

Diplomarbeit

# **Experimentelle Untersuchung des Laufverhaltens von Mecanum-Rädern**

cand. mach. Bernd Peinemann

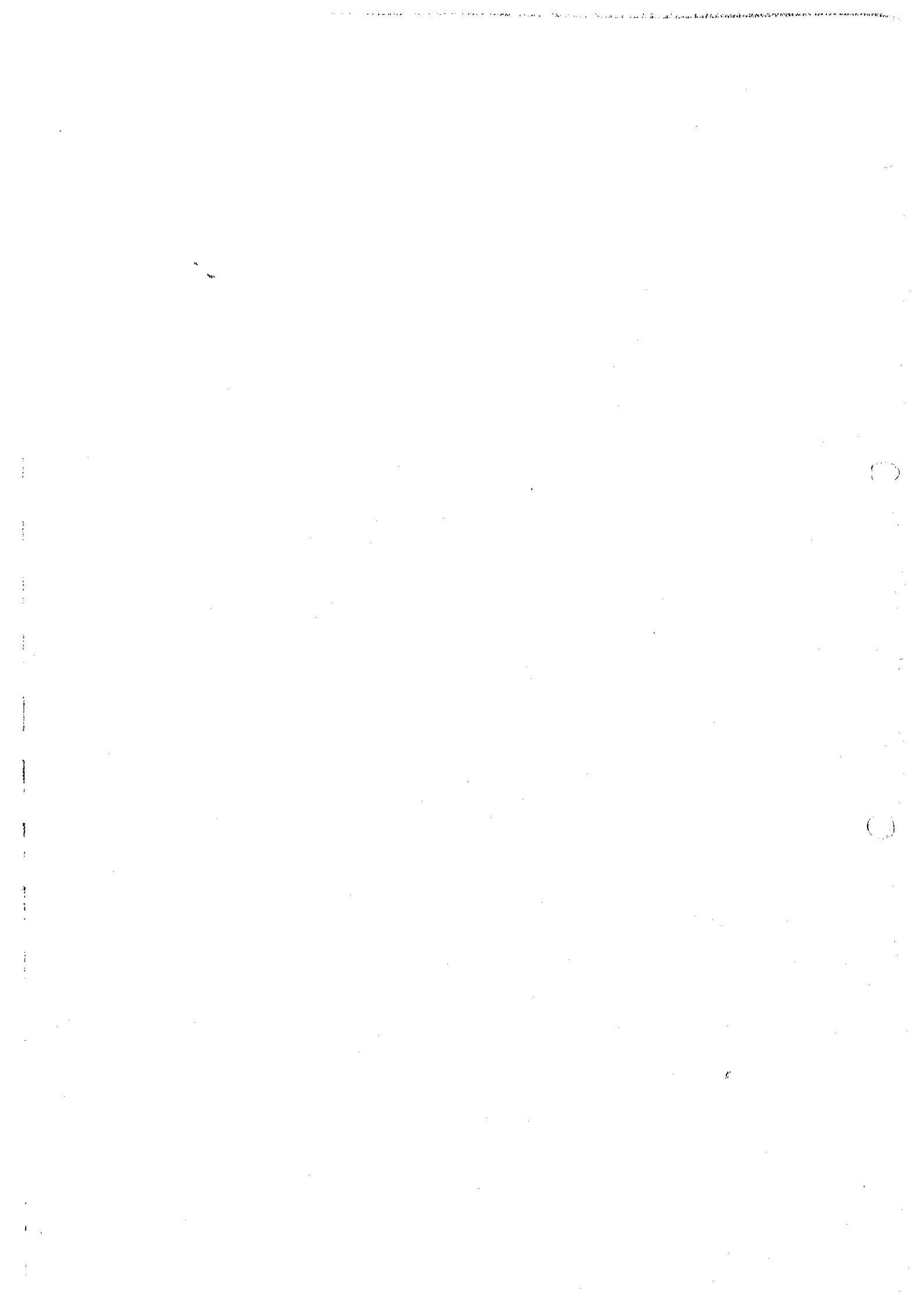
Juli 1995

Technische Universität

Braunschweig

Institut für Fahrzeugtechnik

Prof. Dr. Ing. Mitschke





Diplomaufgabe für Herrn cand. mach. Bernd Peinemann

"Experimentelle Untersuchung des Laufverhaltens von Mecanum-Rädern"

Die Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH produziert Flurförderfahrzeuge, die mit Mecanum-Rädern ausgestattet sind.

Ein Mecanum-Rad besteht aus einer Felge, auf der unter einem Winkel von  $45^\circ$  lose Rollen so angebracht sind, daß sie über den Abrollumfang wieder einen exakten Kreis bilden. Durch die Schräganordnung der Rollen entstehen beim Antreiben des Rades zwei Kraftkomponenten in Längs- und Querrichtung. Anders als bei herkömmlichen Antrieben wird jedes Mecanumrad separat angetrieben. Dabei kann auf eine Lenkung verzichtet werden, da Richtungsänderung allein über die Ansteuerung der Drehrichtung und -geschwindigkeit aller Räder erfolgen. Das Fahrzeug verfügt somit über die Bewegungsmöglichkeiten eines Luftkissenfahrzeuges, so daß der Einsatz von Mecanumrädern besonders im Flurförderbereich gefragt ist.

Für Produktüberarbeitungen und Neuentwicklungen sowie aufgrund auftretender Probleme mit den Rollenbelägen soll ein Prüfstand konzipiert werden, der es erlaubt, den Fahrbetrieb eines Mecanumrades zu simulieren.

Dabei ist darauf zu achten, möglichst kostengünstig zu konstruieren und vorhandene Mittel der Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH zu verwenden.

Zum Prüfen der Räder ist ein praxisbezogener Prüfzyklus zu erarbeiten (mit Messungen z.B. Temperatur usw.). Zusätzlich soll die Geometrie und der Bewegungsablauf eines Mecanumrades näher untersucht werden, um eine neue verbesserte Rollenform zu entwickeln und zu erproben.

Die Arbeit wird bei der MIAG Fahrzeugbau GmbH, Braunschweig, durchgeführt. Der dortige Betreuer ist Herr Dipl.-Ing. Ritter (Tel. 0531/86601-22).

Der Kandidat hat eine eidesstattliche Erklärung abzugeben, daß er die Diplomarbeit ohne unerlaubte fremde Hilfe oder Beratung und nur unter Verwendung der angegebenen wissenschaftlichen Hilfsmittel angefertigt hat.

Die Arbeit bleibt Eigentum des Instituts.

Bearbeitungsdauer: 4 Monate

*9.3.95 / kg. Mitschke*

*Ausgabe: 16.3.95 Bar*

## Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, Bernd Peinemann, geboren am 27.09.1968 in Bad Harzburg, an Eides statt, daß ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig, ohne unerlaubte fremde Hilfe oder Beratung und nur unter Verwendung der angegebenen wissenschaftlichen Hilfsmittel angefertigt habe.

Braunschweig, 06. Juli 1995

Bernd Peinemann

An dieser Stelle möchte ich allen Personen danken, die es mir ermöglicht haben, diese Arbeit anzufertigen:

Den Verantwortlichen der MIAG Fahrzeugbau GmbH für die Bereitstellung eines Diplomthemas,

Frau Dipl.-Ing. Feise, Mitarbeiterin am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Braunschweig für die fachliche Betreuung,

Herrn Dipl.-Ing. Ritter, Leiter der Konstruktion der MIAG Fahrzeugbau GmbH für Anregungen und kritische Hinweise,

Herrn Seifert, Sachbearbeiter für Mecanumradfahrzeuge der MIAG Fahrzeugbau GmbH für die Bereitstellung von Erfahrungen und Kenntnissen seines Fachgebietes, sowie der Bereitschaft, Probleme und Lösungsmöglichkeiten zu diskutieren,

allen hier nicht genannten Mitarbeitern in Werkstatt und Büro der MIAG Fahrzeugbau GmbH, die mir beim Bau des Prüfstandes mit Ihrer Arbeitserfahrung und Ihrem Arbeitseinsatz behilflich waren.

## Inhaltsangabe

In dieser Arbeit wird zunächst die Geometrie und der Bewegungsablauf eines Mecanumrades und seiner Rollen theoretisch untersucht.

Dabei wird im Vergleich zu der herkömmlichen Rollenbauform eine ideale Bauform erarbeitet. Besonderheiten beim Bewegungsablauf, wie beispielsweise die auf dem Boden hinterlassene Spur oder die Krafteinleitungsrichtung in die Rolle werden behandelt.

Als Abschluß der theoretischen Abhandlung werden die kinematischen Verhältnisse an einem vierrädrigen Fahrzeug dargestellt, und es wird ein Verfahren ausgearbeitet, das es ermöglicht, anhand gewünschter Basisgrößen Rollen und dazu passende Felgen zu berechnen.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wird ein Prüfstand zur näheren Untersuchung des Fahrverhaltens eines Mecanumrades erstellt.

An diesem konstruierten Prüfstand werden Versuche mit unterschiedlichen Rollen gefahren, wobei zahlreiche Messungen vorgenommen werden.

Insgesamt kommen drei Rollenarten zum Einsatz: Nyrin-Rollen ohne metallischem Tragkörper und zwei PUR-Rollenarten mit metallischem Tragkörper, die sich nur in ihrem Härtegrad unterscheiden.

Im folgenden werden die Ergebnisse der durchgeführten Messungen aufgeführt:

- Die aufgetretenen Temperaturen an den Rollen befinden sich weit unter den kritischen Temperaturen. Die Rollentemperatur besitzt demnach keinen Einfluß auf die Belagzerstörung.
- Verschleiß tritt nur an den hoch belasteten Rollenden auf. Außerdem löst sich die Rolle etwas. Die in den Nyrin-Rollen eingeklebten Wälzlager lösen sich. Bei der Fertigung entstandene Lunker brechen auf und hinterlassen Ausbrüche. Bereits nach ca. 25h Betriebszeit treten zum Teil starke Ablöseerscheinungen des Belages an den PUR-Rollen auf.
- Weichere Beläge ziehen stärkere Abplattungen nach sich, die wiederum ein wesentlich ruhigeres Fahren ermöglichen.
- Die Spuren der Rollen zeigen scharfe Kantenabdrücke, die auf hohe Spannungen schließen lassen.
- Der Rundlauf der Rollen ist unzureichend.

Für die Weiterführung der Versuche werden neue Prüfmöglichkeiten und Erweiterungsvorschläge dargestellt, die im Vergleich mit den bisherigen Ergebnissen eine noch bessere Einschätzung der Zusammenhänge ermöglichen werden.

Abschließend werden die gewonnenen Erkenntnisse für die Erstellung einer neuen optimierten Rolle genutzt. Dies läuft auf eine neue Rollengeometrie mit einer veränderten Felge hinaus.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsangabe.....	1
Inhaltsverzeichnis .....	2
Verwendete Formelzeichen.....	4
1 Einleitung.....	7
1.1 Das Mecanumrad .....	7
2 Theoretische Untersuchung.....	10
2.1 Herkömmliche Bauform .....	10
2.1.1 Theoretisch berechnete Bauform .....	11
2.1.2 Vergleich der herkömmlichen Bauform mit der theoretisch berechneten Bauform .....	14
2.2 Spur der Rolle.....	15
2.3 Winkel der Rollennachse zum Boden.....	16
2.4 Kräfteinleitung in die Rolle .....	17
2.4.1 Lagerbelastung der Rolle.....	18
2.5 Ermittlung, ob sich die Rollen auf der Felge gegenseitig durchdringen .....	19
2.5.1 Ermittlung, ob sich die Rollen mit der Felgenform überschneiden.....	21
2.6 Auslegungskriterien für Mecanumrad-Rollen .....	22
2.7 Fahrzeugkinematik .....	25
3 Prüfstand .....	31
3.1 Anforderungen an den Prüfstand.....	31
3.2 Konstruktive Ausführung .....	32
3.3 Nachrechnung und Auslegung für Bauteile .....	37
3.3.1 Berechnung des Trägers.....	37
3.3.2 Berechnung der Schraubenverbindung.....	38
3.3.3 Berechnung der Schweißverbindung.....	41
3.3.4 Berechnung des Lagers .....	42
3.3.5 Berechnung des Gummilagers .....	44
3.4 Elektrische Versorgung und Steuerung des Prüfstandes .....	45
4 Versuch.....	48
4.1 Meßgrößen.....	48
4.2 Versuchsumfang .....	52
4.2.1 Kennzeichnung der Teile .....	52
4.2.2 Messung der Aufstandskraft.....	53
4.2.3 Messung der Temperatur.....	53
4.2.4 Messung des Verschleißes.....	54
4.2.5 Messung der Rollenabplattung und der Spur.....	55
4.2.6 Messung des Schlupfes und der Rollendrehung.....	55
4.2.7 Messung der Stromaufnahme .....	56
4.2.8 Messung der Aufbaubeschleunigung.....	56
4.3 Versuchsdurchführung.....	56

5 Auswertung der Ergebnisse.....	60
5.1 Ergebnisse der Temperaturmessungen .....	60
5.2 Verschleißergebnisse .....	62
5.3 Ergebnisse der Messungen der Abplattung und der Spur.....	67
5.4 Ergebnisse der Schlupfmessungen und der Rollendrehung.....	76
5.5 Ergebnisse der Messungen der Stromaufnahme.....	79
5.6 Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen.....	82
5.7 Zusammenfassung der Ergebnisse.....	84
5.8 Versuchsausblick.....	86
6 Optimierte Rollenform .....	87
7 Zusammenfassung.....	89
8 Schrifttum.....	91

**Anhang:**

- 1 Photographien des Prüfstandes
  - 1.1 Photographien beschädigter Rollen
- 2 Gesamtansicht einer Spur bei einer Radumdrehung
- 3 Stücklisten
- 4 Fertigungszeichnungen
  - 4.1 Zeichnung 01FK-50013, Anbauteilhalter
  - 4.2 Zeichnung 01FK-40004, Stabilisator
  - 4.3 Zeichnung 01FK-30007, Deck- und Auflageplatte
  - 4.4 Zeichnung 01FK-30008, Träger und Trägerverbindung
  - 4.5 Zeichnung 01FK-82008, Trägeraufnahme
  - 4.6 Zeichnung 01FK-82009, Zusammenstellung Prüfstand Mecanumrad



Verwendete Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	[mm <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche
A <sub>Ers</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	Ersatzquerschnitt
A <sub>p</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	Fläche der Kopf- bzw. Mutterauflage
a	[m]	Hauptachse der Ellipse; Streckenabschnitt; Nahtdicke; Radstand in Längsrichtung
b	[m]	Nebenachse der Ellipse; Streckenabschnitt; Radstand in Breitenrichtung
b <sub>Lager</sub>	[m]	Breite des Lagers
C <sub>axial,dyn</sub>	[N]	axiale dynamische Tragzahl
D <sub>A</sub>	[m]	resultierende Plattenbreite pro Schraube
D <sub>L</sub>	[m]	Wälzkörperlaufkreisdurchmesser
E	[N/mm <sup>2</sup> ]	Elastizitätsmodul
F <sub>1,2,axial</sub>	[N]	axiale Lagerkraft der Axiallager 1 und 2
F <sub>1,radial</sub>	[N]	radiale Lagerkraft des Radiallagers 1
F <sub>2,radial</sub>	[N]	radiale Lagerkraft des Radiallagers 2
F <sub>A</sub>	[N]	Lagerkraft in der Lagerung A
F <sub>axial</sub>	[N]	axiale Belastung der Rolle
F <sub>B</sub>	[N]	vertikale Kraft, mit der die Mecanumräder belastet werden
F <sub>Last</sub>	[N]	Belastung der Rolle
F <sub>M,max</sub>	[N]	maximale Vorspannkraft
F <sub>Q</sub>	[N]	Querkraft
F <sub>radial</sub>	[N]	radiale Belastung der Rolle
F <sub>r,zul</sub>	[N]	zulässige Radialbelastung des Lagers
F <sub>Sp,zul</sub>	[N]	zulässige Spannkraft
F <sub>Verf</sub>	[N]	Vorspannkraft
F <sub>z</sub>	[N]	Vorspannkraftverlust
f <sub>0r</sub>	[1]	radialer Lagerbeiwert
f <sub>A</sub>	[1]	Anwendungsfaktor
f <sub>r</sub>	[1]	Rollwiderstandsbeiwert
f <sub>rel</sub>	[1]	Hebelfaktor
f <sub>z</sub>	[m]	Setzbetrag
G	[N]	Gewichtskraft
I	[m <sup>4</sup> ; A]	Flächenträgheitsmoment; Strom
i	[m]	Abstand zwischen Pendelachsrichtung und Drehpunkt des Außenradius der Felge
k <sub>F</sub>	[1]	dynamischer Lastfaktor
L <sub>h</sub>	[s]	Lebensdauer
l	[m]	Streckenabschnitt
l <sub>k</sub>	[m]	Klemmlänge
l <sub>Rolle</sub>	[m]	Rollenlänge
l <sub>Ü</sub>	[m]	Überhang der Rolle
M <sub>k</sub>	[Nm]	Kippmoment
m	[kg]	Masse
n	[1]	Anzahl der Rollen pro Rad; Anzahl der Schrauben

Lateinische Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
P	[W; m]	Leistung; Gewindesteigung
$p_G$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Grenzflächenpressung
$R_{P0,2}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	0,2%-Dehngrenze
r	[m]	Radius des Rades
$r_a$	[m]	Abstand vom Radmittelpunkt zur Rollenachse
$r_{i,Felge}$	[m]	Abstand vom Radmittelpunkt zur Felgenoberfläche
$r_{i,Rolle}$	[m]	Abstand vom Radmittelpunkt bis zur felgenseitigen Rollenoberfläche
$r_{Rolle}$	[m]	Radius der neuen Rollenform
$r_{Rolle,alt}$	[m]	Radius der alten Rollenform
$r_{Rolle,S}$	[m]	Rollenradius an der Stelle $x_{Rolle,S}$
$r_{Rollenende,min}$	[m]	Mindestwert des Rollenradius am Ende der Rolle
S	[1]	Schwerpunkt
$S_R$	[1]	Sicherheitsbeiwert gegen Rutschen
t	[s]	Zeit
U	[1; V]	Verhältnis der gemessenen Radumdrehungen pro Pendelachsumdrehungen; Spannung
$U_0$	[1]	Umfangsverhältnis von Kreisbahn und Rad
v	[m/s]	Geschwindigkeit
x	[1]	Koordinatenachse
$\dot{x}$	[m/s]	Geschwindigkeit
$x_B$	[m]	Abstand der Pendelachsmitte von der Lagerung A
$x_G$	[m]	Abstand der Gewichtskraft von der Lagerung A
$x_{Rolle}$	[m]	Abstand vom Mittelpunkt der Rollenachse in Richtung der Rollenachse (x-Richtung) im Rollenkoordinatensystem
$x_{Rolle,S}$	[m]	Abstand von der Rollenmitte bis zu dem Punkt der Rollenachse, der senkrecht unter dem Punkt S liegt
y	[1]	Koordinatenachse
$y_{Rolle}$	[m]	Abstand senkrecht zur Rollenachse (y-Richtung) im Rollenkoordinatensystem
z	[1; m]	Koordinatenachse; Durchbiegung in z-Richtung
$z_{Rolle}$	[m]	Abstand senkrecht zur Rollenachse (z-Richtung) im Rollenkoordinatensystem

Griechische Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	[Grad; 1/K]	Winkel, unter dem die losen Rollen auf der Felge angebracht sind; Wärmeausdehnungskoeffizient
$\beta$	[Grad]	Winkel zwischen der Rollennachse und der Bodennormalen
$\gamma$	[Grad]	Winkel zwischen der Rollennachse und dem Boden
$\gamma_{\max}$	[Grad]	maximaler Winkel zwischen der Rollennachse und dem Boden
$\Delta$	[1]	Determinante
$\delta$	[mm/N]	Nachgiebigkeit
$\varepsilon$	[1]	Lastexentrität
$\eta$	[1]	Wirkungsgrad
$\kappa$	[Grad]	Kippwinkel
$\mu$	[1]	Reibungszahl
$\nu$	[1]	Ausnutzungsgrad
$\delta$	[Grad]	Winkel zwischen der y-Achse (seitlich zum Rad) und der Spur auf dem Boden
$\dot{\Phi}$	[1/s]	Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs
$\rho$	[Grad]	Drehwinkel des Rades
$\dot{\rho}$	[1/s]	Drehgeschwindigkeit des Rades
$\rho_{\max}$	[Grad]	Maximaler Eingriffswinkel pro Rolle
$\dot{\psi}$	[1/s]	Drehgeschwindigkeit der Rolle

Vektoren	Einheit	Bedeutung
$\bar{A}$	[1]	Transformationsmatrix
$\bar{b}$	[1]	projizierter Richtungsvektor der Rollennachse auf den Boden
$\bar{e}_{x_{\text{Rolle}}}$	[1]	Richtungsvektor der Rollennachse
$\bar{m}$	[1]	Verbindungsvektor zwischen den Achsmittelpunkten zweier benachbarter Rollen
$\bar{s}$	[1]	Vektor vom Radmittelpunkt zum Mittelpunkt S des Vektors $\bar{m}$
$\bar{s}_{\text{Rolle}}$	[1]	Umrechnung des Vektors $\bar{s}$ in Rollenkoordinaten

## Indizes

Tiefgestellt:

0	ohne Schlupf
G	Gewinde
P	Platte
S	Schraube
x	x-Achse
y	y-Achse
z	z-Achse

## 1 Einleitung

Die Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH produziert Flurförderzeuge, die mit einem Mecanumradantrieb ausgerüstet sind. Ein Nachteil der verwendeten Mecanumräder ist deren kurze Standzeit der Rollen, an denen sich die Polyurethanbeläge von dem metallischen Tragkörper lösen.

Aus diesem Grund soll zum einen ein Prüfstand entwickelt werden, mit dessen Hilfe das Abrollverhalten der Rollen näher untersucht werden kann, zum anderen soll der Bewegungsablauf und die Geometrie eines Mecanumrades analysiert werden. Auf diese Weise soll eine verbesserte Rolle mit längerer Standzeit abgeleitet werden können.

### 1.1 Das Mecanumrad

Ein Mecanumrad besteht aus einer Felge, auf der unter einem Winkel von  $45^\circ$  lose Rollen so angebracht sind, daß sie über den Abrollumfang wieder einen exakten Kreis bilden. Durch die Schräganordnung der Rollen entstehen beim Antreiben des Rades zwei Kraftkomponenten. Gegeneinander gerichtete Kräfte der einzelnen Räder werden über die Achsen und den Rahmen des betreffenden Fahrzeugs kompensiert. Die übrigen Kräfte addieren sich in der jeweiligen Fahrtrichtung [5].

Anders als bei herkömmlichen Antrieben wird jedes Mecanumrad separat angetrieben und angesteuert. Dabei kann auf eine Lenkung der Räder verzichtet werden, da Richtungsänderungen durch die Ansteuerung aller einzelnen Räder (in der Regel vier) erfolgen. Durch entsprechendes Einstellen der Drehrichtung und der Drehgeschwindigkeit der einzelnen Räder kann jedes beliebige Bewegungsmanöver erzeugt werden. Neben Geradeausfahrt sind auch seitliche und diagonale Bewegungen möglich. Zusätzlich können Drehungen um die Hochachse und um den Mittelpunkt einer Achse verwirklicht werden. Herkömmliche Kurvenfahrten sind ebenfalls realisierbar.

Mit diesen Eigenschaften eignet sich ein derartiges Fahrzeug besonders für Bewegungsabläufe, die auf einen begrenzten Raum beschränkt sind, wie z. B. Verfahren innerhalb eines Regallagers, Fahrwegintegration in bestehende Infrastrukturen, etc.

Ein Nachteil bei der Anwendung von Mecanumrädern ist die begrenzte Tragfähigkeit. Sie ist darin begründet, daß jede einzelne Rolle die gesamte Radlast tragen muß. Materialverschleiß sowie geringe Aufstandsflächen und große Lagerbelastungen senken die Lebensdauer der Rollen. Außerdem benötigen Mecanumräder eine hohe Antriebsenergie. Dies resultiert aus den nicht für die Bewegung genutzten Kräften, die jedoch funktionsbedingt an den Mecanumrädern auftreten. Weiterhin sind Absätze und größere Bodenunebenheiten von den Mecanumrädern nicht zu überwinden, insbesondere, wenn diese bei einer seitlichen Bewegung zu überfahren sind.

Die Vorteile der Mecanumräder, nämlich deren herausragenden Manövriermöglichkeiten überwiegen bei schwierigen Einsatzbereichen in der Regel jedoch die oben erwähnten Nachteile.

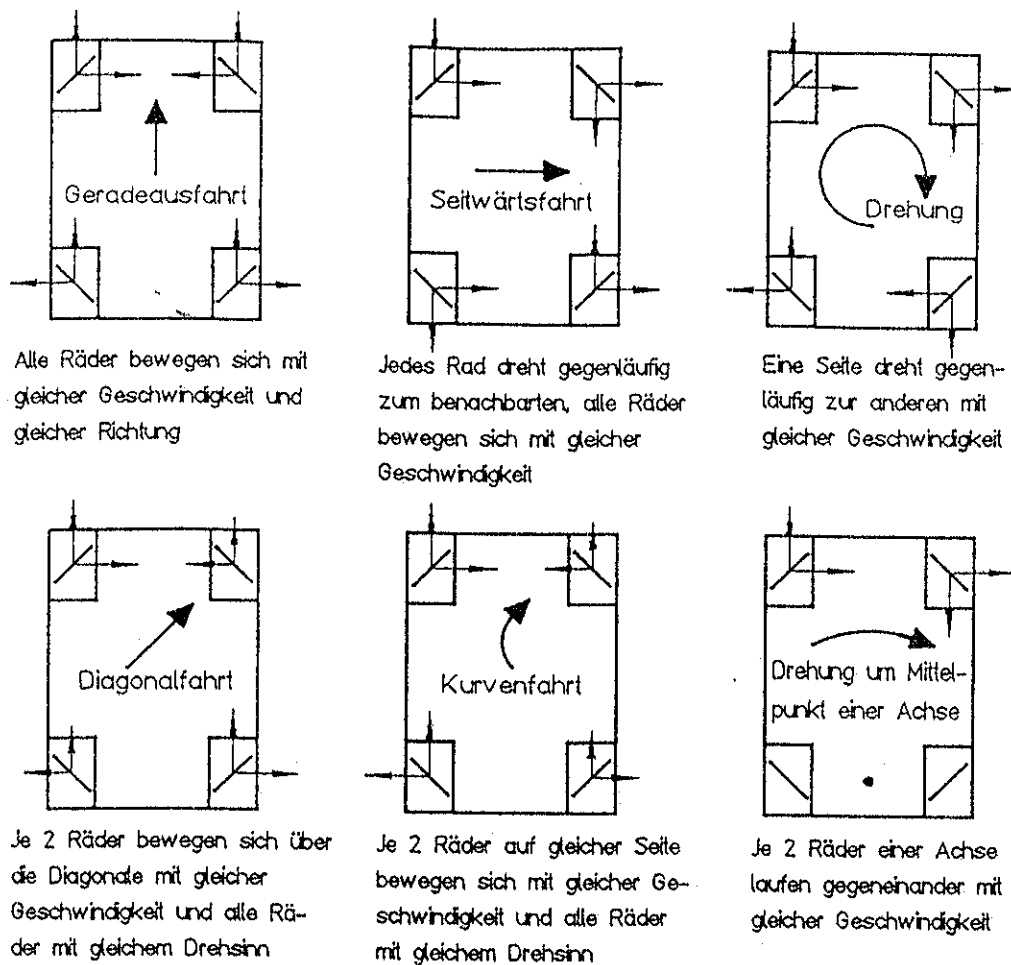


Bild 1.1 Bewegungsmöglichkeiten des Mecanumrades [5]

Die Felge ist symmetrisch aufgebaut. Auf dem Umfang sind links und rechts Rollenachsaufnahmen angebracht, die sich im Winkel von  $+45^\circ$  (oder  $-45^\circ$ ) zur Fahrtrichtung gegenüberstehen, um die Achse der dort positionierten Rolle aufzunehmen. Das Auswandern und Verdrehen der Achse wird durch eine Klemmschraube in der Achsaufnahme verhindert. Jeweils diagonal gegenüberliegende Räder eines vierrädrigen Fahrzeugs besitzen denselben Neigungswinkel ( $\pm 45^\circ$ ) der Rollen (siehe Bild 1.1). Dies hat zwei unterschiedliche Felgenformen in spiegelbildlicher Ausführung zur Folge.

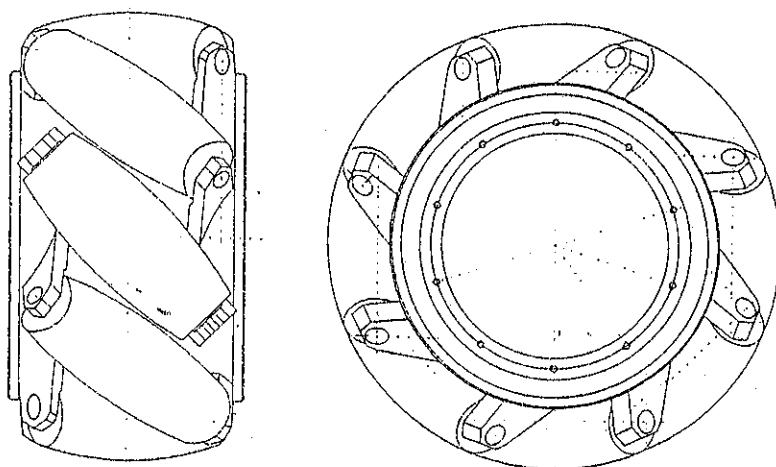


Bild 1.2 Mecanumrad [5]

Die Rolle besteht aus einem metallischen Tragkörper, durch den die Achse gesteckt wird. Die Oberfläche des Tragkörpers wird sandgestrahlt und mit einem speziellen Kleber bestrichen (Primer). Auf diese Primerschicht wird drucklos eine Kunststoffmischung aufgebracht, die anschließend nach dem Aushärten (Tempervverfahren, Dauer und Temperatur je nach Hersteller unterschiedlich) spanend bearbeitet wird, um die gewünschte ballige Form zu erreichen. Der metallische Tragkörper kann dabei entweder eine zylindrische Form besitzen - dann ist der Belag ungleichmäßig dick - oder er besitzt eine ballige Form, was eine gleichmäßige Belagstärke zur Folge hat.

Die Lagerung der Rolle muß hohe radiale und axiale Kräfte bewältigen können. Die Lagerstellen liegen an den Rollenenden und werden entweder als Gleit- oder Wälzlager ausgeführt. Die axiale Anlauffläche ist dabei die Achsaufnahme der Felge, so daß eine hohe Fertigungsgenauigkeit bezüglich des Abstandes und der Parallelität der Achsaufnahmen zueinander gefordert ist.

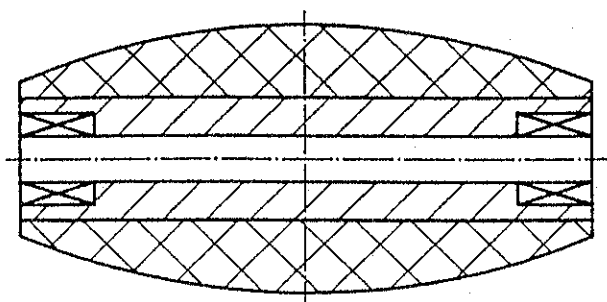


Bild 1.3 Rolle eines Mecanumrades

## 2 Theoretische Untersuchung

### 2.1 Herkömmliche Bauform

Die Bauform der bisher eingesetzten Rollen entspricht einer Ellipsenform. Die Nebenachse  $b$  der Ellipse entspricht dabei dem Radradius  $r$ , die Hauptachse  $a$  der Ellipse ergibt sich zu  $a = \frac{r}{\cos \alpha}$ , also der Division des Radradius  $r$  durch den Kosinus des Winkels, unter dem die losen Rollen auf der Felge angebracht sind [1].

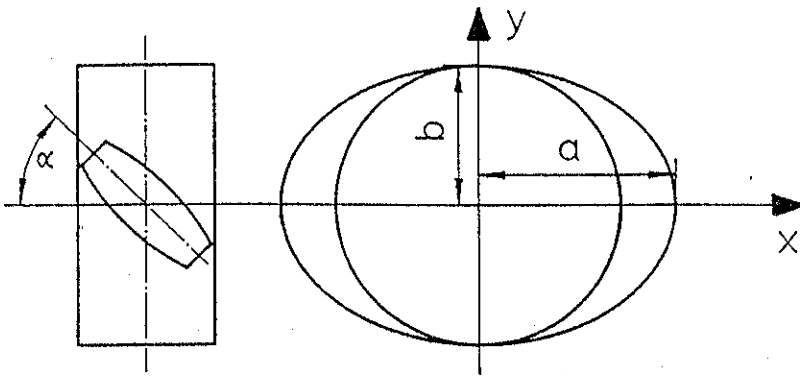


Bild 2.1 Herleitung der bisherigen Rollenbauform

Aus der allgemeinen Ellipsengleichung

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (2.1)$$

folgt der Abstand von der Radmitte zur Rollenoberfläche in Abhängigkeit des Abstands  $x_{\text{Rolle}}$  vom Mittelpunkt der Rolle zu:

$$y^2 = b^2 - x_{\text{Rolle}}^2 \frac{b^2}{a^2} \quad (2.2)$$

Mit den oben genannten Voraussetzungen und der Wahl des Rollenwinkels  $\alpha$  zu  $45^\circ$  ergibt sich der Rollenradius zu:

$$r_{\text{Rolle,alt}} = \sqrt{r^2 - x_{\text{Rolle}}^2 \cos^2 \alpha} - r_a = \sqrt{r^2 - \frac{x_{\text{Rolle}}^2}{2}} - r_a \quad (2.3)$$

$r_a$  stellt dabei den Abstand vom Radmittelpunkt zum Rollenmittelpunkt dar.

