$$+C_{11}\Big[S_{33}+\mu_A b_1 S_{22}+(\mu_A b_1 vz_1 k_1-h_{A1})S_{26}$$

$$+\frac{(\mu_A b_1 vz_1 k_1-h_{A1}+\mu_A b_2 vz_2+h_{A2})(b_1 S_{22}-a_1 S_{26}-S_{23}-S_{27})}{a_1+a_2}\Big]$$

$$-2\Big[S_{36}+\mu_A b_1 S_{15}$$

$$+\frac{(\mu_A b_1 vz_1 k_1-h_{A1}+\mu_A b_2 vz_2+h_{A2})(b_1 S_{15}-S_{16}-S_{18})}{a_1+a_2}\Big] \quad (4.3.165)$$

Entsprechend der Gleichungen 4.3.74 bis 4.3.79 lassen sich mit den Hilfskonstanten C_{h1} bis C_{h12} (Gl. 4.3.166 bis 4.3.177) die Konstanten der Ebenengleichungen ermitteln.

4.4. Ermittlung der Flächenpressungsverteilung ohne Berücksichtigung des Belagverschleißes und des E-Moduls

4.4.1. Voraussetzungen

Bei der Umsetzung der im Punkt 4.3. aufgeführten mathematischen Grundlagen in ein FORTRAN-Rechenprogramm traten Probleme dahingehend auf, daß die zur Verfügung stehende EDV-Anlage nicht über genügend Hauptspeicherkapazität verfügt um die Verschleißberechnung berücksichtigen zu können. Die Vervollständigung der Rechenprogramme ist deshalb nur sinnvoll, wenn eine leistungsfähigere EDV-Anlage verfügbar ist. Aus diesem Grund werden im folgenden die Grundlagen für die Ermittlung der Flächenpressungsverteilung ohne Berücksichtigung des Belagverschleißes und des E-Moduls dargestellt. Die Flächenpressungsverteilung kann dann durch folgende Gleichungen dargestellt werden:

$$p_{l_{ij}} = C_{12} + C_{13}|x_{ij}| + C_{14}|y_{ij}| \qquad (4.4.1)$$

$$p_{r_{ij}} = C_{12} + C_{13}|x_{ij}| - C_{14}|y_{ij}| \qquad (4.4.2)$$

Für die Ermittlung der partiellen Normalkräfte und Reibkräfte sowie deren Komponenten ergeben sich damit folgende Gleichungen:

$$F_{Nl_{ij}} = A_i(C_{12} + C_{13}|x_{ij}| + C_{14}|y_{ij}|) \qquad (4.4.3)$$

$$F_{Nr_{ij}} = A_i(C_{12} + C_{13}|x_{ij}| - C_{14}|y_{ij}|) \qquad (4.4.4)$$

$$F_{Rl_{ij}} = A_i\mu_i(C_{12} + C_{13}|x_{ij}| + C_{14}|y_{ij}|) \qquad (4.4.5)$$

$$F_{Rr_{ij}} = A_i\mu_i(C_{12} + C_{13}|x_{ij}| - C_{14}|y_{ij}|) \qquad (4.4.6)$$

$$F_{Rl_{ijx}} = \frac{A_i\mu_i}{r_{S_i}}(C_{12}|y_{ij}| + C_{13}|x_{ij}||y_{ij}| + C_{14}|y_{ij}|^2) \qquad (4.4.7)$$

$$F_{Rrijx} = \frac{A_i \mu_i}{r s_i} \left(C_{12} |y_{ij}| + C_{13} |x_{ij}| |y_{ij}| - C_{14} |y_{ij}|^2 \right) \quad (4.4.8)$$

$$F_{Rlijy} = \frac{A_i \mu_i}{r s_i} \left(C_{12} |x_{ij}| + C_{13} |x_{ij}|^2 + C_{14} |x_{ij}| |y_{ij}| \right) \quad (4.4.9)$$

$$F_{Rrijy} = \frac{A_i \mu_i}{r s_i} \left(C_{12} |x_{ij}| + C_{13} |x_{ij}|^2 - C_{14} |x_{ij}| |y_{ij}| \right) \quad (4.4.10)$$

Diese stellen die Grundlage für die folgenden Abschnitte dar.

4.4.2. Ermittlung der Konstanten der Ebenengleichungen für einen geschobenen Bremsklotz mit zwei Hauptabstützstellen

Auf der Grundlage des Bildes 4.3 und der Gleichungen 4.4.1 bis 4.4.10 werden die Momentengleichgewichte $\sum M_{A1} = 0$ und $\sum M_{A2} = 0$ (Gl. 4.4.11 und 4.4.13 in der Anlage 1) aufgestellt, aus denen sich die folgenden Gleichungen der Hauptabstützkräfte F_{A1_y} und F_{A2_y} ergeben:

$$F_{A1_y} = 2 \frac{-C_{12}(b_2 S_6 - S_7 - S_8) - C_{13}(b_2 S_7 - S_{13} - S_{14}) - C_{14} S_8 a_1}{b_1 - b_2} \quad (4.4.12)$$

$$F_{A2y} = \frac{C_{12}(b_1 S_6 - S_7 - S_8) + C_{13}(b_1 S_7 - S_{13} - S_{14}) - C_{14} S_8 a_1}{b_1 - b_2} \cdot 2 \qquad (4.4.14)$$

Aus den Kräfte- und Momentengleichgewichten $\Sigma F_z = 0$, $\Sigma M_x = 0$ und $\Sigma M_y = 0$ (Gl. 4.4.15, 4.4.17 und 4.4.19 in der Anlage 1) lassen sich die folgenden Grundgleichungen herleiten, wenn $h_{A1} = h_{A2} = h_A$ und $\Sigma F_{R_{1jx}} \neq 0$ gilt:

$$\Sigma F_z = 0 = C_{12}(\mu_A S_6 + S_4) + C_{13}(\mu_A S_7 + S_2) - \frac{F_S}{2} \qquad (4.4.16)$$

$$\Sigma M_x = 0 = C_{12} S_6 (h_A + \mu_A a_1) + C_{13} S_7 (h_A + \mu_A a_1) + C_{14} S_1 - \frac{F_S\, a}{2} \qquad (4.4.18)$$

$$\Sigma M_y = 0 = C_{12}\left[\mu_A (S_7 + S_8) + S_2\right] + C_{13}\left[\mu_A (S_{13} + S_{14}) + S_3\right] - C_{14} \mu_A a_1 S_8 - \frac{F_S\, b}{2} \qquad (4.4.20)$$

Gemäß den Gleichungen 4.3.74 bis 4.3.79 lassen sich mit den Hilfskonstanten C_{h1} bis C_{h12} (Gl. 4.4.21 bis 4.4.32 in der Anlage 1) die Konstanten der Ebenengleichungen ermitteln.

4.4.3. Ermittlung der Konstanten der Ebenengleichungen für einen geschobenen Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle

Auf der Grundlage des Bildes 4.4 und der Gleichungen 4.4.1 bis 4.4.10 werden die Kräfte- und Momentengleichgewichte $\sum F_y = 0$, $\sum F_x = 0$ und $\sum M_{A3} = 0$ (Gl. 4.4.33, 4.4.35 und 4.4.37 in der Anlage 1) aufgestellt, aus denen sich die folgenden Gleichungen der Abstützkräfte F_{A1_y}, F_{A2_x} und F_{A3_x} ergeben:

$$F_{A1_y} = 2C_{12}S_6 + 2C_{13}S_7 \tag{4.4.34}$$

$$F_{A2_x} = 2\frac{-C_{12}(b_1S_6 - S_7 - S_8) - C_{13}(b_1S_7 - S_{13} - S_{14}) + C_{14}a_3S_8}{a_2 + a_3} \tag{4.4.36}$$

$$F_{A3_x} = 2\frac{-C_{12}(b_1S_6 - S_7 - S_8) - C_{13}(b_1S_7 - S_{13} - S_{14}) - C_{14}a_2S_8}{a_2 + a_3} \tag{4.4.38}$$

Werden die Gleichungen zur Ermittlung der Vorzeichenkonstanten vz_2 und vz_3 4.3.112, 4.3.113, 4.3.115 bis 4.3.117 des Punktes 4.3.3. verwendet, dann lassen sich, wenn $h_{A1} = h_{A2} = h_{A3} = h_A$ gilt, aus den Kräfte- und Momentengleichgewichten $\sum F_z = 0$, $\sum M_x = 0$ und $\sum M_y = 0$ (Gl. 4.4.39, 4.4.41 und 4.4.43 in der Anlage 1) die folgenden Grundgleichungen herleiten:

$$\Sigma F_z = 0 = C_{12}\left[S_4 + \mu_A S_6 - \mu_A \frac{(vz_1 + vz_2)(b_1 S_6 - S_7 - S_8)}{a_2 + a_3}\right]$$

$$+ C_{13}\left[S_2 + \mu_A S_7 - \mu_A \frac{(vz_1 + vz_2)(b_1 S_7 - S_{13} - S_{14})}{a_2 + a_3}\right]$$

$$+ C_{14} \mu_A S_8 \frac{vz_2 a_3 - vz_3 a_3}{a_2 + a_3} - \frac{F_S}{2} \qquad (4.4.40)$$

$$\Sigma M_x = 0 = C_{12}\left[S_6 (h_A + \mu_A a_1\right.$$

$$\left. - \mu_A \frac{(vz_2 a_2 - vz_3 a_3)(b_1 S_6 - S_7 - S_8)}{a_2 + a_3}\right]$$

$$+ C_{13}\left[S_7 (h_A + \mu_A a_1)\right.$$

$$\left. - \mu_A \frac{(vz_2 a_2 - vz_3 a_3)(b_1 S_7 - S_{13} - S_{14})}{a_2 + a_3}\right]$$

$$+ C_{14}\left[S_7 + \mu_A S_8 a_2 a_3 \frac{vz_2 - vz_3}{a_2 + a_3}\right] - \frac{F_S a}{2} \qquad (4.4.42)$$

$$\Sigma M_y = 0 = C_{12}\left[S_2 + \mu_A b_1 S_6\right.$$

$$\left. - \mu_A \frac{(vz_2 b_2 + vz_3 b_3)(b_1 S_6 - S_7 - S_8)}{a_2 + a_3}\right]$$

$$+C_{13}\Big[S_3+\mu_A b_1 S_7 - \mu_A \frac{(vz_2 b_2 + vz_3 b_3)(b_1 S_7 - S_{13} - S_{14})}{a_2+a_3}\Big]$$

$$+C_{14} S_{18}\Big[\mu_A \frac{vz_2 b_2 a_3 - vz_3 b_3 a_2}{a_2+a_3} - h_A\Big] - \frac{F_S\, b}{2} \qquad (4.4.44)$$

Entsprechend den Gleichungen 4.3.74 bis 4.3.79 lassen sich mit den Hilfskonstanten C_{h1} bis C_{h12} (Gl. 4.4.45 bis 4.4.56 in der Anlage 1) die Konstanten der Ebenengleichungen ermitteln.

