der Kurven bei hohen Temperaturen wurde willkürlich festgelegt, soweit dafür keine Meßwerte vorhanden sind. Diese Reibungszahlkurven sind Grundlage des diskreten Reibungszahlkurvenfeldes.

Eine Überarbeitung der Prüfeinrichtung sollte nicht nur eine verbesserte thermische Isolation, sondern auch eine Verbesserung der Meßeinrichtungen (Kraftmeßdosen statt Biegeträger, rationellere Meßwerterfassung und -verarbeitung) und des Antriebssystems mit einschließen.

6.3.3. Wärmetechnische Kenngrößen

Wärmetechnische Kenngrößen, insbesondere die Wärmeübergangskoeffizienten, können meist nur mit größerer Ungenauigkeit angenommen werden, wenn keine geeigneten Meßeinrichtungen vorhanden sind. In /24/ sind in sehr übersichtlicher Form Methoden zur annähernden Ermittlung wärmetechnischer Kenngrößen für Scheibenbremsen enthalten. Auf Grundlage dieser Arbeit wurden die in der Tafel 16 enthaltenen Werte ermittelt. Bei der Festlegung der Wärmeübergangskoeffizienten wurde berücksichtigt, daß ein Teil der wärmebeaufschlagten Bauteile der Bremse und der Radaufhängung nicht dem Fahrwind ausgesetzt ist. Die Wärmedurchgangswiderstände wurden willkürlich angenommen, wobei davon ausgegangen wird, daß bei verschraubten Bauteilflächen infolge der Oberflächenrauheiten nur eine kleine direkte Berührungsfläche vorhanden ist, und demzufolge der Wärmeübergangswiderstand wesentlich kleiner als der Wärmleitwiderstand für gleiche Querschnitte sein muß. Für den Bremssattel und den Radmitnehmer wurden irrtümlich die spezifischen Kennwerte für Stahl statt für Gußeisen eingesetzt. Da die Unterschiede zwischen den Kenngrößen beider Werkstoffe klein sind und diese Bauteile nur gering mit Wärme beaufschlagt wurden, wurde auf eine Korrektur verzichtet.

6.3.4. Eingabedaten und Eingabereihenfolge

Wie bereits im Punkt 6.2., wird die Belagvariante II (Tafel 1) vorausgesetzt. Damit gilt:

- Variante II 1
- geschobener Bremsklotz mit zwei Hauptabstützstellen
($a_1 = 42 \text{ mm}$, $b_1 = 120 \text{ mm}$, $b_2 = 80 \text{ mm}$)
- $\mu_A = 0,1$, $a = 0$, $b = 96 \text{ mm}$, $P_R = 2,8 \text{ kW}$, $M_{R_0} = 46,6 \text{ Nm}$,
 $\omega = 57,9 \text{ rad/s}$
- Eingabereihenfolge: DB1. - DB2. - DB3.4 - DB4. -
DB5.1 - DB6. - DB7.- DB 9.1 - DB10.2 - DB 11.2

6.3.5. Berechnungsergebnisse

Im Bild 6.9 sind einige Berechnungsergebnisse graphisch dargestellt. Im Diagramm ist deutlich zu erkennen, wie die Zuspannkraft variiert wird, um bei sich ständig ändernden Reibungszahlen ein nahezu konstantes Reibmoment zu gewährleisten. Im oberen Diagramm wird der berechnete Temperaturverlauf für das dritte Brems Scheibenelement mit dem in /9/ dargestellten gemessenen Temperaturverlauf (unterbrochen gezeichnete Kurve) verglichen. Teilweise treten erhebliche Abweichungen auf, die folgendermaßen zu begründen sind:

- In der Beispielrechnung wird die Reibleistung zeitlich konstant angenommen und die am Anfang des Schleppversuchs größere Reibleistung an den vorderen Bremsen nicht berücksichtigt. Weiterhin ist anzunehmen, daß das Bild 6.6 nur eine grobe Darstellung der tatsächlichen Reibleistungsaufteilung beinhaltet. Da, wie das ebenfalls aus /9/ übernommene Bild 6.10 zeigt, bei einer Bremszeit von 160 s bereits Scheibentemperaturen von $600 \text{ }^\circ\text{C}$ vorliegen, während zu diesem Zeitpunkt die Bremstrommeltemperaturen noch unter

200 °C liegen, ist anzunehmen, daß die Scheibenbremsen schon im Bereich des Wärmefadings arbeiten, während die Trommelbremsen der Hinterachse noch keinen großen Reibungszahlabfall aufweisen. Das heißt, die Reibleistungsverteilung müßte sich weiter zugunsten der Trommelbremsen der Hinterachse verändern als das im Bild 6.6 dargestellt ist.