Die Rollenlänge  $l_{\text{Rolle}}$  wird bei diesem Verfahren nur abgeschätzt und nicht explizit berechnet.

## 2.1.1 Theoretisch berechnete Bauform

Bei dieser neuen Festlegung der Rollenbauform wird der Rollenradiusverlauf durch eine theoretische Betrachtung des tatsächlichen Rollenaufstandspunktes bestimmt [7].

Zunächst soll ein Koordinatensystem festgelegt werden, dessen Ursprung sich im Radmittelpunkt befindet und sich mit dem Rad mitbewegt (körperfestes Koordinatensystem). Weiterhin wird ein Koordinatensystem festgelegt, das sich mit der Rolle mitbewegt und in Rollensachrichtung ausgerichtet ist.

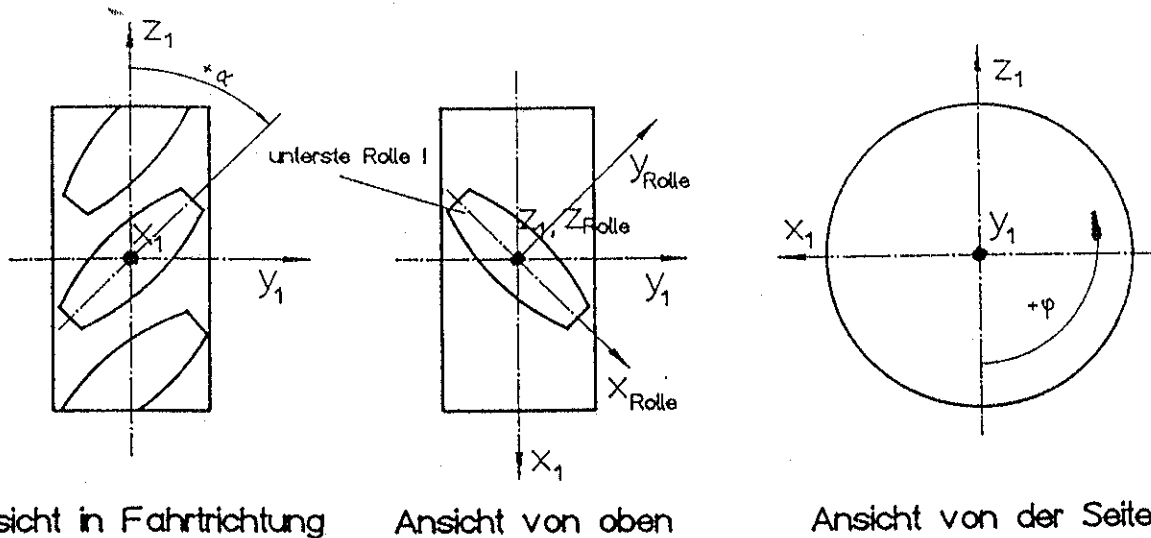


Bild 2.2 Koordinatensysteme der neuen Rollenbauform

Zu beachten ist, daß der Rollenwinkel  $\alpha$  anders als bei der alten Bauform festgelegt ist. Für spiegelverkehrte Felgen müssen die Koordinatensysteme entsprechend umgedreht werden. Weiterhin ist der Drehwinkel  $\rho$  des Rades eingezeichnet. Der gesamte Eingriffswinkel pro Rolle ergibt sich zu:

$$\rho_{\max} = \frac{360^\circ}{n} \quad (2.4)$$

Dabei ist  $n$  die Anzahl der Rollen pro Rad. Der Raddrehwinkel  $\rho$  wird am Aufstandspunkt in der Mitte der Rolle mit  $\rho=0^\circ$  festgesetzt.

Für weitere Berechnungen sind Umrechnungen zwischen dem körperfesten und dem mitbewegten Koordinatensystem notwendig.

Die Transformation des  $x_1, y_1, z_1$ -Systems in das  $x_{\text{Rolle}}, y_{\text{Rolle}}, z_{\text{Rolle}}$ -System setzt sich aus mehreren Abschnitten zusammen [7]:

- a) Transformation vom Radmittelpunkt zum Rollenmittelpunkt:  $x_1, y_1, z_1 \rightarrow x_1', y_1', z_1'$ ; dabei stellt  $r_a$  den Abstand vom Rad- zum Rollenmittelpunkt dar, der in der  $x_1$ - $z_1$ -Ebene liegt.

$$\begin{pmatrix} x_1' \\ y_1' \\ z_1' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} + r_a \begin{pmatrix} \sin \rho \\ 0 \\ \cos \rho \end{pmatrix} \quad (2.5)$$



- b) Drehung um die  $y_1'$ -Achse um den Winkel  $\rho$ :  $x_1', y_1', z_1' \rightarrow x_1'', y_1'', z_1''$ .

$$\bar{\bar{A}}_\rho = \begin{pmatrix} \cos \rho & 0 & -\sin \rho \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \rho & 0 & \cos \rho \end{pmatrix} \quad (2.6)$$

- c) Drehung um die  $z_1''$ -Achse um den Winkel  $\alpha$ :  $x_1'', y_1'', z_1'' \rightarrow x_{\text{Rolle}}, y_{\text{Rolle}}, z_{\text{Rolle}}$ .

$$\bar{\bar{A}}_\alpha = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2.7)$$

Die gesamte Transformation lautet also

$$\begin{pmatrix} x_{\text{Rolle}} \\ y_{\text{Rolle}} \\ z_{\text{Rolle}} \end{pmatrix} = \bar{\bar{A}} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} + r_a \begin{pmatrix} \sin \rho \\ 0 \\ \cos \rho \end{pmatrix} \quad \text{mit } \bar{\bar{A}} = \bar{\bar{A}}_\alpha \bar{\bar{A}}_\rho = \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \rho & \sin \alpha & -\cos \alpha \sin \rho \\ -\sin \alpha \cos \rho & \cos \alpha & \sin \alpha \sin \rho \\ \sin \rho & 0 & \cos \rho \end{pmatrix} \quad (2.8)$$

Die Rücktransformation ergibt sich dementsprechend zu

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} = \bar{\bar{A}}^{-1} \begin{pmatrix} x_{\text{Rolle}} \\ y_{\text{Rolle}} \\ z_{\text{Rolle}} \end{pmatrix} - r_a \begin{pmatrix} \sin \rho \\ 0 \\ \cos \rho \end{pmatrix} \quad \text{mit } \bar{\bar{A}}^{-1} = \frac{1}{\det \bar{\bar{A}}} \bar{\bar{A}}^T = \bar{\bar{A}}^T = \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \rho & -\sin \alpha \cos \rho & \sin \rho \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ -\cos \alpha \sin \rho & \sin \alpha \sin \rho & \cos \rho \end{pmatrix} \quad (2.9)$$

Die Richtung der Rollenachse ergibt sich im körperfesten Koordinatensystem  $x_1, y_1, z_1$  zu:

$$\bar{e}_{x_{\text{Rolle}}} = \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \rho \\ \sin \alpha \\ -\cos \alpha \sin \rho \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

Als nächster Schritt wird der Vektor vom Radmittelpunkt zum Bodenberührungspunkt der Rolle bestimmt. Da der Berührungspunkt in der Tangentialebene des Rades liegt, ergibt sich die  $x$ -Komponente zu null. Die  $z$ -Komponente stellt den Radradius  $r$  mit negativem Vorzeichen behaftet dar. Der Vektor wird in drei einzelne Vektoren aufgespalten.  $\bar{r}_1$  stellt den Vektor vom Radmittelpunkt zum Rollenachsenmittelpunkt dar;  $\bar{r}_2$  repräsentiert den Vektor entlang der Rollenachse bis zum Punkt senkrecht oberhalb des Berührungspunktes, und  $\bar{r}_3$  stellt den Vektor in negativer  $z$ -Richtung bis zum Berührungspunkt dar.

In Glg. (2.11) repräsentiert  $t^*$  den Betrag der Strecke von der Rollenmitte bis zum Punkt senkrecht über dem Bodenberührungspunkt;  $y_{\text{Boden}}$  stellt den seitlichen Abstand von der Radmitte in  $y$ -Richtung dar, und  $r_z(\rho)$  ist der Abstand vom Bodenberührungspunkt zur Rollenachse in  $z$ -Richtung.

$$\bar{r}_{\text{Boden}} = \bar{r}_1 + \bar{r}_2 + \bar{r}_3 = \begin{pmatrix} 0 \\ y_{\text{Boden}} \\ -r \end{pmatrix} = -r_a \begin{pmatrix} \sin \rho \\ 0 \\ \cos \rho \end{pmatrix} + t^* \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \rho \\ \sin \alpha \\ -\cos \alpha \sin \rho \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -r_z(\rho) \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

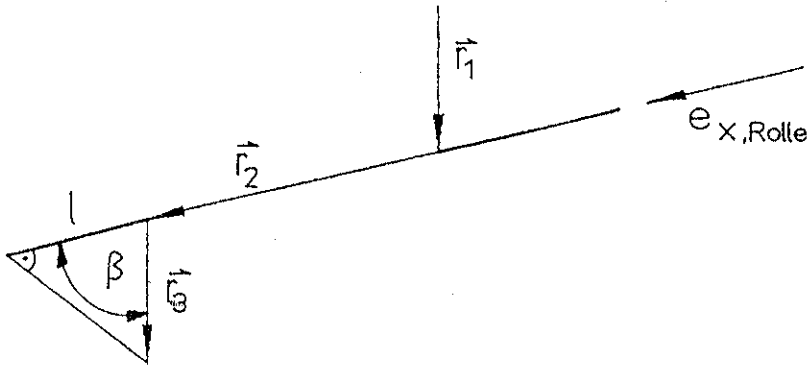


Bild 2.3 Verlauf der einzelnen Vektoren vom Radmittelpunkt zum Bodenberührungspunkt

Dies führt auf drei Gleichungen und drei Unbekannte. Es ergeben sich:

$$\begin{aligned} t^* &= \frac{r_a \tan \rho}{\cos \alpha} \\ y_{\text{Boden}} &= r_a \tan \alpha \tan \rho \\ r_z(\rho) &= r - \frac{r_a}{\cos \rho} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Von Bild 2.3 ausgehend läßt sich die Rollenlänge berechnen.

$$\frac{l_{\text{Rolle}}}{2} = |\vec{r}_2| + l \quad (2.13)$$

Die Bestimmung des eingezeichneten Winkels  $\beta$  erfolgt zu:

$$\beta = \arccos \left( \frac{\vec{r}_2 \vec{r}_3}{|\vec{r}_2| |\vec{r}_3|} \right) = \arccos \left( \frac{\vec{e}_{x,\text{Rolle}} \vec{e}_z}{1} \right) = \arccos(\cos \alpha \sin \rho) \quad (2.14)$$

Die Länge  $l$  ergibt sich damit zu:

$$l = |\vec{r}_3| \cos \beta = \left( r - \frac{r_a}{\cos \rho} \right) \cos \alpha \sin \rho \quad (2.15)$$

Somit beträgt die halbe Rollenlänge

$$\frac{l_{\text{Rolle}}}{2} = \frac{r_a \tan \frac{\rho_{\max}}{2}}{\cos \alpha} + \left( r - \frac{r_a}{\cos \frac{\rho_{\max}}{2}} \right) \cos \alpha \sin \frac{\rho_{\max}}{2} = r \cos \alpha \sin \frac{\rho_{\max}}{2} + r_a \sin \alpha \tan \alpha \tan \frac{\rho_{\max}}{2} \quad (2.16)$$

Der Winkel  $\rho$  muß dabei mit  $\rho_{\max}/2$  angenommen werden. Mit dem Winkel  $\beta$  läßt sich auch der Rollenradius bestimmen:

$$r_{\text{Rolle}}(\rho) = |\vec{r}_3| \sin \beta = \left( r - \frac{r_a}{\cos \rho} \right) \sin(\arccos(\cos \alpha \sin \rho)) = (r \cos \rho - r_a) \sqrt{\sin^2 \alpha \tan^2 \rho + 1} \quad (2.17)$$

Damit ist eine Funktion des Rollenradius in Abhängigkeit des Raddrehwinkels gefunden worden. Um den maximalen sowie den minimalen Rollenradius und die Rollenlänge zu bestimmen, muß der jeweilige Raddrehwinkel des Rollenaufstandspunktes bekannt sein. Der maximale Rollenradius ergibt sich bei  $\rho=0^\circ$ , der minimale Rollenradius bei  $\rho = \pm \frac{\rho_{\max}}{2}$  (siehe Definition des Raddrehwinkels in Glg.(2.4)).

Um eine Abhängigkeit des Rollenradius von der Rollenlänge zu erreichen, müßte Glg. (2.16) nach  $\rho$  aufgelöst und in Glg. (2.17) eingesetzt werden. Dies ist jedoch analytisch nicht möglich. Daher wird Glg. (2.16) vereinfacht, indem für  $\sin \rho$  und  $\tan \rho$  Reihenentwicklungen benutzt werden. Werden die Reihenentwicklungen nach dem ersten Glied abgebrochen, gilt:  $\sin \rho \approx \tan \rho \approx \rho$  für kleine  $\rho$  (gemessen in Bogenmaß) [7]. Da die entstehenden Abweichungen beider Funktionen gegenläufig sind und in Glg. (2.16) beide Funktionen addiert werden, findet eine Kompensation der Fehler statt, so daß bis  $\rho=20^\circ$  nur ein (mit  $\rho$  ansteigender) Fehler von ca. 1% auftritt. Um genauere Werte zu bekommen, wird die entstehende Geradengleichung nicht tangential zur bisherigen Gleichung durch den Nullpunkt ( $\rho=0^\circ$ ,  $x_{\text{Rolle}}=0$ ) gelegt, sondern als Sekante durch den Nullpunkt und den exakt berechneten Punkt  $\rho = \rho_{\max}/2$  und  $l_{\text{Rolle}}/2$ . Dadurch wird der Fehler auf maximal ca. 0.5% reduziert. Mit der so vereinfachten und verallgemeinerten Glg. (2.16)

$$x_{\text{Rolle}} \approx l_{\text{Rolle}} \frac{\rho}{\rho_{\max}} = 2 \frac{\rho}{\rho_{\max}} \left( r \cos \alpha \sin \frac{\rho_{\max}}{2} + r_a \sin \alpha \tan \alpha \tan \frac{\rho_{\max}}{2} \right) \quad (2.18)$$

mit  $-\rho_{\max}/2 \leq \rho \leq \rho_{\max}/2$

folgt der Rollenradius in Abhängigkeit des Abstands  $x_{\text{Rolle}}=0 \dots l_{\text{Rolle}}/2$  vom Mittelpunkt der Rolle zum Rollende hin zu:

$$\begin{aligned} r_{\text{Rolle}} &= \left[ r \cos \left( \frac{x_{\text{Rolle}} \rho_{\max}}{l_{\text{Rolle}}} \right) - r_a \right] \sqrt{\sin^2 \alpha \tan^2 \left( \frac{x_{\text{Rolle}} \rho_{\max}}{l_{\text{Rolle}}} \right) + 1} = \\ &= \left[ r \cos \left( \frac{x_{\text{Rolle}} \rho_{\max}}{2 \left( r \cos \alpha \sin \frac{\rho_{\max}}{2} + r_a \sin \alpha \tan \alpha \tan \frac{\rho_{\max}}{2} \right)} \right) - r_a \right] \sqrt{\sin^2 \alpha \tan^2 \left( \frac{x_{\text{Rolle}} \rho_{\max}}{2 \left( r \cos \alpha \sin \frac{\rho_{\max}}{2} + r_a \sin \alpha \tan \alpha \tan \frac{\rho_{\max}}{2} \right)} \right) + 1} \end{aligned} \quad (2.19)$$

### 2.1.2 Vergleich der herkömmlichen Bauform mit der theoretisch berechneten Bauform

Um die beiden Formen miteinander vergleichen zu können, werden die unterschiedlichen Berechnungsmethoden an einer Rolle mit denselben Eckdaten angewendet. Die Größen des existierenden Rades lauten  $r=150$  mm,  $r_a=117,95$  mm,  $n=8$ ,  $\alpha=45^\circ$ ,  $\rho=-22,5^\circ \dots +22,5^\circ$ .

In der folgenden Tabelle 2.1 ist der Verlauf der Rollenbauform beider Berechnungsarten sowie der Betrag der Differenz aufgelistet.

$x_{\text{Rolle}} [\text{mm}]$	herkömmliche Form $r_{\text{Rolle}} [\text{mm}]$	theoretisch berechnete Form $r_{\text{Rolle}} [\text{mm}]$	Betrag der Differenz [mm]
0	32,05	32,05	0,00
10	31,88	31,87	0,01
20	31,38	31,32	0,06
30	30,54	30,40	0,14
40	29,36	29,11	0,25
50	27,82	27,44	0,38
60	25,92	25,38	0,54
70	23,65	22,90	0,75
75	22,36	21,54	0,82

Tabelle 2.1 Rollenradien verschiedener Bauformen

Die Rollenlänge ergibt sich nach der theoretisch berechneten Form mit den gegebenen Daten zu 150,27 mm.

Bei der theoretisch berechneten Form sinkt der Rollenradius zum Rollenende hin stärker ab als bei der herkömmlichen Form. Dies hat zur Folge, daß die Abplattung mehr zur Rollenmitte hin ausgerichtet ist, wodurch sicherlich eine geringere Wärmeentwicklung sowie eine günstigere Druckbelastung des Belages erreicht wird. Zusätzlich wird dadurch eine axiale plastische Verformung über das Rollenende hinaus ebenfalls reduziert.

Der minimale Rollenradius am Rollenende wird allerdings kleiner, wodurch der Bauraum für die Lagerung verringert wird.

Nennenswerte Differenzen treten aber erst nahe am Rollenende auf, wo die Abplattung ihr Maximum erreicht und sicherlich die Radiusdifferenz ausgleicht. Unterschiede in der Laufkultur sind deshalb kaum zu erwarten.

## 2.2 Spur der Rolle

Wird statt des körperfesten Koordinatensystems ein raumfestes Koordinatensystem benutzt, läßt sich die von der Rolle auf dem Boden hinterlassene Spur theoretisch berechnen. Das neue Koordinatensystem beschränkt sich auf eine zweidimensionale Darstellung; die y-Achse ist identisch mit der herkömmlichen y-Achse, die x-Achse ist in Fahrtrichtung gerichtet. Der einfacheren Anschauung wegen wird hier eine Geradeausfahrt gewählt. Der Berührungspunkt  $y_{\text{Boden}}$  bleibt für die Spurbetrachtung erhalten, für die x-Achsenbetrachtung muß jedoch ein neuer Zusammenhang gefunden werden. Das Rad bewegt sich geradlinig vorwärts, dann gilt:

$$x(\rho) = \frac{2\pi r \rho}{360^\circ} = r \hat{\rho} \quad (\text{in Bogenmaß}) \quad (2.20)$$

$$y(\rho) = y_{\text{Boden}} = r_a \tan \alpha \tan \rho$$

Als Beispiel werden die Größen des bisherigen Rades benutzt:  $r=150$  mm,  $r_a=117,95$  mm,  $n=8$ ,  $\alpha=45^\circ$ ,  $\rho=-22,5^\circ \dots +22,5^\circ$ .

Die Spur verläuft nicht - wie erwartet - in  $45^\circ$  zur Fortbewegungsrichtung. Für  $\rho=0^\circ$  beträgt der Winkel  $\delta$  ca.  $51,8^\circ$ , mit steigendem  $\rho$  verringert sich der Winkel  $\delta$  zwischen der y-Achse (seitlich zum Rad) und der Spur auf dem Boden.

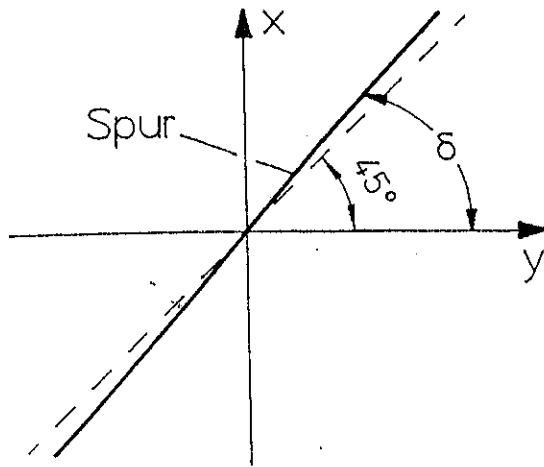


Bild 2.4 Spur der Rolle auf dem Boden bei Geradeausfahrt

$\rho$ in Grad	x in mm	y in mm	$\Delta x/\Delta y$	$\delta$ in Grad
0	0	0	-	51,8
5	13,09	10,32	1,268	51,7
10	26,18	20,80	1,259	51,5
22,5	58,90	48,86	1,206	50,3

Tabelle 2.2 Errechnete Größen der Spur

### 2.3 Winkel der Rollachse zum Boden

Die Rollachsenrichtung beträgt (siehe Glg. (2.10))

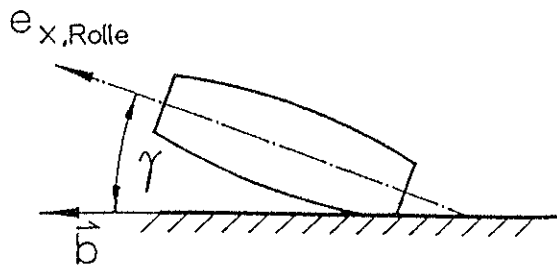
$$\vec{e}_{x_{\text{Rolle}}} = \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \rho \\ \sin \alpha \\ -\cos \alpha \sin \rho \end{pmatrix}$$

Die Bodenrichtung ergibt sich darauf bezogen als Projektion der Rollachse auf die xy-Ebene zu:

$$\vec{b} = \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \rho \\ \sin \alpha \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.21)$$

Der Winkel  $\gamma$  der Rollachse zum Boden errechnet sich aus

$$\gamma = \arccos \left( \frac{\vec{e}_{x_{\text{Rolle}}} \cdot \vec{b}}{|\vec{e}_{x_{\text{Rolle}}}| |\vec{b}|} \right) = \arccos \sqrt{\cos^2 \alpha \cos^2 \rho + \sin^2 \alpha} = 90^\circ - \beta = 90^\circ - \arccos(\cos \alpha \sin \rho) \quad (2.22)$$

Bild 2.5 Winkel  $\gamma$  der Rollenachse zum Boden

Zur Verdeutlichung dient wieder eine anschauliche Berechnung mit den schon oben benutzten Beispielgrößen  $r=150$  mm,  $r_a=117,95$  mm,  $n=8$ ,  $\alpha=45^\circ$ ,  $\rho=22,5^\circ$ :

$\gamma$ in Grad	$\alpha$ in Grad	Rollenstellung bezüglich der Felge
0	90	waagrecht
22,5	0	senkrecht
15,7	45	diagonal

Tabelle 2.3 Winkel der Rollenachse zum Boden bei verschiedenem Rollenwinkel  $\alpha$ 

Mit den gegebenen Größen tritt also eine maximale Schräglage der Rolle für  $\alpha=45^\circ$  von  $\gamma=15,7^\circ$  auf. Dieser Wert ist relevant für die resultierenden Lagerkräfte (siehe 2.4.1).

## 2.4 Krafteinleitung in die Rolle

Der Bewegungsablauf der Rolle legt die Annahme nahe, daß die Aufstandskraft immer senkrecht zur Rollenoberfläche steht.

Für eine Untersuchung ist die Steigung des Rollenformverlaufs notwendig. Damit die vertikal wirkende Aufstandskraft senkrecht zur Rollenoberfläche steht, muß die Tangente an die Rollenform am Aufstandspunkt horizontal verlaufen. Das bedeutet, daß die dort vorhandene Rollenformsteigung genauso groß sein muß, wie die Neigung  $\gamma$  der Rollenachse zum Boden.

Eine allgemeine analytische Berechnung ist infolge der Komplexität der Gleichungen nicht mehr mit vertretbarem Aufwand zu erhalten. Deshalb werden nur bestimmte Punkte eines Abrollvorganges untersucht, wobei die Rollenformsteigung an diesen Punkten mittels eines Rechenprogrammes berechnet wird. Verglichen werden soll außerdem die herkömmliche Form mit der theoretisch berechneten Form der Rolle (dabei wird der Winkel  $\gamma$  der Rollenachse zum Boden jeweils nach Abschnitt 2.3 benutzt, da ein vergleichbarer Wert für die herkömmliche Rollenform nicht vorliegt). Die Rollenformsteigungen werden entsprechend der Gln. (2.3) und (2.19) errechnet.

Als Berechnungsbeispiel dient das vorhandene Rad mit den Werten:  $r=150\text{mm}$ ,  $r_a=117,95\text{mm}$ ,  $\alpha=45^\circ$ ,  $n=8$ .

			herkömmliche Rollenform			theoretisch berechnete Rollenform		
$\rho$ in Grad	$x_{\text{Rolle}}$ in mm	$\gamma$ in Grad	Steigung st	$\arctan(\text{st})$ in Grad	$\gamma - \arctan(\text{st})$ in Grad	Steigung st	$\arctan(\text{st})$ in Grad	$\gamma - \arctan(\text{st})$ in Grad
0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	16,54	3,53	0,055	3,17	0,36	0,062	3,55	-0,02
10	33,12	7,05	0,112	6,38	0,67	0,125	7,13	-0,08
15	49,80	10,55	0,171	9,69	0,86	0,189	10,70	-0,15
20	66,63	14,00	0,234	13,17	0,83	0,257	14,41	-0,41
22,5	75,14	15,70	0,268	14,99	0,71	0,294	16,38	-0,68

Tabelle 2.4 Vergleich der herkömmlichen Form mit der theoretisch berechneten Form bezüglich der Krafteinleitung in die Rolle

Es zeigt sich, daß eine recht gute Übereinstimmung der Winkel  $\gamma$  und der Rollenformsteigungen vorhanden ist. Zum Rollenende hin wird die absolute Differenz im allgemeinen größer, was in Anbetracht der stärkeren Abplattung jedoch tolerabel ist. Die herkömmliche Form ist in jedem Fall schlechter und besitzt entgegengesetzte Fehlerabweichungen zur theoretisch berechneten Rollenform.

Für Tragkörper mit balliger Form, die der Rollenkontur entspricht, folgt daraus, daß die Richtung der Aufstandskraft senkrecht auf die Primerschicht wirkt. Bei Tragkörpern mit zylindrischer Form wächst der Winkel der Kraftichtung zur Primerschicht zum Rollenende stark an, er entspricht dem Neigungswinkel  $\gamma$  der Rollenachse zum Boden, so daß in der Klebverbindung schädliche Schubkräfte wirken.

#### 2.4.1 Lagerbelastung der Rolle

Die Kraft  $F_{\text{Last}}$  stellt die Belastung der Rolle dar. Durch die Schrägstellung der Rolle wird diese Kraft aufgespalten in eine Axialkraft  $F_{\text{axial}}$  parallel zur Rollenachse und eine Radialkraft  $F_{\text{radial}}$  senkrecht zur Rollenachse. Entscheidend für die Aufteilung dieser Kräfte ist der Winkel  $\gamma$  zwischen Rollenachse und dem Boden. Bei  $\gamma=0$ , das heißt die Rolle steht mit ihrem Mittelpunkt auf, wird die Axialkraft zu null, es existiert nur eine Radialkraft.

Die maximale Axialkraft ergibt sich zu:

$$F_{\text{axial}} = F_{\text{Last}} \sin \gamma_{\text{max}} \quad (2.23)$$

Entsprechend berechnet sich die Radialkraft zu:

$$F_{\text{radial}} = F_{\text{Last}} \cos \gamma_{\text{max}} \quad (2.24)$$

Die Lager besitzen eine Lagerbreite  $b_{\text{Lager}}$ . Aus Bild 2.6 ergeben sich die radialen Lagerkräfte  $F_{1,\text{radial}}$  und  $F_{2,\text{radial}}$  sowie die axialen Lagerkräfte  $F_{1,2,\text{axial}}$ .

$$F_{2,\text{radial}} = -F_{\text{Last}} \frac{b_{\text{Lager}}}{2(l_{\text{Rolle}} - b_{\text{Lager}})} \cos \gamma_{\text{max}} \quad (2.25)$$

$$F_{1,radial} = F_{Last} \left( 1 - \frac{b_{Lager}}{2(l_{Rolle} - b_{Lager})} \right) \cos \gamma_{max} \quad (2.26)$$

$$F_{1,2,axial} = F_{Last} \sin \gamma_{max} \quad (2.27)$$

Die Last verteilt sich im Extremfall  $\gamma_{max}$  eigentlich auf zwei Rollen, außerdem greift sie als Flächenlast in der Auflagefläche und nicht als Einzellast direkt am Rand an. Beides vermindert die Lagerbelastungen.

Zusätzliche Belastungen der Lager resultieren aus dem angreifenden Radmoment. Hier sollen jedoch nur die statischen Belastungen überschlagsmäßig betrachtet werden.

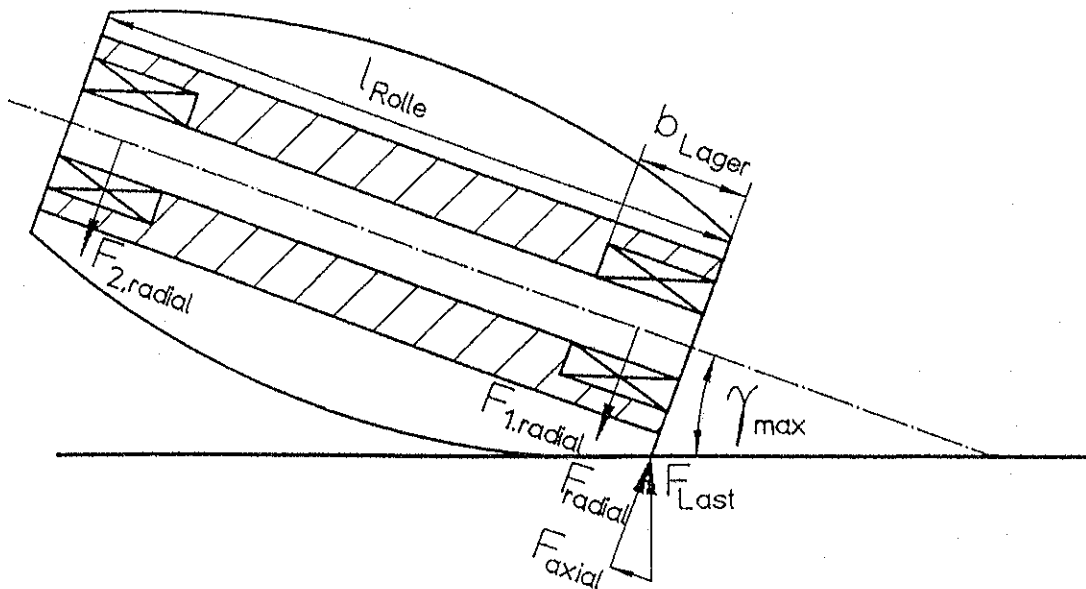


Bild 2.6 Belastung der Rolle

## 2.5 Ermittlung, ob sich die Rollen auf der Felge gegenseitig durchdringen

Entscheidend für die Größe und Bauform einer Rolle ist neben den bisher erwähnten Aspekten, ob sich zwei benachbarte Rollen auf der Felge in der berechneten Form überschneiden oder nicht.

Werden einander entsprechende Punkte auf der Rollenachse zweier benachbarter Rollen betrachtet, so ist die Strecke zwischen diesen beiden Punkten konstant. Werden die beiden Punkte entlang der Rollenachse verschoben, so dreht sich die dazwischen bestehende Strecke um die Radmitte. Die Strecke zwischen den Achsmittelpunkten zweier benachbarter Rollen wird im folgenden  $m$  genannt.

Der kürzeste Abstand zwischen zwei Rollenoberflächen schneidet die oben erwähnte Strecke  $m$ . Aufgrund der Rollensymmetrie ist dieser Schnittpunkt  $S$  der Mittelpunkt der Strecke  $m$ . Dieser Schnittpunkt ist also daraufhin zu überprüfen, ob eine Rolle mit ihrer Oberfläche an diesen Punkt  $S$  heranreicht oder ihn sogar überschreitet. In diesem Fall liegt eine Überschneidung der Rollen vor, die Rollenform muß entsprechend verändert werden.