4.4.4. Ermittlung der Konstanten der Ebenengleichungen für einen gezogenen Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle

Auf der Grundlage des Bildes 4.5 und der Gleichungen 4.4.1 bis 4.4.10 werden die Kräfte- und Momentengleichgewichte $\Sigma F_y = 0$, $\Sigma F_x = 0$ und $\Sigma M_{A1} = 0$ (Gl. 4.4.57, 4.4.59 und 4.4.61 in der Anlage 1) aufgestellt, aus denen sich folgende Gleichungen der Abstützkräfte F_{A1_y}, F_{A1_x} und F_{A2_x} ergeben:

$$F_{A1_y} = 2\,C_{12} S_6 + 2\,C_{13} S_7 \qquad (4.4.58)$$

$$F_{A2_x} = 2\,\frac{C_{12}(b_1S_6-S_7-S_8)+C_{13}(b_1S_7-S_{13}-S_{14})-C_{14}a_1S_8}{a_1+a_2} \qquad (4.4.60)$$

$$F_{A1_x} = 2\,\frac{C_{12}(b_1S_6-S_7-S_8)+C_{13}(b_1S_7-S_{13}-S_{14})+C_{14}a_2S_8}{a_1+a_2} \qquad (4.4.62)$$

Werden die Gleichungen zur Ermittlungen der Vorzeichenkonstanten vz_1 und vz_2 und des relativen Anteiles K_1 4.3.146, 4.3.148, 4.3.150 bis 4.3.153 des Abschnitts 4.4.4. verwendet, dann lassen sich, wenn $h_{A1} = h_{A2} = h_A$ gilt, aus den Kräfte- und Momentengleichgewichten $\sum F_z = 0$, $\sum M_x = 0$ und $\sum M_y = 0$ (Gl. 4.4.63, 4.4.65 und 4.4.67 in der Anlage 1) die folgenden Grundgleichungen herleiten:

$$\begin{aligned}\sum F_z = 0 = {} & C_{12}\left[S_4+\mu_A S_6+\mu_A\frac{(vz_1k_1+vz_2)(b_1S_6-S_7-S_8)}{a_1+a_2}\right]\\ & +C_{13}\left[S_2+\mu_A S_7+\mu_A\frac{(vz_1k_1+vz_2)(b_1S_7-S_{13}-S_{14})}{a_1+a_2}\right]\\ & +C_{14}\,\mu_A S_8\,\frac{vz_1k_1a_2-vz_2a_1}{a_1+a_2} - \frac{F_S}{2} \qquad (4.4.64)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_x = 0 = {} & C_{12}\Big[(h_A-\mu_A a_1)S_6\\ & -\mu_A\frac{(vz_1k_1a_1-vz_2a_2)(b_1S_6-S_7-S_8)}{a_1+a_2}\Big]\end{aligned}$$

$$+C_{13}\Big[(h_A-\mu_A a_1)S_7 - \mu_A \frac{(vz_1 k_1 a_1 - vz_2 a_2)(b_1 S_7 - S_{13} - S_{14})}{a_1+a_2}\Big]$$

$$+C_{14}\Big[S_1 - \mu_A a_1 a_2 S_8 \frac{vz_1 k_1 + vz_2}{a_1+a_2}\Big] - \frac{F_S a}{2} \qquad (4.4.66)$$

$$\Sigma M_y = 0 = C_{12}\Big[S_2 + \mu_A b_1 S_6 + \mu_A \frac{(vz_1 k_1 b_1 + vz_2 b_2)(b_1 S_6 - S_7 - S_8)}{a_1+a_2}\Big]$$

$$+C_{13}\Big[S_3 + \mu_A b_1 S_7 + \mu_A \frac{(vz_1 b_1 k_1 + vz_2 b_2)(b_1 S_7 - S_{13} - S_{14})}{a_1+a_2}\Big]$$

$$+C_{14} S_8\Big(\mu_A \frac{vz_1 k_1 b_1 a_2 - vz_2 a_1 b_2}{a_1+a_2} - h_A\Big) - \frac{F_S b}{2} \qquad (4.4.68)$$

Entsprechend der Gleichungen 4.3.74 bis 4.3.79 lassen sich mit den Hilfskonstanten C_{h1} bis C_{h12} (Gl. 4.4.69 bis 4.4.80 in der Anlage 1) die Konstanten der Ebenengleichungen ermitteln.

4.5. Gleichmäßige Reibleistungsverteilung über der Belagreibfläche und Verschiebung der Koordinaten des Zuspannkraftangriffspunktes

4.5.1. Voraussetzungen

Im Punkt 2.2.4. wurde auf die Zusammenhänge zwischen Verschleißgeschwindigkeit und Reibleistungsverteilung hingewiesen und festgestellt, daß sich auf Grund dieser Zusammenhänge beim Verkanten des Zuspannkolbens im Zylinder infolge des Belagschrägverschleißes eine annähernd gleichmäßige Reibleistungsverteilung einstellt und dabei der Angriffspunkt der Zuspannkraft verschoben wird (Flächenpressungsverteilungsänderung). Wenn eine gleichmäßige belagreibflächenbezogene Reibleistungsverteilung angenommen wird, dann gelten für die folgenden Betrachtungen ebenfalls die Gleichungen für die partiellen Flächenpressungen, Normalkräfte, Reibkräfte und Reibkraftkomponenten 2.2.83 bis 2.2.87 des Punktes 2.2.4..

4.5.2. Gleichmäßige Reibleistungsverteilung und Zuspannkraftverschiebung an einem geschobenen Bremsklotz mit zwei Hauptabstützstellen

Auf der Grundlage des Bildes 4.3, der Gleichungen 2.2.83 bis 2.2.87 und der Gleichungen 2.2.89, 2.2.91 und 2.2.93 in der Anlage 1 werden die Kräfte- und Momentengleichgewichte $\sum M_{A1} = 0$ und $\sum M_{A2} = 0$ (Gl. 4.5.1 bis 4.5.3 und 4.5.5 in der Anlage 1) aufgestellt, aus denen sich folgende Gleichungen der Hauptabstützkräfte F_{A1_y} und F_{A2_y} ergeben:

$$F_{A1_y} = -2 \frac{p_{RB_{mspez}}}{b_1 - b_2} (b_2 S_{46} - S_{49} - S_{48}) \qquad (4.5.4)$$

$$F_{A2y} = 2\,\frac{p_{RBmspez}}{b_1 - b_2}\,(b_1 S_{46} - S_{49} - S_{48}) \qquad (4.5.6)$$

Aus dem Kräftegleichgewicht $\sum F_z = 0$ (Gl. 4.5.7 in der Anlage 1) resultiert die Gleichung

$$p_{RBmspez} = \frac{F_S}{2}\,\frac{1}{\mu_A S_{46} + S_{45}} \qquad (4.5.8)$$

zur Ermittlung der mittleren belagreibflächenbezogenen spezifischen Reibleistung. Damit lassen sich, ausgehend von den Momentengleichgewichten $\sum M_x = 0$ und $\sum M_y = 0$ (Gl. 4.5.9 und 4.5.11 in der Anlage 1), die folgenden Gleichungen für die Koordinaten a_c und b_c des verschobenen Angriffspunktes der Zuspannkraft F_S herleiten:

$$a_c = \frac{h_A + \mu_A a_1}{\mu_A + \frac{S_{45}}{S_{46}}} \qquad (4.5.10)$$

$$b_c = \frac{\mu_A (S_{49} + S_{48}) + S_{47}}{\mu_A S_{46} + S_{45}} \qquad (4.5.12)$$

Dabei wird für h_A ein mittlerer Wert angesetzt, der den Verschleißzustand des Reibbelags annähernd berücksichtigt.

4.5.3. Gleichmäßige Reibleistungsverteilung und Zuspannkraftverschiebung an einem geschobenen Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle

Auf der Grundlage des Bildes 4.4, der Gleichungen 2.2.83 bis 2.2.87 und der Gleichungen 2.2.89, 2.2.91 und 2.2.93 in der Anlage 1 werden die Kräfte- und Momentengleichgewichte $\sum F_y = 0$, $\sum M_{A3} = 0$ und $\sum F_x = 0$ (Gl. 4.5.13, 4.5.15 und 4.5.17 in der Anlage 1) aufgestellt, aus denen sich die folgenden Gleichungen der Abstützkräfte F_{A1_y}, F_{A2_x} und F_{A3_x} ergeben:

$$F_{A1_y} = 2\, P_{RB\,mspez}\, S_{46} \qquad (4.5.14)$$

$$F_{A2_x} = 2\, P_{RB\,mspez} \frac{S_{49} + S_{48} - b_1 S_{46}}{a_2 + a_3} \qquad (4.5.16)$$

$$F_{A3_x} = 2\, P_{RB\,mspez} \frac{S_{49} + S_{48} - b_1 S_{46}}{a_2 + a_3} \qquad (4.5.18)$$

Aus dem Kräftegleichgewicht $\sum F_z = 0$ (Gl. 4.5.19 in der Anlage 1) resultiert die Gleichung

$$P_{RB\,mspez} = \frac{1}{2} \frac{F_S}{S_{45} + \mu_A\left[S_{46} + \frac{vz_2 + vz_3}{a_2 + a_3}(S_{49} + S_{48} - b_1 S_{46})\right]} \qquad (4.5.20)$$

zur Ermittlung der mittleren belagreibflächenbezogenen spezifischen Reibleistung. Damit lassen sich ausgehend von den Momentengleichgewichten $\sum M_x = 0$ und $\sum M_y = 0$ (Gl. 4.5.21 und 4.5.23 in der Anlage 1) die folgenden Gleichungen für die Koordinaten a_c und b_c des verschobenen Angriffspunktes der Zuspannkraft F_S herleiten:

$$a_C = 2\,\frac{P_{RB_{mspez}}}{F_S}\Big[(h_A + \mu_A a_1) S_{46} + \mu_A \frac{vz_2 a_2 - vz_3 a_3}{a_2 + a_3}(S_{49} + S_{48} - b_1 S_{46})\Big] \qquad (4.5.22)$$

$$b_C = 2\,\frac{P_{RB_{mspez}}}{F_S}\Big[S_{47} + \mu_A b_1 S_{46} + \mu_A \frac{vz_2 b_2 + vz_3 b_3}{a_2 + a_3}(S_{49} + S_{48} - b_1 S_{46})\Big] \qquad (4.5.25)$$

Für h_A wird dabei ein mittlerer Wert angesetzt, der den Verschleißzustand des Reibbelages berücksichtigt.