- Weiterhin ist zu beachten, daß die Wärmeübergangskoeffizienten im Rechenprogramm als konstant berücksichtigt werden, tatsächlich aber temperaturabhängig sind, wie das in /24/ beschrieben ist. Eine Berücksichtigung des Wärmeübergangskoeffizienten der Brems Scheibe im Rechenprogramm wäre also zweckmäßig (je größer die Temperatur, desto größer α).

In weiteren Arbeiten sollten deshalb die Vergleichstemperaturen in Versuchen unter exakten Belastungsverhältnissen ermittelt sowie die Programmsysteme hinsichtlich der Berücksichtigung des Temperatureinflusses der wärmetechnischen Kenngrößen verbessert werden.

Eine relativ gute Übereinstimmung zeigen die errechneten Felgentemperaturen mit den in /14/ gemessenen. Bei einer Scheibentemperatur von 730 °C wurden 50 °C berechnet und nach /14/ 45 °C gemessen.

6.4. Berechnung von ECE-Bremsenprüfungen Typ 0 und Typ I

6.4.1. Voraussetzungen

In der Tafel 17 sind einige Kennwerte für den den Beispielrechnungen zugrunde gelegten PKW enthalten. Wie bereits im Punkt 5.3. erläutert wurde, beziehen sich die Berechnungen auf mittlere Fahrwiderstände. Ausgehend von der allgemeinen Gleichung zur Berechnung der Fahrwiderstandsmomente

$$\begin{aligned}
 M_W &= (f'_S + f'_R + f'_G + f'_L) m_{Fzg} g \cdot r_{dyn} \\
 &= (f'_S + f'_G + f'_R + \frac{S_L}{2} \frac{C_W \cdot A_F}{m_{Fzg} \cdot g} v^2) m_{Fzg} g \cdot r_{dyn} \quad (6.1)
 \end{aligned}$$

lassen sich die Widerstandsmomente unter den Voraussetzungen, daß die Prüfungen bei Windstille ($v = v_{Fzg}$) und auf der Ebene ($f'_S = 0$) stattfindet sowie der Getriebewiderstand vernachlässigt wird ($f'_G = 0$), nach folgender Gleichung ermitteln:

$$\begin{aligned}
 M_{WFzg} &= \frac{1}{v_1 - v_2} \int_{v_2}^{v_1} M_W dv \\
 &= m_{Fzg} g \cdot r_{dyn} f'_R + \frac{S_L}{2} C_W A_F \frac{v_1^3 - v_2^3}{v_1 - v_2} r_{dyn} \quad (6.2)
 \end{aligned}$$

Weiterhin sind die anteiligen Trägheitsmomente entsprechend der Gleichungen

$$M_W = M_{WFz9} \frac{1}{(\beta+1)4} \quad (6.3)$$

$$J_T = J_{TFz9} \frac{1}{(\beta+1)4} \quad (6.4)$$

zu berechnen, wobei in diesen Gleichungen berücksichtigt wird, daß an der Vorderachse vier Reibpaarungen vorhanden sind und die Bremskräfte entsprechend dem Verhältnis

$$\beta = \frac{F_{BH}}{F_{BV}} \quad (6.5)$$

auf die Achsen verteilt sind. Nach /19/ ist das Bremskraftverhältnis für diesen PKW $\beta \approx 0,53$ und bis zu einer Verzögerung von $a_B \approx 6,5$ m/s (beladenes Fahrzeug) konstant. Unter den genannten Voraussetzungen ergeben sich die in den Tafeln 18 und 19 enthaltenen Kennwerte für die beiden Bremsprüfungen.