Im folgenden werden für die Berechnung zwei benachbarte Rollen A und B betrachtet. Der Verbindungsvektor  $\vec{m}$ , der die Strecke  $m$  darstellt, ergibt sich aus der Differenz der Vektoren von der Radmitte zu den beiden Rollenachsmitten zu:

$$\vec{m} = \vec{r}_{0B} - \vec{r}_{0A} = -r_a \begin{pmatrix} \sin(\rho + \rho_{\max}) \\ 0 \\ \cos(\rho + \rho_{\max}) \end{pmatrix} + r_a \begin{pmatrix} \sin \rho \\ 0 \\ \cos \rho \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

Zur einfacheren Berechnung soll gelten  $\rho = 0^\circ$ , was die Gültigkeit nicht einschränkt, die Berechnung jedoch stark vereinfacht. Dann wird aus Glg. (2.28)

$$\vec{m} = r_a \begin{pmatrix} -\sin \rho_{\max} \\ 0 \\ 1 - \cos \rho_{\max} \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

Der Vektor von der Radmitte zum Mittelpunkt S des Vektors  $\vec{m}$  errechnet sich zu:

$$\vec{s} = \vec{r}_{0A} + \frac{1}{2} \vec{m} = -r_a \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} + \frac{r_a}{2} \begin{pmatrix} -\sin \rho_{\max} \\ 0 \\ 1 - \cos \rho_{\max} \end{pmatrix} \quad (2.30)$$

Dieser Vektor wird für die weitere Berechnung in Rollenkoordinaten umgerechnet.

$$\vec{s}_{\text{Rolle}} = \vec{A} \left( \vec{s} + r_a \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \right) = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \frac{r_a}{2} \begin{pmatrix} -\sin \rho_{\max} \\ 0 \\ 1 - \cos \rho_{\max} \end{pmatrix} = \frac{r_a}{2} \begin{pmatrix} -\sin \rho_{\max} \cos \alpha \\ \sin \rho_{\max} \sin \alpha \\ 1 - \cos \rho_{\max} \end{pmatrix} \quad (2.31)$$

Der kürzeste Abstand zwischen dem Punkt S und der Rollenachse ist der Rollenradius, der sich aus der y- und z-Komponente von  $\vec{s}_{\text{Rolle}}$  zusammensetzt:

$$r_{\text{Rolle},S} = \frac{r_a}{2} \sqrt{\sin^2 \rho_{\max} \sin^2 \alpha + (1 - \cos \rho_{\max})^2} \quad (2.32)$$

Der Abstand von der Rollenmitte bis zu dem Punkt auf der Rollenachse, der senkrecht unter dem Punkt S liegt, repräsentiert die x-Komponente von  $\vec{s}_{\text{Rolle}}$ :

$$x_{\text{Rolle},S} = -\frac{r_a}{2} \sin \rho_{\max} \cos \alpha \quad (2.33)$$

Damit sich die Rollenoberflächen nicht überschneiden, muß nun gelten:

$$r_{\text{Rolle},S} > r_{\text{Rolle}}(x_{\text{Rolle},S}) + 2mm \quad (2.34)$$

Aus Sicherheitsgründen sollte der Abstand zwischen den Rollen mindestens vier mm (siehe Glg. (2.34)) betragen, falls sich Partikel in den Rollen festsetzen und auf diese Weise den Rollenradius erhöhen.

## 2.5.1 Ermittlung, ob sich die Rollen mit der Felgenform überschneiden

Die Felgenkontur muß einen entsprechenden Radius aufweisen, damit sich die Rollen frei auf der Felge drehen können. Im folgenden soll deshalb der Abstand zwischen der felgenseitigen Rollenoberfläche und der Felgenoberfläche betrachtet werden.

Dazu wird als erster maßgeblicher Wert die Strecke vom Radmittelpunkt bis zur felgenseitigen Rollenoberfläche bestimmt.

$$r_{i,Rolle} = r_a - r_{Rolle}(x_{Rolle}) = r_a - \left[ r \cos\left(\frac{x_{Rolle} \rho_{\max}}{l_{Rolle}}\right) - r_a \right] \sqrt{\sin^2 \alpha \tan^2\left(\frac{x_{Rolle} \rho_{\max}}{l_{Rolle}}\right) + 1} \quad (2.35)$$

Glg. (2.35) gibt diesen Abstand in Abhängigkeit des Abstands  $x_{Rolle}$  von der Achsmittle in Achsrichtung an. Entsprechend muß nun der Abstand zur Felge berechnet werden. Zum besseren Verständnis dient das Bild 2.7.

Zunächst wird in der Draufsicht der Abstand zwischen der Felgenmittelachse und dem Außenrand in Abhängigkeit von  $x_{Rolle}$  bestimmt (Schritt 1 und 2).  $r_{\text{außen}}$  ist dabei der Radius des Außenrandes der Felge. Im Abstand  $i$  von der Radmitte entfernt befindet sich der Drehpunkt des Radius (siehe Bild 2.7).

$$r_{i,Felge} = i - \sqrt{r_{\text{außen}}^2 - x_{Rolle}^2} \sin^2 \alpha \quad (2.36)$$

Anschließend wird dieses Maß auf die Seitenansicht der Felge heruntergelotet (Schritt 3). Der entstehende Radius wird um die Felgenachse gedreht (Schritt 4). In Schritt 5 wird der momentane Bezugspunkt auf der Rollenachse auf die Seitenansicht der Felge heruntergelotet. Der Schnittpunkt zwischen dieser Geraden und dem gedrehten Radius ergibt den gesuchten Abstand der Felgenoberfläche vom Radmittelpunkt  $r_{i,Felge}$  in Abhängigkeit vom momentanen Bezugspunkt  $x_{Rolle}$  auf der Rollenachse.

$$r_{i,Felge} = \sqrt{r_{i,Felge}^2 - x_{Rolle}^2} \cos^2 \alpha = \sqrt{i^2 + r_{\text{außen}}^2 - x_{Rolle}^2 - 2i \sqrt{r_{\text{außen}}^2 - x_{Rolle}^2} \sin^2 \alpha} \quad (2.37)$$

Damit keine Überschneidungen auftreten, muß gelten:

$$r_{i,Rolle} > r_{i,Felge} + 4mm \quad (2.38)$$

Wie schon zuvor im letzten Abschnitt sollte aus Sicherheitsgründen der Abstand zwischen den Rollen und der Felge mindestens vier mm (siehe Glg. (2.38)) betragen, falls sich Partikel in den Rollen festsetzen und auf diese Weise den Rollenradius erhöhen.

Weiterhin ist darauf zu achten, daß die Achsaufnahmen nicht in die benachbarte Rolle hineinragen, also möglichst entlang am Umfang des Felgenkörpers (am Rand) auslaufen.

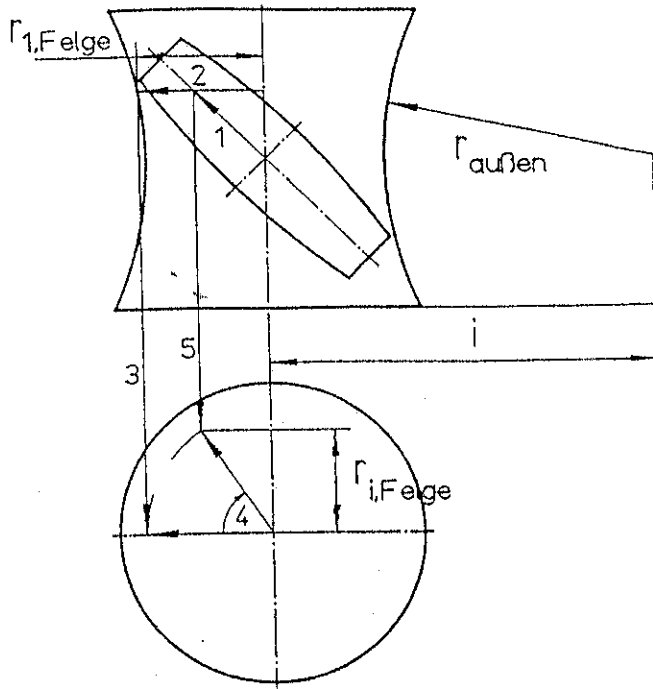


Bild 2.7 Ermittlung, ob sich die Rollen mit der Felgenform überschneiden

## 2.6 Auslegungskriterien für Mecanumrad-Rollen

Die oben erarbeiteten theoretischen Erkenntnisse können für die Auslegung einer neuen Rolle und einer dazu passenden Felge genutzt werden.

Mit den grundlegenden Lagerbelastungen aus Abschnitt 2.4.1 ist eine Abschätzung der benötigten Lagergröße möglich. Damit wird der Rollenendenradius festgelegt, der entscheidend für die gesamte Rollen- und Radgeometrie ist.

$$r_{\text{Rollenende,min}} = 0,5(\text{Lagerdurchmesser} + \text{Tragkörperdicke am Rollenende} + \text{Belagdicke}) \quad (2.39)$$

Die Anzahl der Rollen pro Rad ist mit Einschränkungen frei wählbar, die bisher verwendeten acht Rollen stellen jedoch einen vernünftigen Mittelweg dar.

Die Rollenlänge ergibt sich direkt aus der Rollenanzahl, sie kann aber vergrößert werden, um einen gewissen Grad an Überdeckung zu erreichen, was die kritische Rollenbelastung am Rollenende verringert. Die Rollenform sollte im Überhangbereich noch stärker abfallen als im belasteten Bereich, um eine Abplattung und die wegen der erhöhten Überdeckung zusätzlich anfallenden Walkarbeit möglichst gering zu halten. Deshalb sollte der Überhang als Radius ausgeführt werden, der am Ende der Rolle etwa 2 mm unterhalb der regulären Form endet. Eine längere Rolle besitzt jedoch aufgrund der zum Rollenende immer stärker abfallenden Form bei gleichem maximalen Durchmesser geringere Rollenendenradien, was rasch zu Einbauschwierigkeiten der Lager führt.

Wesentlich für die Einsetzbarkeit ist die Ermittlung der gegenseitigen Überschneidung der Rollen sowie die Überschneidung der Rollen mit der Felge. Letzteres kann aber mit recht einfachen Mitteln der Felgenformgebung vermieden werden.

Der Rollenwinkel  $\alpha$  wird im allgemeinen im Bereich von  $45^\circ$  liegen und soll für die weitere Betrachtung als konstant angenommen werden.

Damit bleiben als wesentliche Einflußfaktoren der Rollenendenradius und der Abstand zwischen den Rollen übrig.

Wichtige Eckdaten sind der Radradius  $r$  und der Abstand  $r_a$ . Da die hergeleiteten Gleichungen analytisch nicht lösbar sind, müssen die Daten der Rolle interpoliert werden, was sehr aufwendig ist. Deshalb soll ein vereinfachendes graphisches Verfahren angewendet werden.

Der minimale Rollenendenradius (Glg. 2.39) ist bekannt. Es wird der Rollenendenradius  $r_{Rolle}$  über dem Abstand  $r_a$  aufgetragen. In das Diagramm werden die tatsächlichen Rollenradien (Glg. (2.19)) in Abhängigkeit verschiedener Radradien  $r$  aufgetragen. Dabei wird für die Variable  $x_{Rolle}$  die halbe Rollenlänge (Glg. (2.18)), zu der wahlweise ein Überhang addiert werden kann, eingesetzt.

Im Diagramm (Bild 2.8) kommen also diese Kombinationen von Radradius  $r$  und Abstand  $r_a$  in Betracht, wo der Rollenendenradius größer als der minimale Rollenendenradius ist. Sämtliche Kombinationen oberhalb der eingezeichneten Grenzlinie sind möglich.

Für die Abstandsbedingung zwischen den Rollen wird ein ähnliches Diagramm erstellt. Jetzt wird der Rollenradius an der Stelle  $x_{Rolle,S}$  über dem Abstand  $r_a$  aufgetragen. Der in Glg. (2.34) ermittelte Abstand  $r_{Rolle,S}$  wird in das Diagramm eingetragen.

Erneut werden die entsprechenden Rollenradien (Glg. (2.19)) in Abhängigkeit verschiedener Radradien  $r$  aufgetragen. Dabei wird für die Variable  $x_{Rolle}$  in diesem Fall der Abstand  $x_{Rolle,S}$  (Glg. (2.33)) eingesetzt.

Entsprechend Glg. (2.34) kommen also Kombinationen von Radradius  $r$  und Abstand  $r_a$  im Diagramm (Bild 2.9) in Betracht, wo der Rollenradius kleiner als der Abstand  $r_{Rolle,S}$  (Glg. (2.32)) (dickere Grenzlinie) minus zwei mm ist (dünne Hilfslinie, als Sicherheitsabstand eingefügt). Sämtliche Kombinationen unterhalb der eingezeichneten dicken Grenzlinie, besser noch unterhalb der dünnen Hilfslinie, sind möglich.

Mittels beider Diagramme können nun recht einfach Kombinationen von Radradius  $r$  und Abstand  $r_a$  gefunden werden, die beiden Forderungen genügen.

Um die Erstellung der Diagramme besser nachvollziehen zu können, sind im folgenden die wesentlichen Programmroutinen aufgelistet:

#### Programmroutine für Diagramm 1:

```

REM *****Variablendeklaration*****
n=8
alpha=pi/180*45
phimax=pi/180*360/n
ramin=80                                REM *****Bereich für ra angeben*****
rmax=180
rmin=100                                 REM *****Bereich für r angeben*****
rmax=200
ue=10                                    REM *****Rollen-Überhang angeben*****
rrollemin=26
REM*****Rollenendenradius rRollenende,min aufragen*****
for x=ramin to rmax step 1
  Plot x, rrollemin
  Plot x, rrollemin+2
next x
REM *****Rollenradien y in Abhängigkeit verschiedener Radradien r und Abständen ra aufragen*****
for r=rmin to rmax step 5
  for x=ramin to rmax step 1
    abk=(r*sin(phimax/2)*cos(alpha)+x*sin(alpha)*tan(alpha)*tan(phimax/2)+ue)/
      /(r*cos(alpha)+x*sin(alpha)*tan(alpha))
    y=(r*cos(abk)-x)*sqrt(sin(alpha)*sin(alpha)*tan(abk)*tan(abk)+1)
    Plot x, y
  next x
next r

```

**Programmroutine für Diagramm 2:**

```

REM *****Variablendeklaration*****
n=8
alpha=pi/180*45
phimax=pi/180*360/n
ramin=80
ramax=180
rmin=100
rmax=200
REM *****Bereich für ra angeben*****
REM *****Bereich für r angeben*****
REM *****Abstand rRolle,s aufragen*****
for x=ramin to ramax step 1
  y=0.5*x*sqrt(sqrt(sin(phimax))*sqrt(sin(alpha))+(1-cos(phimax))^2)
  Plot x, y
  Plot x, y-2
next x
REM *****Rollenradien y in Abhängigkeit verschiedener Radradien r und Abständen ra aufragen*****
for r=rmin to rmax step 5
  for x=ramin to ramax step 1
    abk=0.5*x*sin(phimax)*cos(alpha)/(r*cos(alpha)+x*sin(alpha)*tan(alpha))
    y=(r*cos(abk)-x)*sqrt(sin(alpha)*sin(alpha)*tan(abk)*tan(abk)+1)
    Plot x, y
  next x
next r

```

r und ra bei gegebenem Rollenendenradius

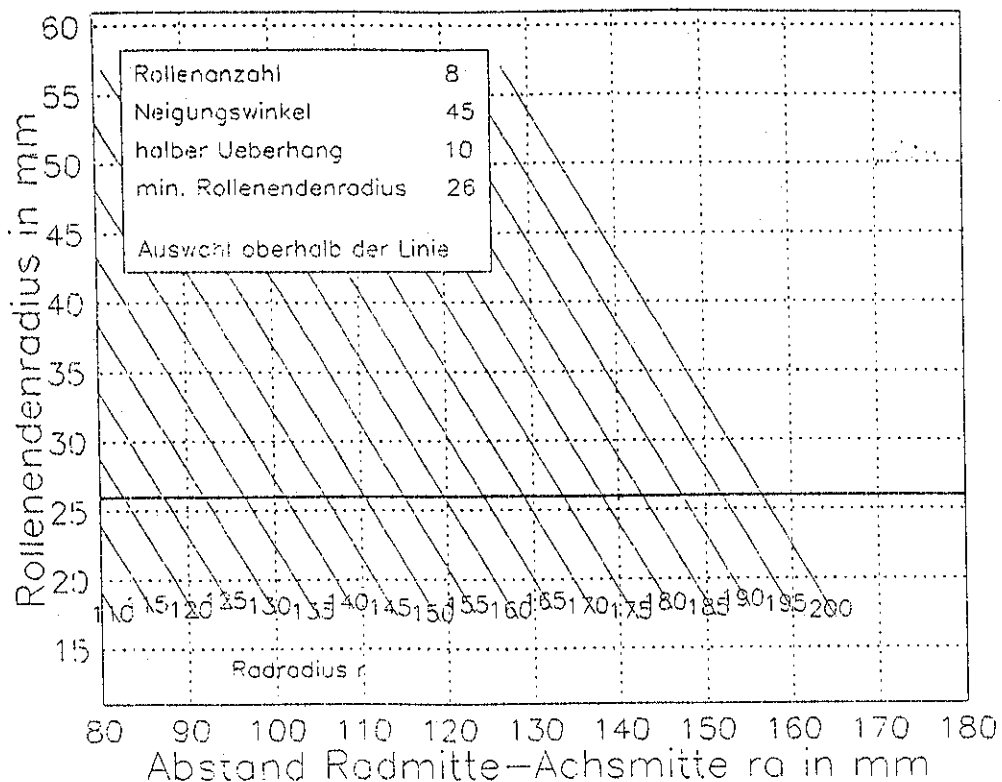


Bild 2.8 Kombinationen von  $r$  und  $r_a$  bei gegebenem Rollenendenradius

$r$  und  $r_a$  fuer die Ueberschneidungsgrenze der Rollen

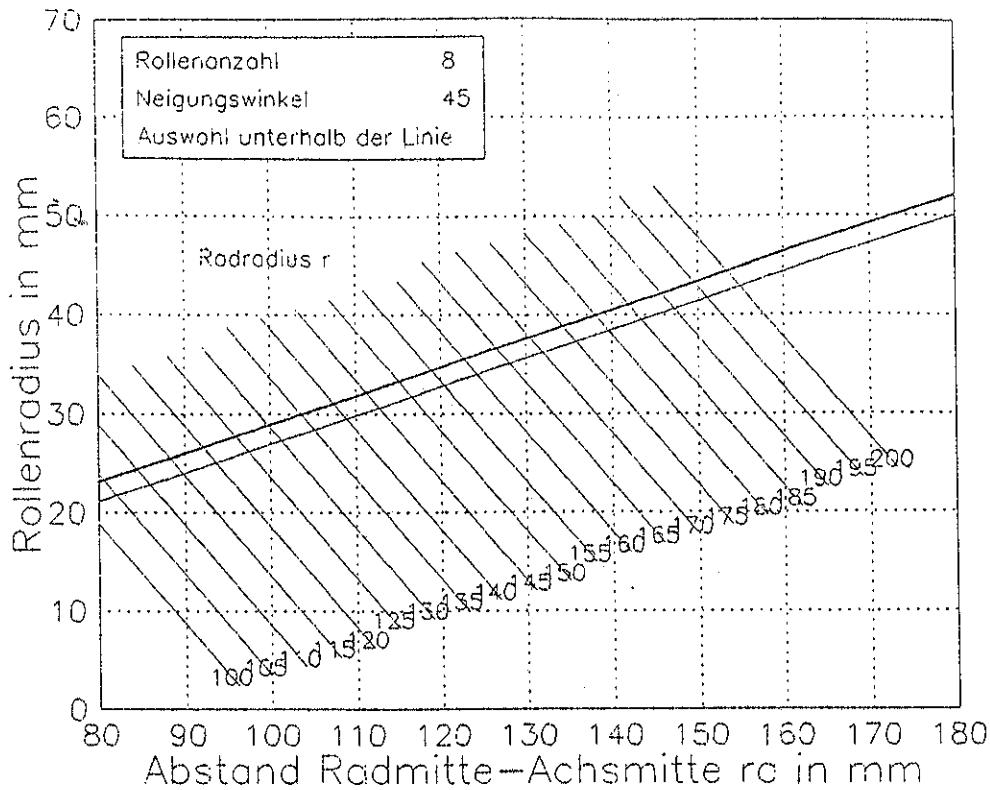


Bild 2.9 Kombinationen von  $r$  und  $r_a$  fuer die Ueberschneidungsgrenze der Rollen

## 2.7 Fahrzeugkinematik

Im Gegensatz zu den vorherigen Abschnitten wird im folgenden das gesamte Fahrzeug mit vier Mecanumrädern betrachtet. Um gewünschte Bewegungen des Fahrzeugs zu erreichen, ist ein gezieltes Zusammenspiel der einzelnen Raddrehungen erforderlich. Für alle vier Räder werden nun Rollbedingungen formuliert, die den Zusammenhang zwischen der Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs  $\dot{\Phi}_0$  (Rotation), der Translationsgeschwindigkeiten  $\dot{x}_0, \dot{y}_0$ , der Raddrehgeschwindigkeit  $\dot{\phi}_i$  und der Rollendrehgeschwindigkeit  $\dot{\psi}_i$  beschreiben. Dabei wird vom Idealfall des reinen Rollens im Berührungspunkt  $B_i$  ausgegangen, d. h. der Schlupf wird vernachlässigt.

Die Bewegung des Fahrzeugs ist gegeben durch:

$$\text{Rotation: } \vec{\omega}_0 = \dot{\Phi}_0 \vec{e}_{z_0} \quad \text{Translation: } \vec{v}_0 = \dot{x}_0 \vec{e}_{x_0} + \dot{y}_0 \vec{e}_{y_0} \quad (2.40)$$

Der Rollenwinkel  $\alpha$  ist bei den Rädern 1 und 3 positiv, bei den Rädern 2 und 4 negativ. Dieser Sachverhalt ist bei den folgenden Rechnungen stets zu beachten!

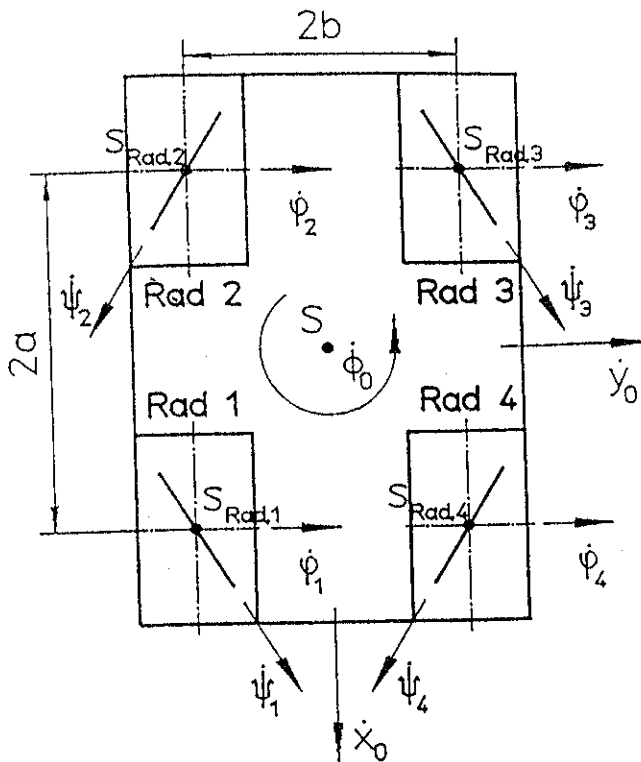


Bild 2.10 Bezeichnungen und Geschwindigkeiten am Fahrzeug mit vier Mecanumrädern

Die für die Berechnung relevanten Abstände zwischen Fahrzeugschwerpunkt und den einzelnen Radschwerpunkten ergeben sich zu:

$$SS_{Rad,1} = \begin{pmatrix} a \\ -b \\ -c \end{pmatrix}, \quad SS_{Rad,2} = \begin{pmatrix} -a \\ -b \\ -c \end{pmatrix}, \quad SS_{Rad,3} = \begin{pmatrix} -a \\ b \\ -c \end{pmatrix}, \quad SS_{Rad,4} = \begin{pmatrix} a \\ b \\ -c \end{pmatrix} \quad (2.41)$$

Dabei ist der vertikale Abstand  $c$  für die weitere Betrachtung irrelevant. Der Berührungspunkt  $B$  stellt gleichzeitig den Momentanpol dar, d.h. die Geschwindigkeit in diesem Punkt ist null. Damit ergibt sich die Gleichung für das Rad 1 zu:

$$\bar{v}_{B_1} = \bar{0} = \bar{\omega}_0 \times SB_1 + \dot{\phi}_1 \times S_{Rad,1}B_1 + \dot{\psi}_1 \times S_{Rolle,1}B_1 + \dot{x}_0 \bar{e}_{x_0} + \dot{y}_0 \bar{e}_{y_0} \quad (2.42)$$

Die Gleichung wird im Rad- bzw. Fahrzeugkoordinatensystem ausgewertet. Dabei muß der Anteil  $\dot{\psi}_1 \times S_{Rolle,1}B_1$  aus dem Rollenkoordinatensystem umgerechnet werden. Die Rollendrehgeschwindigkeit und der Abstand ergeben sich mit den Gln. (2.9) bzw. (2.11) umgerechnet zu:

$$\begin{pmatrix} \dot{\psi}_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \Rightarrow \dot{\psi}_1 \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \rho \\ \sin \alpha \\ -\cos \alpha \sin \rho \end{pmatrix} \quad S_{Rolle,1}B_1 \Rightarrow \begin{pmatrix} r_a \sin \rho \\ r_a \tan \alpha \tan \rho \\ r_a \cos \rho - r \end{pmatrix} \quad (2.43)$$

Glg. (2.42) lautet dann:

$$\bar{o} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\Phi}_0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} a \\ -b + r_a \tan \alpha \tan \rho \\ -c - r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\phi}_1 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ r_a \tan \alpha \tan \rho \\ -r \end{pmatrix} + \dot{\phi}_1 (r \cos \rho - r_a) \begin{pmatrix} -\frac{\sin \alpha}{\cos \rho} \\ \cos \alpha \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{x}_0 \\ \dot{y}_0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.44)$$

Bei den anderen Rädern zwei bis vier ergeben sich äquivalente Gleichungen, die sich nur in den Vorzeichen der Radstände (Glg. (2.41)) unterscheiden. Für die einzelnen Koordinatenachsen entstehen die folgenden Gleichungen, wobei für die Räder eins bis vier die Vorzeichen von oben nach unten gelten:

$$\begin{aligned} x: \quad & \dot{\Phi}_0 \begin{pmatrix} + \\ + \\ - \\ - \end{pmatrix} b - r_a \tan \alpha \tan \rho - \dot{\phi}_i r - \dot{\psi}_i (r \cos \rho - r_a) \frac{\sin \alpha}{\cos \rho} + \dot{x}_0 = 0 \\ y: \quad & \dot{\Phi}_0 \begin{pmatrix} + \\ - \\ - \\ + \end{pmatrix} a + \dot{\psi}_i (r \cos \rho - r_a) \cos \alpha + \dot{y}_0 = 0 \\ z: \quad & 0 = 0 \end{aligned} \quad (2.45) \quad \text{mit } i = 1..4$$

Somit entstehen insgesamt acht Gleichungen. Werden diese ausgewertet, ergeben sich die Beziehungen:

$$\frac{\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2}{\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4} = \frac{\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2}{\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_4}, \quad \frac{\dot{\psi}_1 + \dot{\psi}_2}{\dot{\psi}_3 + \dot{\psi}_4} = 1, \quad \dot{\psi}_1 = \dot{\psi}_4, \quad \dot{\psi}_2 = \dot{\psi}_3 \quad (2.46)$$

Die Rollen vorn bzw. hinten besitzen gleiche Rollendrehgeschwindigkeiten; die Summe der Rollendrehgeschwindigkeiten beider Seiten sind gleich.

Werden die y-Komponenten aus Glg. (2.45) nach der Rollendrehgeschwindigkeit aufgelöst, ergibt sich

$$\dot{\psi}_i = -\frac{\dot{\Phi}_0 \begin{pmatrix} + \\ - \\ - \\ + \end{pmatrix} a + \dot{y}_0}{(r \cos \rho - r_a) \cos \alpha} \quad \text{mit } i = 1..4 \quad (2.47)$$

Nach Einsetzung dieser Glg. in die x-Komponente von Glg. (2.45) folgt die Raddrehgeschwindigkeit für alle Räder zu:

$$\dot{\phi}_i = \frac{1}{r} \left[ \dot{\Phi}_0 \begin{pmatrix} + \\ + \\ - \\ - \end{pmatrix} b - r_a \tan \alpha \tan \rho \begin{pmatrix} + \\ - \\ - \\ + \end{pmatrix} \frac{\tan \alpha}{\cos \rho} + \dot{y}_0 \frac{\tan \alpha}{\cos \rho} + \dot{x}_0 \right] \quad \text{mit } i = 1..4 \quad (2.48)$$



Anhand dieser Gleichungen können extreme Fahrsituationen anschaulich dargestellt werden:

$$\text{Geradeausfahrt: } \dot{\Phi}_0 = 0, \dot{y}_0 = 0, \dot{x}_0 \neq 0 \Rightarrow \dot{\psi}_i = 0, \quad \dot{\phi}_i = \frac{1}{r} \dot{x}_0 \quad (2.49)$$

$$\text{Seitwärtsfahrt: } \dot{\Phi}_0 = 0, \dot{x}_0 = 0, \dot{y}_0 \neq 0 \Rightarrow \dot{\psi}_i = \frac{\dot{y}_0}{(r \cos \rho - r_a) \cos \alpha}, \quad \dot{\phi}_i = \frac{1}{r} \dot{y}_0 \frac{\tan \alpha}{\cos \rho} \quad (2.50)$$

$$\begin{aligned} \text{Drehen auf der Stelle: } \dot{x}_0 = 0, \dot{y}_0 = 0, \dot{\Phi}_0 \neq 0 \Rightarrow \dot{\psi}_i &= \frac{\dot{\Phi}_0 \begin{pmatrix} + \\ - \\ - \\ + \end{pmatrix}}{(r \cos \rho - r_a) \cos \alpha}, \\ \dot{\phi}_i &= \frac{1}{r} \dot{\Phi}_0 \left[ \begin{pmatrix} + \\ + \\ - \\ - \end{pmatrix} - r_a \tan \alpha \tan \rho \begin{pmatrix} + \\ - \\ - \\ + \end{pmatrix} \frac{\tan \alpha}{\cos \rho} \right] \end{aligned} \quad (2.51)$$

Bei der Geradeausfahrt stehen die Rollen still, sie drehen sich nicht. Die Räder drehen alle in die gleiche Richtung mit konstanter Drehgeschwindigkeit entsprechend der Rollbedingung.

Bei der Seitwärtsfahrt drehen sich die Rollen alle in die gleiche Richtung (aufgrund der geraden cos-Funktion) aber mit veränderlicher Geschwindigkeit, die von  $\cos \rho$  abhängt. Die Räder eins und drei (diagonal) sowie zwei und vier drehen sich jeweils in die entgegengesetzte Richtung, bedingt durch  $\tan \alpha$ . Außerdem ist die Drehgeschwindigkeit von  $\cos \rho$  abhängig.

Die Drehung des Fahrzeugs auf der Stelle ist wesentlich schwieriger zu durchschauen, da durch die unterschiedlichen Vorzeichen bei den Rädern die jeweils resultierende Drehrichtung nicht eindeutig zuzuordnen ist. Die Rollen eins und vier (vorn) sowie zwei und drei (hinten) drehen sich jeweils in die entgegengesetzte Richtung mit veränderlicher Drehgeschwindigkeit. Für die Raddrehrichtung ist das Vorzeichen des Klammerausdruckes entscheidend. Für "herkömmliche" Fahrzeuge gilt im allgemeinen:

$$\left| a \frac{\tan \alpha}{\cos \rho} \right| > b > |r_a \tan \alpha \tan \rho| \quad (2.52)$$

Werden die Vorzeichen der einzelnen Glieder aufgetragen, so ergibt sich unter Berücksichtigung des Rollenwinkels  $\alpha$  und der Abschätzung aus Glg. (2.52) für die vier Räder:

$$\begin{aligned} 1: & + \quad - \quad + \quad \Rightarrow + \\ 2: & + \quad + \quad + \quad \Rightarrow + \\ 3: & - \quad - \quad - \quad \Rightarrow - \\ 4: & - \quad + \quad - \quad \Rightarrow - \end{aligned}$$

Demnach besitzen die Räder eins und zwei (links) sowie drei und vier (rechts) jeweils entgegengesetzte Drehrichtungen, wobei die Drehgeschwindigkeiten veränderlich sind.

Werden die Ergebnisse der Räderdrehrichtungen mit Bild 1.1 verglichen, zeigt sich die erwartete Übereinstimmung. Andere Fahrbewegungen sind aufgrund der komplexen Gleichungen nicht mehr übersichtlich darzustellen.