4.5.4. Gleichmäßige Reibleistungsverteilung und Zuspannkraftverschiebung an einem Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle

Auf der Grundlage des Bildes 4.5, der Gleichungen 2.2.83 bis 2.2.87 und der Gleichungen 2.2.89, 2.2.91 und 2.2.93 in der Anlage 1 werden die Kräfte- und Momentengleichgewichte $\sum F_y = 0$, $\sum M_{A1} = 0$ und $\sum F_x = 0$ (Gl. 4.5.25, 4.5.27 und 4.5.29 in der Anlage 1) aufgestellt, aus denen sich die folgenden Gleichungen der Abstützkräfte F_{A1_y} F_{A2_x} und F_{A3_x} ergeben:

$$F_{A1_y} = 2\, p_{RB_{m\,spez}}\, S_{46} \qquad (4.5.26)$$

$$F_{A2_x} = 2\, p_{RB_{m\,spez}} \frac{b_1 S_{46} - S_{49} - S_{48}}{a_1 + a_2} \qquad (4.5.28)$$

$$F_{A1_x} = 2\, p_{RB_{m\,spez}} \frac{b_1 S_{46} - S_{49} - S_{48}}{a_1 + a_2} \qquad (4.5.30)$$

Aus dem Kräftegleichgewicht $\sum F_z = 0$ (Gl. 4.5.31 in der Anlage 1) ergibt sich die Gleichung

$$p_{RB_{m\,spez}} = \frac{1}{2} \frac{F_S}{S_{45} + \mu_A \left[S_{46} + \frac{vz_1 k_1 + vz_2}{a_1 + a_2} (b_1 S_{46} - S_{49} - S_{48}) \right]} \qquad (4.5.32)$$

zur Ermittlung der mittleren belagreibflächenbezogenen spezifischen Reibleistung. Damit lassen sich, ausgehend von den Momentengleichgewichten $\sum M_x = 0$ und $\sum M_y = 0$ (Gl. 4.5.33 und 4.5.35 in der Anlage 1) die folgenden Gleichungen für die Koordinaten a_C und b_C des verschobenen Angriffspunktes der Zuspannkraft F_S herleiten:

$$a_C = 2\,\frac{P_{RB_{m\,spez}}}{F_S}\Big[(h_A - \mu_A a_1) S_{46} - \mu_A \frac{vz_1 k_1 a_1 - vz_2 a_2}{a_1 + a_2}\left(b_1 S_{46} - S_{49} - S_{48}\right)\Big] \qquad (4.5.34)$$

$$b_C = 2\,\frac{P_{RB_{m\,spez}}}{F_S}\Big[S_{47} + \mu_A b_1 S_{46} + \mu_A \frac{vz_1 k_1 b_1 + vz_2 b_2}{a_1 + a_2}\left(b_1 S_{46} - S_{49} - S_{48}\right)\Big] \qquad (4.5.36)$$

Für h_A wird dabei ein mittlerer Wert angesetzt, der den Verschleißzustand des Reibbelags annähernd berücksichtigt.

4.6. Temperaturberechnung

4.6.1. Voraussetzungen

Bei der Auswahl des Verfahrens für die Temperaturberechnung wird davon ausgegangen, daß das Berechnungsverfahren so aufgebaut sein soll, daß es mit geringem Aufwand rechentechnisch umsetzbar ist, daß möglichst alle wärmeaufnehmenden und -übertragenden Bauteile der Radaufhängung berücksichtigt werden und daß die geometrische Aufteilung der Reibflächen auch für die Aufteilung der Bremsscheibe und der Bremsklötze übernommen werden kann, damit die Anzahl der Eingabekenngrößen für die Rechenprogramme klein bleibt. Das Rechenprogramm soll die durch Reibungszahländerungen verursachten Reibleistungsänderungen berücksichtigen. Aus diesem Grund eignen sich die bekannten manuellen Verfahren, wie die von Cicinadze /1,7/, Tautz /32/, Bielecke /4 / oder Krause/Kohlgräber /24/ für diese Aufgabe nicht. Rechentechnisch bereits realisierte Differenzenverfahren (z.B. /21/ und /25/)und FEM-Verfahren (z.B. /16/) ermöglichen eine große Genauigkeit, benötigen aber eine große Speicherkapazität.

Deshalb wurde die Möglichkeit gewählt, ein eigenes Berechnungsverfahren zu entwickeln, das die notwendige Genauigkeit der berechneten Temperaturen garantiert, eine kleine Anzahl Eingabekenngrößen benötigt, sich der gewählten Reibflächenaufteilung anpaßt und unterprogrammtechnisch auf der verwendeten EDV-Anlage (KRS 4001) realisiert werden kann.

4.6.2. Beschreibung des eigenentwickelten numerischen Temperaturberechnungsverfahrens für Scheibenbremsen

Bei dem Berechnungsverfahren handelt es sich um ein eindimensionales Verfahren mit Verzweigungen. Entsprechend der Bilder 4.6 und 4.7 werden die Scheibenbremse und ihre wichtigsten angrenzenden Bauteile in einzelne Volumenelemente aufgeteilt, die kreisringzylinderförmig oder kreisringzylindersektorförmig sind. In diesem Ersatzmodell werden jedem Volumenelement bzw. jeder Gruppe von Volumenelementen folgende spezifische Kenngrößen zugeordnet, die durch die ersten drei Buchstaben gekennzeichnet sind:

ALP - Wärmeübergangskoeffizient α,
CSP - spezifischer Wärmekoeffizient c,
DLA - Wärmeleitfähigkeit λ,
RHO - Dichte ϱ.

Der vierte Buchstabe gibt den betrachteten örtlichen Bereich an, für den diese spezifischen Kenngrößen gelten:

S - Bremsscheibe,
Z - Bremsscheibentopf,
M - Radmitnehmer,
F - Felge,
R - Reibbelag,
T - Belagträger,
B - Bremssattel

Die Aufteilung der vereinfachten Bremsscheibe mit den Abmessungen RSCA, RSCI und DSCH erfolgt in ein Volumenelement RS, das außerhalb der Reibfläche liegt, in k Volumenelemente I (I = 1, ..., k), die aus der Reibflächenaufteilung resultieren und in ein Volumenelement k + 1. Der Faktor FAKA berücksichtigt die Vergrößerung der Wärmeabstrahlflächen der Bremsscheibe durch Innenbelüftung (FAKA = 1 - Wärmeabstrahlfläche der Scheibe ohne Innenbelüftung). Der Bremsscheibentopf mit den Abmessungen RRMF, RSCI, RZI, BZS und DZF wird in KZE Volumenelemente I (I= k + 1, ..., k + KZE; KZE = 2, ..., 5) gleichen Volumens (wobei das Volumen so gewählt wird, daß es etwa dem Volumen des Volumenelements 1 der Bremsscheibe entspricht) und in ein Volumenelement I (I = KE + 1; KE = KZE + k + 1), das den Scheibenflansch darstellt, zerlegt.

Entsprechend der konstruktiven Ausführung werden zwischen Bremsscheibenflansch und Radmitnehmerflansch sowie zwischen Felge und Radmitnehmerflansch (L06 = 1) bzw. zwischen Scheibenflansch und Radmitnehmerflansch sowie zwischen Felge und Scheibenflansch (L06 = 2) zwei Wärmedurchgangswiderstände RWFF und RWSM vorgesehen, die als Eingabekenngrößen vorgegeben werden.

Der Radmitnehmer mit den vereinfachten Abmessungen RRMF, RZI, RRMA, RRMI, DRMF und DRMT wird in drei Volumenelemente I (I = KE + 2, KE + 3, KE + 4) aufgeteilt, wobei für das dritte Volumenelement ein Ersatzvolumen als Eingabekenngröße vorgegeben wird, das die am Radmitnehmer angrenzenden Bauteile berücksichtigt. Die Zerlegung der Felge mit den vereinfachteb Abmessungen RZI, RFLG, DFLG und BFLG erfolgt in zwei Volumenelementen F1 und F2.

Da die Bremsklötze symmetrisch angeordnet sind, ist im Bild 4.7 nur ein Bremsklotz eingezeichnet. In der Temperaturberechnung werden natürlich beide Bremsklötze berücksichtigt. Die Aufteilung des Reibbelags in jeweils I Volumenelemente (I = 1,k) erfolgt in zwei Abschnitten R1 und R2 gleicher Dicke. Der Belagträger wird als Volumenelement der Dicke DBLT definiert, wobei die Kenngröße PROZ das Verhältnis der freien Stirnfläche (Wärmeabstrahlfläche) des Belagträgers zur Gesamtreibfläche des Bremsklotzes angibt. Zwischen Belagträger und Bremssattel soll ein Wärmeübergangswiderstand RWLA (Eingabekenngröße) angenommen werden.