6.4.2. Eingabewerte und Eingabereihenfolge

Wie bereits im Punkt 6.2., wird die Belagflächenvariante II (Tafel 1) vorausgesetzt. Damit gilt:

- Variante II 1
- geschobener Bremsklotz mit zwei Hauptabstützstellen
($a_1 = 42$ mm, $b_1 = 120$ mm, $b_2 = 80$ mm)
- $\mu_A = 0,1$, $a = 0$, $b = 96$ mm

- Eingabereihenfolge: DB1. - DB2. - DB4. - DB5.1 -
DB6. - DB7. - DB9.2 - DB10.3

6.4.3. Berechnungsergebnisse

Im Bild 6.11 sind einige Ergebnisse der Stoppbremsung Typ 0 mit ausgekuppeltem Motor dargestellt. Die Bremszeit $t = 3,8 \text{ s}$ entspricht der Verzögerung $a_B = 5,8 \text{ m/s}^2$ aus der Geschwindigkeit $v_0 = 80 \text{ km/h}$ ($\omega_0 \approx 77 \text{ rad/s}$). Die berechnete Zuspannkraft bildet die Grundlage zur Beurteilung der Restbremswirkung (Stoppbremsung am Ende der Bremsprüfung Typ I).

Einige Ergebnisse der Fadingprüfung Typ I sind im Bild 6.12 dargestellt. Zu erkennen sind die ω -, v_{S3} - und M_R -Verläufe der 15 Vorbereitungszyklen und der anschließenden Stoppbremsung aus $v_0 = 80 \text{ km/h}$ mit der bei der Berechnung der Bremsenprüfung Typ 0 ermittelten Zuspannkraft. Hervorzuheben ist, daß die errechnete maximale Scheibentemperatur $v_{S3 \text{ max}} \approx 550 \text{ }^\circ\text{C}$ mit der gemessenen maximalen Scheibentemperatur während einer Bremsenprüfung Typ I (Prüfstandsversuch) übereinstimmt. In /20/ ist diese praktische Bremsenprüfung beschrieben. Folgende Kennwerte wurden unter anderen dabei vorausgesetzt:

$$\omega_1 = 96,8 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = 48,4 \text{ rad/s}$$

$$\Delta t_{\text{Vorb}} = 45 \text{ s}$$

Die in /20/ beschriebenen Bremsenprüfungen wurden unter Prüfstandsbedingungen realisiert, die den Straßenversuchen weitgehend entsprechen. Damit ist festzustellen, daß das Temperaturberechnungsprogramm der Programmsysteme aussagekräftige Ergebnisse liefert.

Nicht vergleichbar sind die errechneten bzw. gemessenen Verzögerungen der Stoppbremsungen der Bremsprüfung Typ I (Restbremsbedingung), da für die Prüfstandsmessungen (/20/) der Reibbelagwerkstoff COSID 610 verwendet wurde, während bei den Berechnungen ein Reibwerkstoff COSID 620 berücksichtigt wurde, der thermisch stabiler ist.

Berechnet wurde für die Stoppbremsung der Bremsprüfung Typ I ein Restbremsmoment von 520 Nm, das entspricht einer Verzögerung von $7,9 \text{ m/s}^2$. Damit würde bei warmer Bremse ($\approx 500 \text{ }^\circ\text{C}$) eine bessere Bremswirkung erreicht als bei kalter ($5,8 \text{ m/s}^2$ bei gleicher Zuspännkraft). Das erscheint unrealistisch und ist sicherlich darauf zurückzuführen, daß das Reibungszahlkennfeld nicht vollständig experimentell ermittelt werden konnte. Exakte Bewertungen können aber nur vorgenommen werden, wenn die notwendigen Versuchsergebnisse zur Verfügung stehen. Das war bis zur Erstellung der vorliegenden Arbeit nicht der Fall.

7. Zusammenfassung, Schlußfolgerungen, offene Probleme

In der vorliegenden Arbeit werden erstmalig rechnergestützte numerische Verfahren entwickelt, mit denen eine Berechnung von Scheibenbremsenreibpaarungen hinsichtlich ihres Funktions- und Verschleißverhaltens unter Berücksichtigung der komplexen Zusammenhänge zwischen Reibtemperatur, Flächenpressung, Reibgeschwindigkeit und Reibungszahl ermöglicht wird.