In der Praxis werden im Gegensatz zu oben die Raddrehzahlen aus Steuerungsgründen konstant gehalten. Dies hat äquivalent zu den hergeleiteten Gleichungen Schwankungen und Abweichungen der Rotations- bzw. Translationsbewegungen zur Folge, welche aber durch andere Einflüsse wie Unebenheiten, ungleiche Gewichtsverteilungen und ähnliches nahezu vollständig überdeckt werden.

Im folgenden wird der umgekehrte Weg beschritten; aus gegebenen Radgeschwindigkeiten sollen die Rollen-, Rotations- und Translationsgeschwindigkeiten bestimmt werden. Ist  $n$  die Anzahl der Räder, so liegen  $2n$  Gln. vor ( $x$ - und  $y$ -Komponenten, Glg. 2.45). Gegeben werden zunächst die vier Raddrehgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Parameter  $\dot{x}_0, \dot{y}_0, \dot{\Phi}_0, \dot{\psi}_i$ . Für diese  $n+3$  Unbekannte ergibt sich demnach eine eindeutige Lösung für  $n=3$ . Mit den Abkürzungen

$$A_i = \begin{pmatrix} + \\ +b \\ - \\ - \end{pmatrix} - r_a \tan \alpha \tan \rho \begin{pmatrix} + \\ - \\ - \\ + \end{pmatrix} \frac{\tan \alpha}{\cos \rho}, \quad B_i = \frac{\tan \alpha}{\cos \rho} \quad (2.53)$$

entsteht das Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{\phi}_3 \end{pmatrix} = \frac{1}{r} \begin{pmatrix} A_1 & B_1 & 1 \\ A_2 & B_2 & 1 \\ A_3 & B_3 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\Phi}_0 \\ \dot{y}_0 \\ \dot{x}_0 \end{pmatrix} = \frac{1}{r} \bar{D} \begin{pmatrix} \dot{\Phi}_0 \\ \dot{y}_0 \\ \dot{x}_0 \end{pmatrix} \quad (2.54)$$

Das Gleichungssystem läßt sich lösen mit den Determinanten

$$\begin{aligned} \Delta &= \det \bar{D} = A_1 B_2 - A_2 B_1 + A_2 B_3 - A_3 B_2 + A_3 B_1 - A_1 B_3 \\ \Delta_1 &= \dot{\phi}_1 (B_2 - B_3) + \dot{\phi}_2 (B_3 - B_1) + \dot{\phi}_3 (B_1 - B_2) \\ \Delta_2 &= \dot{\phi}_1 (A_3 - A_2) + \dot{\phi}_2 (A_1 - A_3) + \dot{\phi}_3 (A_2 - A_1) \\ \Delta_3 &= \dot{\phi}_1 (A_2 B_3 - A_3 B_2) + \dot{\phi}_2 (A_3 B_1 - A_1 B_3) + \dot{\phi}_3 (A_1 B_2 - A_2 B_1) \end{aligned} \quad (2.55)$$

Es folgen

$$\dot{\Phi}_0 = r \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad \dot{y}_0 = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad \dot{x}_0 = \frac{\Delta_3}{\Delta} \quad (2.56)$$

Für das vierte Rad folgt zwangsweise

$$\dot{\phi}_4 = \frac{1}{r} (A_4 \dot{\Phi}_0 + B_4 \dot{y}_0 + \dot{x}_0) \quad (2.57)$$

Die Ausmultiplikation der Ergebnisse würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Die Rollendrehgeschwindigkeiten folgen aus den erhaltenen Ergebnissen der Rotations- und Translationsgeschwindigkeiten.

Werden die Rollendrehgeschwindigkeiten einmal vorausgesetzt, so lassen sich  $\dot{\Phi}_0$  und  $\dot{y}_0$  auf gleiche Weise diesmal recht einfach bestimmen. Da jeweils zwei Rollendrehgeschwindigkeiten einander entsprechen (Glg. (2.46)), reicht es aus, zwei unterschiedliche Rollen zu berechnen. Es entsteht das Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} \dot{\psi}_1 \\ \dot{\psi}_2 \end{pmatrix} = \frac{1}{(r \cos \rho - r_a) \cos \alpha} \begin{pmatrix} a & 1 \\ -a & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\Phi}_0 \\ \dot{y}_0 \end{pmatrix} = \frac{1}{(r \cos \rho - r_a) \cos \alpha} \bar{D} \begin{pmatrix} \dot{\Phi}_0 \\ \dot{y}_0 \end{pmatrix} \quad (2.58)$$

Daraus ergibt sich

$$\dot{\Phi}_0 = \frac{(\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2)(r \cos \rho - r_a) \cos \alpha}{2a}, \quad \dot{y}_0 = \frac{(\dot{\psi}_1 + \dot{\psi}_2)(r \cos \rho - r_a) \cos \alpha}{2} \quad (2.59)$$

Die erhaltenen Gleichungen korrelieren selbstverständlich mit den Glgn. (2.47) und (2.48). Die Glgn. zeigen deutlich, daß die Rotations- bzw. Translationsgeschwindigkeit vom  $\cos \alpha$  abhängen, d.h. bei gleicher Rollendrehgeschwindigkeit kann durch Verkleinern des Rollenwinkels  $\alpha$  die Fortbewegungsart des Fahrzeugs gesteigert werden. Auf diese Weise wäre eine Belastungsverringerung der Rolle (geringere Drehgeschwindigkeit, weniger Schlupf und Walkarbeit bei gleicher Fahrzeuggeschwindigkeit) möglich.

### 3 Prüfstand

Der Einsatz von Fahrzeugen mit Mecanumrädern hat gezeigt, daß die Manövrierfähigkeit den Erwartungen entspricht, die Standzeiten der Rollen mit ca. zwölf Wochen (das entspricht einer reinen Betriebszeit von etwa 300 Stunden) jedoch weitaus zu gering sind.

Als Schaden tritt in erster Linie eine Ablösung des Rollenbelags vom metallischen Tragkörper auf, wobei die Ablösung an den Rollenden beginnt. Dadurch kommt es bei der Drehung der Rolle im Betrieb zu starken Verformungen des Belags; da zwischen Belag und Tragkörper keine feste Verbindung mehr besteht, wird der Belag bei der Rollendrehung regelrecht "vor sich hergeschoben", was die Ablösung weiter beschleunigt.

Eine weitere Schadensursache ist das Klemmen der Lager, wodurch eine Drehung der Rolle im schlimmsten Fall nicht mehr möglich ist und die Belagbelastung stark ansteigt. Eine unzureichende Schmierung der Lager, das Eindringen von Fremdkörpern und nicht korrekte Lagerspiele sind die wichtigsten der möglichen Ursachen für einen Ausfall der Lager.

In der Praxis ist es kaum möglich, derartige Schäden frühzeitig durch Kontrollen festzustellen, da die Mecanumräder in der Regel mit einer Schutzverkleidung (Bumper) versehen sind. Eine Kontrolle ist damit sehr arbeits- und zeitintensiv. Erst durch auftretende Geräusche und Fahrungenauigkeiten fallen die erwähnten Schäden auf.

Aus den oben dargestellten Gründen war man bisher nicht in der Lage, die Entwicklung der Rollenzerstörung und deren Ursachen genauer zu untersuchen.

Deshalb soll ein Prüfstand konzipiert werden, der den Einsatz der Mecanumräder simuliert und gleichzeitig eine fortwährende Kontrollmöglichkeit sowie umfassende Meßmöglichkeiten zur Verfügung stellt.

#### 3.1 Anforderungen an den Prüfstand

An den Prüfstand werden gewisse Anforderungen gestellt, die bei der Konstruktion berücksichtigt werden müssen. Deshalb wird eine Anforderungsliste erarbeitet, in der die notwendigen Eigenschaften und Randbedingungen sowie deren Verbindlichkeit zusammengestellt sind.

In den nachfolgenden Abschnitten werden die entsprechenden Anforderungen bei der Konstruktion, der technischen Auslegung sowie den Meßmöglichkeiten berücksichtigt.

Produkt: Prüfstand Mecanumrad					
Anforderungsliste					
Gliederung	Nr.	Bezeichnung	Werte, Daten	Art	Ab-schnitt
Funktion					
Geometrie	1.1	Aufbau mit lösbaren Verbindungen		W	
	1.2	Anbaumöglichkeit von Stützlenkrädern		W	
	1.3	Betrieb ist starr oder gefedert möglich		F	3.3.5
	1.4	Austauschbarkeit der Rollen		F	4.2.1
	1.5	Austauschbarkeit der Felgen (evt. mit Adapter)		F	
Kräfte	1.6	stufenlose Belastungseinstellung	0 bis $\approx$ 50000N	F	3.2
	1.7	Aufnahme von axialen, radialen Kräften, sowie von Kippmomenten		F	3.3.4
Kinematik	1.8	Reale Bewegungsmöglichkeit der Räder		F	3.2
	1.9	Geschwindigkeit	>0,5 m/s	M	
Energieumsatz	1.10	Spannungsversorgung durch Batterie	48 V	F	3.4
Informationsumsatz	1.11	Inkrementale Ansteuerung der Räder		F	3.4
		Manuelle und automatische Steuerungs- möglichkeit		F	3.4
Instandhaltung	1.12	geringe Wartungskosten		W	
Sicherheit	1.13	Notausschalter		F	3.4
	1.14	stationärer Prüfstand		F	3.2
Herstellung					
Fertigung	2.1	vorhandene Teile nutzen		W	
Kontrolle	2.2	Messung der Radbelastung		F	4.2.2
	2.3	Messung der Rolltemperatur		F	4.2.3
	2.4	Messung des Verschleißes		F	4.2.4
	2.5	Messung des Schlupfes		F	4.2.6
	2.6	Messung der Spur		F	4.2.5
	2.7	Messung der Abplattung		F	4.2.5
	2.8	Messung der Stromaufnahme		F	4.2.7
	2.9	Messung der auftretenden Beschleunigungen		F	4.2.8
Wirtschaftlichkeit				W	-
Kosten	3.1	günstiger Preis		W	-

Tabelle 3.1 Anforderungsliste

### 3.2 Konstruktive Ausführung

Untersucht werden sollen Mecanumräder mit einem Durchmesser von 300 mm. Für diese Felgen existiert bei der Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH eine verfügbare Achse mit entsprechenden Elektromotoren und Getrieben für den Antrieb der Räder.

Um aussagefähige Ergebnisse zu erhalten, muß die Belastung im Prüfstand den realen Belastungen entsprechen. In der Praxis beträgt die Aufstandskraft pro Rad ca. 8000 N. Die Realisierung der Belastung kann auf unterschiedliche Weise erreicht werden. Grundsätzlich bieten sich Gewichte oder Anpreßmechanismen an. Letztere benötigen ein Widerlager zur Abstützung und können beispielsweise durch Spindeln verwirklicht werden.

Entscheidend für die Rollenbelastung ist neben der Aufstandskraft die Fortbewegungsrichtung des Rades. Bei Geradeausfahrt tritt die geringste Rollenbelastung auf, bei Seitwärtsfahrt wird die größte Belastung erreicht. Dies ist darin begründet, daß bei Geradeausfahrt die Rollen sich kaum drehen (theoretisch berechnet findet keine Rollendrehung statt (siehe 2.7)), bei der Seitwärtsfahrt die Rollen sich unter erhöhtem Schlupf drehen.

Es wären also unterschiedliche Bewegungsrichtungen notwendig. Das ist allerdings nur unter extremem Aufwand zu bewerkstelligen; denkbar wäre eine gerade Schienenführung, in der bei einer Verstellbarkeit des Unterbaus um  $90^\circ$  eine Geradeaus- und Seitwärtsfahrt simuliert werden könnten. Dies scheidet aus Platz und Kostengründen sowie aus Sicherheitsaspekten jedoch aus.

Ein stationärer Betrieb mit einer Kreisfahrt ist wesentlich günstiger, einfacher und sicherer zu verwirklichen. Die Kreisfahrt liegt hinsichtlich der Rollenbelastung zwischen der Geradeausfahrt und der Seitwärtsfahrt und vereint zum Teil beide charakteristischen Merkmale in sich.

Unterschiedliche Gewichte im geforderten Bereich sind in der Firma vorhanden. Aus Kostengründen wird deshalb eine Belastung durch Anpreßmechanismen verworfen und eine Belastung durch Gewichte benutzt.

Um unterschiedliche Belastungen zu ermöglichen und um größere Abstufungen der Gewichte stufenlos ausgleichen zu können, wird als Grundanordnung eine Art Wippe konstruiert, die ein Verschieben des Gewichts und damit eine kontinuierliche Anpassung der Belastung erlaubt.

Ein "Wandern" des Prüfstandes wird durch eine einseitige Lagerung des Trägers, auf dem das Gewicht befestigt wird, verhindert.

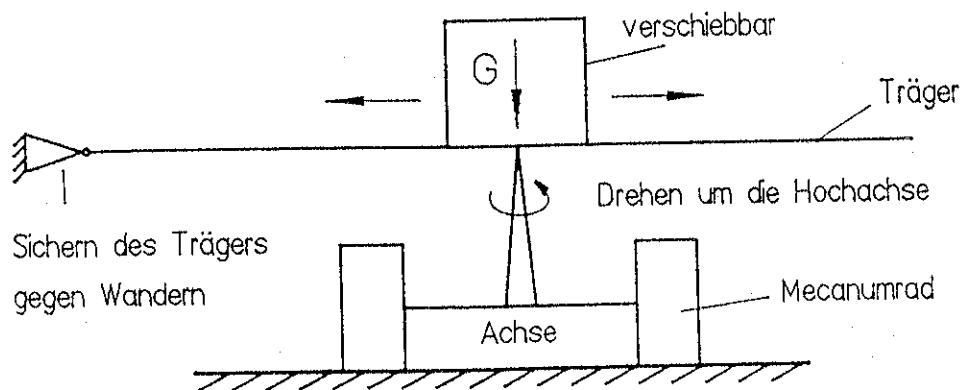


Bild 3.1 Grundsätzliche Prüfstandanordnung

Die Lagerung des Trägers soll in vertikaler Richtung variabel sein, um bezüglich anderer Aufbauten und Radgrößen flexibel zu sein. Außerdem müssen vertikale Kräfte (sowohl positive und negative aus der momentanen Wippstellung herrührend) und Kräfte in der horizontalen Ebene aufgefangen werden.

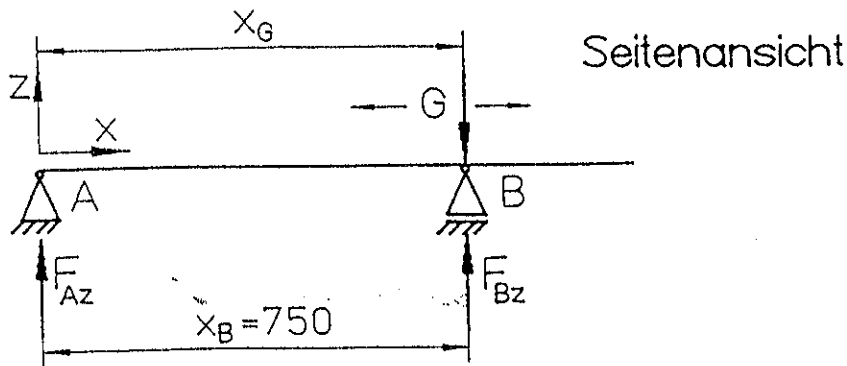


Bild 3.2 Seitenansicht des Prüfstandes, Vertikale Kräfte

Aus dem statischen Kräfte- und Momentengleichgewicht

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow F_{Bz} + F_{Az} = G \quad (3.1)$$

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow Gx_G = F_{Bz}x_B$$

ergeben sich die vertikalen Kräfte an der Trägerlagerung A und die gesamte Radbelastung bei B zu

$$F_{Bz} = G \frac{x_G}{x_B} = Gf_{rel} \quad (3.2)$$

$$F_{Az} = G - F_{Bz} = G\left(1 - \frac{x_G}{x_B}\right) = G(1 - f_{rel})$$

Neben den vertikalen Belastungen können auch Kräfte und Momente in x- und y-Richtung auftreten, die aus einer ungenauen Gewichtsverteilung, unebenem Boden und evt. Schäden, z. B. Brüchen an den Felgen, stammen. Abschätzungsweise lassen sich die resultierenden Kippwinkel  $\kappa_x$  (um die x-Achse) und  $\kappa_y$  (um die y-Achse) bestimmen. Bei einem Felgenbruch tritt maximal eine Absenkung von ca. 60 mm (bei angenommenen größeren Felgen) auf; bei einem Durchmesser der Kreisbahn von 640 mm ergibt dies Kippwinkel  $\kappa_x$  und  $\kappa_y$  von etwa  $6^\circ$  (für die Neigung in x-Richtung wird dies wegen der Lagerung wesentlich geringer ausfallen, was hier jedoch wegen der überschlägigen Berechnung nicht berücksichtigt wird).

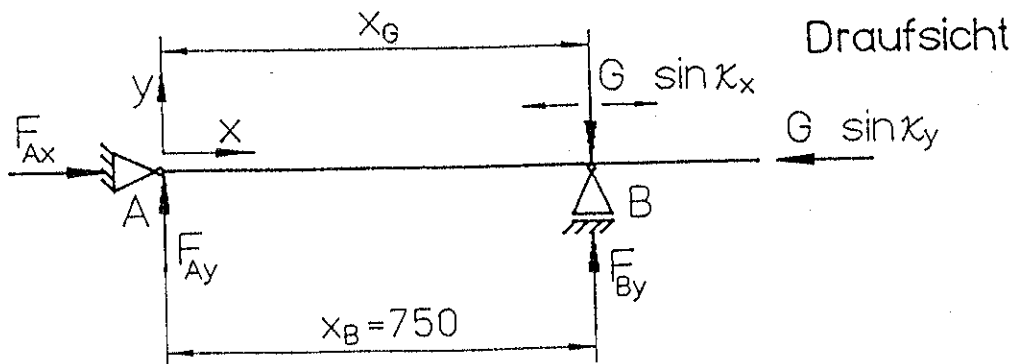


Bild 3.3 Draufsicht des Prüfstandes, Kräfte in der horizontalen Ebene





$$\begin{aligned}
 F_{By} &= G f_{rel} \sin \kappa_x \\
 F_{Ay} &= G(1 - f_{rel}) \sin \kappa_x \\
 F_{Ax} &= G \sin \kappa_y
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

Die horizontale Belastung des Lagers A beträgt demnach bis ca. 10% ( $\approx \sin 6^\circ$ ) der Last G, mögliche Momente werden vernachlässigt.

Zusätzlich auftretende dynamische Kräfte/Momente werden an dieser Stelle aufgrund ihrer schwierigen Erfassung nicht berücksichtigt.

Im folgenden wird die Eigenmasse derjenigen Teile bestimmt, die zusätzlich zum Gewicht auf die Mecanumräder wirken. Die Abmessungen sind der Stückliste und den Zeichnungen im Anhang zu entnehmen.

Position	Teilbeschreibung und Anzahl	ungefähre Masse in kg
01	2x Träger	63,3
02	1x Trägerverbindung	4,7
09	1x Auflageplatte für Lager	21,4
10, 11	4x Schraube, Scheibe	$\approx 0,2$
12	1x Lager	23,5
13	20x Schraube	$\approx 1,0$
14	1x Deckplatte für Lager	49,9
15, 16	16x Schraube, Scheibe	$\approx 0,4$
17	1x Achskörper	$\approx 70,0$
18	4x Konuslager bzw. Adapter	$\approx 2,5$
20	2x Anbauteilhalter	30,0
21	2x Mecanumräder	$\approx 60,0$
-	diverse Steuerungsteile	$\approx 40,0$
	Summe	$\Sigma \approx 375$

Tabelle 3.2 Massen der Bauteile

Mit dieser Masse des Unterbaus reduziert sich die notwendige Masse des Gewichts oder äquivalent dazu der Verschiebeweg. Um die Lagerbelastung A und die Trägerdurchbiegung möglichst gering zu halten, sollte der Verschiebeweg reduziert werden. Als maximale Belastung werden 50000 N vorgesehen. Vorrätige Masseklötze reichen bis 3,5 t. Der Hebelfaktor

$f_{rel,max}$  muß demzufolge mindestens  $\frac{50000 N}{9,81 m/s^2} - 370 kg$   
 $\frac{3500 kg}{3500 kg} \approx 1,35$  betragen. Eine Verringerung

der Belastung durch Verschieben der Last in Richtung Lagerung soll ebenfalls möglich sein. Der Lastmittelpunkt greift im Abstand  $x_B = 750$  mm vom Lagerpunkt A an und berücksichtigt den Kreisbahndurchmesser sowie ausreichenden Abstand zur Lagerbefestigung. Der Lastmittelpunkt muß demzufolge verschiebbar sein zwischen  $x_G = 600 \dots 750 \dots 1010$  mm, entsprechend ergibt sich  $f_{rel} \approx 0,80 \dots 1,00 \dots 1,35$ . Um die Lagerbelastung gering zu halten, sollte sich das Gewicht möglichst direkt über der Achse befinden ( $f_{rel} = 1$ ). Bei Abständen von  $x_G < x_B$  ergeben sich positive, bei  $x_G > x_B$  negative vertikale Lagerbelastungen.

Im Betrieb muß für exakte Messungen der Prüfstand angehoben werden können. Dabei ist sicherzustellen, daß die Lagerbelastung im Punkt A nicht überschritten wird. Zur Verdeutlichung dient Bild 3.4, wo die Räder keine Aufstandskraft mehr übertragen und die Last sich auf die Lagerung A und das Hubwerkzeug verteilt.

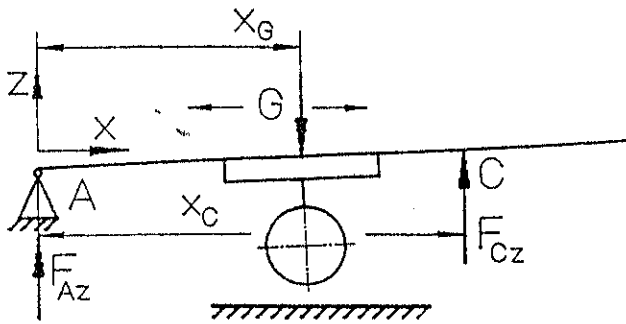


Bild 3.4 Lastverteilung beim Anheben des Prüfstandes

Die maximale erreichbare (statische) Lagerbelastung in A beträgt  $F_{AZ,max} = F_{Grenz} = 3500\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \cdot 0,35 = 12020\text{N}$ . Für diese Belastung ist die Lagerung A ausgelegt (siehe 3.3.2 und 3.3.3). Der Abstand  $x_C$ , in dem das Hubwerkzeug angesetzt wird, unterliegt konstruktiven Beschränkungen. Bei Querstellung der Pendelachse zum Träger beträgt  $x_{C,min} \approx 1030\text{mm}$ , bei Längsstellung zum Träger ergibt sich  $x_{C,min} \approx 1260\text{mm}$ , vorausgesetzt, das Hubwerkzeug steht auf dem Boden auf. Eine exakte Berechnung ist sowohl von der Belastungsgröße, der Stellung des Gewichts und der Größe  $x_C$  abhängig. Allgemein muß gelten:

$$G \left( 1 - \frac{x_G}{x_C} \right) < F_{Grenz} \quad \Rightarrow \quad x_C < \frac{x_G}{1 - \frac{F_{Grenz}}{G}} \quad (3.4)$$

Die Gleichung ist undefiniert bei  $G = F_{Grenz}$ ,  $x_C$  kann in diesem Fall einen beliebigen Wert annehmen, um die Gleichung zu erfüllen.

Um bei verschiedenen Gewichten und Gewichtsstellungen nicht immer neu berechnen zu müssen, wo das Hubwerkzeug angesetzt werden kann, soll vereinfacht angenommen werden, daß das maximale Gewicht mindestens bei  $x_G = 750\text{mm}$  aufliegt (kleinere Werte werden wahrscheinlich selten auftreten). Dann ergibt sich für  $x_C$ :

$$x_C < \frac{750\text{mm}}{1 - \frac{12020\text{N}}{3500\text{kg} \cdot g}} \approx 1154\text{mm} \quad (3.5)$$

Beim Anheben im Bereich  $x_C < 1150\text{mm}$ , was unter Umständen ein Querstellen der Räder erfordert, ist (bei extremen Belastungen und/oder extremen Gewichtsstellungen muß nachgerechnet werden!) somit eine Überlastung der Lagerung A ausgeschlossen.

An einem Mecanumrad wirken zwei senkrecht zueinanderstehende Kräfte. Um eine Seitwärtsbewegung des Prüfstands bei der Kreisfahrt zu verhindern, müssen die Räder einerseits eine entsprechende Drehrichtung und andererseits eine zu einer Kreisfahrt passende Felgenform besitzen.

Aus Bild 1.1 lassen sich die notwendigen Felgenformen ableiten. Es müssen zwei gleiche Felgen verwendet werden, die für eine Kreisfahrt zweier Räder gegenläufig angetrieben werden (die Drehrichtung der Antriebsmotoren ist dann jeweils von der Kreismitte her gesehen gleich!). In diesem Fall kompensieren sich die auftretenden Seitenkräfte über den Aufbau.

Die Räder bewegen sich auf einer stationären Kreisbahn, was auf Dauer eine zu große Belastung für den Hallenboden bedeutet. Schon nach kurzer Betriebszeit hat sich gezeigt, daß der auf dem Beton aufgetragene Estrichbelag rasch abgefahren wird. Deshalb wurde eine Stahlplatte am Boden festgedübelt, auf der jetzt die Räder abrollen können, ohne daß der Hallenboden beschädigt wird.

### 3.3 Nachrechnung und Auslegung für Bauteile

Zum Zeitpunkt der Bauteilauslegung waren die dynamischen Kräfte/Momente, die durch das ungleichmäßige Ineinanderübergehen der Rolleneingriffe verursacht werden, nicht ausreichend genau abzuschätzen, um sie in die Bauteilnachrechnung einfließen zu lassen. Aus diesem Grund werden die Bauteile meist auf statische Sicherheit ausgelegt, wobei diese so hoch angenommen wird, daß die zusätzlichen dynamischen Auswirkungen sicher aufgefangen werden.

#### 3.3.1 Berechnung des Trägers

Sehr schwere Gewichte besitzen die Form eines Würfels mit einer Kantenlänge von ca. 1 m, leichtere Gewichte existieren als Stahlscheiben, die auf einer Palette liegen. Daran angepaßt besteht die Gewichtsaufnahme aus zwei parallelen Stahlträgern im Außenabstand von 600 mm, die an einem Ende miteinander verbunden und am anderen Ende in der Lagerung A (siehe Bilder 3.2 und 3.3) gelagert sind. Die Durchbiegung der Träger hängt von der momentanen Stellung des Gewichts ab. Die maximalen Durchbiegungen entstehen für die maximale Last  $G$  im folgenden Fall 1 bei  $x_G=600$  mm und im folgenden Fall 2 bei  $x_G=1010$  mm. Für den Fall 1,  $x_G < x_B$ , ergibt sich:

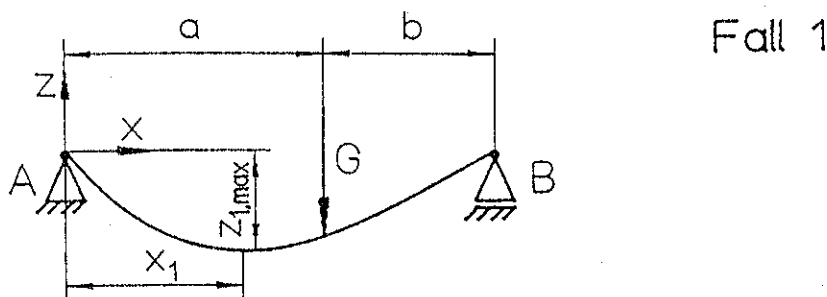


Bild 3.5 Durchbiegung der Träger für  $x_G < x_B$

Die maximale Durchbiegung bei  $x_1$  errechnet sich zu [3]:

$$z_{1,max} = \frac{G}{3EI} \frac{a^2 b^2}{l} \left( \frac{l+b}{3b} \sqrt{\frac{l+b}{3a}} \right) \quad \text{bei } x_1 = a \sqrt{\frac{l+b}{3a}} \quad (3.6)$$

Für den Fall 2,  $x_G > x_B$ , ergibt sich:

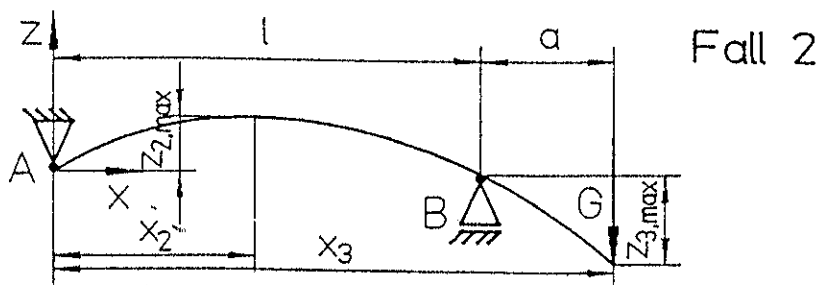


Bild 3.6 Durchbiegung der Träger für  $x_G > x_B$

Die maximalen Durchbiegungen bei  $x_2$  und  $x_3$  errechnen sich zu [3]:

$$z_{2,\max} = -\frac{Gal^2}{9\sqrt{3}EI} \quad \text{bei } x_2 = 0,577l \quad (3.7)$$

$$z_{3,\max} = \frac{Ga^2}{3EI}(l+a) \quad \text{bei } x_3 = l+a$$

Die Gln. (3.6 und 3.7) berücksichtigen dabei nicht den Einfluß durch Schubkräfte und von dynamischen Kräften. Etwaige Einflüsse, die sehr schwierig zu bestimmen sind, werden durch einen hohen Sicherheitsbeiwert abgefangen.

Bei den verwendeten zwei miteinander verbundenen Trägern ergibt sich das resultierende Flächenträgheitsmoment unter Berücksichtigung von Steinerschen Anteilen. Aus Sicherheits- und vereinfachenden Gründen wird die gesamte Belastung für einen Träger angenommen. Als maximale Durchbiegung soll abschätzungsweise an den betrachteten Stellen eine Absenkung von 2 mm auftreten. Als Profil werden zwei Parallel-Breitflansch I-Träger benutzt. Die Durchbiegungen ergeben sich nach den Gln. (3.6) und (3.7) zu:

$$z_{1,\max} = 0,2 \text{ mm} \quad \text{bei } x_1 = 424 \text{ mm}$$

$$\text{mit} \quad a = 600 \text{ mm}, b = 150 \text{ mm}, l = 750 \text{ mm}, E = 210000 \text{ N/mm}^2, \\ I = 450 \text{ cm}^4, G = 3500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$z_{2,\max} = 0,4 \text{ mm} \quad \text{bei } x_2 = 433 \text{ mm}$$

$$z_{3,\max} = 0,8 \text{ mm} \quad \text{bei } x_3 = 1010 \text{ mm}$$

$$\text{mit} \quad a = 260 \text{ mm}, l = 750 \text{ mm}, E = 210000 \text{ N/mm}^2, \\ I = 450 \text{ cm}^4, G = 3500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

Die angestrebte Durchbiegung wird also weit über den Faktor zwei unterschritten.

### 3.3.2 Berechnung der Schraubenverbindung

Die Befestigung der Trägereaufnahme am Hallenträger unterliegt einer hohen Belastung, wenn das Gewicht nicht senkrecht über dem Lager, sondern möglichst weit davon entfernt aufgestellt wird. Zusätzlich wirkt eine hohe dynamische Belastung aus der Rüttelbewegung des Aufbaus, die ihre Ursache in den aufeinanderfolgenden Rolleneingriffen besitzt. Als Unterstützung der Trägereaufnahme wird ein Stabilisator montiert, der aus einer ebenfalls am Hallenträger befestigten Querstrebe und fest mit dem Boden verbundenen Längsprofilen besteht

(siehe Zeichnungen und Fotos im Anhang). Dieser fängt die dynamisch angreifenden Kräfte/Momente zu einem Großteil ab, so daß die Schraubenauslegung vereinfachend statisch erfolgt.

Die Schraubenverbindung ist durch die vertikale Kraft  $F_{Az}$  (horizontale Kräfte werden vernachlässigt) mit einer Querkraft  $F_Q$  belastet und wird auf Reibungsschluß berechnet [2]. Maßgeblicher Wert ist die erforderliche Vorspannkraft  $F_{Verf}$ , die sich ergibt zu

$$F_{Verf} = \frac{F_Q S_R}{\mu n} \quad (3.8)$$

mit  $F_Q$  ..... Querkraft  
 $S_R$  ..... Sicherheitsbeiwert gegen Rutschen  
 $\mu$  ..... Reibungszahl  
 $n$  ..... Anzahl der Schrauben

Nach Glg. (3.2) ergibt sich für die Trägeraufnahme eine maximale Belastung von

$$|F_Q| = \left| 3500 \text{ kg} * 9,81 * \left( 1 - \frac{1010 \text{ mm}}{750 \text{ mm}} \right) \right| \approx 11900 \text{ N} \quad (3.9)$$

Der Sicherheitsbeiwert wird mit  $S_R=1,4$  [2], die Reibungszahl mit  $\mu=0,11$  [2] sehr niedrig angenommen. Als Schraubenanzahl wird  $n=4$  gewählt.