Der Bremssattel wird als kreisringzylindersektorförmiges Ersatzvolumen VOBS mit einem inneren Radius RRMA, einem äußeren Radius RSCA und einem Sektorwinkel PHI dargestellt.

Unter den Vereinfachungen, daß für ein Volumenelement eine mittlere Temperatur angenommen wird und während eines kleinen Zeitschritts Δt die Temperaturdifferenzen zwischen den Volumenelementen und zwischen den Volumenelementen und der Umgebung konstant gesetzt werden, dann existiert während dieses Zeitschritts ein Gleichgewicht der Wärmeströme nach folgender Gleichung (ausgehend vom Bild 4.8):

$$0 = \dot{Q}_{R_n} + \dot{Q}_{\lambda_n} - \dot{Q}_{\lambda_{n+1}} - \dot{Q}_{\alpha_n} - \dot{Q}_{c_n} \qquad (4.6.1)$$

Dabei bedeuten:

$\dot{Q}_{R_n}$ – der dem Volumenelement zugeführte Wärmestrom

$\dot{Q}_{\lambda_n}$ – der vom benachbarten Volumenelement durch Wärmeleitung zugeführte Wärmestrom

$\dot{Q}_{\lambda_{n+1}}$ – der an das benachbarte Volumenelement abgeführte Wärmestrom

$\dot{Q}_{\alpha_n}$ – der an der Oberfläche des Volumenelements abgestrahlte Wärmestrom

$\dot{Q}_{c_n}$ – der gespeicherte Wärmestrom

Werden die Wärmeübergangs- und Wärmeleitwiderstände sowie die Wärmekapazität in die Gleichung 4.6.1 eingesetzt, dann ergibt sich unter der obengenannten Vereinfachung die Gleichung:

$$0 = \dot{Q}_{R_n} + (\vartheta_{n-1} - \vartheta_n)\frac{1}{R_{\lambda n}} - (\vartheta_n - \vartheta_{n+1})\frac{1}{R_{\lambda n+1}} - (\vartheta_n - \vartheta_{un})\frac{1}{R_{\alpha n}} - C_n\frac{\Delta\vartheta_n}{\Delta t} \qquad (4.6.2)$$

Nach Umstellen dieser Gleichung läßt sich die Temperaturveränderung $\Delta\vartheta_n$ des Volumenelements während des Zeitschritts Δt als Gleichung darstellen:

$$\Delta\vartheta_n = \left[\dot{Q}_{R_n} - (\vartheta_{n-1} - \vartheta_n)\frac{1}{R_{\lambda n}} - (\vartheta_n - \vartheta_{n+1})\frac{1}{R_{\lambda n+1}} - (\vartheta_n - \vartheta_{un})\frac{1}{R_{\alpha n}}\right]\frac{\Delta t}{C_n} \qquad (4.6.3)$$

Diese Gleichung läßt sich in angepaßter Form für alle Volumenelemente anwenden. Innerhalb eines Zeitschritts Δt werden alle Temperaturdifferenzen berechnet, danach werden die Temperaturen der Volumenelemente um den Betrag der Temperaturdifferenzen erhöht. Reibungswärme ($\dot{Q}_{R_n}$) wird nur den Volumenelementen zugeführt, deren Stirnflächen die Scheibenreibflächen bilden. Es ergeben sich die folgenden Berechnungsgleichungen für die Temperaturveränderungen der einzelnen Volumenelemente während eines Zeitschrittes Δt (bezogen auf Bild 4.9):

- Bremsscheibenrandvolumenelement RS

$$\Delta\vartheta_{RS} = \left[(\vartheta_{S1} - \vartheta_{RS})\frac{1}{R_{\lambda S_1}} (\vartheta_{RS} - \vartheta_{US})\frac{1}{R_{\alpha RS}}\right]\frac{\Delta t}{C_{RS}} \tag{4.6.4}$$

- Bremsscheibenvolumenelement I = 1

$$\Delta\vartheta_{S1} = \left[P_{R_1} - (\vartheta_{S1} - \vartheta_{RS})\frac{1}{R_{\lambda S_1}} - (\vartheta_{S1} - \vartheta_{S2})\frac{1}{R_{\lambda S_2}} - (\vartheta_{S1} - \vartheta_{R1_1})\frac{2}{R_{\lambda R_1}} - (\vartheta_{S1} - \vartheta_{US})\frac{1}{R_{\alpha S_1}}\right]\frac{\Delta t}{C_{S_1}} \tag{4.6.5}$$

- Bremsscheibenvolumenelemente I = 2,...,k (I=i)

$$\Delta\vartheta_{S_i} = \left[P_{R_i} - (\vartheta_{S_i} - \vartheta_{S_{i-1}})\frac{1}{R_{\lambda S_i}} - (\vartheta_{S_i} - \vartheta_{S_{i+1}})\frac{1}{R_{\lambda S_{i+1}}} - (\vartheta_{S_i} - \vartheta_{R1_i})\frac{2}{R_{\lambda R_i}} - (\vartheta_{S_i} - \vartheta_{US})\frac{1}{R_{\alpha S_i}}\right]\frac{\Delta t}{C_{S_i}} \tag{4.6.6}$$

- Bremsscheibenvolumenelemente I = k + 1, ... KE
  (KE = KZE + k + 1; I=i)

$$\Delta \vartheta_{S_i} = \Big[(\vartheta_{S_{i-1}} - \vartheta_{S_i})\frac{1}{R_{\lambda S_i}} - (\vartheta_{S_i} - \vartheta_{S_{i+1}})\frac{1}{R_{\lambda S_{i+1}}}$$

$$- (\vartheta_{S_i} - \vartheta_{UZ})\frac{1}{R_{\alpha S_i}}\Big]\frac{\Delta t}{C_{S_i}} \qquad (4.6.7)$$

- Bremsscheibenflanschvolumenelement - L06 = 1

$$\Delta \vartheta_{S_{KE+1}} = \Big[(\vartheta_{S_{KE}} - \vartheta_{S_{KE+1}})\frac{1}{R_{\lambda S_{KE+1}}} - (\vartheta_{S_{KE+1}} - \vartheta_{S_{KE+2}})$$

$$\cdot \frac{1}{R_{S_{KE+2}}} - (\vartheta_{S_{KE+1}} - \vartheta_{UZ})\frac{1}{R_{\alpha S_{KE+1}}}\Big]\frac{\Delta t}{C_{S_{KE+1}}} \qquad (4.6.8)$$

- Bremsscheibenflanschvolumenelement - L06 = 2

$$\Delta \vartheta_{S_{KE+1}} = \Big[(\vartheta_{S_{KE}} - \vartheta_{S_{KE+1}})\frac{1}{R_{\lambda S_{KE+1}}} - (\vartheta_{S_{KE+1}} - \vartheta_{S_{KE+2}})$$

$$\cdot \frac{1}{R_{\lambda S_{KE+2}}} - (\vartheta_{S_{KE+1}} - \vartheta_{UZ})\frac{1}{R_{\alpha S_{KE+1}}}$$

$$- (\vartheta_{S_{KE+1}} - \vartheta_{F1})\frac{1}{R_F}\Big]\frac{\Delta t}{C_{S_{KE+1}}} \qquad (4.6.9)$$

- Radmitnehmerflanschvolumenelement - L06 = 1

$$\Delta \vartheta_{SKE+2} = \left[(\vartheta_{SKE+1} - \vartheta_{SKE+2}) \frac{1}{R_{\lambda SKE+2}} - (\vartheta_{SKE+2} - \vartheta_{SKE+3}) \right.$$

$$\left. \cdot \frac{1}{R_{\lambda SKE+3}} - (\vartheta_{SKE+2} - \vartheta_{F1}) \frac{1}{R_F} \right] \frac{\Delta t}{C_{SKE+2}} \qquad (4.6.10)$$

- Radmitnehmerflanschvolumenelement - L06 = 2

$$\Delta \vartheta_{SKE+2} = \left[(\vartheta_{SKE+1} - \vartheta_{SKE+2}) \frac{1}{R_{\lambda SKE+2}} \right.$$

$$\left. - (\vartheta_{SKE+2} - \vartheta_{SKE+3}) \frac{1}{R_{\lambda SKE+3}} \right] \frac{\Delta t}{C_{SKE+2}} \qquad (4.6.11)$$

- Radmitnehmervolumenelement KE + 3

$$\Delta \vartheta_{SKE+3} = \left[(\vartheta_{SKE+2} - \vartheta_{SKE+3}) \frac{1}{R_{\lambda SKE+3}} - (\vartheta_{SKE+3} - \vartheta_{SKE+4}) \right.$$

$$\left. \cdot \frac{1}{R_{\lambda SKE+4}} - (\vartheta_{SKE+3} - \vartheta_{UM}) \frac{1}{R_{\alpha SKE+3}} \right] \frac{\Delta t}{C_{SKE+3}} \qquad (4.6.12)$$

- Radmitnehmervolumenelement KE + 4

$$\Delta\vartheta_{SKE+4} = \Big[(\vartheta_{SKE+3} - \vartheta_{SKE+4})\frac{1}{R_{\lambda SKE+4}} - (\vartheta_{SKE+4} - \vartheta_B)$$

$$\cdot\frac{1}{R_{\lambda B}} - (\vartheta_{SKE+4} - \vartheta_{UM})\frac{1}{R_{\alpha SKE+4}}\Big]\frac{\Delta t}{C_{SKE+4}} \qquad (4.6.13)$$

- Reibbelagvolumenelemente des scheibenseitigen Reibbelagabschnitts R1 (I = 1,...,k ; I=i)

$$\Delta\vartheta_{R1_i} = \Big[(\vartheta_{S_i} - \vartheta_{R1_i})\frac{1}{R_{\lambda R_i}} - (\vartheta_{R1_i} - \vartheta_{R2_i})\frac{1}{2\,R_{\lambda R_i}}\Big]\frac{\Delta t}{C_{R_i}} \qquad (4.6.14)$$

- Reibbelagvolumenelemente des belagträgerseitigen Reibbelagabschnitts R2 (I = 1,...,k ; I=i)

$$\Delta\vartheta_{R2_i} = \Big[(\vartheta_{R1_i} - \vartheta_{R2_i})\frac{1}{2\,R_{\lambda R_i}} - (\vartheta_{R2_i} - \vartheta_T)\frac{1}{R_{\lambda R_i}}\Big]\frac{\Delta t}{C_{R_i}} \qquad (4.6.15)$$