In einem ersten Schwerpunkt der Arbeit wurde zunächst ein Berechnungsverfahren entwickelt, das eine angenäherte Beurteilung des Funktions- und Verschleißverhaltens von Scheibenbremsenreibpaarungen erlaubt. Grundlage dieses Berechnungsverfahrens ist eine numerische Darstellung der Verteilung der partiellen Flächenpressungen in Form von Ebenengleichungen. Aufbauend auf die manuelle Methode der annähernden Ermittlung der Flächenpressungsverteilung von Ehlers /12/ erfolgte eine Überarbeitung dahingehend, daß eine den Erfordernissen einer rationellen rechentechnischen Verarbeitung gerecht werdende Darstellung der Flächenpressungsverteilung erfolgte und außerdem der Einfluß der am Reibbelag wirkenden Reibkräfte berücksichtigt wurde, während die Methode von Ehlers /12/ keine günstigen Voraussetzungen für eine rechentechnische Umsetzung bietet und nur die Ermittlung der direkt durch die Zuspannkraft verursachten Flächenpressungsverteilung ermöglicht. Aufbauend auf der entwickelten Darstellung der Flächenpressungsverteilung wurde das Berechnungsverfahren dahingehend erweitert, daß damit auch solche Kenngrößen, wie die spezifischen Reibleistungen, die Zuspannkraftangriffspunktverschiebung und die Bremsklotzabstützkräfte berechnet werden können.

Da das entwickelte Berechnungsverfahren für den programmierbaren Tischrechner K 1002 rechentechnisch umgesetzt wurde, ist ein schneller Zugriff seitens des

Anwenders zu diesem Rechenprogramm möglich, denn dieser Rechner gehört meist zur Ausstattung der Konstruktionsabteilungen. Der Konstrukteur kann somit schnell entscheiden, wie die Lage der Achse des Zuspaukollbens gewählt werden muß, ob besondere Maßnahmen gegen ein Kippen des Bremszylinders in den Führungen des Brems-sattels notwendig sind und die gewählte Belagform einen gleichmäßigen Scheibenverschleiß garantiert. Erfordert die Anwendung der manuellen Methode von Ehlers /12/ für die Untersuchung einer Reibbelagform ca. 8 h, so läßt sich mit dem vorgestellten Berechnungsverfahren mit einem Zeitaufwand von ca. 1 h ein Mehrfaches an Informationen gewinnen.

In Auswertung von Berechnungsbeispielen mit diesem Verfahren wurde durch Korrelations- und Regressionsanalysen die Richtigkeit der Behauptung nachgewiesen, daß das radiale Scheibenreibflächenverschleißprofil hauptsächlich durch die Reibleistungsverteilung bestimmt wird. Wertvoll sind auch die gewonnenen Erkenntnisse über den Einfluß der durch Verkanten des Kolbens infolge der Zuspaukraftangriffspunktverschiebung an den Abstützstellen des Kolbens an der Zylinderwandung entstehenden Reibkräfte, die eine Änderung der inneren Übersetzung der Scheibenbremse bewirken.

Ausgehend von der Tatsache, daß bei der Entwicklung von Scheibenbremsen ein erheblicher Musterbau- und Erprobungsaufwand zur Optimierung der Funktionseigenschaften notwendig ist, erscheint es zweckmäßig, rechnergestützte Berechnungsverfahren zu entwickeln, die eine Simulation des Funktionsverhaltens der konstruierten Scheibenbremse ermöglichen und damit eine Optimierung im konstruktiven Stadium erlauben, die bisher nur versuchstechnisch realisiert werden konnte. In einem weiteren Schwerpunkt werden deshalb Berechnungsverfahren zur Simulation des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsen entwickelt.

In diesen Verfahren erfolgt die Darstellung der Flächenpressungsverteilung grundsätzlich unter Berücksichtigung der an den Bremsklotzabstützstellen wirkenden Reibkräfte. Zu diesem Zweck wurden drei unterschiedliche Bremsklotzabstützstellenanordnungen berücksichtigt, die eine Untersuchung aller gebräuchlichen Bremsklotzformen ermöglichen.

Die ersten Untersuchungen zu diesem Berechnungsverfahren befaßten sich mit der Darstellung der partiellen Reibelagverschleißhöhen und E-Module. Die dafür entwickelten umfangreichen mathematischen Grundlagen konnten nur unvollständig rechentechnisch umgesetzt werden, da die verwendete EDV-Anlage nicht die erforderliche Speicherkapazität besitzt. Das Programmsystem FVB1 kann deshalb erst zu einem späteren Zeitpunkt vervollständigt werden.