Damit ergibt sich die erforderliche Vorspannkraft zu

$$F_{Verf} = \frac{11900 \text{ N} * 1,4}{0,11 * 4} \approx 37900 \text{ N} \quad (3.10)$$

Die Klemmlänge  $l_K$  der Verbindung ergibt sich aus der Addition der beiden Materialdicken zu

$$l_K = 25 \text{ mm} + 12,7 \text{ mm} = 37,7 \text{ mm} \quad (3.11)$$

Die Schraubennachgiebigkeit  $\delta_s$  setzt sich aus der Kopf-, Gewinde- und Mutternachgiebigkeit sowie aus der Nachgiebigkeit der restlichen Schraubenlänge zusammen [2]. Als verwendete Schraube wird eine Schraube der Größe M 20 eingesetzt.

$$\delta_s = \frac{0,4d}{E_s A_N} + \frac{0,5d}{E_s A_3} + \frac{0,4d}{E_s A_N} + \frac{13,7 \text{ mm}}{E_s A_3} + \frac{24 \text{ mm}}{E_s A_N} = 1,10 * 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (3.12)$$

mit  $d=20 \text{ mm}$  ..... Gewindedurchmesser  
 $E_s=212000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  ..... Elastizitätsmodul der Schraube  
 $A_N=314 \text{ mm}^2$  ..... Nennquerschnitt der Schraube  
 $A_3=225 \text{ mm}^2$  ..... Kernquerschnitt der Schraube

Zur Berechnung der Plattenachgiebigkeit  $\delta_p$  wird ein Ersatzquerschnitt  $A_{Ers}$  benötigt, der sich ergibt zu [2]:

$$A_{Ers} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8}d_w(D_A - d_w) \left[ \left( \sqrt{\frac{l_k d_w}{D_A^2} + 1} \right)^2 - 1 \right] = 970,6 \text{ mm}^2 \quad (3.13)$$

mit  $d_w=30$  mm ..... Schlüsselweite der Schraube  
 $d_h=22$  mm ..... Durchmesser des Durchgangsloches  
 $D_A=60$  mm ..... resultierende Plattenbreite pro Schraube  
 $l_k=37,7$  mm ..... Klemmlänge

Damit errechnet sich die Plattennachgiebigkeit zu

$$\delta_p = \frac{l_k}{E_p A_{Ers}} = 1,85 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (3.14)$$

mit  $E_p=210000$   $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  ..... Elastizitätsmodul der Platten (St 37)

Der Vorspannkraftverlust  $F_z$  ergibt sich mit dem Setzbetrag  $f_z$  zu:

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_s + \delta_p} = 3100 \text{ N} \quad (3.15)$$

mit  $f_z = f(l_k, d) = 4,0 \cdot 10^{-3}$  mm [2]

Für ein manuelles, drehmomentgesteuertes Anziehverfahren der Schrauben ergibt sich ein Anziehungsfaktor von  $\alpha_A=1,8$  [2]. Die maximale Vorspannkraft  $F_{M,max}$  errechnet sich damit zu:

$$F_{M,max} = \alpha_A (F_{Verf} + F_z) = 73800 \text{ N} \quad (3.16)$$

Für den Festigkeitsnachweis muß gelten:

$$F_{M,max} < F_{Sp,zul} \quad (3.17)$$

Die zulässige Spannkraft  $F_{Sp,zul}$  errechnet sich zu:

$$F_{Sp,zul} = \frac{v R_{p0,2} A_0}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{2d_2}{d_0} \left( \frac{P}{\pi d_2} + 1,155 \mu_G \right) \right]^2}} = 96450 \text{ N} \quad (3.18)$$

mit  $v=0,7$  ..... Ausnutzungsgrad  
 $R_{p0,2}=660$  N/mm<sup>2</sup> ..... 0,2%-Dehngrenze für Schraubenqualität 8.8  
 $A_0=245$  mm<sup>2</sup> ..... kleinster Schraubenquerschnitt  
 $d_0=17,6555$  mm ..... kleinster Durchmesser der Schraube  
 $d_2=18,376$  mm ..... Flankendurchmesser  
 $P=2,5$  mm ..... Gewindesteigung  
 $\mu_G=0,11$  ..... Reibungszahl im Gewinde

Obwohl der Sicherheitsbeiwert sehr hoch und die Reibungszahl entsprechend niedrig angesetzt wird, ist die zulässige Spannkraft weitaus geringer als die maximale Vorspannkraft. Somit ist eine ausreichende Reserve für die zusätzlich auftretenden dynamischen Kräfte gegeben. Außerdem wird die Schraubenverbindung durch den Stabilisator entlastet, der sowohl einen Teil der statischen als auch einen Großteil der dynamischen Belastung übernimmt.

Abschließend muß die auftretende Flächenpressung berechnet werden. Für die Flächenpressung  $p$  muß gelten:

$$p = \frac{F_{M,\max}}{A_p} = 101,4 \frac{N}{\text{mm}^2} < p_G = 260 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (3.19)$$

mit  $A_p = 728 \text{ mm}^2$  ..... Fläche der Kopf- bzw. Mutterauflage  
 $p_G = 260 \text{ N/mm}^2$  ..... Grenzflächenpressung (hier für St 37)

Damit ist nachgewiesen, daß eine Schraube der Größe M 20 mit der Qualität 8.8 für die auftretende Beanspruchung geeignet ist.

### 3.3.3 Berechnung der Schweißverbindung

Die beiden Träger liegen in der Lagerung A auf einer Konsole auf, die aus insgesamt vier Flachstählen besteht (siehe Anhang Zeichnung Trägeraufnahme). Diese vier Flachstähle sind mit der Trägerplatte, die mit dem Hallenträger verschraubt ist, verschweißt. Um die Trägerbewegungen zu dämpfen, sind die Auflagen mit Moosgummi umwickelt. Die oben in der Schraubenverbindung maßgebliche Querkraft  $F_Q$  (Glg. (3.9)) belastet also auch die Schweißverbindung.

Der wirksame Querschnitt der Schweißnaht  $A_{\text{Schw}}$  ergibt sich zu:

$$A_{\text{Schw}} = \sum_{i=1}^8 l_i a_i = 8(60 \text{ mm} * 5 \text{ mm}) = 2400 \text{ mm}^2 \quad (3.20)$$

mit  $l_i$  ..... effektive Länge des Abschnitts  $i$   
 $a_i$  ..... wirksame Nahtdicke des Abschnitts  $i$

Vereinfachend wird eine statische Belastung angenommen. Bei der vorliegenden Beanspruchung ergibt sich dann eine Scherspannung von

$$\tau = \frac{F_Q}{A_{\text{Schw}}} = 5,0 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (3.21)$$

Die Festigkeit der Naht und der Randzonen ist kleiner als die des Grundwerkstoffes. Die zulässige Spannung ergibt sich mit Hilfe der Verschwächungsbeiwerte  $v_i$  zu:

$$\tau_{\text{Schw,zul}} = v_1 v_2 \frac{R_e}{S_{NS}} = 45 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (3.22)$$

mit  $\tau_{\text{Schw,zul}}$  ..... zulässige Scherspannung  
 $v_1 = 0,8$  ..... Nahtbeiwert bei statischer Belastung, Kehlnaht  
 $v_2 = 0,5$  ..... Gütebeiwert Güteklasse III  
 $R_e = 225 \text{ N/mm}^2$  ..... Streckgrenze des Grundwerkstoffes St 37  
 $S_{NS} = 2$  ..... Sicherheitsbeiwert

Die Bedingung

$$\tau_{Schw} = 5,0 \frac{N}{mm^2} < \tau_{Schw,zul} = 45 \frac{N}{mm^2} \quad (3.23)$$

zeigt, daß die Schweißverbindung für die vorliegende Beanspruchung stark überdimensioniert ist. Die zusätzlich zur statischen Belastung auftretenden dynamischen Belastungen der Schweißnaht werden deshalb sicher aufgefangen.

### 3.3.4 Berechnung des Lagers

Die sich drehende Pendelachse muß mit dem Träger über ein Lager miteinander verbunden werden. Aufgrund der dominierenden senkrechten Belastung der Pendelachse ist ein Lager mit hoher Axialkraftbelastung vorzusehen.

Durch Felgenbrüche, Bodenunebenheiten und geringe Einbaudifferenzen können außerdem Radialkräfte entstehen, die zwar wesentlich kleiner als die Axialkraftbelastung sind, aber aufgrund der hohen Belastung dennoch zu beachten sind. Kippmomente werden durch die Lagerung A weitestgehend abgefangen. Dennoch kann durch ein ungleiches Kräfteverhältnis der Motoren eine Radialkraft auftreten, die das Lager mit einem Kippmoment belastet.

Ideal für derartige Belastungsfälle sind Kreuzrollenlager oder Vierpunktlager. Sie weisen eine hohe Aufnahmefähigkeit von Axialkräften auf, verkraften aber zusätzlich Radialkräfte und Kippmomente.

Die Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH verwendet ein Vierpunktlager in der Serienherstellung eines Gabelstaplers. Dieses Lager soll im Prüfstand eingesetzt werden und muß auf seine Verwendbarkeit hin untersucht werden.

Zunächst soll die statische Tragfähigkeit geprüft werden. Die maximalen statischen Belastungen ergeben sich zu:

axiale statische Belastung	$F_a \approx 50 \text{ kN}$
radiale statische Belastung	$F_r \approx 4,5 \text{ kN}$
statische Kippmomentbelastung	$M_k \approx F_r * 0,5 \text{ m} \approx 2,5 \text{ kNm}$

Die Auslegung erfolgt nach einem Schema der Firma INA Wälzlager Schaffler AG [4].

Die oben angenommenen Belastungen werden mit einem Anwendungsfaktor multipliziert, der sich für den Anwendungsfall Fahrzeuge und Fahrzeugaufbauten zu  $f_A = 1,25$  ergibt.

Für eine vorhandene radiale Belastung wird aus einem Diagramm ein radialer Lagerbeiwert  $f_{0r}$  bestimmt, der von dem Verhältnis

$$\frac{F_r}{F_a} = 0,1 \quad (3.24)$$

und der Lastexzentrizität

$$\varepsilon = \frac{2000 M_k}{F_a D_L} = 0,24 \quad (3.25)$$

mit  $D_L = 414 \text{ mm}$  ..... Wälzkörperlaufkreisdurchmesser

abhängt und sich zu  $f_{0r} = 1,1$  ergibt.



Damit errechnen sich die äquivalenten statischen Lagerbelastungen zu

$$F_{0q} = f_A f_{or} F_a = 1,25 * 1,1 * 50 \text{ kN} = 68,8 \text{ kN} \quad (3.26)$$

$$M_{0q} = f_A f_{or} M_k = 1,25 * 1,1 * 2,5 \text{ kNm} = 3,5 \text{ kNm}$$

Mit diesen ermittelten Werten wird im statischen Grenzlastdiagramm-Laufbahn (Bild 3.7, links, Kurve ①) der entsprechende Lastpunkt ermittelt. Er liegt weit unter der zulässigen Belastungskurve.

Zusätzlich zur Laufbahn muß die Tragfähigkeit der Befestigungsschrauben überprüft werden. Zur Auslegung werden wiederum die äquivalenten statischen Lagerbelastungen (Glg. (3.26)) herangezogen. Da Schrauben der Qualität 8.8 verwendet werden, müssen die Belastungswerte mit dem Faktor 1,65 multipliziert werden.

$$F_{0q,8.8} = 1,65 f_A f_{or} F_a = 1,65 * 1,25 * 1,1 * 50 \text{ kN} = 113,4 \text{ kN} \quad (3.27)$$

$$M_{0q,8.8} = 1,65 f_A f_{or} M_k = 1,65 * 1,25 * 1,1 * 2,5 \text{ kNm} = 5,7 \text{ kNm}$$

Der sich ergebene Lastpunkt muß unterhalb der zulässigen Belastungskurve im statischen Grenzlastdiagramm-Befestigungsschrauben liegen (Bild 3.7, rechts, Kurve ①). Zusätzlich muß durch die Verschraubung das Verschieben der Lagerringe zur Anschlußkonstruktion verhindert werden. Die mit dem Anwendungsfaktor  $f_A$  beaufschlagte Radialbelastung muß kleiner als die maximal zulässige Radialbelastung sein.

$$F_r f_A = 4,5 \text{ kN} * 1,25 = 5,63 \text{ kN} < F_{r,zul} = 55 \text{ kN} \quad (3.28)$$

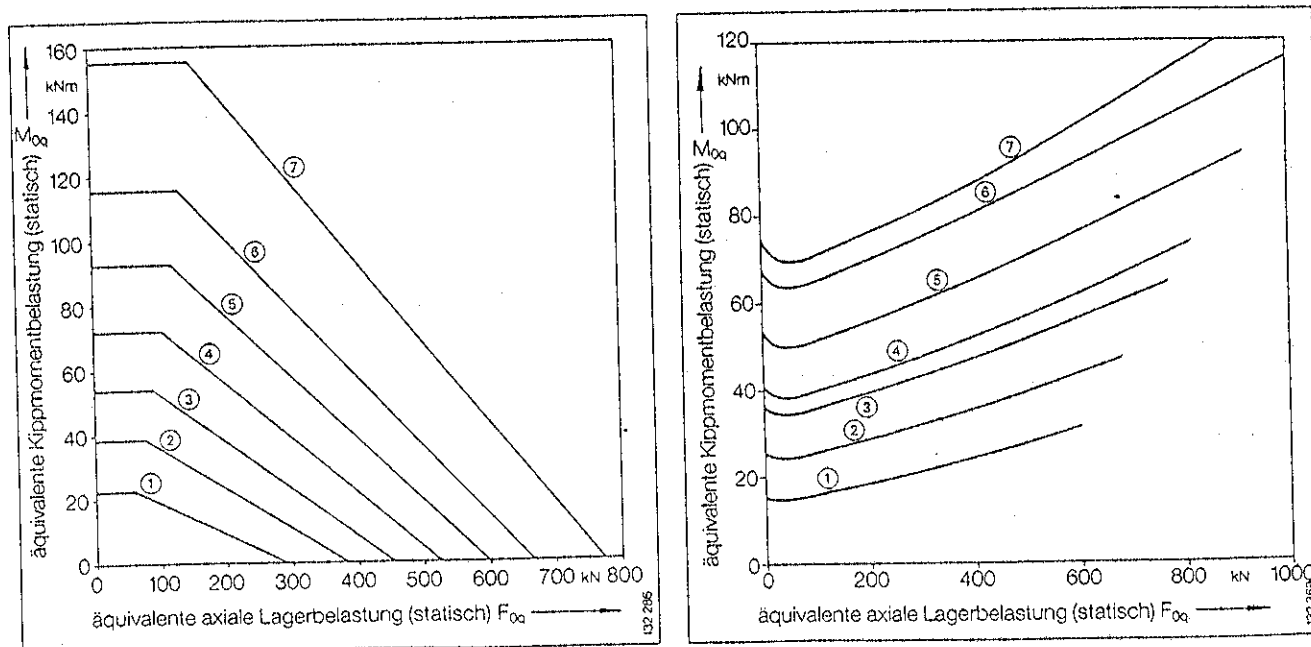


Bild 3.7 links: statisches Grenzlastdiagramm Laufbahn (Kurve ①),  
rechts: statisches Grenzlastdiagramm Befestigungsschrauben (Kurve ①) [4]

Sämtliche Belastungskennwerte befinden sich weit unter den zulässigen Grenzwerten des Lagers.

Für die dynamische Tragfähigkeit der Schrauben entspricht das Vorgehen dem der statischen Auslegung. Statt des Anwendungsfaktors wird für Schrauben der Qualität 8.8 der

Multiplikator 1,8 eingesetzt; auch dann befinden sich die erhaltenen Werte unterhalb der Grenzlinie im bekannten Grenzlastdiagramm Befestigungsschrauben.

$$\begin{aligned} F_{0q,8,8,dyn} &= 1,65 * 1,8 f_{0r} F_a = 1,65 * 1,8 * 1,1 * 50 kN = 163,4 kN \\ M_{0q,8,8,dyn} &= 1,65 * 1,8 f_{0r} M_k = 1,65 * 1,8 * 1,1 * 2,5 kNm = 8,2 kNm \end{aligned} \quad (3.29)$$

Die dynamische Tragfähigkeit des Lagers beschreibt die Lebensdauer. Da die real auftretenden dynamischen Belastungen nicht berechenbar sind, werden sie großzügig abgeschätzt zu:

axiale dynamische Belastung	$1,8 * F_a \approx 90 \text{ kN}$
radiale dynamische Belastung	$1,8 * F_r \approx 8,1 \text{ kN}$
dynamische Kippmomentbelastung	$1,8 * M_k \approx 4,5 \text{ kNm}$

Das weitere Vorgehen entspricht der statischen Berechnung. Über das Verhältnis der dynamischen Radialkraft zur Axialkraft und der Lastexzentrizität ergibt sich aus einem Diagramm [4] ein dynamischer Lastfaktor zu  $k_F = 1,4$ . Die äquivalente dynamische Lagerbelastung errechnet sich zu

$$P_{axial,dyn} = k_F F_{a,dyn} = 1,4 * 90 kN = 126 kN \quad (3.30)$$

Die nominelle Lebensdauer ist dann

$$L = \left( \frac{C_{axial,dyn}}{P_{axial,dyn}} \right)^3 = \left( \frac{169 kN}{150 kN} \right)^3 = 2,41 * 10^6 \text{ Umdrehungen} \quad (3.31)$$

mit  $C_{axial,dyn}$  ..... axiale dynamische Tragzahl

oder umgerechnet

$$L_h = \frac{16666}{n} \left( \frac{C_{axial,dyn}}{P_{axial,dyn}} \right)^3 = \frac{16666}{20} \left( \frac{169 kN}{150 kN} \right)^3 = 2010 h \quad (3.32)$$

mit  $n$  ..... abgeschätzte Betriebsdrehzahl

Somit ist sichergestellt, daß das Vierpunktlager den Anforderungen genügt.

### 3.3.5 Berechnung des Gummilagers

Sämtliche bei der Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH eingesetzten Fahrzeuge besitzen einen starren Aufbau ohne eine zusätzliche Federung/Dämpfung. Auf dem Prüfstand soll der Einfluß einer Federung/Dämpfung im Vergleich zum starren Aufbau untersucht werden.

Als Federelement wird ein Elastomerfederelement verwendet, ein sogenanntes Konuslager, das in der Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH bereits als Motorlager eingesetzt wurde und demzufolge verfügbar war. Konuslager dämpfen vertikale Schwingungen und nehmen gleichzeitig horizontale Kräfte auf.

Da der Einsatz eines Federelements sehr spät in der Konstruktionsphase entschieden wurde und Bauteile sich bereits in der Fertigung befanden, wurden die Federelemente nicht wie üblich direkt zwischen Rad und Aufbau eingebaut, sondern zwischen Lager und Lastträger, was im nachhinein nur noch realisierbar war.

Um Vergleiche zwischen gefedertem und ungefedertem Aufbau untersuchen zu können, werden den Federelementen entsprechende Adapter aus Stahl, die ebenfalls vorhanden waren, eingebaut. Insgesamt werden vier Federelemente parallel geschaltet. Da ein Federelement etwa 6000 N verkräftet, sind Belastungen bis zu 24000 N möglich. Eine Erweiterung auf sechs Federelemente ist denkbar, was eine maximale Belastung von 36000 N zuläßt.

Die Eigenfrequenz der Federelemente berechnet sich zu:

$$\nu = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{10^3 c}{m}} \quad (3.33)$$

mit  $\nu$  ..... Eigenfrequenz in 1/min  
 $c=610$  N/mm ..... Federsteifigkeit in z-Richtung  
 $m$  ..... Masse des Schwingsystems

Bei einer Belastung von zunächst ca.  $m=340$  kg pro Element ergibt sich eine Eigenfrequenz von etwa  $\nu=404$ /min.

Der Antriebsmotor regt das Schwingsystem mit seiner Motordrehzahl an, die bei unterschiedlichen Raddrehgeschwindigkeiten von 0,2..0,9 U/s bei etwa 500..2300 1/min liegt, d.h. sie ist im allgemeinen überkritisch und wird vom Federelement gut isoliert.

Eine weitere Erregung findet direkt durch das Rad statt. Wesentlich ist die Frequenz der aufeinanderfolgenden Rolleneingriffe. Diese Frequenz berechnet sich zu

$$\nu_{Err,Rollen} = n \frac{n_m}{i_{Getr}} = n \nu_{Rad} \quad (3.34)$$

mit  $n$  ..... Anzahl der Rollen  
 $n_m$  ..... Motordrehzahl  
 $i_{Getr}=42,5$  ..... Übersetzung des Getriebes  
 $\nu_{Rad}$  ..... Raddrehfrequenz

Die Rollenerregerfrequenz liegt demnach mit der oben angegebenen Motordrehzahlspanne bei 96..432 /min. Dabei kann die Erregerfrequenz durchaus in den Resonanzbereich hineinreichen. Für entsprechende Vergleichsbetrachtungen müssen ggf. die Belastung und/oder die Fahrgeschwindigkeit verändert werden, um die Federelemente optimal einzusetzen. Federelemente, die den Anforderungen entsprechen, waren leider nicht verfügbar.

### 3.4 Elektrische Versorgung und Steuerung des Prüfstandes

Für jedes Mecanumrad ist ein Antriebsmotor vorhanden. Direkt an den Motor ist ein Getriebe zur Untersetzung geschaltet, an das mittels fünf Schrauben das Rad befestigt wird. Motoren und Getriebe waren in der Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH bereits vorhanden. Der Asynchronmotor ist eine Produktion der Firma Bautz, wird mit 48V versorgt und liefert ein Nenndrehmoment von 0,7 Nm bei 5000 U/min. Eine Überlastung - auch für längere Zeit - ist bis zu 100% möglich. Das Getriebe der Firma Alpha Getriebebau untersetzt durch zwei Planensätze mit  $i_{Getr}=42,5$  und ist auf eine Gesamtbelastung von 150 Nm ausgelegt. Die Spannungsversorgung erfolgt über eine Staplerbatterie, die 48V bei einer Kapazität von ca. 250 Ah liefert. Die Nachladung findet mittels eines Ladegeräts über die Netzspannung statt.

Für die Steuerung der Motoren wird auf ein bereits vorhandenes System zurückgegriffen, das nur in wenigen Teilen modifiziert werden muß.

Die Batteriespannung wird in einem Wandler auf die Steuerspannungen von 24V,  $\pm 14V$  und 5V gewandelt. Die Steuerspannungen werden für den Regler, für die Meßwerterfassung und die Motorstellersteuerung verwendet, die in einem Controller vereint sind. Jedem Motor ist ein Steller vorgeschaltet, wo die Batteriespannung in 48V Wechselspannung in drei Phasen gewandelt wird. Im Steller sind ein Drehzahl- und ein Stromregler integriert, außerdem existieren ein umfangreicher Überlastungsschutz sowie ein Analog/Digitalwandler, der die vom Resolver ermittelte Motorstellung in digitale Inkremente umformt. Der Regler im Controller vergleicht die Ist-Stellung des Motors mit der geforderten Soll-Stellung und regelt ggf. nach.

Als Sicherheitsaspekt existieren ein Notausschalter und ein Schlüsselschalter zur Gesamtansteuerung des Prüfstandes. Sicherungen gegen Überlastungen sind sowohl in den Stellern als auch in den Stromzuführungen vorhanden.

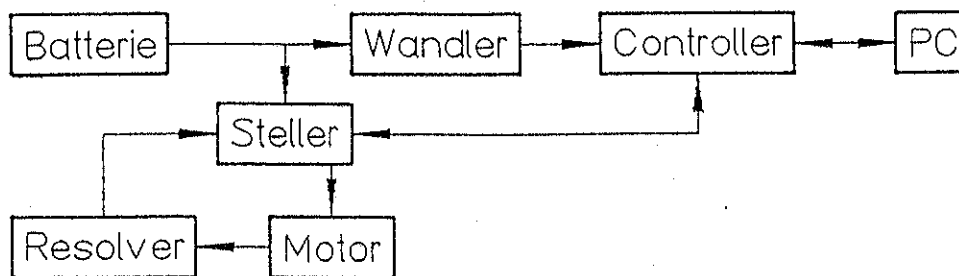


Bild 3.8 Vernetzungsplan der einzelnen Komponenten

Die Steuerung erfolgt über eine modifizierbare Software, die auf einen am Controller angeschlossenen PC gefahren wird. Für die Meßwerterfassung kann somit eine Auslagerung und ggf. eine beschränkte Auswertung der Daten auf dem angeschlossenen PC vorgenommen werden. Der Benutzer steuert den Prüfstand über Befehle, die in den angeschlossenen PC eingegeben werden. Die folgende Tabelle listet den vorhandenen Befehlssatz auf.

Befehl	Parameter	Beschreibung
A		Automatikbetrieb, Anzeige des Fahrprogramms
A	<F n>	Fahren eines Fahrprogramms <n> -mal
A	<L>	Löschen des Fahrprogramms
A	<S>	Speichern eines Fahrprogramms
B	<n>	Pause von <n> Sekunden
F	< $\pm u$ >	Fahren der Räder mit < $\pm u$ > Radumdrehungen
P	<A a>	Einstellen der Anfahrtdrehbeschleunigung in <a> $U/s^2$
P	<A b>	Einstellen der Abbremsdrehbeschleunigung in <b> $U/s^2$
P	<D n>	Einstellen des Zählers auf <n> Pendelachsumdrehungen
P	<I t>	Einstellen des Strommeßzyklus in <t> ms (Vielfache von 9), 0=Aus
P	<M v>	Einstellen der Maximaldrehgeschwindigkeit in <v> $U/s$
Q		Beenden des Steuerprogrammes
S		Start der Ausgabe der gespeicherten Strommeßwerte

Tabelle 3.3 Befehlssatz für die Prüfstandsteuerung

Für die Eingabe ist die Groß- und Kleinschreibung gleichgültig, jede Eingabe ist mit <RETURN> abzuschließen. Bei der Speicherung eines Programmes werden die einzelnen Befehle der Reihe nach eingegeben. Das Programmende wird mit der Eingabe "E" festgelegt. Ein Abbruch aus einem laufenden Programm ist mit jeder beliebigen Taste möglich.

Tritt während des Fahrbetriebs eine Überlastung eines Motors auf, so wird angehalten und eine Wartezeit von einer Minute eingelegt. Danach startet das Programm selbsttätig. Somit ist ein Automatikbetrieb möglich.

## 4 Versuch

Der Prüfstand soll Erkenntnisse über die Rollenerstörung erbringen und es ermöglichen, unterschiedliche Rollenarten miteinander vergleichen zu können. Dazu ist es notwendig, die maßgeblichen Einflußparameter und gegebenenfalls deren Größe zu bestimmen. Zusätzlich werden noch weitere typische Werte gemessen, die zwar in erster Linie nicht unbedingt mit der Zerstörung in Verbindung gebracht werden können, die aber das aus den Ergebnissen entstehende Gesamtbild der miteinander verknüpften Parameter besser verstehen helfen.

Die vorgenommenen Messungen und Beobachtungen beim Einsatz der Mecanumräder sind im folgenden einzeln aufgeführt. Dabei wird zunächst der nähere Hintergrund der Messungen (Abschnitt 4.1) und danach die Vorbereitung und Durchführung der Messungen (Abschnitt 4.2) beschrieben.

### 4.1 Meßgrößen

In diesem Abschnitt werden diejenigen Größen dargestellt, die einerseits einen direkten Einfluß auf den Rollenverschleiß besitzen oder indirekt zum besseren Verständnis der Sachlage beitragen können.

Da der Prüfstand im Vergleich mit einem Serienfahrzeug besondere Betriebsbedingungen aufweist, sind bei einigen Meßgrößen entsprechende Hinweise vorhanden, die berücksichtigt werden müssen.

Wesentlich für die Rollenbelastung ist die Gewichtsbelastung der Mecanumräder (siehe Abschnitt 2.4 und 2.4.1). Die Aufstandskraft der Räder wird von jeder einzelnen Rolle aufgenommen. Zusätzlich wird die Rolle durch dynamische Kräfte belastet, die durch die Rüttelbewegung der Räder beim Fahren entstehen. Die Gewichtsbelastung der Mecanumräder stellt sicherlich den ausschlaggebenden Faktor bei der Rollenerstörung dar. Deshalb wird die tatsächliche statische Radlast gemessen (dynamische Messungen sind teuer und nur unter großem Aufwand durchzuführen und werden deswegen unterlassen).

Die optimale Meßmethode wäre das Versenken von Waagen im Boden und das Befahren der Waagen mit beiden Rädern. Dies ist aus baulichen Gründen jedoch nicht möglich. Als Meßinstrument dienen deshalb zwei flache Waagen.

Die beiden Räder werden angehoben und auf die Waagen gestellt. Dadurch wird eine Schräglage der Träger erreicht. Zur Folge hat dies einen etwas geringeren Belastungswert der Waage. Die Schräglage ergibt sich zu etwa

$$\arctan\left(\frac{\text{Waagenhöhe}}{x_B}\right) = \arctan\left(\frac{105\text{mm}}{750\text{mm}}\right) \approx 8^\circ \quad (4.1)$$

Die vertikale Gewichtskraft  $G$  teilt sich auf in eine Hangabtriebskraft  $G \cdot \sin 8^\circ \approx 0,14 \cdot G$  und eine Normalkraft  $G \cdot \cos 8^\circ \approx 0,99 \cdot G$ . Die Waage mißt also einen Belastungswert, der nur um ca. 1 % kleiner als der tatsächliche Wert ist, was dementsprechend korrigiert werden kann.

Eine hohe thermische Belastung des Belages und der Primerschicht kann eine Verformung und Zerstörung zur Folge haben. Um festzustellen, wie stark sich durch die Roll- und Reibbewegungen der Rolle auf dem Boden und durch Wärmestrahlung bzw. -leitung von der Getriebeseite her die Rolle aufheizt, werden Temperaturmessungen vorgenommen. Die größte

Belastung des Belages und der Lager treten jeweils am Ende der Rolle auf. Dort sind also die höchsten Temperaturen zu erwarten.

Eine Temperaturspitze tritt sicherlich direkt am Lager auf. Entscheidend für die Haftung des Belages auf dem Tragkörper ist die Primerschicht. Aus diesem Grund soll dort ebenfalls die Temperatur gemessen werden (laut Informationen eines Polyurethanherstellers (Firma Wicke in Wuppertal) treten dort in unmittelbarer Nähe der Klebeverbindung auch die höchsten Temperaturen des Belagmaterials auf).

Als Vergleichstemperaturen sind die Umgebungs(luft)-temperatur sowie die an der Getriebeoberfläche auftretenden Temperaturen zu messen.

Die Standzeit einer Rolle ist erreicht, wenn ein zu großer Verschleiß oder Schäden am Belag auftreten. Diese können sich äußern durch Abrieb, Ribbildung, Ablösung des Belages vom Tragkörper, Verformung des Belages, etc.

Um derartige Veränderungen nachvollziehen zu können, sind entsprechende Kontrollen der Rollen vorzunehmen. Um Vergleichswerte zu besitzen, werden die Rollen vor und nach dem Testbetrieb vermessen.

Momentaufnahmen einer belasteten/unbelasteten Rolle geben Aufschluß über die vorliegende Rollenabplattung. Je größer die Abplattung, desto größer ist die Walkarbeit, die den Rollenbelag stark belastet. Bei einer größeren Abplattung können die im Rollenbelag herrschenden Spannungen unter Umständen die Primerschicht schädigen, was eine Ablösung des Belages zur Folge hat.

Anhand der Spur, die die Rolle auf dem Boden hinterläßt, läßt sich insbesondere bei der hier vorliegenden Kreisfahrt einiges über das Abrollverhalten und über den auftretenden Schlupf erfahren.