- Belagträgervolumenelement T (I = 1,...,k ; I=i)

$$\Delta\vartheta_T = \Big[(\vartheta_B - \vartheta_T)\frac{1}{R_A} - (\vartheta_T - \vartheta_{US})\frac{1}{R_{\alpha T}}$$

$$-(\vartheta_T-\vartheta_{R21})\frac{1}{R_{\lambda R_1}}-\ldots-(\vartheta_T-\vartheta_{R2_i})\frac{1}{R_{\lambda R_i}}\Bigg]\frac{\Delta t}{C_T} \qquad (4.6.16)$$

- **Bremssattelvolumenelement**

$$\Delta\vartheta_B=\Bigg[(\vartheta_T-\vartheta_B)\frac{2}{R_A}-(\vartheta_B-\vartheta_{SKE+4})\frac{1}{R_{\lambda B}}$$

$$-(\vartheta_B-\vartheta_{UB})\frac{1}{R_{\alpha B}}\Bigg]\frac{\Delta t}{C_B} \qquad (4.6.17)$$

- **Inneres Felgenvolumenelement F1 - L06 = 1**

$$\Delta\vartheta_{F1}=\Bigg[(\vartheta_{F2}-\vartheta_{F1})\frac{1}{R_{\lambda F2}}-(\vartheta_{F2}-\vartheta_{UF})\frac{1}{R_{\alpha F1}}$$

$$-(\vartheta_{F1}-\vartheta_{SKE+2})\frac{1}{R_F}\Bigg]\frac{\Delta t}{C_{F1}} \qquad (4.6.18)$$

- **Inneres Felgenvolumenelement F1 - L06 = 2**

$$\Delta\vartheta_{F1}=\Bigg[(\vartheta_{F2}-\vartheta_{F1})\frac{1}{R_{\lambda F2}}-(\vartheta_{F2}-\vartheta_{UF})\frac{1}{R_{\alpha F1}}$$

$$-(\vartheta_{F1}-\vartheta_{SKE+1})\frac{1}{R_F}\Bigg]\frac{\Delta t}{C_{F1}} \qquad (4.6.19)$$

- Äußeres Felgenvolumenelement F2

$$\Delta\vartheta_{F2} = \left[(\vartheta_{F1}-\vartheta_{F2})\frac{1}{R_{\lambda F2}} - (\vartheta_{F2}-\vartheta_{UF})\frac{1}{R_{\alpha F2}}\right]\frac{\Delta t}{C_{F2}} \qquad (4.6.20)$$

Nach Berechnung der Temperaturdifferenzen werden die Temperaturen der Volumenelemente nach dem Zeitschritt Δt nach folgenden Beziehungen berechnet:

$$\vartheta_{RS} := \vartheta_{RS} + \Delta\vartheta_{RS} \qquad (4.6.21)$$

$$\vartheta_{F1} := \vartheta_{F1} + \Delta\vartheta_{F1} \qquad (4.6.22)$$

$$\vartheta_{F2} := \vartheta_{F2} + \Delta\vartheta_{F2} \qquad (4.6.23)$$

$$\vartheta_{T} := \vartheta_{T} + \Delta\vartheta_{T} \qquad (4.6.24)$$

$$\vartheta_{B} := \vartheta_{B} + \Delta\vartheta_{B} \qquad (4.6.25)$$

- $I = 1,\ldots,KE+4\,;\,(I=i)$

$$\vartheta_{S_i} := \vartheta_{S_i} + \Delta\vartheta_{S_i} \qquad (4.6.26)$$

$$- I = 1, \ldots, k \; ; (I = i)$$

$$\vartheta_{R1_i} := \vartheta_{R1_i} + \Delta\vartheta_{R1_i} \qquad (4.6.27)$$

$$\vartheta_{R2_i} := \vartheta_{R2_i} + \Delta\vartheta_{R2_i} \qquad (4.6.28)$$

Für die Berechnung der Wärmeleitwiderstände werden mittlere Längen und Flächen zwischen den benachbarten Volumenelementen zugrunde gelegt. Die Wärmeleitstrecken entsprechen etwa den in den Bildern 4.6 und 4.7 eingezeichneten gestrichelten Linien.

4.7. Ermittlung der aktuellen Reibungszahlen

Ausgangspunkt für die Ermittlung der aktuellen Reibungszahlen μ_i ist ein experimentell ermitteltes diskretes Reibungszahlkennfeld, wie es im Bild 4.10 schematisch dargestellt ist. Es ist ersichtlich, daß die Reibungszahlen in einem 3-dimensionalen Feld angeordnet sind. Es existieren NPE Flächenpressungen. Jeder Flächenpressung p(NP) (NP = 1,...,NPE) werden jeweils NTE(NP) Temperaturen zugeordnet. Zu jeder Temperatur ϑ(NP,NT) (NT = 1,...,NTE(NP)) existieren jeweils NVE (NP,NT) Reibgeschwindigkeiten. Jeder Reibgeschwindigkeit v (NP,NT,NV) (NV = 1,...,NVE(NP,NT)) ist eine Reibungszahl μ (NP,NT, NV) zugeordnet. Für die Ermittlung der aktuellen Reibungszahlen wurden mehrere Methoden untersucht (z.B. Darstellung durch eine Raumgleichung), wobei sich gezeigt hat, daß eine auf lineare Interpolation basierende Methode am besten geeignet ist. Die Ermittlung einer aktuellen Reibungszahl μ_i wird nach dieser eigenentwickelten Methode in folgenden Schritten vorgenommen (ausgehend vom Bild 4.10):

1. Auswahl der Flächenpressungen aus dem Flächenpressungsfeld für die Interpolation:
   - p_i innerhalb der Flächenpressungsfeldgrenzen:

$$p(NP) \leq p_i \leq p(NP+1) \tag{4.7.1}$$

   - p_i außerhalb der Flächenpressungsfeldgrenzen:

$$p_i < p(NP) < p(NP+1) \quad ; \quad NP = 1 \tag{4.7.2}$$

bzw.

$$p(NP) < p(NP+1) < p_i \quad ; \quad NP = NPE - 1 \tag{4.7.3}$$

2. Auswahl der Temperaturen aus dem Temperaturfeld für die Interpolation:
   - Reibungszahlfläche NP
     - ϑ_i (Scheibentemperatur) innerhalb der Temperaturfeldgrenzen:

$$\vartheta(NP,NT) \leq \vartheta_i \leq \vartheta(NP,NT+1) \tag{4.7.4}$$

. ϑ_i außerhalb der Temperaturfeldgrenzen:

$$\vartheta_i < \vartheta(NP,NT) < \vartheta(NP,NT+1)\ ;\ NT=1 \qquad (4.7.5)$$

bzw.

$$\vartheta(NP,NT) < \vartheta(NP,NT+1) < \vartheta_i\ ;\ NT=NTE-1 \qquad (4.7.6)$$

- Reibungszahlfläche NP + 1
  . ϑ_i innerhalb der Temperaturfeldgrenzen:

$$\vartheta(NP+1,NT) \leq \vartheta_i \leq \vartheta(NP+1,NT+1) \qquad (4.7.7)$$

. ϑ_i außerhalb der Temperaturfeldgrenzen:

$$\vartheta_i < \vartheta(NP+1,NT) < \vartheta(NP+1,NT+1)\ ;\ NT=1 \qquad (4.7.8)$$

bzw.

$$\vartheta(NP+1,NT) < \vartheta(NP+1,NT+1) < \vartheta_i\ ;\ NT=NTE-1 \qquad (4.7.9)$$

3. Auswahl der Reibgeschwindigkeiten aus dem Reibgeschwindigkeitsfeld für die Interpolation:

- Reibungszahlkurve (NP,NT)
  - v_i innerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v(NP,NT,NV) \leq v_i \leq v(NP,NT,NV+1) \tag{4.7.10}$$

  - v_i außerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v_i < v(NP,NT,NV) < v(NP,NT,NV+1)\ ;\ NV=1 \tag{4.7.11}$$

bzw.

$$v(NP,NT,NV) < v(NP,NT,NV+1) < v_i\ ;\ NV=NVE-1 \tag{4.7.12}$$

- Reibungszahlkurve (NP,NT + 1)
  - v_i innerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v(NP,NT+1,NV) \leq v_i \leq v(NP,NT+1,NV+1) \tag{4.7.13}$$

  - v_i außerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v_i < v(NP,NT+1,NV) < v(NP,NT+1,NV+1)\ ;\ NV=1 \tag{4.7.14}$$

bzw.

$$v(NP,NT+1,NV) < v(NP,NT+1,NV+1) < v_i\ ;\ NV=NVE-1 \tag{4.7.15}$$

- Reibungszahlkurve (NP + 1, NT)
  - v_i innerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v(NP+1,NT,NV) \leq v_i \leq v(NP+1,NT,NV+1) \tag{4.7.16}$$

  - v_i außerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v_i < v(NP+1,NT,NV) < v(NP+1,NT,NV+1) \quad ; NV=1 \tag{4.7.17}$$

bzw.

$$v(NP+1,NT,NV) < v(NP+1,NT,NV+1) < v_i \quad ; NV=NVE-1 \tag{4.7.18}$$

- Reibungszahlkurve (NP + 1, NT + 1)
  - v_i innerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v(NP+1,NT+1,NV) \leq v_i \leq v(NP+1,NT+1,NV+1) \tag{4.7.19}$$

  - v_i außerhalb der Reibgeschwindigkeitsfeldgrenzen:

$$v_i < v(NP+1,NT+1,NV) < v(NP+1,NT+1,NV+1) \quad ; NV=1 \tag{4.7.20}$$

bzw.