Im weiteren wurden Berechnungsverfahren entwickelt und in folgenden Programmsystemen rechentechnisch umgesetzt:

- FVB2

Dieses Programmsystem erlaubt eine näherungsweise Berechnung des Funktionsverhaltens bei einer Dauerbremsung mit konstanter Zuspaukraft. Weiterhin können damit im Dialogbetrieb mit dem Rechner die Lage der Achse des Zuspauzylinders und die Belagdicke variiert werden.

- FVB2

Dieses Programmsystem erlaubt eine annähernde Berechnung des Funktionsverhaltens bei einer Dauerbremsung mit konstantem Reibmoment (ECE-Talfahrtprüfung). Eine dialogorientierte Variation wie im Programmsystem FVB2 ist ebenfalls möglich.

- FVB4

Mit diesem Programmsystem lassen sich die ECE-Bremsprüfungen Typ 0 (mit ausgekuppeltem Motor) und Typ I (Fadingprüfung) simulieren.

Diese auf der Umsetzung der in dieser Arbeit entwickelten umfangreichen mathematischen Grundlagen berechnenden Programmsysteme sind weitgehend modular in Form von Unterprogrammen aufgebaut, so daß neben einer gemeinsamen Nutzung gleicher Komponenten in den vorgestellten Programmsystemen mit geringem Aufwand auch eine Nutzung der Unterprogramme für die Entwicklung neuer Programmsysteme möglich ist.

Neben der Darstellung der Verteilung der partiellen Flächenpressungen sind das Temperatur- und das Reibungszahlberechnungsverfahren wichtige Bestandteile der Programmsysteme. Untersuchungen ergaben, daß verfügbare Temperaturberechnungsprogramme für eine Integration in die entwickelten Programmsysteme ungeeignet sind. Deshalb wurde ein eigenes Temperaturberechnungsverfahren entwickelt, welches den gestellten Anforderungen gerecht wird. Eine Eigenentwicklung ist ebenfalls das Reibungszahlberechnungsprogramm. Für die versuchstechnische Ermittlung des benötigten mehrdimensionalen Reibungszahlkennfeldes entstand unter Anleitung und Mitwirkung des Verfassers eine spezielle Reibungszahlprüfeinrichtung.

Die Ergebnisse durchgeführter Beispielrechnung bestätigen die Eignung der entwickelten Berechnungsverfahren für die Minimierung des Entwicklungsaufwandes für Scheibenbremsen.

Weitere Arbeiten an dieser Problematik sollten sich auf folgende Schwerpunkte konzentrieren:

- Fertigstellung des Programmsystems FVB1
- Verbesserung der Reibungszahlprüfeinrichtung hinsichtlich der Wärmedämmung, des Antriebssystems und der Meßtechnik
- Ermittlung exakter Versuchsergebnisse für die Bewertung der entwickelten Programmsysteme hinsichtlich der Genauigkeit
- Anwendung computergraphischer Verfahren zur anschaulicheren Darstellung der Berechnungsergebnisse.

Abschließend dankt der Verfasser all denjenigen, die durch Hilfe und Beratung sowie durch Erfüllung technischer Aufgaben zum Gelingen dieser Arbeit beitrugen.

8. Literaturnachweis

- /1/ Autorenkollektiv: Polimery w uslach trenija maschin i priborow
Verlag Maschinostroenie, Moskau 1980
- /2/ Bedien- und Programmierhandbuch "Programmierbarer Kleinstrechner K 1002"
VEB Robotron-Elektronik 1980
- /3/ Betriebssystem FOBS 4200 und Magnetbandbedienung für FOBS 4200, KRS 4200/4201
VEB Robotron, Zentrum für Forschung und Technik, 1978
- /4/ Bielecke, F.: Wärmetechnische Nachrechnung von Kfz-Reibungsbremsen
ATZ 58 (1956), S. 240 ff.
- /5/ Bronstein, I.N.; Semendjajew, K.A.: Taschenbuch der Mathematik
Verlag Nauka, Moskau und BSB B.G. Teubner Verlagsgesellschaft, Leipzig 1979
- /6/ Burckhardt, M.: Näherungsverfahren zur Berechnung der Temperatur der Bremsscheiben von Kraftfahrzeugen bei verschiedenen Fahrzuständen
Automobil-Industrie (1979) 4, S. 69-77
- /7/ Cicinadze, A.V.: Wärmedynamik und Modellierung von Reibung und Verschleiß der Reibpaarungen beim Bremsen
Forschungsbericht des staatlichen Forschungsinstituts für Maschinenkunde Moskau/UdSSR 1976
- /8/ Dietsch, H.-W.: Reibungszahlprüfstand
Diplomarbeit 1982, Nr. KF-03-82 D, IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik
- /9/ Drechsel, E.: Beiträge zur Auslegungsoptimierung von Bremssystemen für Straßenfahrzeuge
Dissertationsschrift B 1982,
IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik
- /10/ Drechsel, E.; Zscherpel, W.: Elektroanalogie zur Ermittlung von Temperaturfeldern an wärmebeanspruchten Verschleißteilen
KFT 27 (1977), Heft 1, S. 6-9
KFT 27 (1977), Heft 2, S. 46-47
- /11/ ECE-Regelung Nr. 13 "Einheitliche Vorschriften für die Zulassung von Fahrzeugen hinsichtlich des Bremsvermögens"