Bedingt durch die Kreisfahrt im Prüfstand treten andere Spuren auf als bei der Geradeausfahrt (siehe Abschnitt 2.2). Bild 4.1 zeigt die geometrischen Verhältnisse. Im Punkt B steht die Rolle mittig auf, in den Punkten A und C jeweils an den Rollenenden. Bei der Drehung um den Mittelpunkt O dreht sich die Pendelachse für einen Rolleneingriff um den Winkel

$$\varepsilon = \frac{360^\circ}{2n} \frac{r}{r_{\text{Kreis}}} \quad (4.2)$$

Die Spurbreite  $b$  errechnet sich zu:

$$b = l_{\text{Rolle}} \sin \alpha \quad (4.3)$$

Die Rolle hinterläßt eine Spur von Punkt A nach Punkt B (oder umgekehrt). Mit Hilfe des Kosinussatzes folgt:

$$\begin{aligned} (AB) &= \sqrt{(OA)^2 + (OB)^2 - 2(OA)(OB) \cos \varepsilon} = \sqrt{(r_{\text{Kreis}} - b)^2 + r_{\text{Kreis}}^2 - 2r_{\text{Kreis}}(r_{\text{Kreis}} - b) \cos \varepsilon} \\ (BC) &= \sqrt{(OB)^2 + (OC)^2 - 2(OB)(OC) \cos \varepsilon} = \sqrt{(r_{\text{Kreis}} + b)^2 + r_{\text{Kreis}}^2 - 2r_{\text{Kreis}}(r_{\text{Kreis}} + b) \cos \varepsilon} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Als Berechnungsbeispiel mit den gegebenen Werten  $n=8$ ,  $\alpha=45^\circ$ ,  $r=150\text{mm}$ ,  $r_{\text{Kreis}}=320\text{mm}$ ,  $l_{\text{Rolle}}=153\text{mm}$ , ergibt sich die Strecke AB zu 76mm und die Strecke BC zu 83mm. Die Drehbewegung des Rades um den Drehpunkt O ist gleichförmig, das heißt beide Strecken werden in gleichen Zeiten durchlaufen. Dies erfordert jedoch unterschiedlich große Abrollgeschwindigkeiten, so daß die Rolle sich dreht, anstatt stillzustehen, was der mittleren

Abrollgeschwindigkeit entspricht. Aufgrund des engen Radius ist besonders an dem Rollende, das zum Drehpunkt gerichtet ist, Schlupf und damit größerer Verschleiß zu erwarten.

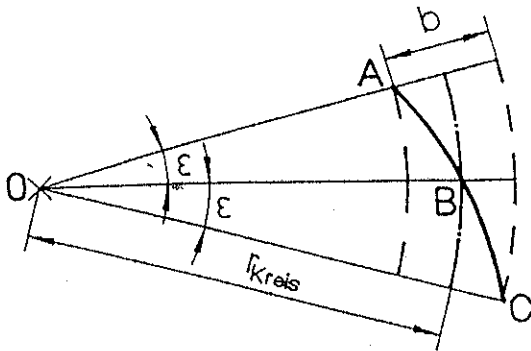


Bild 4.1 Spur der Rolle bei der Kreisfahrt im Prüfstand

Abhängig vom Untergrund, Belagmaterial, von Unebenheiten und der Steuerung kommt es zu einem Schlupf der Rollen. Ein "Durchrutschen" (bzw. "Durchdrehen") der Rollen auf dem Boden belastet den Rollenbelag (je nach Umständen) erheblich.

Die Definition des Schlupfes, die meist mit der "reinen" Rollbedingung im Zusammenhang steht, ist allerdings schwierig, da im Gegensatz zu einem PKW im Extremfall eine Seitwärtsfahrt möglich ist. Mit den Gleichungen aus Abschnitt 2.7 ist jedoch auch bei Seitwärts- oder Kreisfahrt eine Rollbedingung gegeben. Der Einfachheit halber wird aber auf die aufwendigen theoretischen Gleichungen verzichtet und der Schlupf mittels bekannter Gleichungen für PKW [6] berechnet.

Der Schlupf wird über die Drehzahlen des Mecanumrades pro Kreisumrundung bestimmt. Über die Steuerung werden die Radumdrehungen pro Pendelachsumdrehung ausgegeben. Aus der Annahme der reinen Rollbedingung - das Rad rollt ohne zu rutschen - ergibt sich das Umfangsverhältnis  $U_0$  zu:

$$U_0 = \frac{2\pi r_{\text{Kreis}}}{2\pi r_{\text{Rad}}} = \frac{r_{\text{Kreis}}}{r_{\text{Rad}}} = \frac{320\text{mm}}{150\text{mm}} \approx 2,13 \quad (4.5)$$

Das Umdrehungsverhältnis  $U$ , das sich aus dem Verhältnis der tatsächlichen Radumdrehungen pro Pendelachsumdrehung berechnet, beinhaltet den auftretenden Schlupf. Über die Steuerung wird die Raddrehgeschwindigkeit konstant gehalten. Damit folgt für die Zeiten:

$$\frac{U_0}{t_0} = \frac{U}{t} \quad (4.6)$$

mit  $t_0$ ..... Zeitdauer für eine Kreisumrundung ohne Schlupf  
 $t$ ..... Zeitdauer für eine Kreisumrundung mit Schlupf

Wird die resultierende Geschwindigkeit des Rades betrachtet, ergibt sich:

$$\frac{\dot{x}_0}{\dot{x}} = \frac{\frac{2\pi r_{\text{Kreis}}}{t_0}}{\frac{2\pi r_{\text{Kreis}}}{t}} = \frac{U}{U_0} \quad (4.7)$$

mit  $\dot{x}_0$ ..... resultierende Geschwindigkeit ohne Schlupf  
 $\dot{x}$ ..... resultierende Geschwindigkeit mit Schlupf



Der Schlupf  $S$  ergibt sich zu [6]:

$$S = \frac{\dot{x}_0 - \dot{x}}{\dot{x}_0} = 1 - \frac{\dot{x}}{\dot{x}_0} = 1 - \frac{U_0}{U} \quad (4.8)$$

Rollt das Rad ohne durchzudrehen, ist  $U=U_0$  und dementsprechend  $S=0$ ; dreht das Rad im Extremfall auf der Stelle durch, läuft  $U \rightarrow \infty$ ,  $S$  ergibt sich zu 1.

Der Schlupf läßt sich auch aus der Pendelachsdrehgeschwindigkeit und der Motordrehgeschwindigkeit ermitteln. Mit

$$n_{\text{Pendelachse}} = \frac{r_{\text{Rad}}}{r_{\text{Kreis}}} \frac{n_m}{i_{\text{Getr}}} (1-S) = \frac{1}{U_0} \frac{U_0}{U} \frac{n_m}{i_{\text{Getr}}} = \frac{1}{U} \frac{n_m}{i_{\text{Getr}}} \quad (4.9)$$

folgt der Schlupf  $S$  zu

$$S = 1 - U_0 \frac{n_{\text{Pendelachse}} i_{\text{Getr}}}{n_m} \quad (4.10)$$

Direkt im Zusammenhang mit dem Schlupf der Rolle ist die Rollendrehung zu sehen. Im Gegensatz zu einem vierrädrigen Fahrzeug besitzt der Prüfstand nur eine Achse und bewegt sich in einer Kreisfahrt. Für die Gleichungen in Abschnitt 2.10 bedeutet dies, daß der halbe Radstand  $a$  in Längsrichtung zu null wird, Glg. (2.51) verändert sich dementsprechend. Die Rollen drehen sich (theoretisch berechnet) also nicht während der Kreisfahrt!

Die Rollen werden sich jedoch aufgrund des Schlupfes trotzdem drehen. Der Schlupf setzt sich zum einen aus dem "Durchrutschen" und zum anderen aus dem "Durchdrehen" der Rolle zusammen. Deshalb wird gemessen, wie weit sich die Rolle pro Pendelachsumdrehung dreht.

Mit zunehmender Geschwindigkeit der Mecanumräder wird der Leistungsbedarf anwachsen. Der Zusammenhang zwischen Drehgeschwindigkeit der Mecanumräder und der Stromaufnahme gibt Aufschluß über die benötigte Motorleistung. Zusätzlich können bei geeigneter zeitlicher Auflösung der Strommeßwerte (wird von der Steuerung geliefert) die einzelnen Rolleneingriffe sichtbar gemacht werden. Ob ein "guter" Rundlauf der Räder vorliegt, kann an den erstellten Diagrammen festgestellt werden. Anregungen zu einer verbesserten Steuerung wären möglich.

Die Güte eines Fahrzeugs wird unter anderem durch den Fahrkomfort bestimmt. Dies gilt auch (in einigen Fällen besonders) für Flurförderzeuge. Differenzen sind durch unterschiedliche Rollenbeläge, gefederte/ungefederte Aufbauten, etc. möglich. Als Aussagewert darüber kann die resultierende Beschleunigung in z-Richtung benutzt werden. An spezifischen Punkten des Prüfstandes werden gemittelte Effektivwerte der Beschleunigung in z-Richtung gemessen, die beispielsweise im Vergleich mit verschiedenen Rollenbelägen aussagen können, ob eine zusätzliche Federung des Aufbaus notwendig ist oder nicht.

Letztendlich sollen im Dauerversuch die Standzeiten unterschiedlicher Rollen/Felgen-Kombinationen bestimmt werden. Durch den Vergleich der erzielten Ergebnisse sollte eine Selektierung der geeignetsten Rollen/Felgen-Kombinationen möglich sein.

Abschließend sollen die Meßgrößen noch einmal aufgeführt werden:

- Aufstandskraft der Rolle
- Rollentemperatur
- Verschleiß
- Abplattung
- Spur
- Schlupf
- Rollendrehung
- Stromaufnahme
- Aufbaubeschleunigung
- Standzeit

## 4.2 Versuchsumfang

Der Versuch wird mit unterschiedlichen Rollenarten gefahren und ist (mit einer Rollenart) beendet, wenn die Verschleißerscheinungen an den Rollen merklich zugenommen haben. Im folgenden werden die einzelnen Messungen und deren Ausführung dargestellt.

### 4.2.1 Kennzeichnung der Teile

Um eine präzise Protokollierung der Messungen ohne Verwechslungen zu erreichen, ist es notwendig, die Rollen und Felgen zu beschriften.

Kennzeichnung der Rollen:

Die Rollen werden an ihren Stirnflächen beschriftet. Die Beschriftung besteht aus einem Kennbuchstaben (A, B, C, usw.), der die Rollenart angibt und einer Nummer (1, 2, 3, ... , 16), welche die Rollen einer Art durchnummeriert. Zusätzlich wird das Rollende mit 1 oder 2 angegeben. Für die Untersuchung der Rollendrehung wird ein radialer Strich als Markierung an beiden Stirnflächen angebracht.

Kennzeichnung der Felgen:

Im Inneren der Felge wird die Felge beschriftet mit "Rad 1" bzw. "Rad 2". Die einander entsprechenden Rollenaufnahmen werden auf ihren Außenseiten von 1 bis 8 (Rollenplatz) durchnummeriert. Bei den Achsaufnahmen wird für die Untersuchung der Rollendrehung ein radial zur Bohrung verlaufender Strich als Markierung angebracht.

Für Positionsmessungen ist auf dem Umfang der Felge eine Gradeinteilung in Schritten von  $45^\circ$  angebracht. Der Nullpunkt liegt dabei an der Rollenmitte am Rollenplatz 1. Für die Messung der Abplattung sind zusätzlich bei  $0^\circ$  und  $180^\circ$  in beiden Richtungen zwei Markierungen im Abstand von  $11,25^\circ$  angebracht.

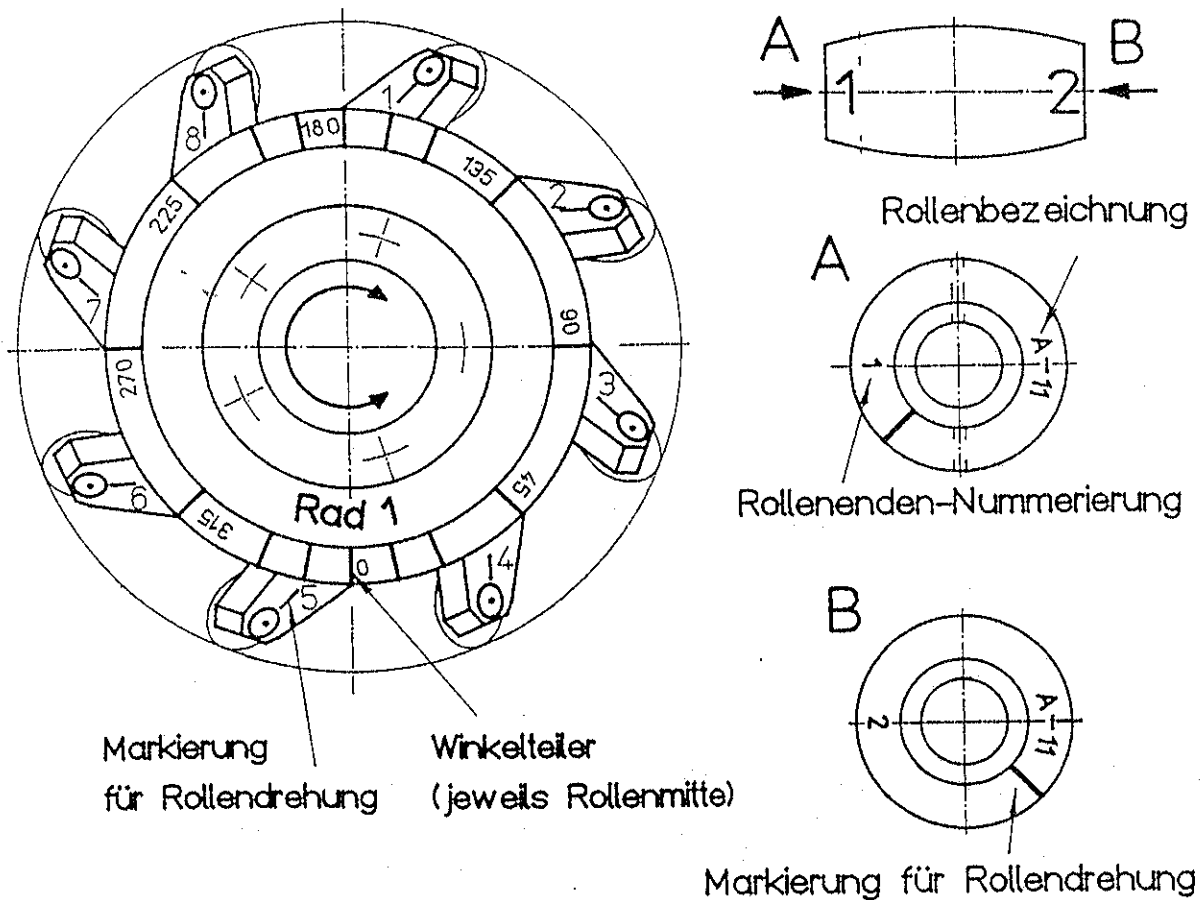


Bild 4.2 Kennzeichnung der Felge und der Rolle

#### 4.2.2 Messung der Aufstandskraft

Als Meßinstrument dienen zwei flache Waagen, die für Radlastprüfungen von Staplern in der Firma MIAG Fahrzeugbau GmbH vorhanden sind. Diese besitzen einen Wägebereich von 50 kg bis über 2500 kg mit Teilstrichen von 50 kg. Die Abweichung dieser Waagen beträgt bis zu 10%.

Die beiden Räder werden angehoben und auf je eine Waage gestellt. Dabei sind die Hinweise aus Abschnitt 3.2, Bild 3.4 bezüglich der Anhebepunkte zu beachten. Aus Sicherheitsgründen sollte die Trägerbefestigung im Lager A nicht gelöst werden, so daß ein Schräglage der Träger erreicht wird. Dadurch wird ein etwas geringerer Belastungswert der Waagen erhalten. Der gemessene Wert muß jeweils durch 0,99 geteilt werden, um die korrekte Aufstandskraft zu erhalten.

Eine gleiche Belastung beider Räder schont das Vierpunktlager sowie die Lagerung A und hat gleichmäßigere Versuchsbedingungen zur Folge. Deswegen muß das Gewicht derart verschoben werden, daß beide Räder die gleiche Aufstandskraft besitzen.

#### 4.2.3 Messung der Temperatur

Für die Messung der Rollenlagertemperatur wird vor dem Eindrücken der Lager im Abstand von ca. 15 Millimeter vom Rollenende 1 eine Bohrung mit einem Durchmesser von vier Millimeter durch den Belag und den Tragkörper gebohrt (Bild 4.3). Die Austrittsstelle innen muß wegen des Lagers gründlich entgratet werden.

Für die Messung der Primerschichttemperatur wird in der Verlängerung der ersten Bohrung, also um  $180^\circ$  um die Rollachse gedreht, wiederum eine Bohrung mit einem Durchmesser von vier Millimeter durch den Belag bis auf die Oberfläche des Tragkörpers gebohrt (Bild 4.3).

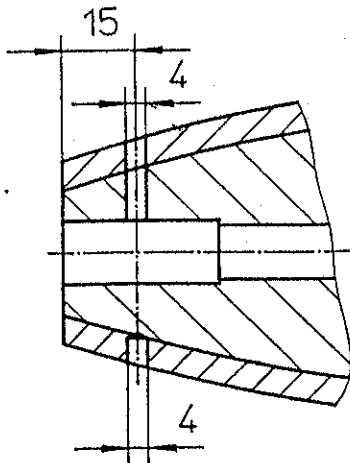


Bild 4.3 Anordnung der Bohrungen für Temperaturmessungen

Pro Rad werden zwei Rollen für Temperaturmessungen angebohrt. Die beiden angebohrten Rollen werden einander gegenüber auf der Felge angeordnet. Beim Einsetzen der Rollen in die Räder ist darauf zu achten, daß sich die Bohrungen am Rollende 1 auf der nach außen gewandten Seite des Prüfstandes befinden, um die Zugänglichkeit zu erhöhen.

Bei jeder Temperaturmessung wird die Umgebungstemperatur ermittelt und die Lager-, Primerschicht- und Oberflächentemperatur des Getriebes gemessen. Die aktuelle Pendelachsumdrehung sowie die Höhe der Belastung werden festgehalten.

Die Temperaturmessung erfolgt mit einem Digitalthermometer in Stabform mit der Bezeichnung Technoform 9500 der Firma Technoform.

#### 4.2.4 Messung des Verschleißes

Vor dem Testbetrieb werden die einzelnen Rollen mit einer Schieblehre vermessen und auf Verschleiß und Schäden hin untersucht. Zeigen sich während des Tests starke Abnutzungserscheinungen oder Schäden, werden diese Rollen ggf. erneut vermessen und untersucht.

Gemessen wird (siehe Bild 4.4):

- der maximale Rollendurchmesser  $d_{\text{Rolle,max}}$
- die minimalen Außenkonturdurchmesser  $d_{\text{Rolle,min1}}$ ,  $d_{\text{Rolle,min2}}$
- die maximale Länge  $d_{\text{Rolle,lmax}}$  des Belages in Längsrichtung der Rolle an der Außenkontur

Untersucht wird:

- Ragt der Belag in Längsrichtung über den Tragkörper hinaus?
- Weist der Belag Welligkeiten auf?
- Bilden sich Risse?
- Löst der Belag vom Tragkörper ab?
- Sind Fremdkörper im Belag eingeschlossen?
- Sind Lagerschäden vorhanden?
- weitere auffällige Veränderungen.

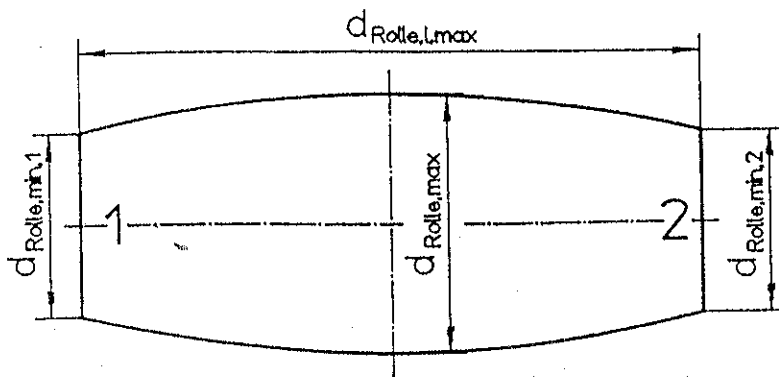


Bild 4.4 Verschleißmessungen an der Rolle

#### 4.2.5 Messung der Rollenabplattung und der Spur

Für die Messung der Rollenabplattung wird ein weißes Blatt Papier mit einem darauf liegenden Blaupapier auf dem Boden in der Rollenbahn befestigt. Der Prüfstand wird angehoben und das Mecanumrad wird über dieses Papier nach dem jeweiligen Meßwinkel ( $0^\circ$ ,  $11,25^\circ$ ,  $22,5^\circ$ , bzw.  $180^\circ$ ,  $191,25^\circ$ ,  $202,5^\circ$ ) ausgerichtet (siehe Bild 4.2). Anschließend wird das Rad langsam abgelassen. Für jeden Rolleneingriffswinkel wird ein eigener Abdruck angefertigt. Festgehalten wird auf dem Meßblatt die Rollenart, die Belastung und der Rolleneingriffswinkel.

Für die Messung der Spur wird ein Blatt Papier auf der gesamten Kreisbahnfläche befestigt. Um einen besseren Überblick zu bekommen, wird eine Radumdrehung, was etwa einer halben Pendelachsumdrehung entspricht, aufgezeichnet. Dazu wird der zuvor angehobene Prüfstand abgesenkt und die Räder über das Papier bewegt. Um ausreichende Spuren zu bekommen, müssen die Rollen ggf. vorher eingefärbt, beschmutzt, etc. werden. Festgehalten wird auf dem Meßblatt die Rollenart, die Drehrichtung und die Belastung.

#### 4.2.6 Messung des Schlupfes und der Rollendrehung

Ein am Prüfstand angebrachter Sensor gibt jeweils einen Impuls an die Steuerung, wenn die Pendelachse sich einmal gedreht hat. Die Steuerung mißt dabei die Inkremente der Motordrehung, die zwischen zwei aufeinanderfolgenden Sensorimpulsen liegen.

Daraus läßt sich der Schlupf nach Glg. (4.8) berechnen zu

$$S = 1 - \frac{U_0}{U} = 1 - \frac{2,13}{\frac{68,27 i_{\text{Getr}}}{32 i_{\text{Getr}}}} = 1 - \frac{68,27 i_{\text{Getr}}}{\text{Motorinkremente}} \quad (4.11)$$

Der Faktor 32 ergibt sich dabei aus der Abtastung der Motor-Inkremente. Um ausreichend genaue Werte zu bekommen, werden die Schlupfwerte über mindestens 10 Pendelachsumdrehungen gemittelt. Gemessen wird der Schlupf bei unterschiedlicher Laufrichtung der Mecanumräder und bei unterschiedlicher Geschwindigkeit.

Für die Messung der Rollendrehung werden zunächst die an den zu prüfenden Rollen angebrachten Markierungen in Flucht mit der Markierung an der Rollenaufnahme gebracht. Anschließend werden so viele Pendelachsumdrehungen gefahren, bis die Rollen eine Umdre-

hung absolviert haben. Die Rollendrehung pro Pendelachsumdrehung ergibt sich dann aus dem Kehrwert des ermittelten Wertes.

#### 4.2.7 Messung der Stromaufnahme

Die Stromaufnahme der Motoren kann von der Steuerung in Intervallen von 9 ms (und deren Vielfachen) gemessen werden. Abgespeichert werden die momentane Geschwindigkeit in Motorinkrementen pro Zeitintervall, sowie die Stromaufnahme beider Motoren, wobei eine Aufspaltung in einem Bereich von -128 bis +127 vorgenommen wird, was einem realen Wert von  $\pm 12A$  entspricht. Die Steuerung kann bis zu 1024 Wertepaare in einem sich immer wieder überschreibenden Ringspeicher speichern.

Für die Messung wird zunächst über den Befehl P S <n> die Abtastrate eingestellt und die Speicherung damit aktiviert. Bei allen anschließenden Fahrbewegungen werden die oben genannten Meßwerte in den Speicher geschrieben.

#### 4.2.8 Messung der Aufbaubeschleunigung

Für die Messung der Aufbaubeschleunigung wird ein Präzisions-Schallpegelmesser des Typs 2203 R mit einem aufgesetztem Integrator ZR0020 und dem daran angeschlossenen Beschleunigungsaufnehmer des Typs 4366 benutzt. Alle Geräte stammen von der Firma Brüel & Kjær. Gemessen wird an vier Punkten:

- Am Ende des Trägers, der der Tür zugewandt ist, auf der Trägerverbindung
- Am Ende des Trägers, der der Werkstatt zugewandt ist, auf der Trägerverbindung
- Auf dem Gewicht in der Mitte
- Auf der Lagerdeckplatte an einer zugänglichen Lager-Befestigungsschraube

Die beiden Trägerbeschleunigungen werden gemittelt, um einseitig auftretende Einflüsse aus der Trägerlagerung (z.B. Verkanten, Stöße links/rechts), aus der Achszentrierung, etc. zu minimieren.

Das Meßgerät zeigt einen Meßwert in dB an. Da das Rütteln der Mecanumräder meist keinen exakten Meßwert zuläßt, wird über einen Zeitraum, in dem der Schwankbereich erkennbar wird, ein mittlerer Meßwert abgelesen. Mit der mitgelieferten Spezialrechen Scheibe QH0001 wird der abgelesene Mittelwert von dB in einen gemittelten Effektivwert in  $m/s^2$  umgewandelt.

Meßwerte werden bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten an allen vier Punkten aufgenommen.

### 4.3 Versuchsdurchführung

Der Versuch am Prüfstand ist beendet, wenn die Rollen starke Verschleißerscheinungen oder Schäden ähnlich denen, die in der Praxis auftreten, aufweisen. Wünschenswert ist deshalb eine höhere Belastung der Rollen im Testbetrieb, um die Testzeiten zu reduzieren (Zeitraffer), so daß in kurzer Zeit mehrere Rollenarten bezüglich ihrer Standzeit verglichen werden können.

Im realen Fahrbetrieb dominiert die Geradeausfahrt mit einem Anteil von über 80%. Die Rollenbelastung ist dabei am geringsten, theoretisch rollt das Rad über die Rollen ab, ohne daß sich die Rollen drehen (in der Realität zeigt sich eine geringe Rollendrehung, verursacht durch Bodenunebenheiten und Schlupf). Bei allen anderen Fahrsituationen tritt bedingt durch das Fortbewegungskonzept verstärkt Schlupf durch Reibung zwischen den sich drehenden Rollen und dem Boden auf, was eine starke Belastung der Rollen bedeutet. Bei reiner Seitwärtsfahrt

wird diese Reibung und dementsprechend die Rollenbelastung maximal. In der Praxis hat sich gezeigt, daß die Fahrgeschwindigkeit bei reiner Seitwärtsfahrt bei konstanter Antriebsleistung auf ein Drittel der Geradeausfahrtsgeschwindigkeit absinkt. Der Mehrverbrauch an Antriebsenergie stellt die Mehrbelastung der Rollen dar.

Im realen Einsatz ergeben sich Fahrwege von ca. 40 m Länge, wovon etwa 85% Geradeausfahrt, 10% Kurvenfahrt und 5% reine Seitwärtsfahrt sind [6]. Diese Strecke wird in etwa drei Minuten durchfahren, die mittlere Fahrgeschwindigkeit ergibt sich zu ca. 0,22 m/s. Die Stillstandszeit der Fahrzeuge beträgt ungefähr 50%, bei einer Einsatzzeit von 10 Stunden pro Tag wird demnach eine reine Fahrzeit von fünf Stunden pro Tag erreicht.

Im Testbetrieb wird eine enge Kreisfahrt gefahren, die eine geringere Belastung als eine reine Seitwärtsfahrt aber eine wesentlich höhere Belastung als eine Geradeausfahrt darstellt, auch wenn sich die Rollen für den besonderen Fall des Prüfstandes nicht drehen.

Die Belastung im Prüfstand ist also größer als im realen Betrieb, womit ein Zeitraffer-effekt der Verschleißentwicklung erreicht wird.

Die Ansteuerung der Motoren erfolgt so, daß die Raddrehzahl konstant gehalten wird. Ziel eines Prüfzyklus ist es, für unterschiedliche Rollenarten gleiche Testbedingungen zu gewährleisten, so daß Ergebnisse vom Prüfstand direkt miteinander verglichen werden können. Reale Ergebnisse (Standzeiten, Geschwindigkeiten, etc.) können mit Prüfstandsergebnissen aufgrund der veränderten Fahrform kaum miteinander verknüpft werden. Deshalb können grundsätzlich nur qualitative Aussagen bezüglich des realen Einsatzes getroffen werden.

Der Prüfzyklus soll sich jedoch an den realen Einsatzbedingungen orientieren. Da die Kreisfahrt konstruktiv vorgegeben ist, verbleiben die folgenden Parameter:

- Gewichtsbelastung
- vorwärts/rückwärts
- Beschleunigung
- Geschwindigkeit
- Bodenbeschaffenheit
- Fahrtdauer
- Fahrstrecke
- Stillstandszeit

Die Gewichtsbelastung wird der realen Belastung möglichst angenähert, da die in der Praxis verwendeten Antriebsmotoren jedoch wesentlich stärker sind, muß hier eine entsprechende Anpassung vorgenommen werden.

In Versuchen hat sich gezeigt, daß für die vorhandenen Antriebsmotoren höhere Fahrgeschwindigkeiten weniger problematisch sind als das Anfahren aus dem Stillstand. Die maximale Gewichtsbelastung beider Räder liegt deshalb bei ca. 15000 N, die möglichst direkt über der Achse angeordnet werden sollte.

Bezüglich der Vorwärts- und Rückwärtsfahrt wird ein symmetrischer Prüfzyklus erstellt. Für die Anfahr- und Bremsbeschleunigung werden - soweit es die zur Verfügung stehende Motorleistung erlaubt - Werte aus dem realen Betrieb benutzt, die etwa  $0,5 \text{ m/s}^2$  betragen.

Die Bodenbeschaffenheit sollte ebenfalls aus dem realen Betrieb übernommen werden, wo glatter Estrichboden vorliegt. Aus Zerstörungsgründen mußte jedoch eine Stahlplatte eingesetzt werden (siehe Abschnitt 3.2). Der Unterschied im Reibungsverhalten zwischen einem durch die Räder "polierten" Estrichboden und einer Stahlplatte ist sicherlich nicht sehr groß. Versuche, die Oberfläche rauher zu gestalten, indem eine Art Sandpapier aufgeklebt wurde, scheiterten, da die Rollen in kürzester Zeit das Papier "wegradierten". Eine Veränderung des Reibverhaltens kann (zumindest kurzzeitig) z.B. durch Nässe, Öl oder Partikel vorgenommen werden.

Von der Steuerung wird die Raddrehfrequenz konstant gehalten. Die Fahrtdauer wird deshalb über die Anzahl der gefahrenen Radumdrehungen festgelegt. Die wegen unterschiedlichem Schlupf dabei erreichte Fahrstrecke wird über die Pendelachsumdrehungen protokolliert. Die resultierende Geschwindigkeit wird somit ebenfalls über die Raddrehfrequenz gesteuert.

Stillstandszeiten ( $t_{\text{pause}}$ ) werden möglichst kurz gehalten, um einen Zeitraffereffekt zu erreichen. Sie werden im allgemeinen zu Meßzwecken benutzt. Bei zu hoher Temperaturentwicklung (beispielsweise des Motors) werden zusätzliche Pausen hinzugefügt. Damit ergibt sich ein (theoretischer) Prüfzyklus, der sich als Diagramm folgendermaßen darstellt:

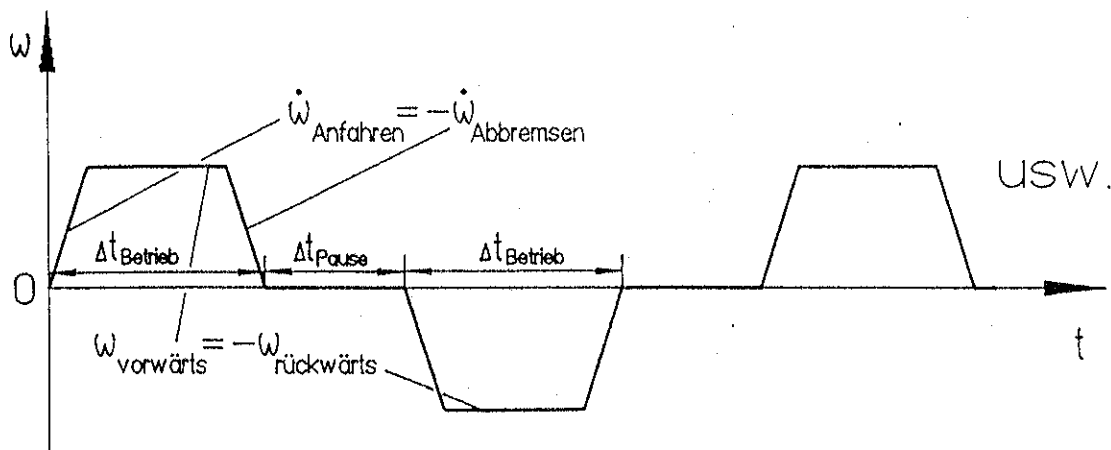


Bild 4.5 Prüfzyklus

Nach ersten Probeläufen wurden die mögliche Geschwindigkeit und Gewichtsbelastung ermittelt, welche die Motoren als Dauerbelastung zulassen. Entsprechend wurde der Prüfzyklus ausgearbeitet:

Die Anfahr- und Abbremsdrehbeschleunigung wurde mit  $0,5 \text{ U/s}^2$  angesetzt, die Radrehgeschwindigkeit mit  $0,7 \text{ U/s}$  bei einer Belastung von ca.  $1370 \text{ kg}$ . Die Stillstandszeiten zwischen den abwechselnden Vor- und Rückwärtsfahrten von jeweils 20 Radumdrehungen wurden mit  $5 \text{ s}$  angesetzt. Weitere Stillstandszeiten ergeben sich durch Messungen und Abkühlphasen des Motors/Getriebes.