$$v(NP+1,NT+1,NV) < v(NP+1,NT+1,NV+1) < v_i \quad ; NV=NVE-1 \tag{4.7.21}$$

4. **Interpolationen**
   - **Zwischenreibungszahlen der Reibungszahlkurve (ϑ = konst.):**

$$\mu(NP,NT) = \mu(NP,NT,NV) + \left[v_i - v(NP,NT,NV)\right] \cdot \frac{\mu(NP,NT,NV+1) - \mu(NP,NT,NV)}{v(NP,NT,NV+1) - v(NP,NT,NV)} \qquad (4.7.22)$$

$$\mu(NP,NT+1) = \mu(NP,NT+1,NV) + \left[v_i - v(NP,NT+1,NV)\right] \cdot \frac{\mu(NP,NT+1,NV+1) - \mu(NP,NT+1,NV)}{v(NP,NT+1,NV+1) - v(NP,NT+1,NV)} \qquad (4.7.23)$$

$$\mu(NP+1,NT) = \mu(NP+1,NT,NV) + \left[v_i - v(NP+1,NT,NV)\right] \cdot \frac{\mu(NP+1,NT,NV+1) - \mu(NP+1,NT,NV)}{v(NP+1,NT,NV+1) - v(NP+1,NT,NV)} \qquad (4.7.24)$$

$$\mu(NP+1,NT+1) = \mu(NP+1,NT+1,NV) + [v_i - v(NP+1,NT+1,NV)]$$

$$\cdot \frac{\mu(NP+1,NT+1,NV+1) - \mu(NP+1,NT+1,NV)}{v(NP+1,NT+1,NV+1) - v(NP+1,NT+1,NV)} \qquad (4.7.25)$$

- **Zwischenreibungszahlen der Reibungszahlflächen (p = konst.):**

$$\mu(NP) = \mu(NP,NT) + [\vartheta_i - \vartheta(NP,NT)]$$

$$\cdot \frac{\mu(NP,NT+1) - \mu(NP,NT)}{\vartheta(NP,NT+1) - \vartheta(NP,NT)} \qquad (4.7.26)$$

$$\mu(NP+1) = \mu(NP+1,NT) + [\vartheta_i - \vartheta(NP+1,NT)]$$

$$\cdot \frac{\mu(NP+1,NT+1) - \mu(NP,NT)}{\vartheta(NP+1,NT+1) - \vartheta(NP,NT)} \qquad (4.7.27)$$

- **Interpolierte Reibungszahl**

$$\mu_{IP} = \mu(NP) + [p_i - p(NP)] \frac{\mu(NP+1) - \mu(NP)}{p(NP+1) - p(NP)} \qquad (4.7.28)$$

5. Festlegung der aktuellen Reibungszahl μ_i unter Berücksichtigung der Vorgabe einer Mindestreibungszahl μ_{min}

$$\mu_i = \begin{cases} \mu_{IP} & \text{für } \mu_{min} \leq \mu_{IP} \\ \\ \mu_{min} & \text{für } \mu_{IP} < \mu_{min} \end{cases} \qquad (4.7.29)$$

4.8. Ermittlung der aktuellen E-Module

Die Ermittlung der aktuellen E-Module E_i erfolgt durch lineare Interpolation aus den Komponenten eines vorgegebenen E-Modul-Kennfeldes $[\vartheta_F\ (IT),\ E_F\ (IT),\ IT = 1,\ldots,5]$ und der mittleren Temperaturen ϑ_{Rm_i} der Reibbelagvolumenelemente, die nach der Gleichung

$$\vartheta_{Rm_i} = \frac{\vartheta_{R1_i} + \vartheta_{R2_i}}{2} \qquad (4.8.1)$$

berechnet werden. Die Ermittlung der aktuellen E-Module wird in folgenden Schritten vorgenommen:

1. Auswahl der Temperaturen aus dem Temperaturfeld für die Interpolation:
   - ϑ_{Rm_i} innerhalb der Temperaturfeldgrenzen:

$$\vartheta_F(IT) \leq \vartheta_{Rm_i} \leq \vartheta_F(IT+1) \qquad (4.8.2)$$

- ϑ_{Rm_i} **außerhalb der Temperaturfeldgrenzen:**

$$\vartheta_{Rm_i} < \vartheta_F(IT) < \vartheta_F(IT+1)\ ; \ IT = 1 \tag{4.8.3}$$

bzw.

$$\vartheta(IT) < \vartheta(IT+1) < \vartheta_{Rm_i}\ ; \ IT = 4 \tag{4.8.4}$$

2. Interpolation:

$$E_i = E_F(IT) + [\vartheta_{Rm_i} - \vartheta_F(IT)]\,\frac{E_F(IT+1) - E_F(IT)}{\vartheta_F(IT+1) - \vartheta_F(IT)} \tag{4.8.5}$$

4.9. Ermittlung der aktuellen partiellen Verschleißdifferenzen

Für die Ermittlung der aktuellen Verschleißdifferenzen ist eine Methode vorgesehen, die in ihrem Grundaufbau der Methode zur Ermittlung der aktuellen Reibungszahlen entspricht. Da bis zum Zeitpunkt der Erstellung der vorliegenden Arbeit keine geeignete EDV-Anlage, die auch bezüglich der Speicherkapazität eine Verschleißberechnung zuläßt, vorhanden war, wird die Erarbeitung des FORTRAN-Programms zur Verschleißberechnung auf einen späteren Zeitpunkt verschoben.

5. FORTRAN-4200-Programmsystem zur Berechnung des Funktionsverhaltens von Scheibenbremsen

5.1. Voraussetzungen

Die gerätetechnische Grundlage für die Erarbeitung und Verarbeitung der Rechenprogramme ist eine EDV-Anlage 4201 mit 16 K-Worte Hauptspeicherkapazität (1 K-Wort = 2 K-Byte). Es wird das Betriebssystem FOBS 4200 verwendet (siehe /3/). Zum Aufbau eines Rechenprogramms steht etwa 11 K-Wörter Hauptspeicherkapazität zur Programm- und Datenspeicherung zur Verfügung. Eine Programmierung des vorgestellten Verfahrens in Form eines Hauptprogramms würde ein Mehrfaches an Hauptspeicherkapazität erfordern. Es werden deshalb folgende Maßnahmen getroffen (Tafel 9, 10 und 11):

a. Aufteilung in die folgenden vier voneinander unabhängigen Programmsysteme, die teilweise gleiche Komponenten benutzen (Tafel 9):
   - FVB1:
     - Dauerbremsung mit konstanter Zuspannkraft F_S
     - Berücksichtigung des partiellen Belagverschleißes
     - Berücksichtigung des partiellen E-Moduls
     - unvollständig, da Verschleißberechnungsunterprogramm fehlt (Speicherkapazität)
   - FVB2:
     - Dauerbremsung mit konstanter Zuspannkraft F_S
     - keine Berücksichtigung des partiellen Belagverschleißes und des E-Moduls
     - Variation des Kraftangriffspunktes der Zuspannkraft und der Belaghöhe im Dialog (Bedienschreibmaschine)
   - FVB3:
     - Dauerbremsung mit konstantem Bremsmoment M_{RO}
     - keine Berücksichtigung des partiellen Belagverschleißes und des E-Moduls

- FVB4:
  - ECE-Bremsenprüfung Typ 0 mit ausgekuppeltem Motor für eine Bremse
  - ECE-Bremsenprüfung Typ I

b. Aufteilung jedes Programmsystems in zwei vollständige Programme A und B

- Programm A
  - Einlesen der Eingabekenngrößen
  - Druckder Eingabekenngrößen
  - Berechnung der Kenngrößen, die während des Durchlaufes des Programmsystems konstant bleiben
  - Druck aller im Programm berechneten Kenngrößen
  - Auslagerung der für das Programm B notwendigen Daten auf Trommelspeicher/28/
  - wenn KSTR = 1 gesetzt, dann erfolgt ein Steuerprogrammaufruf STRT (entsprechend /3 /), der bewirkt, daß das Programm B in den Hauptspeicher geladen und gestartet wird. (KSTR = 0 - Start Programm B manuell).

- Programm B
  - Übernahme der vom Programm A ausgelagerten Daten in den Hauptspeicher /28/
  - Berechnung der Dauerbremsung bzw. ECE-Bremsenprüfungen
  - Druck der Berechnungsergebnisse
  - Variation ausgewählter Eingabekenngrößen im Dialog (FS2B)

c. Unterteilung jedes vollständigen Programms in ein Hauptprogramm (HP) und eine Anzahl Trommelunterprogramme (TUP):
  - Reservierung des Hauptspeicherplatzes entsprechend des längsten Trommelunterprogrammes
  - Das jeweils benötigte Trommelunterprogramm wird auf den reservierten Speicherbereich geladen

d. Nutzung gemeinsamer Datenspeicherbereiche des Haupt- und der Unterprogramme
   . Vereinbarung von COMMON-Blöcken (entsprechend /27/)
   . schnelle Bearbeitung der Unterprogramme, da der Adressensubstitutionszyklus entfällt

5.2. Erläuterung der Unterprogramme

In der Anlage 3 sind die vereinfachten Programmablaufpläne und Quellenprogramme enthalten. Die Quellenprogrammlisten für das Programmsystem FVB1 sind nicht in der Anlage 3 enthalten, da sie noch unvollständig sind (siehe Punkt 4.7.). Für die Erläuterung der Unterprogramme wird die Tafel 12 berücksichtigt. Folgende Funktionen werden von den Unterprogrammen realisiert:

- DRCC1:
  . Anforderung des 2. Eingabedatenblocks (Tafel 12) über die Bedienschreibmaschine (SAØ)
  . Eingabe des 2. Datenblocks (DB) über die Bedienschreibmaschine (SEØ)
  . Druck des 2. DB
  . Anforderung des 3. DB (SAØ)
  . Eingabe des 3. DB
  . Druck des 3. DB
  . Anforderung des 4. DB
  . Eingabe des 4. DB
  . Anforderung des 5. DB
  . Eingabe des 5. DB
  . Druck des 5. DB
  . L07 = 1 - Anforderung des 6. DB
  . L07 = 1 - Eingabe des 6. DB
- DRC2
  . L08 = 1 - Anforderung des 7. DB
  . L08 = 1 - Eingabe des 7. DB
  . L08 = 1 - Druck des 7. DB