- /12/ Ehlers, H.-R.: Die mechanischen und wärmetech-
nischen Eigenschaften von S cheibenbremsen
Archiv für Eisenbahntechnik, Folge 15,
Carl-Rohrig-Verlag, Darmstadt 1961
- /13/ Ergänzung zum Bedien- und Programmierhandbuch,
"Programmierbarer Kleinrechner K 1003"
VEB Robotron-Elektronik 1980
- /14/ Erprobungsbericht Nr. 128/69
VEB Automobilwerke Eisenach 1969
- /15/ Fedosov, A.S.; Baranov, A.A.: Opređenje
parametrov ploskoj sistemy sil ...
Avtom.Prom., Moskva (1980) 9, S. 11-14
- /16/ Gabbert, U.; Kramer, M.: Berechnung stationärer
und instationärer Temperaturfelder mit Finite-
Elemente-Methode
Pumpen und Verdichter - Informationen 1979/1,
S. 25...36
- /17/ Hase, R.: Verschleißverhalten von Bremsbelägen
Antriebstechnik 19 (1980) 9, S. 398-401
- /18/ Hoffmann, H.: Richtlinie zum Einsatz von Schei-
benbremsbelägen
VEB COSID-KAUTASIT-WERKE, Prospekt
- /19/ Herrmann, G.: Rekonstruktion der Bremsanlage des
PKW "Wartburg 353"
IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik
- /20/ Herrmann, G.: Theoretische und experimentelle
Untersuchungen thermische Probleme an PKW-
Trommel- und Scheibenbremsen am Beispiel des
PKW AWE 353
Diplomarbeit 1974, Nr. KF-16-74-D (F),
IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik
- /21/ Junghanns, P.: Programmdokumentation für das
Programm TRBR zur Berechnung instationärer ro-
tationssymmetrischer Temperaturfelder
TH Karl-Marx-Stadt
- /22/ Kraftfahrzeuge, 2. Lehrbrief
IH Zwickau 1974, Internes Lehrmaterial
- /23/ Kraftfahrzeuge, 4. Lehrbrief
IH Zwickau 1974, Internes Lehrmaterial

- /24/ Krause, R.; Kohlgrüber, K.: Temperaturberechnung an Scheibenbremsen
Automobil-Industrie (1976) 4, S. 37-76
- /25/ Kreuzburg, H.: Erarbeitung, Verbesserung und Anwendung von Rechenprogrammen für thermische Untersuchungen an Kupplungen und Bremsen
Diplomarbeit 1976, Nr. KA-09-76-D,
IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik
- /26/ Kroke, D.: Entwicklung eines Dauerbremsprüfblockes für Kfz-Bremsen
Diplomarbeit 1981, Nr. KF-02-81-D,
IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik
- /27/ Programmierhandbuch FORTRAN 4000/4200, RS 4000, KRS 4200
VEB Robotron, Zentrum für Forschung und Technik
1978
- /28/ Programmierhandbuch FORTRAN 4200 (FOBS), Sprach-elemente
VEB Robotron, Zentrum für Forschung und Technik,
1978
- /29/ Schaarschmidt, S.: Fertigstellung und Inbetriebnahme einer Reibungszahlprüfeinrichtung für Bremsbeläge
Diplomarbeit 1983, Nr. KF-08-83 D
- /30/ Schmidt, H.; Weiler, R.: Scheibenbremsen für Omnibusse und Nutzfahrzeuge - Teil 2
ATZ 79 (1977) 12, S. 571-574
- /31/ Scheibenbremsbelag COSID 620
Prospekt
- /32/ Tautz, H.: Wärmeleitung und Temperatenausgleich
Akademie-Verlag, Berlin 1971
- /33/ Weghenkel, H.: Fertigstellung und Inbetriebnahme eines Dauerbremsprüfbocks für Scheibenbremsen
Diplomarbeit 1983, Nr. KF-04-83-D,
IH Zwickau, Sektion Kraftfahrzeugtechnik