Ein Prüfzyklus beläuft sich nach Bild 4.5 demnach auf 40 Radumdrehungen. Die dabei zurückgelegte Fahrstrecke wird mittels der aufsummierten Pendelachsumdrehungen festgehalten. Die reine Fahrzeit der Räder beträgt dann etwa  $3,6 \text{ s}$  pro Pendelachsumdrehung.

Wenn keine Messungen durchgeführt werden, wird möglichst ohne Pause dieser Prüfzyklus gefahren.

Bei Versuchsbeginn werden etwa alle 200 Pendelachsumdrehungen die geschilderten Temperaturen gemessen, bis die Beharrungstemperaturen erreicht sind.

Im warmen Zustand wird der Schlupf bei unterschiedlicher Drehrichtung der Mecanumräder und bei unterschiedlichen Raddrehgeschwindigkeiten von  $0,1, 0,2, \dots, 0,9 \text{ U/s}$  gemessen.

Bei den gleichen Raddrehgeschwindigkeiten von  $0,1, 0,2, \dots, 0,9 \text{ U/s}$  werden die Beschleunigungsmessungen durchgeführt. Diese Messungen werden sowohl mit starrem Aufbau als auch mit eingebauten Konuslagern durchgeführt.

Bei den unterschiedlichen Raddrehgeschwindigkeiten von  $0,2, 0,4, 0,6$  und  $0,8, \text{ U/s}$  werden die Stromaufnahmemessungen durchgeführt. Die einzelnen Fahrlängen sind dabei



mindestens auf 1,5, 3,0, 5,0 und 8,0 Radumdrehungen und die Auflösung ist dabei auf jeweils 0,9 ms einzustellen. Dies stellt sicher, daß die Meßwerte bei einer konstanten Geschwindigkeit aufgenommen werden.

Grundsätzlich sollten am Prüfstand verschiedene Rollenarten getestet werden, welche aufgrund der langwierigen Herstellung (einzeln gießen, bearbeiten, tempern) frühzeitig bestellt worden waren. Die Anlieferung verzögerte sich um einen Monat, so daß zunächst eine im Lager vorhandene Rollenart getestet wurde.

Diese Rollen besitzen keinen metallischen Tragkörper sondern sind aus einem Stück gegossen und anschließend bearbeitet worden. Es handelt sich um das Material Nyrin, einem Gemisch aus Polyurethan (PUR) und Polyamid, was sehr hart ist (Shorehärte im D-Bereich). Die in diesem Fall verwendeten Wälzlager werden in die Rollen eingeklebt.

Mit diesen Rollen (Rollenart A) wurden die oben aufgeführten Messungen durchgeführt und ansonsten möglichst der Prüfzyklus gefahren. Das in Abschnitt 5 angegebene Versuchsprotokoll sowie die Meßprotokolle dokumentieren den Versuch mit den Nyrin-Rollen, der im Zeitraum von zwei Wochen erfolgte.

Anschließend wurden die Räder umgerüstet auf Rollenart B mit Wälzlager und einer Beschichtung aus Polyurethan mit der Härte von 96 Shore A. Die Rollen besitzen einen ballig ausgeformten metallischen Tragkörper und eine Abschrägung (Fase) an den Rollenden.

Auch mit diesen Rollen wurden die oben aufgeführten Messungen durchgeführt und ansonsten möglichst der Prüfzyklus gefahren. Das in Abschnitt 5 angegebene Versuchsprotokoll sowie die Meßprotokolle dokumentieren diesen Versuch, der im Zeitraum von knapp zwei Wochen erfolgte.

Um Ergebnisse einer weiteren PUR-Rollenart zu Vergleichszwecken zur Verfügung zu haben, wurden beide Testläufe nicht bis zur Zerstörung der Rollen fortgeführt, sondern eine dritte Rollenart getestet.

Diese Rollenart C entspricht bis auf ihren Härtegrad von 93 Shore A der Rollenart B, sie ist also weicher. Der Testablauf ist mit den anderen Rollenarten identisch. Diese Rollen wurden ebenfalls fast zwei Wochen getestet.

## 5 Auswertung der Ergebnisse

Im folgenden werden die erfaßten Meßergebnisse aufgeführt. Eine Auswertung folgt unmittelbar auf die einzelnen Tabellen/Diagrammen. Bei sämtlichen Messungen bestand eine Belastung von 1370 kg, außer es wird ausdrücklich auf eine andere Belastung hingewiesen.

Es bedeuten: Rollenart A:  
 Rollen aus Nyrin, einem Gemisch von Polyurethan und Polyamid, ohne metallischem Tragkörper, Shore-Härte im D-Bereich  
 Wälzlager, ohne Fase am Rollenende

Rollenart B:  
 Rollen aus Polyuerethan mit balligem Tragkörper, Härte 96 Shore A  
 Wälzlager, mit Fase am Rollenende

Rollenart C:  
 Rollen aus Polyuerethan mit balligem Tragkörper, Härte 93 Shore A  
 Wälzlager, mit Fase am Rollenende

Insgesamt wurden in der zur Verfügung stehenden Zeit folgende Laufleistungen erzielt:

Rollenart	Laufleistung	entsprechende Betriebszeit	aufgetretene Schäden
A, Nyrin-Rollen	28600 Umdr. $\approx$ 61,0 km	28,6 Stunden	Lockerungen der Lager
B, PUR-Rollen 96 Shore A	24600 Umdr. $\approx$ 52,5 km	24,6 Stunden	leichte bis starke Ablösungen
C, PUR-Rollen 93 Shore A	25500 Umdr. $\approx$ 54,4 km	25,5 Stunden	leichte bis starke Ablösungen

*Tabelle 5.1 Übersicht über die Laufleistungen der Rollenarten*

### 5.1 Ergebnisse der Temperaturmessungen

In Bild 5.1 sind die Beharrungstemperaturen nahezu erreicht. Die Rollenlagertemperatur ist etwas höher als die Tragkörpertemperatur, die bei den Nyrin-Rollen die innere Belagtemperatur wiedergibt, da kein Tragkörper aus Metall vorhanden ist. Daraus folgt, daß die Erwärmung der Rolle von den Lagern ausgeht und nicht von der Rollenoberfläche.

Der Anstieg der Getriebetemperatur auf nahezu 70°C trägt dazu bei, daß die Felge und die Rolle sich durch Wärmeleitung und -strahlung stark aufwärmen. Der Prüfstand ist völlig unverkleidet, im realen Einsatz wird das Mecanumrad durch Bumper (Anfahrerschutz) und den Fahrzeugrahmen gekapselt, so daß ein Wärmeaustausch mit der Umgebung sehr eingeschränkt ist. Da im Gegensatz zum realen Einsatz am Prüfstand aber nur kurze Stillstandszeiten vorhanden sind, in denen eine Abkühlung stattfindet, sind die erhaltenen Ergebnisse durchaus realistisch.

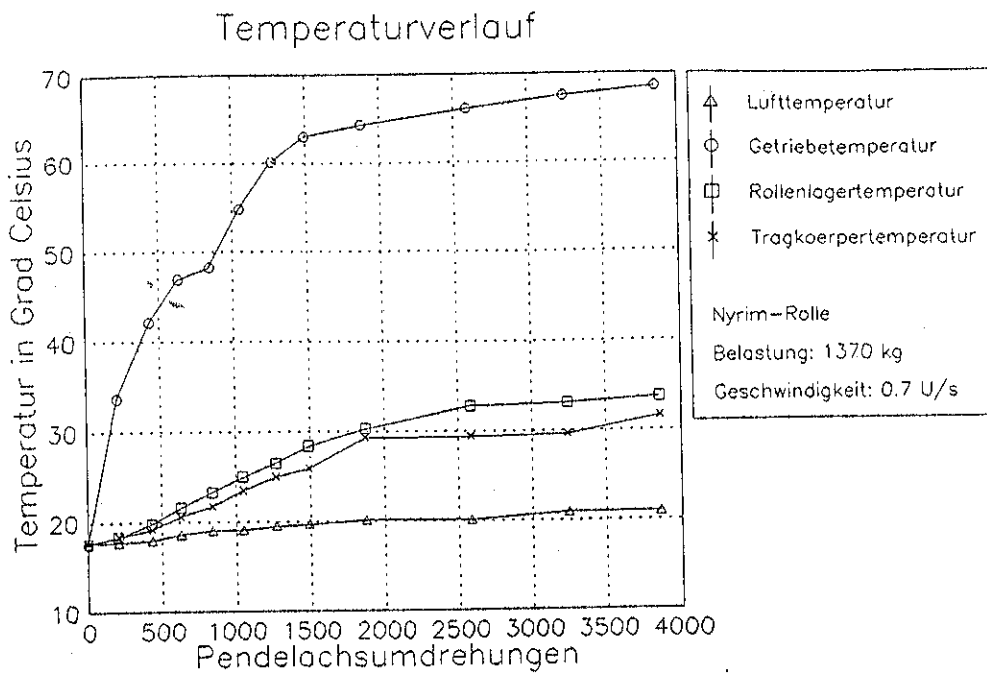


Bild 5.1 Temperaturverlauf bei Nyrin-Rollen (Rollenart A)

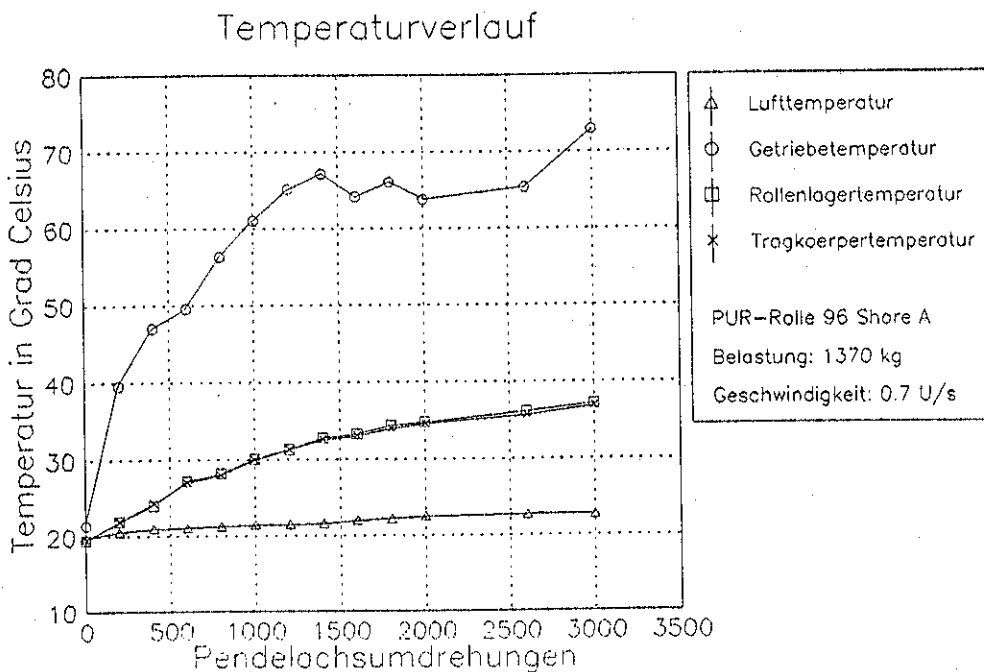


Bild 5.2 Temperaturverlauf bei PUR-Rollen 96 Shore A (Rollenart B)

Der Temperaturverlauf der PUR-Rollen mit 96 Shore A entspricht dem der Nyrin-Rollen. Wegen einer höheren Umgebungstemperatur steigen die Beharrungstemperaturen etwas an.

Die Rollenlager- und Tragkörpertemperatur sind nahezu identisch aufgrund der guten Wärmeleitung des Metalls. An der Primerschicht weist deshalb der Belag die höchste Temperatur auf, da an der Oberfläche der Rolle die Temperaturen weitaus geringer sind.

Eine Zerstörung der Klebeverbindung durch zu hohe Temperaturen scheidet demnach aus. Werden die Wärmeausdehnungskoeffizienten von Stahl und PUR verglichen, so zeigt sich, daß  $\alpha_{\text{PUR}} \approx 220 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$  wesentlich größer als  $\alpha_{\text{Stahl}} \approx 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$  ist. Wird die Längenän-

derung des Stahls vernachlässigt und das Elastizitätsmodul von PUR überschlagsmäßig mit  $E_{PUR} \approx 800 \text{ N/mm}^2$  angenommen (selbst die Hersteller von PUR geben keine hinreichend genaue Auskunft), errechnet sich bei einer Temperaturdifferenz von 30 K eine Wärmespannung von

$$\sigma_{th} = E_{PUR} \alpha_{PUR} \Delta t = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 220 * 10^{-6} \frac{1}{\text{K}} * 30 \text{K} = 5,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.1)$$

Dieser Wert liegt im allgemeinen weit unterhalb der Grenzscherspannung, die Warmkleber erreichen. Die Hersteller konnten keine Grenzwerte der Klebverbindung angeben.

### Temperaturverlauf

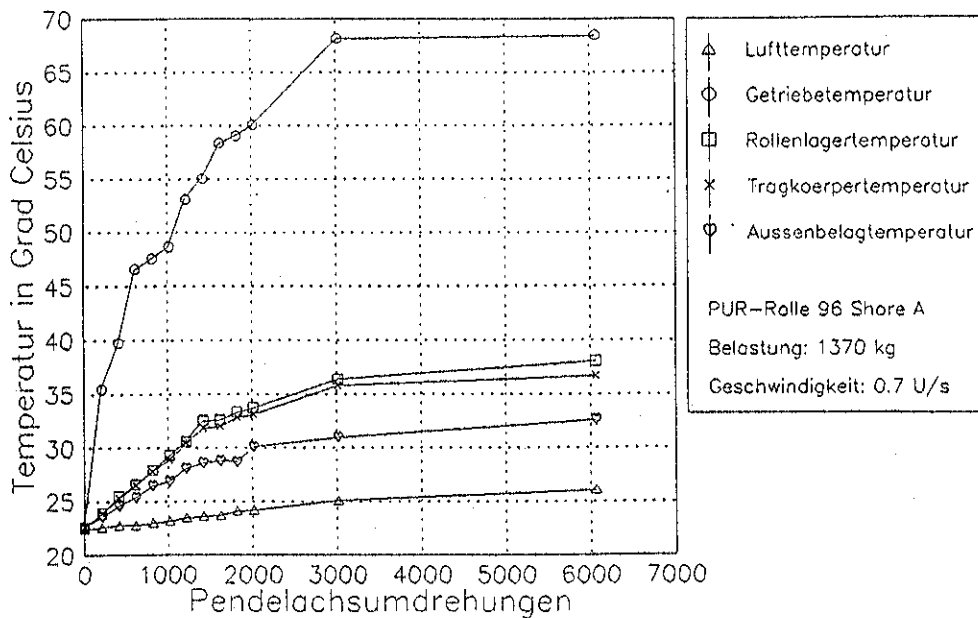


Bild 5.3 Temperaturverlauf bei PUR-Rollen 93 Shore A (Rollenart C)

Der Temperaturverlauf der PUR-Rollen mit 93 Shore A entspricht den anderen Verläufen.

In Bild 5.3 ist zusätzlich die Außenbelagtemperatur aufgetragen. Wie schon angedeutet, liegt sie etwa  $5^\circ\text{C}$  unterhalb der Rollenlagertemperatur. Der Wärmezufluß kommt also eindeutig von innen.

## 5.2 Verschleißergebnisse

In der folgenden Tabelle 5.2 bedeuten die oberen Zeilen einer Rolle die Meßwerte vor dem Versuch, die untere Zeile enthält die Meßwerte nach dem Versuch.

Meßungenauigkeiten von bis zu  $\pm 0,2 \text{ mm}$  sind durchaus möglich, da die Messungen mittels einer Schieblehre sehr schwierig durchzuführen sind. Insbesondere die Messung der Rollendurchmesser an den Rollenenden ist äußerst fehlerträchtig. Trotzdem zeigt sich bei den Rollen eine gute Übereinstimmung der Tendenzen.

Rolle	$d_{\text{Rolle,max}}$	Differenz	$d_{\text{Rolle,imax}}$	Differenz	$d_{\text{Rolle,min1}}$	Differenz	$d_{\text{Rolle,min2}}$	Differenz	Lagerzustand	Bemerkungen
A-1	65,8	0	153,0	0,3	44,2	-0,4	44,7	-0,7	Seite 1: gelöst	keine
gebohrt	65,8		153,3		43,8		44,0		Seite 2: fällt heraus	
A-2	65,8	-0,1	153,2	0,4	44,0	-1,2	44,5	-1,0	Seite 1: gelöst	keine
	65,7		153,6		42,8		43,5		Seite 2: fällt heraus	
A-3	65,8	0	153,1	0,3	44,3	-0,8	44,5	-1,2	Seite 1: fest	Hauptverschleiß an 1/8 Umfang
gebohrt	65,8		153,4		43,5		43,3		Seite 2: fest	
A-4	65,8	0	153,1	0,1	44,7	-0,8	44,2	-0,7	Seite 1: fest	keine
	65,8		153,2		43,9		43,5		Seite 2: gelöst	
A-5	65,8	-0,1	153,1	0,4	44,7	-0,7	44,0	-0,7	Seite 1: gelöst	keine
gebohrt	65,7		153,5		44,0		43,3		Seite 2: gelöst	
A-6	65,8	-0,1	153,2	0,3	44,1	-0,5	44,7	-1,1	Seite 1: fest	keine
	65,7		153,5		43,6		43,6		Seite 2: gelöst	
A-7	65,8	-0,2	153,1	0,4	44,0	-0,6	44,5	-0,7	Seite 1: fest	keine
gebohrt	65,6		153,5		43,4		43,8		Seite 2: gelöst	
A-8	65,8	-0,1	153,1	0,3	44,5	-0,9	44,0	-0,7	Seite 1: gelöst	keine
	65,7		153,4		43,6		43,3		Seite 2: fällt heraus	
A-9	65,8	-0,1	153,2	0,2	43,8	-0,7	44,0	-1,1	Seite 1: fest	keine
gebohrt	65,7		153,4		43,1		42,9		Seite 2: gelöst	
A-10	65,8	-0,1	153,2	0,2	44,7	-0,9	44,0	-0,9	Seite 1: gelöst	keine
	65,7		153,4		43,8		43,1		Seite 2: fällt heraus	
A-11	65,8	0	153,2	0,2	44,7	-1,0	44,0	-0,8	Seite 1: fest	keine
gebohrt	65,8		153,4		43,7		43,2		Seite 2: gelöst	
A-12	65,8	0	153,1	0,3	44,6	-0,7	44,5	-1,0	Seite 1: fest	Hauptverschleiß an 1/8 Umfang
	65,8		153,4		43,9		43,5		Seite 2: fest	
A-13	65,8	0	153,2	0,4	44,2	-0,4	44,7	-0,9	Seite 1: fest	Hauptverschleiß an 1/2 Umfang
gebohrt	65,8		153,6		43,8		43,8		Seite 2: fällt heraus	
A-14	65,8	0	153,2	0,2	44,3	-0,5	44,0	-0,7	Seite 1: fest	keine
	65,8		153,4		43,8		43,3		Seite 2: fällt heraus	
A-15	65,8	-0,2	153,2	0,2	44,7	-1,0	44,0	-0,7	Seite 1: fest	Hauptverschleiß an 3/4 Umfang
gebohrt	65,6		153,4		43,7		43,3		Seite 2: Axial- kranz zerstört	
A-16	65,8	-0,1	153,1	0,3	44,9	-1,4	44,2	-0,9	Seite 1: gelöst	keine
	65,7		153,4		43,5		43,3		Seite 2: gelöst	

Tabelle 5.2 Verschleißmeßwerte der Rollenart A

Die Abnutzung in der Rollenmitte tendiert gegen null. Da dort kaum Schlupf auftritt, rollt die Rolle nur ab. Aufgrund des sehr harten Materials ist kein nennenswerter Verschleiß vorhanden.

Bemerkenswert ist die Längung der Rolle um ca. 0,3mm. Verursacht durch die Axialkräfte scheint ein Kriechvorgang des Nyrims eingesetzt zu haben.

Die sichtbare Abnutzung der Rollenoberfläche besitzt je Seite etwa eine Breite von 15..20 mm. Die meßbare Abnutzung an den Rollenden dominiert an der innen gelaufenen Seite 2.

In erster Linie ist dieser Verschleiß auf Schlupf zurückzuführen, der (sichtbar) beim Beginn oder Ende eines Rolleneingriffs auftritt.

Eine zweite Möglichkeit besteht darin, daß sich die Rollenform durch Abtragung an die theoretisch berechnete Form anzupassen "versucht". An Tabelle 2.1 ist gut zu erkennen, daß besonders zum Rollende hin die verwendete herkömmliche Form einen zu großen Radius aufweist. Ein derartiges Verhalten läßt sich aber nur im Langzeitversuch bestätigen, da ein "normaler" Verschleiß zusätzlich überlagert ist.

An den Lagern ist zu erkennen, daß die Belastungen am inneren Rollende größer sind als am äußeren. Nahezu alle inneren Lager haben sich gelöst oder fallen heraus, im Gegensatz zu den äußeren Lagern. Das Nyrin verformt sich unter den Belastungen und zerstört dabei die Klebeverbindung zwischen dem Lager und der Rolle. Die axiale Längung der Rolle fördert sicherlich durch zusätzliche Scherkräfte diesen Prozeß.

Sind die Lager gelöst, äußert sich dies während der Fahrt durch ein knackendes Geräusch, wenn die momentane Lagerstellung zum Bodenberührungspunkt der Rolle paßt.

Einige Rollen besaßen ein sehr geringes Axialspiel oder eine (hinterher nicht mehr feststellbare) Lagervorspannung (wahrscheinlich bedingt durch die beschädigte Klebeverbindung). Diese Rollen ließen sich nur sehr schwer drehen, was zur Folge hatte, daß sie sich nicht gleichmäßig abnutzten.

Eine sichtbare und meßbare Abnutzung der Nyrin-Rollen ist somit nach nur 29 Stunden Betriebszeit eingetreten. Inwieweit dieser Verschleiß fortschreitet und den Betrieb der Rollen beeinträchtigt ist nur in einem Dauerversuch feststellbar. Mit großer Sicherheit können jedoch baldige Lagerschäden vorausgesagt werden.

In der Tabelle 5.3 sind die Ergebnisse der Verschleißmessungen an der Rollenart B dargestellt.

Die Messungen an den Rollenden ist durch die dort befindliche Fase sehr erschwert, so daß die Meßgenauigkeiten sicherlich an dieser Stelle zunehmen. Trotzdem zeigt sich bei den Rollen eine gute Übereinstimmung der Tendenzen.

Die Abnutzung in der Rollenmitte tendiert wie schon zuvor gegen null. Die Rollen waren bei Testende mit einer dicken Schmutzschicht bedeckt, so daß eine korrekte Messung nicht möglich war. Nur bei den Rollen eins bis drei wurde der Schmutz entfernt, um den Durchmesser zu bestimmen. Trotz des weicheren Materials ist keine Abnutzung festzustellen.

Die Längung der Rolle beträgt ebenfalls etwa 0,3mm.

Die sichtbare Abnutzung der Rollenoberfläche besitzt an der Innenseite eine Breite von etwa 50mm und an der Außenseite 10..15 mm. Die mittlere meßbare Abnutzung an den Rollenden ist jedoch an beiden Seiten gleich.

Nahezu an jeder Rolle treten an beiden Seiten Ablöseerscheinungen des Belages vom Tragkörper auf. Je nach Stadium läßt sich ein Messer bis zu 40mm tief zwischen Belag und Tragkörper schieben. Bei fortgeschrittener Ablösung ist eine Verformung des Belages zu erkennen.

Schon vor dem Testbeginn besaßen einige Rollen Blasen an ihren Stirnflächen (beim Gießen entstandene Lunker), die durch Fertigungsfehler bedingt sind. Diese Blasen platzen auf, und es entstehen Ausbrüche an diesen Stellen. In etwa der Hälfte aller Fälle kommen dort erste Ablöseerscheinungen hinzu.

Einige Rollen ließen sich nur sehr schwer drehen, was aber keine erkennbaren Auswirkungen auf Schäden hat.

Nach nur 25 Stunden Betriebszeit sind zum einen meßbare Verschleißerscheinungen und zum anderen leichte bis schwere Ablösungen des Belages vom Tragkörper aufgetreten. Es ist anzunehmen, daß die Ablöseerscheinungen bei weiterem Betrieb rasch zunehmen, da zum Teil bereits leichte Verformungen des Belages vorhanden sind.

Rolle	$d_{\text{Rolle,max}}$	Diffe- renz	$d_{\text{Rolle,max}}$	Diffe- renz	$d_{\text{Rolle,min1}}$	Diffe- renz	$d_{\text{Rolle,min2}}$	Diffe- renz	Zustand Seite 1 bei Testende	Zustand Seite 2 bei Testende
B-1	65,1	0	148,5	0,8	44,9	-	44,9	-0,2	Ausbruch	Ausbruch an der Fase
gebohrt	65,1		149,3		nicht meßbar		44,7		leichte Ablösung	starke Ablösung, Verformung
B-2	65,1	0	149,3	0,3	44,8	-0,2	45,0	-0,4	Einschnitt	leichte Ablösung
	65,1		149,6		44,6		44,6			
B-3	65,0	0	148,8	0,4	44,8	-0,2	45,1	-0,4	Ausbruch an der Fase	sehr kleiner Ausbruch
	65,0		149,2		44,6		44,7		leichte Ablösung	
B-4	65,0	-	149,2	0,7	44,9	-0,2	44,7	-0,3	schwergängig	mittlere Ablösung
	-		149,9		44,7		44,4		leichte Ablösung	
B-5	65,2	-	149,1	0,4	45,0	-0,4	45,0	-0,4	schwergängig, Ausbruch	mittlere Ablösung
gebohrt	-		149,5		44,6		44,6		mittlere Ablösung	
B-6	65,1	-	149,0	0,1	45,0	-0,4	44,9	-0,8	schwergängig	leichte Ablösung
	-		149,1		44,6		44,1		leichte Ablösung	
B-7	65,1	-	149,0	0,3	45,0	-0,4	45,0	-0,6		leichte Ablösung
	-		149,3		44,6		44,4			
B-8	65,1	-	149,7	0,3	44,8	-0,6	44,5	-0,4		vier Ausbrüche
	-		150,0		44,2		44,1		mittlere Ablösung	leichte Ablösung
B-9	65,0	-	149,8	0,3	44,8	-0,6	44,5	-0,7		Ausbruch
gebohrt	-		150,1		44,2		43,8		mittlere Ablösung	leichte Ablösung
B-10	65,0	-	149,0	0,4	45,0	-1,4	45,1	-0,5	kleiner Ausbruch	Einriß
	-		149,4		43,6		44,6		leichte Ablösung	mittlere Ablösung
B-11	65,1	-	149,2	0,3	45,0	-0,6	45,0	-0,7	kleiner Ausbruch	
	-		149,5		44,4		44,3		mittlere Ablösung	
B-12	64,9	-	149,6	0,1	44,8	-0,7	44,8	-0,6	Ausbruch, Einriß	
	-		149,7		44,1		44,2		starke Ablösung	leichte Ablösung
B-13	65,1	-	149,5	-0,1	44,8	-0,6	44,9	-0,9		kleine Ausbrüche
gebohrt	-		149,4		44,2		44,0		leichte Ablösung	leichte Ablösung
B-14	65,1	-	149,8	0,3	44,8	-0,8	44,2	-0,1	Ausbruch	
	-		150,1		44,0		44,3		leichte Ablösung	leichte Ablösung
B-15	65,1	-	148,5	0,4	45,2	-0,5	45,2	-0,8		
	-		148,9		44,7		44,4		mittlere Ablösung	leichte Ablösung
B-16	65,1	-	148,8	0,5	44,8	-0,3	45,0	-0,4	Verformung	
	-		149,3		44,5		44,6		sehr starke Ablösung	leichte Ablösung

Tabelle 5.3 Verschleißmeßwerte der Rollenart B

Rolle	$d_{\text{Rolle,max}}$	Diffe- renz	$d_{\text{Rolle,lmax}}$	Diffe- renz	$d_{\text{Rolle,min1}}$	Diffe- renz	$d_{\text{Rolle,min2}}$	Diffe- renz	Zustand Seite 1 bei Testende	Zustand Seite 2 bei Testende
C-1	65,0	0	149,4	0,4	44,9	-0,4	44,6	-0,1	leichte Ablösung	Einrisse leichte Ablösung, Verformung
gebohrt	65,0		149,8		44,5		44,5			
C-2	65,0	0,1	149,0	0,6	44,7	-0,2	44,7	-0,2	leichte Ablösung	leichte Ablösung
	65,1		149,6		44,5		44,5			
C-3	65,2	-0,1	149,3	0,5	44,8	-0,3	44,8	-0,3	leichte Ablösung	mittlere Ablösung
	65,1		149,8		44,5		44,5			
C-4	65,0	0	149,4	0,4	44,9	-0,6	44,8	-0,6	sehr kleine Ausbrüche mittlere Ablösung	Ausbruch geringe Ablösung
	65,0		149,8		44,3		44,2			
C-5	65,0	0,1	148,8	0,4	45,1	-0,4	44,7	-0,5	Verformung sehr starke Ablösung	geringe Ablösung
gebohrt	65,1		149,2		44,7		44,2			
C-6	65,1	0	149,2	0,7	44,9	-0,4	44,7	-0,4	leichte Ablösung	geringe Ablösung
	65,1		149,9		44,5		44,3			
C-7	65,1	-0,1	149,1	0,7	44,7	-0,3	44,9	-0,5	Einriß leichte Ablösung	Einriß mittlere Ablösung
	65,0		149,8		44,4		44,4			
C-8	65,0	0	148,8	0,5	44,9	-0,2	45,2	-0,2	sehr starke Ablösung	Einrisse starke Ablösung
	65,0		149,3		44,7		45,0			
C-9	65,2	-0,1	148,8	0,5	45,2	-0,4	45,0	-0,4	leichte Ablösung	leichte Ablösung
gebohrt	65,1		149,3		44,8		44,6			
C-10	65,2	-0,1	149,3	0,5	44,9	-0,3	44,8	-0,4		leichte Ablösung
	65,1		149,8		44,6		44,4			
C-11	65,1	0	149,1	0,6	44,7	-0,1	44,9	-0,3	leichte Ablösung	starke Ablösung
	65,1		149,7		44,6		44,6			
C-12	65,2	-0,1	148,8	0,6	45,0	-0,2	45,1	-0,4	leichte Ablösung	Einrisse starke Ablösung
	65,1		149,4		44,8		44,7			
C-13	65,1	-0,1	149,2	0,7	44,9	-0,4	44,8	-0,4		leichte Ablösung
gebohrt	65,0		149,9		44,5		44,4			
C-14	65,2	-0,1	148,8	0,6	45,0	-0,2	44,8	-0,2	leichte Ablösung	geringe Ablösung
	65,1		149,4		44,8		44,6			
C-15	65,2	-0,1	148,8	0,7	45,0	-0,3	45,0	-0,3	mittlere Ablösung	leichte Ablösung
	65,1		149,5		44,7		44,7			
C-16	65,2	-0,1	148,8	0,5	44,9	-0,3	44,9	-0,3	sehr kleine Ausbrüche leichte Ablösung	mittlere Ablösung
	65,1		149,3		44,6		44,6			

Tabelle 5.4 Verschleißmeßwerte der Rollenart C

Die ermittelten Werte decken sich weitestgehend mit den Ergebnissen der letzten Rollenart. Die Abnutzung in der Rollenmitte ist wiederum nahezu null, die Abnutzung an den Rollenden liegt im Mittel bei 0,3mm, wobei die innere Rollenseite einen geringfügig höheren Abrieb besitzt. Die Längung der Rolle ist bei den weicheren PUR-Rollen doppelt so groß mit einem mittleren Wert von 0,6mm.

Die sichtbare Abnutzung der Rollenoberfläche besitzt nun an der Außenseite eine Breite von etwa 70mm und an der Innenseite 5..10 mm. Die mittlere meßbare Abnutzung an den Rollenden ist jedoch an beiden Seiten gleich.

Ebenso wie zuvor zeigt jede Rolle eine mehr oder weniger starke Ablösung des Belages vom Tragkörper. Im Gegensatz zu den anderen PUR-Rollen war die Rollenart C in einem sehr guten Zustand, fast ohne Anzeichen einer beginnenden Ablösung oder fertigungsbedingter Lunker. Trotzdem sind die Schäden beider Rollenarten nach dem Test annähernd gleich. Bei



der Rollenart C treten allerdings kaum Ausbrüche auf. Da eine Ablösung durch einen Ausbruch sicherlich schneller einsetzt, wird die Rollenart C anscheinend schneller zerstört.

### 5.3 Ergebnisse der Messungen der Abplattung und der Spur

Von allen Rollenarten wurden Aufnahmen der Aufstandsfläche der Rolle bei unterschiedlichen Raddrehwinkeln und verschiedener Belastung angefertigt.