- LO3 = 1 – Anforderung des 8. DB
- LO3 = 1 – Eingabe des 8. DB
- LO3 = 1 – Druck des 8. DB
- LO7 = 1 – Druck des 6. DB

} nur FVB1

- DRC3
  - Druck der Berechnungsergebnisse der geometrischen Kenngrößen A_B, r_{a_1}, r_{S_1}, $|x_{ij}|$, $r_{a_{k+1}}$, A_1, A_{S_1} und $|y_{ij}|$
  - LO2 = 2 – Druck vz_2 und vz_3
  - LO2 = 3 – Druck vz_1, vz_2 und K_1
  - LO8 = 1 – Druck der im Unterprogramm WKLU berechneten Kenngrößen für die Temperaturberechnung $R_{\alpha RS}$, $R_{\alpha F1}$, $R_{\alpha F2}$, $R_{\alpha B}$, $R_{\alpha T}$, $R_{\lambda F2}$, $R_{\lambda B}$, C_{RS}, C_{F1}, C_{F2}, C_B, C_T, KE, $R_{\alpha S_1}$, $R_{\lambda S_1}$, C_{S_1}, $R_{\lambda R_1}$ und C_{R_1} (COMMON-Block /WKWW/)
- WKLU
  Berechnung der Wärmeleit- und Übergangswiderstände und der Wärmekapazitäten (COMMON-Block /WKWW/)
- GEOM
  Berechnung der geometrischen Kenngrößen r_{a_1}, $r_{a_{k+1}}$, r_{S_1}, A_1, A_{S_1}, A_B, $|x_{ij}|$ und $|y_{ij}|$
- MUŁK
  Koordinatenmultiplikation (siehe PAP)
- ESMM
  Berechnung der konstant bleibenden Einzelsummen (siehe PAP)
- DSU1
  Berechnung der Doppelsummen S_1 ... S_4 und S_{37} ... S_{41}
- VZK1
  Berechnung der Kenngrößen vz_1, vz_2, vz_3 und K_1
- DRST
  - nur FVB4
  - Anforderung des 10. DB
  - Eingabe des 10. DB
  - Druck des 10. DB

- CON1

  Berechnung der Konstanten C_9, C_{10} und C_{11} bzw. C_{12}, C_{13} und C_{14} (im Programm mit C_9, C_{10} und C_{11} bezeichnet) entsprechend der Grundlagen der Punkte 4.3. und 4.4.

- RBWT

  Ermittlung der aktuellen Reibungszahlen μ_i entsprechend Punkt 4.7.

- TPRG

  Berechnung der Temperaturen entsprechend Punkt 4.6.

- DSU4

  Berechnung der Doppelsummen $S_1 \ldots S_4$

- DSU5

  Berechnung der Doppelsummen S_6, S_7, S_8, S_{13} und S_{14}

- FLAE

  Berechnung der Flächenpressungen $p_{l_{ijges}}$, $p_{r_{ijges}}$ und p_i

- RMFL

  Berechnung der Reibmomente M_{R_i} und M_R, der Summen aller partiellen Normalkräfte $F_{N_{ges}}$, der mittleren Flächenpressung p_m, der spezifischen Reibleistungen $P_{RB_{ispez}}$, $P_{FSch_{ispez}}$, $P_{RB_{mspez}}$ und $P_{RSch_{mspez}}$ sowie der Abstützkräfte F_{A1_x}, F_{A2_x}, F_{A3_x}, F_{A1_y} und F_{A2_y}

- DRCF

  Druck der partiellen Flächenpressungen $p_{l_{ijges}}$ und $p_{r_{ijges}}$

- DRCT

  Druck aller berechneten Temperaturen

- EING

  Übertragung der vom Hauptprogramm A in den Trommelspeicher ausgelagerten Daten vom Trommelspeicher in den Hauptspeicher zur Weiterverarbeitung im Hauptprogramm B

- GLRL

  Berechnung und Druck der Zuspannkraftangriffskoordinaten a_C und b_C, der spezifischen Reibleistungen $P_{RSch_{ispez}}$,

$P_{RB_{mspez}}$ und $P_{RSch_{mspez}}$, der Reibmomente M_{Ri} sowie der Flächenpressungen p_i und p_m unter der Bedingung einer gleichmäßigen Verteilung der Reibleistung über der Belagreibfläche ($P_{RB_{ispez}} = P_{RB_{mspez}}$)

- DRCS
  Druck von Berechnungsergebnissen der Hauptprogramme FS4B für die Kenngrößen P_R, p_m, M_R, M_{Ri}, ϑ_{S_i}, μ_i und
- UEGW (nur FVB1)
  - Festlegen der Anfangwerte der Kenngrößen E_i, μ_i, ϑ_{S_i}, ϑ_{R1_i}, ϑ_{R2_i}, ϑ_{RS}, ϑ_{F1}, ϑ_{F2}, ϑ_B und ϑ_T
  - Auslagerung der Übergabedaten des Hauptprogramms FS1A aus dem Hauptspeicher in den Trommelspeicher
- DSU2 (nur FVB1)
  Berechnung der Doppelsummen $S_{15} \ldots S_{31}$, $S_{33} \ldots S_{36}$ und $S_{42} \ldots S_{44}$ unter Berücksichtigung des Belagverschleißes
- DSU3 (nur FVB1)
  Berechnung der Doppelsummen $S_{15} \ldots S_{31}$, $S_{33} \ldots S_{36}$ und $S_{42} \ldots S_{44}$ ohne Berücksichtigung des Belagverschleißes
- EMDU
  Berechnung der aktuellen E-Module

5.3. Erläuterung der Hauptprogramme

Unter Beachtung der Anlage 3 und der Tafel 12 werden in den folgenden Ausführungen die Funktionen der Hauptprogramme erläutert:

- FS1A, FS2A, FS3A, FS4A:
  - Anforderung des 1. DB durch SAØ
  - Eingabe des 1. DB

- Aufruf und Abarbeitung der Unterprogramme DRC1, DRC2, GEOM, MULK, ESMM und DSU1
- L02 = 1 – Aufruf und Abarbeitung des Unterprogramms VZK1
- L08 = 1 – Anforderung des 9. DB
- L08 = 1 – Eingabe des 9. DB
- Festlegen der Anfangswerte der Kenngrößen $h_{l_{ij}}$ und $h_{r_{ij}}$ (nur FS1A)
- Festlegen der Anfangswerte der Kenngrößen μ_i, ϑ_{S_i}, ϑ_{R1}, ϑ_{R2}, ϑ_{RS}, ϑ_{F1}, ϑ_{F2}, ϑ_B und ϑ_T für FS2A, FS3A und FS4A
- L08 = 1 – Aufruf und Abarbeitung des Unterprogramms WKLU
- L08 = 1 – Druck der Anfangstemperaturen
- Anforderung des 10. DB
- Eingabe des 10. DB } außer FS4A
- Druck des 10. DB
- Aufruf und Abarbeitung des Unterprogramms DRST (nur FS4A)
- Aufruf und Abarbeitung des Unterprogramms DRC3
- Aufruf und Abarbeitung des Unterprogramms UEGW (nur FS1A)
- Auslagerung der Übergabedaten der Hauptprogramme FS2A, FS3A und FS4A aus dem Hauptspeicher in den Trommelspeicher
- KSTR = 1 – Aufruf des Unterprogramms STRT zum Starten des Programms B

– FS1B

Das Hauptprogramm FS1B ist im wesentlichen wie das Hauptprogramm FS2B aufgebaut, nur daß Verschleiß und E-Modul berücksichtigt werden. Da dieses Programm noch nicht vollständig ist, wird auf eine Erläuterung verzichtet.

- FS2B

  Dauerbremsung mit konstanter Zuspannkraft F_S und konstanter Drehgeschwindigkeit

  . Aufruf und Abarbeitung des Unterprogramms EING

  . Festlegung der Anfangswerte

  . Druck einiger Anfangswerte

  . Berechnungszyklus (Zeichenkonektor 5 im PAP)

  Ein Berechnungszyklus entspricht dem Bremszeitschritt Δt_{Zykl}. Während dieser Zeitspanne erfolgt die Berechnung der Reibungszahlen, der Konstanten der Ebenengleichung, der Reibmomente, der Flächenpressungen und der spezifischen Reibleistungen, wobei die im Berechnungszyklus ermittelten Temperaturen zugrunde gelegt werden. Jedem Berechnungszyklus ist ein Druck der aktuellen Werte der Abstützkräfte, der Reibmomente, der spezifischen Reibleistungen, der Bremszeit, der Reibarbeiten und, wenn L08 = 1, der Scheibentemperaturen zugeordnet. Der Druck des vollständigen Temperaturfeldes, der partiellen und mittleren Flächenpressungen, der E-Module sowie der Reibungszahlen durch die Drucksteuervariablen LTMP, LFLP, LEMD und LMUE entsprechend dem folgenden Beispiel gesteuert:

  Beispiel:

  LMUE = 0 - kein Druck der Reibzahlen

  LMUE = 1 - Druck erfolgt zu jedem Berechnungszyklus

  LMUE = n - Druck erfolgt in einem Abstand von n Zyklen und am Programmende

  LMUE = -1- Druck erfolgt nur am Programmende

  . Beendigung des Rechendurchlaufes für eine Dauerbremsung

  . Anforderung und Eingabe von KNZ (11. DB):

  KNZ = 1 - Beendigung des Durchlauf des Hauptprogramms FS2B

  KNZ = 1 - Aufruf und Abarbeitung des Unterprogramms EING

Anforderung, Eingabe und Druck des 12. DB
Beginn eines neuen Rechendurchlaufs für eine Dauerbremsung

- FS3B

  Das Hauptprogramm FS3B entspricht im wesentlichen dem Hauptprogramm FS2B. Allerdings wird in diesem Programm das Reibmoment M_{R0} konstant gehalten und die Zuspannkraft von F_S erfolgt am Anfang jedes Zykluses einer Iterationsschleife (DSU5, CON1, FLAE, RMFL), bis die Abweichung des berechneten Reibmomentes vom vorgegebenen < 5 % beträgt.