9. Bildverzeichnis

<u>Bild-Nr.</u>	<u>Bildunterschrift</u>	<u>Bildnachweis</u>
2.1	Prinzip einer Teilbelagscheibenbremse	Verfasser
2.2	Durch die Zuspannkraft direkt erzeugter Flächenpressungsverlauf	Verfasser
2.3	Flächenpressungsverteilung im Zylinderkoordinatensystem	Verfasser
2.4	Einteilung der Belagreibfläche	Verfasser
2.5	Einfluß der Reib- und Abstützkkräfte am Bremsklotz	Verfasser
2.6	Wirkung der partiellen Reibkraftkomponenten auf die Hauptabstützkkräfte	Verfasser
2.7	Verschleißabhängige Reibleistungsverteilung auf der Belagfläche	Verfasser
3.1	Untersuchte Festsattelscheibenbremse	Verfasser
3.2	Untersuchte Belagkonturen	Verfasser
3.3	Partielle Flächenpressungen (N/mm ²) - Variante Ia	Verfasser
3.4.	Partielle Flächenpressungen (N/mm ²) - Variante Ib	Verfasser
3.5	Partielle Flächenpressungen (N/mm ²) - Variante IIa	Verfasser
3.6	Partielle Flächenpressungen (N/mm ²) - Variante IIb	Verfasser
3.7	Partielle Flächenpressungen (N/mm ²) - Variante IIIa	Verfasser
3.8	Partielle Flächenpressung (N/mm ²) - Variante IIIb	Verfasser
3.9	Vergleich der ermittelten Reibleistungsverteilungen mit den Verschleißhöhen für die Variante I	Verfasser

<u>Bild-Nr.</u>	<u>Bildunterschrift</u>	<u>Bildnachweis</u>
3.10	Vergleich der ermittelten Reibleistungsverteilungen mit den Verschleißhöhen für die Variante II	Verfasser
3.11	Regressionsgerade für die Variante I	Verfasser
3.12	Regressionsgerade für die Variante II	Verfasser
3.13	Ermittelte Reibleistungsverteilungen für die Variante III	Verfasser
3.14	Kräfte am Kolben	Verfasser
3.15	Verlauf des Zuspaukraft-Kolbenkraft-Verhältnisses ($\Delta b = 2,7 \text{ mm}$)	Verfasser
3.16	Verlauf des Zuspaukraft-Kolbenkraft-Verhältnisses ($\Delta b = 0$)	Verfasser
3.17	Verlauf des den Schrägverschleiß charakterisierenden Flächenpressungsverhältnisses $p_{r_{15\text{ges}}} / p_{l_{15\text{ges}}}$	Verfasser
3.18	Maximale Kolbenschiefstellung	Verfasser
3.19	Berechnete $\tan \alpha_K$ -Werte	Verfasser
3.20 -	Radialer und tangentialer Schrägverschleiß	Verfasser
3.21	Verformung des Bremssattels	Verfasser
4.1	Belastungsschema an einem Bremsklotz für die Untersuchung der Wirkrichtungen der Reibkräfte an den Abstützstellen	Verfasser
4.2	Vereinfachte Darstellung der Verschleiß- und Verformungsverhältnisse am Bremsbelag in tangentialer Richtung	Verfasser

<u>Bild-Nr.</u>	<u>Bildunterschrift</u>	<u>Bildnachweis</u>
4.3	Geschobener Bremsklotz mit zwei Hauptabstützstellen	Verfasser
4.4	Geschobener Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle	Verfasser
4.5	gezogener Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle	Verfasser
4.6	Scheibenbremsen-Ersatzmodell für die Temperaturberechnung	Verfasser
4.7	Scheibenbremsen-Ersatzmodell für die Temperaturberechnung mit FORTRAN-Symbolik	Verfasser
4.8	Wärmestromaufteilung eines Volumenelements	Verfasser
4.9	Temperaturen am Scheibenbremsen-Ersatzmodell	Verfasser
4.10	Reibungszahl-Kennfeld	Verfasser
6.1	Flächenpressungsverhältnisse für unterschiedliche Belagabstützvarianten	Verfasser
6.2	Zuspannkraftverschiebungen Δa für unterschiedliche Belagabstützvarianten	Verfasser
6.3	Partielle Flächenpressungen (N/mm ²) - Variante II 1	Verfasser
6.4	Verläufe der spezifischen Reibleistungen der Varianten IIa und II 1	Verfasser
6.5	Verläufe des Flächenpressungsverhältnisses und der Zuspannkraftverschiebungen für die Belagabstützvariante II 1	Verfasser
6.6	Reibleistung und Reibleistungsaufteilung auf Vorder- und Hinterradbremse bei simulierter 11 % Gefällebremsung	/9/
6.7	Reibungszahlprüfeinrichtung	Verfasser

<u>Bild-Nr.</u>	<u>Bildunterschrift</u>	<u>Bildnachweis</u>
6.8	Reibungszahlkurven	Verfasser
6.9	Ergebnisse der berechneten Dauerbremsprüfung	Verfasser
6.10	Bremsscheibentemperatur in Abhängigkeit von der Brems- trommeltemperatur	/ 9 /
6.11	Ergebnisse der berechneten Bremsprüfung Typ 0	Verfasser
6.12	Ergebnisse der berechneten Bremsprüfung Typ I	Verfasser

10. Tafelverzeichnis

Tafel- Nr.	Tafelüberschrift	Tafelnachweis
1	Eingabewerte für das K 1002-Rechenprogramm	Verfasser
2	Ausgabewerte für das K 1002-Rechenprogramm (2 Blatt)	Verfasser
3	Mittlere Reibradien und gemessene Belagverschleißwerte	Verfasser
4	Regressionsanalyse mit drei Veränderlichen für die Belagvarianten Ia und IIa	Verfasser
5	Regressionsanalyse mit zwei Veränderlichen für die Variante I und II mit konstanter Reibleistungsverteilung auf der Belagfläche	Verfasser
6	Berechnete Zuspaukraft-Kolbenkraft-Verhältnisse für die Variante III	Verfasser
7	Maximale Schiefstellung des Zuspaukolbens	Verfasser
8	Maximale Verschleißhöhendifferenzen des Belags in radialer und tangentialer Richtung	Verfasser
9	Rechenprogramme zur Simulation des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsen	Verfasser
10	Funktionen der Unterprogramme	Verfasser
11	Unterprogramme, die für mehrere Hauptprogramme identisch sind	Verfasser
12	Eingabedatenblöcke (3 Blatt)	Verfasser
13	Flächenpressungsverhältnisse und Zuspaukraftangriffspunktverschiebungen für die drei Bremsklotzabstützvarianten II 1, II 2 und II 3 ($\mu_A = 0,1$)	Verfasser

Tafel- Nr.	Tafelüberschrift	Tafelnachweis
14	Flächenpressungsverhältnisse und Zuspannkraftangriffspunktver- schiebungen bei unterschiedlichen Reibungszahlen μ_A für die Brems- klotzabstützvariante II 1 ($h_A =$ 12 mm)	Verfasser
15	Datenblöcke (DB) für die Berech- nungsbeispiele (5 Blatt)	Verfasser
16	Wärmetechnische Eingabekenngrößen	Verfasser
17	Kennwerte für den untersuchten PKW	/22/, /23/
18	Kennwerte für die Bremsenprüfung Typ 0 mit ausgekuppeltem Motor	Verfasser
19	Kennwerte für die Bremsenprü- fung Typ I	Verfasser

11. Anlagenverzeichnis

<u>Anlagen- Nr.</u>	<u>Anlagenüberschrift</u>	<u>Anlagen- nachweis</u>
1	Gleichungen	Verfasser
2	Rechenprogramme für die Be- rechnung von Kenngrößen zur Beurteilung des Funktions- und Verschleißverhaltens von Schei- benbremsen	Verfasser
3	FORTTRAN 4200-Programme zur Simulation des Funktionsver- haltens von Scheibenbremsen	Verfasser