- FVB4

  . Bremsenprüfung Typ 0 im ausgekuppelten Zustand /11/
  In einer Iterationsschleife wird die Zuspannkraft F_S, bei der das vorgegebene mittlere Reibmoment M_{R_0} (10. DB), das der nach der ECE-Regelung 13 vorgeschriebenen mittleren Verzögerung entspricht, mit einem Fehler < 2 % ermittelt. Für die gesamte Stoppbremsung werden mittlere anteilige Trägheits- und Widerstandsmomente (J_{T_0} und M_{W_0}) vorgegeben. Es wird eine der Prüfgeschwindigkeit des Fahrzeugs entsprechende Drehgeschwindigkeit ω_0 zugrunde gelegt. Die Berechnung erfolgt in vorgegebenen Zeitschritten $\Delta t = \Delta t_0$ ($\Delta t \leq \Delta t_0$ - letzter Zeitschritt der Stoppbremsung) nach folgender allgemeiner Gleichung, wobei innerhalb eines Zeitschritts das Reibmoment konstant gesetzt wird:

$$\Delta\omega = \frac{M_R + M_{W0}}{J_{T0}} \Delta t \qquad (5.1)$$

Für jeden Zyklus werden die Reibmomente, die Reibleistung, die mittlere Flächenpressung, die Drehgeschwindigkeit, die Reibungszahlen (wenn L07 = 1) und die Scheibentemperaturen ausgedruckt. Am Ende der Berechnung der Stoppbremsung erfolgt außerdem der Druck des gesamten Temperaturfeldes, des mittleren Reibmomentes und der Zuspannkraft.

- Bremsenprüfung Typ I

In einer Iterationsschleife wird die Zuspannkraft F_S, bei der das vorgegebene mittlere Reibmoment M_{R_I}, das der nach der ECE-Regelung 13 vorgeschriebenen mittleren Verzögerung für die erste Bremsung der Fadingprüfung entspricht, mit einem Fehler ≤ 2 % ermittelt. Diese Zuspannkraft wird der anschließenden Berechnung der zyklischen Bremsungen (NZY - Anzahl der Bremszyklen nach ECE 13) zugrunde gelegt. Für die Berechnung der Verzögerungsbremsungen werden mittlere anteilige Trägheits- und Widerstandsmomente (M_{W_I} und J_{T_I}) sowie den Prüfgeschwindigkeiten des Fahrzeugs entsprechende Drehgeschwindigkeiten ω_1 (obere) und ω_2 (untere) vorgegeben.

Ein Bremszyklus (Verzögerungsbremsung und Beschleunigungsphase) wird in NZP Zeitschritte Δt_2 eingeteilt. Die Berechnung einer Verzögerungsbremsung erfolgt allerdings in Zeitschritten $\Delta t = \Delta t_1$ ($\Delta t \leq \Delta t_1$ für den letzten Abschnitt einer Verzögerungsbremsung). Unter der Voraussetzung, daß innerhalb eines Zeitabschnitts das Reibmoment konstant gesetzt wird, wird die Berechnung nach folgender Gleichung vorgenommen:

$$\Delta \omega = \frac{M_R + M_{WI}}{J_{TI}} \Delta t \qquad (5.2)$$

Jedem Zeitschritt ist ein Druck der Reibmomente, der Reibleistung, der mittleren Flächenpressung, der Drehgeschwindigkeit, der Reibungszahlen (wenn L07 = 1) und der Scheibentemperaturen zugeordnet.
Am Ende einer Verzögerungsbremsung wird ein vollständiges Temperaturfeld ausgedruckt. Anschließend erfolgt die Berechnung der Temperaturen (Abkühlphase) in der Beschleunigungs- und Stabilisierungsphase, wobei in den Zeitabständen Δt_2 die Scheibentemperatur ausgegeben werden. Am Ende der Berechnung eines Bremszyklus wird das gesamte Temperaturfeld gedruckt.

Nach Berechnung aller Bremszyklen schließt sich die Berechnung einer Stoppbremsung Typ 0 an, wie sie bereits erläutert wurde. Dieser Stoppbremsung werden die ermittelten Endtemperaturen aus der Berechnung der zyklischen Bremsungen und die berechnete Zuspannkraft aus der zuerst durchgeführten Berechnung der Stoppbremsung Typ 0 mit ausgekuppeltem Motor zugrunde gelegt.

6. Berechnungsbeispiele zu den vorgestellten FORTRAN-Programmsystemen

6.1. Voraussetzungen

Die Programmsysteme FVB2, FVB3 und FVB4 erlauben die Ermittlung einer großen Anzahl für die Beurteilung von Scheibenbremsenreibpaarungen wichtiger Kenngrößen. In der vorliegenden Arbeit kann nur ein Teil der Anwendungsmöglichkeiten vorgestellt werden, eine ausführliche Darstellung würde den normalen Umfang einer Dissertationsschrift überschreiten und ist mit einem sehr großen Aufwand verbunden.

In den folgenden Abschnitten werden deshalb ausgewählte Ergebnisse einiger Beispielrechnungen vorgestellt und diskutiert.

6.2. Beispielrechnungen zur Beurteilung der Belastungsverhältnisse ohne Temperaturberechnung und Reibungszahlauswahl mit dem Programmsystem FVB2

6.2.1. Voraussetzungen, Eingabewerte

Für die Berechnungen wird die Belagreibflächenvariante II vorausgesetzt. Damit gelten im wesentlichen die in der Tafel 1 aufgeführten Eingabenwerte. Folgende Berechnungsbeispiele mit den zugeordneten Eingabedatenblöcken (in Eingabereihenfolge geordnet), die in den Tafeln 12 und 15 aufgeführt sind, wurden gewählt:

Berechnungsbeispiel 1

- Variante II 1
- geschobener Bremsklotz mit zwei Hauptabstützstellen (a_1 = 42 mm, b_1 = 120 mm, b_2 = 80 mm)
- $\mu_A = 0{,}1$, $\mu_1 = 0{,}45$, F_S = 3000 N, a = 0, b = 96 mm
- Eingabereihenfolge: DB1. – DB2. – DB 3.1 – DB 4. – DB 5.1 – DB 10.1 – DB 11.1 – DB 12.1 – DB 11.1 – DB 12.2 – DB 11.2

Berechnungsbeispiel 2

- Variante II 2
- geschobener Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle (a_1 = 50 mm, a_2 = 48 mm, a_3 = 50 mm, b_1 = 85 mm, b_2 = 75 mm, b_3 = 95 mm)
- μ_A =0,1, μ_1 = 0,45, F_S = 3000 N, a = 0, b = 96 mm
- Eingabereihenfolge: DB1. - DB2. - DB 3.2 - DB4. - DB 5.2 - DB 10.1 - DB11.1 - DB12.1 - DB11.1 - DB12.2 - DB 11.2

Berechnungsbeispiel 3

- Variante II 3
- gezogener Bremsklotz mit einer Hauptabstützstelle (a_1 = 100 mm, a_2 = 95 mm, b_1 = 95 mm, b_2 = 90 mm, b_3 = 100 mm)
- μ_A = 0,1, μ_1 = 0,45, F_S = 3000 N, a = 0, b = 96 mm
- Eingabereihenfolge: DB1. - DB2. - DB3.3 - DB4. - DB5.3 - DB10.1 - DB11.1 - DB 12.1 - DB11.1 - DB12.1 - DB11.2

Berechnungsbeispiel 4

- Variante II 1 (wie Berechnungsbeispiel 1)
- μ_A = 0,2, μ_1 = 0,45, F_S = 3000 N, a = 0, b = 96 mm
- Eingabereihenfolge: DB1. - DB2. - DB3.1 - DB4. - DB5.4 - DB10.1 - DB11.2

Berechnungsbeispiel 5

- Variante II 1 (wie Berechnungsbeispiel 1)
- μ_A = 0,3, μ_1 = 0,45, F_S = 3000 N, a = 0, b = 96 mm
- Eingabereihenfolge: DB1. - DB2. - DB3.1 - DB4. - DB5.5 - DB10.1 - DB11.2

6.2.2. Berechnungsergebnisse

In der Tafel 13 ist eine Auswahl der Ergebnisse aus den Beispielrechnungen 1, 2 und 3 enthalten. Werden die Flächenpressungsverhältnisse der äußeren Flächenelemente ($i = 1$, $j = 5$) graphisch dargestellt (Bild 6.1), dann ist der Einfluß der Anordnung der Abstützstellen auf den durch das Spiel in den Führungselementen (Kolben - Zylinder) der Scheibenbremse ermöglichten Schrägverschleiß ersichtlich. Es ist erkennbar, daß die in der Literatur (z.B. /30/) hervorgehobene an gezogenen Bremsklotzen auftretende kleinere Neigung zum tangentialen Schrägverschleiß auf die Wirkung und Lage der Reibkräfte an den Abstützstellen zurückzuführen ist. Die dargestellte Kurve für die Variante II 3 ist flacher als die entsprechenden Kurven der Varianten II 1 und II 2 und geht außerdem durch die Koordinate mit dem Flächenpressungsverhältnis $p_{r_{15}} / p_{l_{15}} = 1$. Sind also zu Beginn der Nutzungsdauer des Bremsklotzes die Verschleißverhältnisse so, daß bis zur maximalen Schrägstellung des Kolbens (bzw. der Führungselemente) der Belag an der Scheibeneinlaufseite schneller verschleißt als auf der Scheibenauslaufseite, dann kehren sich nach Erreichen der Verschleißhöhe, bei der die Flächenpressungskurve die Koordinate $p_{r_{15}} / p_{l_{15}} = 1$ schneidet, die Verschleißverhältnisse um, das heißt, die Scheibenauslaufseite des Bremsklotzes verschleißt schneller. Liegt der Schnittpunkt weit genug links im Diagramm (evtl. größerer μ_A-Wert), dann kann erreicht werden, daß nach Überschreiten des Schnittpunktes der Belag so verschleißt, daß beim Erreichen des Verschleißgrenzmaßes nur ein kleiner Schrägverschleiß vorhanden ist. Durch unsymmetrische Zuspannkrafteinleitung unter Berücksichtigung der Verläufe der Verschiebungen Δa im Bild 6.2 lassen sich gleiche Effekte auch bei Bremsklötzen der Abstützva-