Aussagekräftige Abdrücke waren schwierig zu bekommen, da beim Ablassen der Räder die Rollen meist noch ihre Position veränderten. Das zeigt wiederum, daß der Rundlauf der Räder nicht optimal ist. Zum Teil verschmierte Abdrücke bei einer undefinierten Radstellung waren die Folge.

An den Rollen selbst ist die Abplattung zumindest an den Rollenden sichtbar. Durch die Abplattung wird die Rollenstirnseitenbeschriftung "wegradiert". Daran läßt sich die Tiefe der Abplattung bestimmen. Bei den Nyrin-Rollen lag die Abplattung bei ca. 1mm, bei den PUR-Rollen betrug sie etwa 2,5mm.

Um einen Überblick zu bekommen, sind in der folgenden Tabelle die Abdrücke aller Rollenarten beim jeweiligen Radwinkel und der entsprechenden Belastung zusammengestellt. Bei schlecht erkennbaren Abdrücken wurden die Konturen nachgezeichnet.







Rollenart Belastung	$\rho=0^\circ$	Fläche Druck	$\rho=11,25^\circ$	Fläche Druck	$\rho=22,5^\circ$	Fläche Druck
Rollenart A Belastung: 185 kg		88,0 mm <sup>2</sup>		90,5 mm <sup>2</sup>		163,4 mm <sup>2</sup>
		20,6 N/mm <sup>2</sup>		20,1 N/mm <sup>2</sup>		11,1 N/mm <sup>2</sup>
Rollenart A Belastung: 685 kg		143,3 mm <sup>2</sup>		163,4 mm <sup>2</sup>		254,5 mm <sup>2</sup>
		46,9 N/mm <sup>2</sup>		41,1 N/mm <sup>2</sup>		26,4 N/mm <sup>2</sup>

Tabelle 5.5, Teil 1 Abdrücke der verschiedenen Rollenarten

Ein Abdruck entspricht grundsätzlich einer Ellipse, am Rollenende wird die Ellipse (im Idealfall) in zwei Hälften auf die im Eingriff befindlichen Rollen aufgeteilt. An den Abdrücken wird die Aufstandsfläche berechnet und daraus die Druckbelastung des Bodens errechnet.

Wie zu erwarten liegt die Nyrin-Rolle in der Druckbelastung aufgrund ihrer extremen Härte am höchsten. Zwischen den PUR-Rollen liegt kaum ein Unterschied.

Tendenziell ist zu erkennen, daß die Druckbelastung zum Rollenende hin abnimmt (Der Abdruck bei Rollenart B,  $\rho=22,5$  Grad und 685kg ist ein Meßfehler, richtiger ist sicherlich der verbesserte Abdruck).

Dies widerspricht den Ergebnissen aus [1], wo ähnliche Messungen bereits durchgeführt wurden. Die Abdrücke sind in [1] exakter, da die Versuchsrollen unter einem vorgegebenen Winkel fest eingespannt waren. Ein Wegdrehen der Rolle ist somit ausgeschlossen. Eventuell ist dies die Ursache für den aufgetretenen Widerspruch.

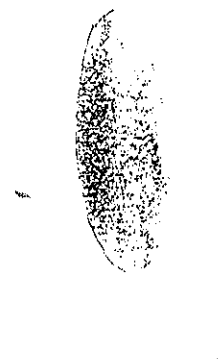


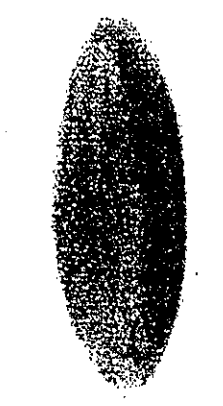
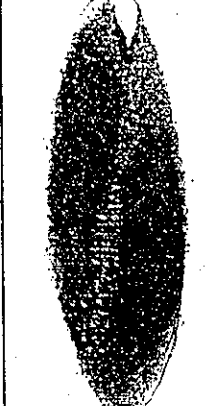
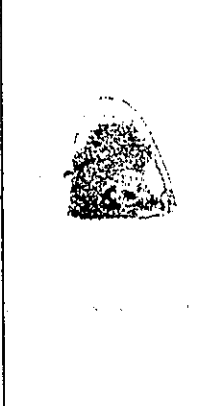
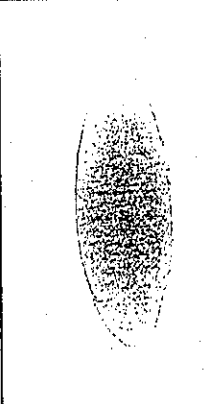
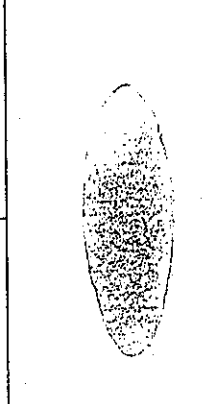
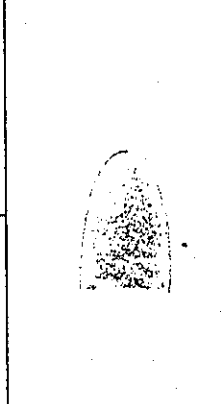

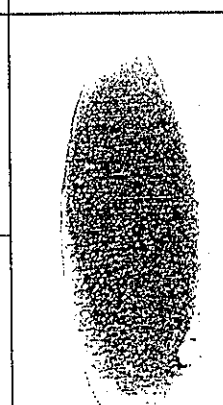
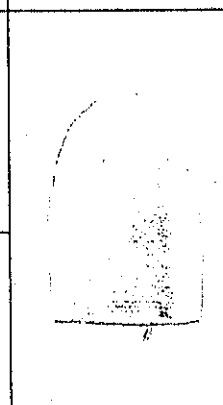
Rollenart B Belastung: 185 kg		320,4 mm <sup>2</sup>		348,7 mm <sup>2</sup>		428,5 mm <sup>2</sup>
		5,7 N/mm <sup>2</sup>		5,2 N/mm <sup>2</sup>		4,2 N/mm <sup>2</sup>
Rollenart B Belastung: 685 kg		667,6 mm <sup>2</sup>		805,8 mm <sup>2</sup>		848,2 mm <sup>2</sup>
		10,1 N/mm <sup>2</sup>		8,3 N/mm <sup>2</sup>		7,9 N/mm <sup>2</sup>
Rollenart C Belastung: 185 kg		366,2 mm <sup>2</sup>		373,2 mm <sup>2</sup>		367,6 mm <sup>2</sup>
		5,0 N/mm <sup>2</sup>		4,9 N/mm <sup>2</sup>		4,9 N/mm <sup>2</sup>
Rollenart C Belastung: 685 kg		716,3 mm <sup>2</sup>		790,9 mm <sup>2</sup>		816,8 mm <sup>2</sup>
		9,4 N/mm <sup>2</sup>		8,5 N/mm <sup>2</sup>		8,2 N/mm <sup>2</sup>

Tabelle 5.5, Teil 2 Abdrücke der verschiedenen Rollenarten

Wie in Abschnitt 4.1 dargestellt, ergibt sich die Rollenspur bei der Kreisfahrt am Prüfstand als gekrümmte Linie. Im Anhang ist eine Gesamtansicht einer Spur für eine ganze Rad-drehung dargestellt. Beispielhaft für alle Rollenarten und unterschiedliche Belastungen wird nur ein Abdruck dargestellt. Dazu wird die Rollenart C bei der hohen Belastung von 1370kg ausgewählt, da dort ein besonders guter Kontrast vorhanden ist.

Die Spur ist leicht nach innen geneigt, was sicherlich mit der kürzeren Innenstrecke (siehe Bild 4.1) zusammenhängt.

Allgemein ist der Abdruck am Innenrand stärker ausgeprägt, was zum einen auf den engen Fahrradius und zum anderen auf den am Innenrand stärker auftretenden Schlupf der Rolle zurückzuführen ist.

Dies zeigt sich auch darin, daß bei den PUR-Rollen das Papier trotz Festklebens am Boden sich beim Fahren faltet und verrutscht (in den Bildern an den hellen Streifen in den Spuren erkennbar), wodurch der Abdruck keinen Kreis mehr darstellt. Zusätzlich wird das Papier an den Aufsetzstellen vornehmlich an der Innenseite zum Teil zerrissen, bedingt durch die Rollendrehung auf dem Papier (in den Bildern an hellen Flecken erkennbar).

Grundsätzlich unterscheiden sich Abdrücke verschiedener Rollenarten nur in ihrer Spurbreite (siehe folgende Bilder, bei schwach erkennbaren Spurabdrücken wurden die Konturen nachgezeichnet). In der folgenden Tabelle sind die gefahrenen Rollenarten und ihre Spurbreite bei verschiedener Belastung zusammengestellt:

Rollenart	Belastung in kg	mittlere Spurbreite in mm
A	370	5
A	1370	7..8
B	370	12
B	1370	18
C	370	13..14
C	1370	20

*Tabelle 5.6 Spurbreiten verschiedener Rollenarten*

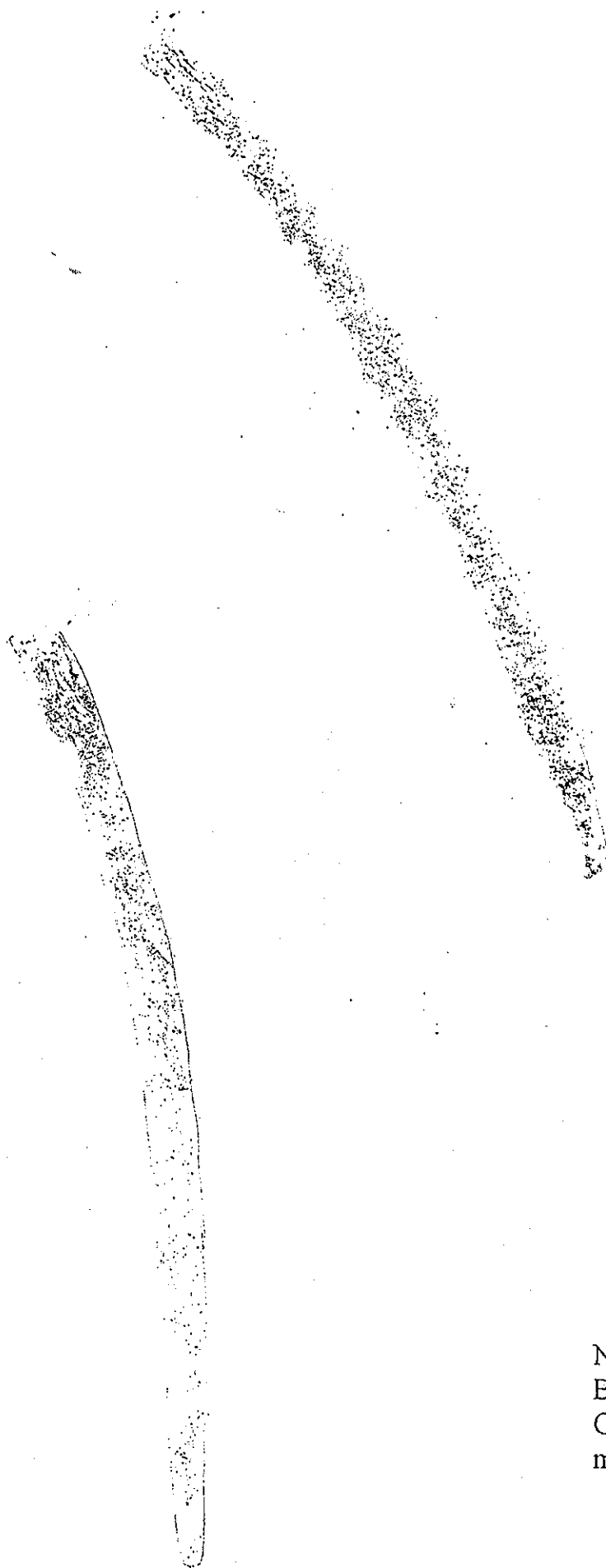
Bei allen Rollenarten erhöht sich bei der höheren Belastung die Spurbreite um den Faktor 1,5. Die extrem harten Nyrin-Rollen (Rollenart A) besitzen die geringste Abplattung, die PUR-Rollen liegen wesentlich höher, wobei die weichere Rollenart C mit 93 Shore A statt 96 Shore A von Rollenart B eine etwas größere Abplattung erreicht.

Auffällig ist die scharfe Abgrenzung am Innen- und Außenrand. Die Rollen laufen bis zum Ende der Rolle ab, so daß der Rollenrand als Kante im Abdruck wiedergegeben wird. Da zu diesem Zeitpunkt trotz des Rollenüberganges eine recht geringe Überdeckung der Rollen vorhanden ist (etwa 1..2 cm am Boden), liegt nahezu die gesamte Belastung auf den Randzonen der Rolle und dementsprechend auf der scharfen Kante. Die resultierenden hohen Spannungen im Belag stellen sicherlich eine besonders große Belastung für die Primerschicht dar.



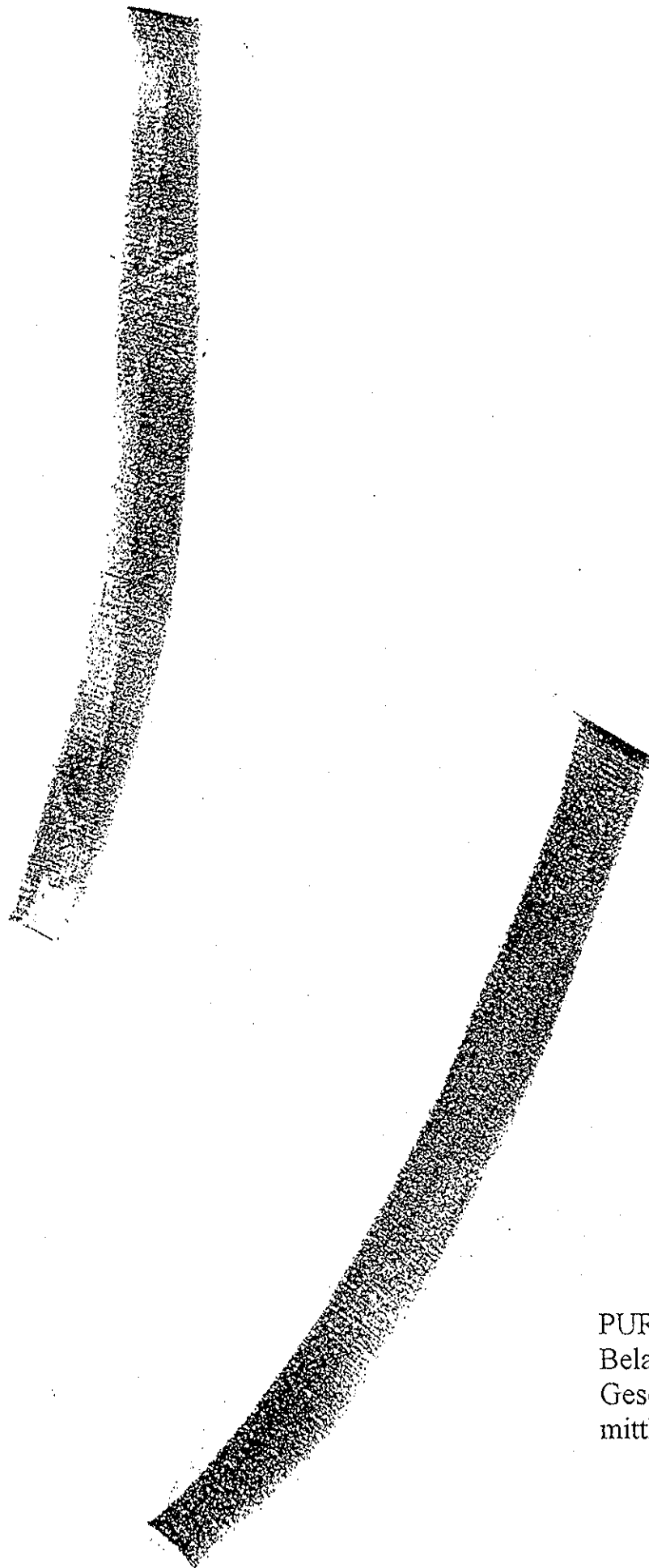
Nyrin-Rolle  
Belastung: 370 kg  
Geschwindigkeit: 0,7 U/s  
mittlere Spurbreite: 5 mm

*Bild 5.4 Spurabdruck der Nyrin-Rolle bei geringer Belastung*



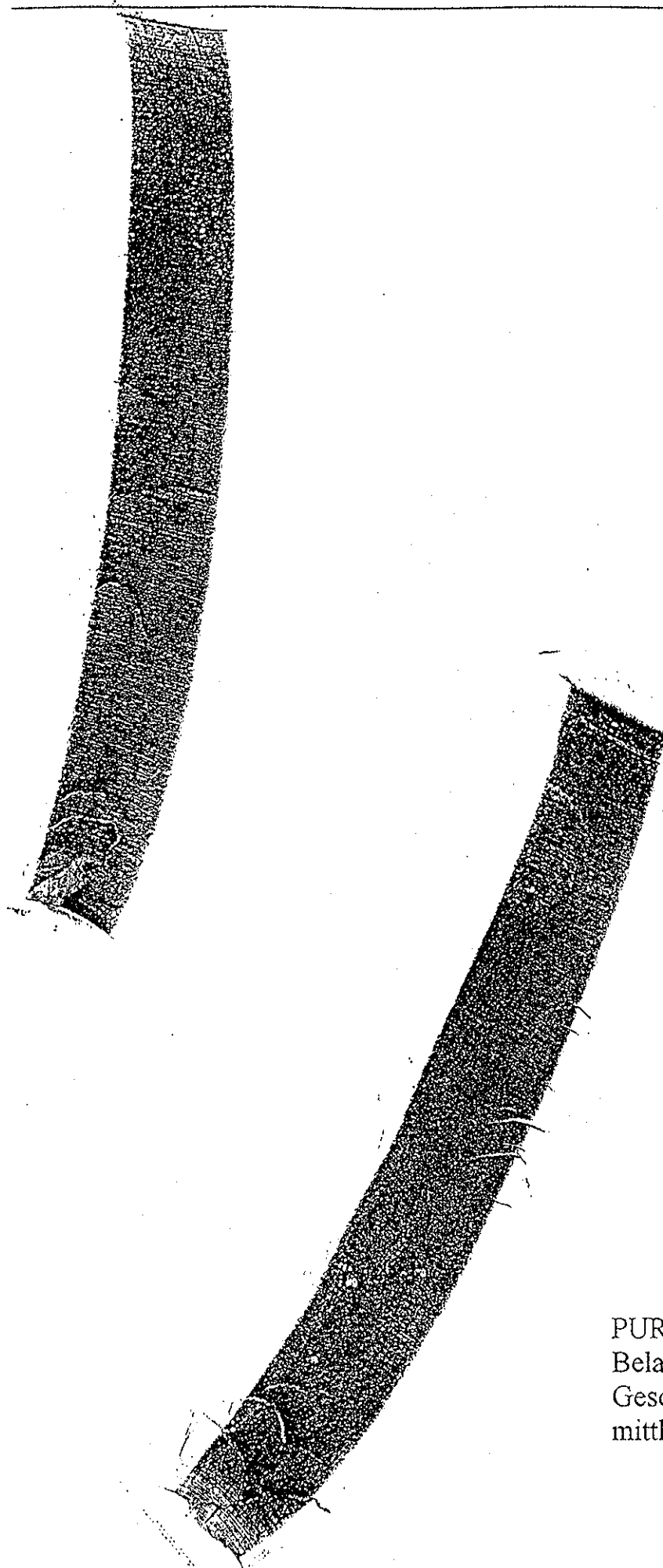
Nyrin-Rolle  
Belastung: 1370 kg  
Geschwindigkeit: 0,7 U/s  
mittlere Spurbreite: 7..8 mm

*Bild 5.5 Spurabdruck der Nyrin-Rolle bei starker Belastung*



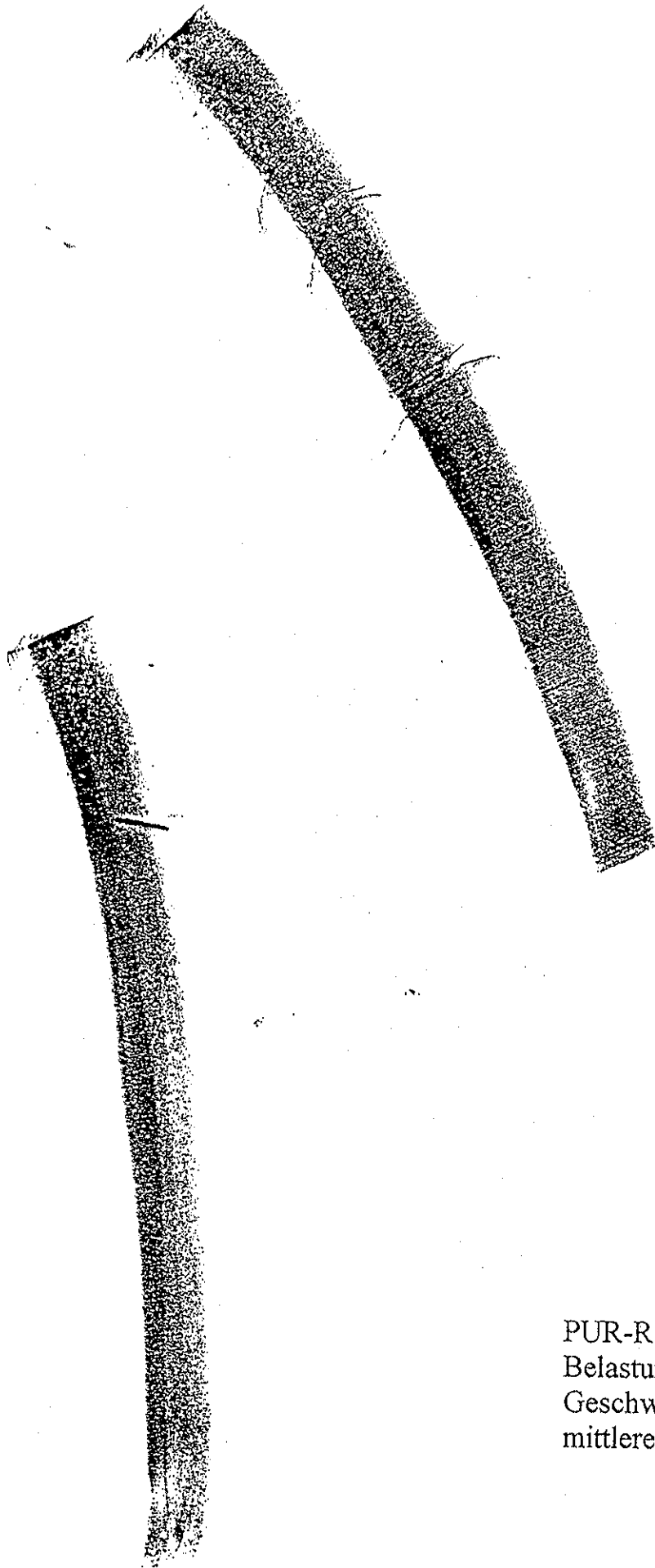
PUR-Rolle 93 Shore A  
Belastung: 370 kg  
Geschwindigkeit: 0,7 U/s  
mittlere Spurbreite: 13..14mm

*Bild 5.6 Spurabdruck der PUR-Rolle 93 Shore A bei geringer Belastung*



PUR-Rolle 93 Shore A  
Belastung: 1370 kg<sup>z</sup>  
Geschwindigkeit: 0,7 U/s  
mittlere Spurbreite: 20 mm

*Bild 5.7 Spurabdruck der PUR-Rolle 93 Shore A bei starker Belastung*



PUR-Rolle 96 Shore A  
Belastung: 370 kg<sup>#</sup>  
Geschwindigkeit: 0,7 U/s  
mittlere Spurbreite: 12 mm

Bild 5.8 *Spurabdruck der PUR-Rolle 96 Shore A bei geringer Belastung*





PUR-Rolle 96 Shore A  
Belastung: 1370 kg  
Geschwindigkeit: 0,7 U/s  
mittlere Spurbreite: 18 mm

## 5.4 Ergebnisse der Schlupfmessungen und der Rollendrehung

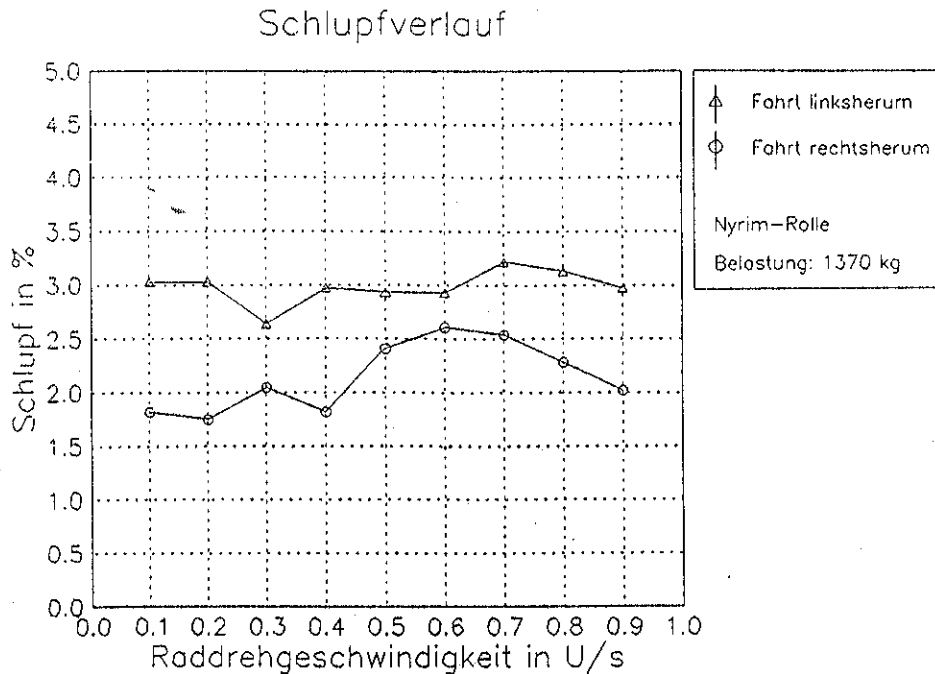


Bild 5.10 Schlupfverlauf der Nyrin-Rollen (Rollenart A)

Grundsätzlich stimmen die Schlupfwerte der beiden Räder überein. Dies resultiert daraus, daß eine feste Kreisbewegung vorgegeben ist, und daß durch die Pendelachse eine direkte Verbindung zwischen den Rädern besteht.

Ein Zusammenhang zwischen Schlupf und der Fahrgeschwindigkeit ist nicht zu erkennen.

Fahren die Räder linksherum ist der Schlupf wesentlich größer als bei der Fahrt rechtsherum. Dies liegt daran, daß bei der Fahrt linksherum die in der Kreisbahn innen liegenden Rollenden den Rolleneingriff beginnen.

Wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, bewegt sich das Rad mit einer (annähernd) konstanten Winkelgeschwindigkeit um den Drehpunkt. Das hat zur Folge, daß die Strecke Rollenaufsatzpunkt-Rollenmitte und Rollenmitte-Rollenablöspunkt im gleichen Zeitraum durchfahren werden. Da die zur Kreismitte hin liegende Strecke AB (siehe Bild 4.1) kürzer ist als die Strecke BC, tritt dort verstärkt Schlupf auf.

Obwohl theoretisch sich die Rollen nicht drehen, tritt eine Rollendrehung auf. Bei einer Raddrehgeschwindigkeit von 0,7 U/s dreht sich eine Rolle nach etwa 55..60 Pendelachs-umdrehungen einmal um sich selbst. Dies gilt für beide Raddrehrichtungen. Dabei ist die Drehrichtung der Rolle immer linksherum (von außen auf das Rad gesehen). Der Grund dafür liegt sicherlich darin, daß der Kreisfahrt eine geringe Seitwärtsfahrt überlagert ist. Dies ist hieran zu erkennen, daß beispielsweise die untergelegte Stahlplatte sich konsequent in eine Richtung verschob, solange sie nicht am Boden befestigt wurde. Außerdem drehen sich bei der reinen Seitwärtsfahrt nach Glg. (2.50) die Rollen alle in die gleiche Richtung.

Eine weitere Ursache der Rollendrehung liegt darin, daß die Rollenübergänge nicht völlig exakt ablaufen. Es ist durchaus vorstellbar, daß Anteile der Aufstandskraft ein Moment auf die Rolle im Augenblick des Ablösens vom Boden ausüben. Die Abplattung unterstützt dies zusätzlich durch die Flächenbelastung der Rolle.

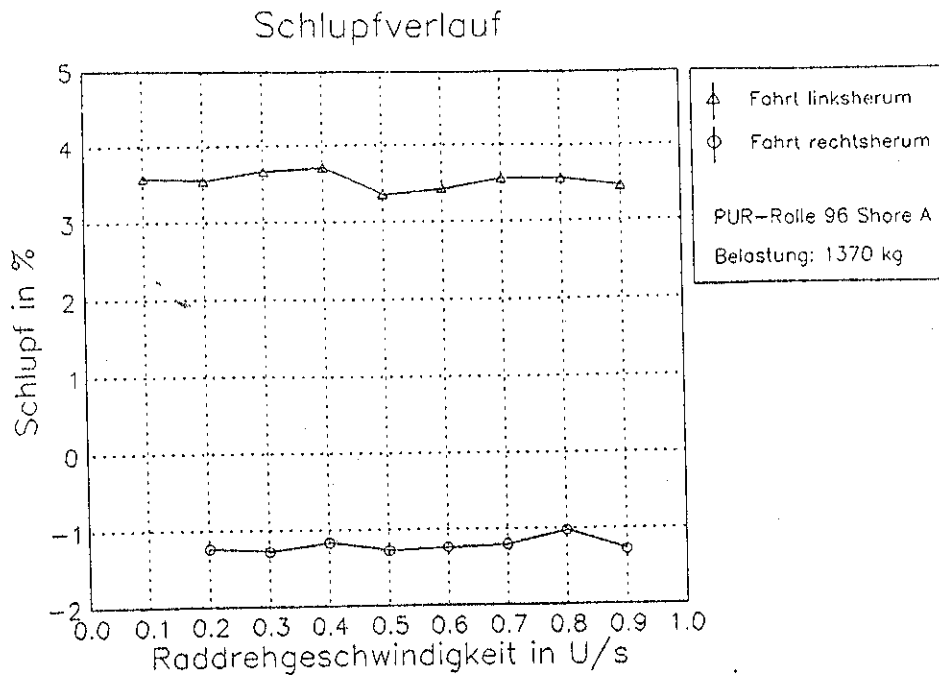


Bild 5.11 Schlupfverlauf der PUR-Rollen 96 Shore A (Rollenart B)

Wie bei den Nyrim-Rollen ergeben sich für die Fahrt linksherum größere Schlupfwerte als bei der Fahrt rechtsherum. Die Schlupfwerte linksherum sind etwas größer als bei den Nyrim-Rollen, obwohl diese wesentlich härter und glatter sind. Die Ursache liegt sicherlich an der wesentlich größeren Abplattung der PUR-Rollen. Die Rollenübergänge laufen undefinierter ab, was den Schlupf erhöht.

Erstaunlicherweise ergeben sich bei der Fahrt rechtsherum nach Glg. (4.11) negative Schlupfwerte! Das Rad legt demnach eine größere Strecke zurück als es nach der Rollbedingung abrollen würde.

Die Ursache kann zum einen in der Untersetzung  $i_{\text{Getr}}$  liegen. Da der Hersteller des Getriebes nicht mehr in der Lage war, exakte Angaben über das Übersetzungsverhältnis zu liefern, wurde die Untersetzung experimentell bestimmt. Eine geringe Abweichung ist also möglich, kann aber kaum die notwendige Größe zur Erklärung des negativen Schlupfes erreichen.

Eventuell ergeben sich bei den Rollenübergängen Effekte durch die Aufstandskraft, die sich über die Kopplung der Räder über die Pendelachse auf die Vorwärtsbewegung auswirken.

Der Meßwert bei der Fahrt rechtsherum mit der Raddrehgeschwindigkeit 0,1 U/s fehlt, da die Räder ständig "hängenblieben", was auch durch eine Regelanpassung nicht zu beseitigen war.

Messungen bezüglich der Rollendrehung ergeben bei einer Raddrehgeschwindigkeit von 0,7 U/s eine Rollenumdrehung nach etwa 30 Pendelachsumdrehungen für die Fahrt linksherum und etwa 38 Pendelachsumdrehungen für die Fahrt rechtsherum. Die Drehrichtung der Rolle ist immer noch linksherum (von außen auf das Rad gesehen).

Die schnellere Rollendrehung ist wahrscheinlich mit der wesentlich größeren Abplattung begründet, da die Aufstandskraft als wechselnde Flächenlast beim Rollenwechsel durchaus ein Moment auf die Rolle ausüben kann. Die verschiedene Rollendrehung bezüglich der Fahrtrichtung kann eventuell mit dem unterschiedlichen Schlupf zusammenhängen.

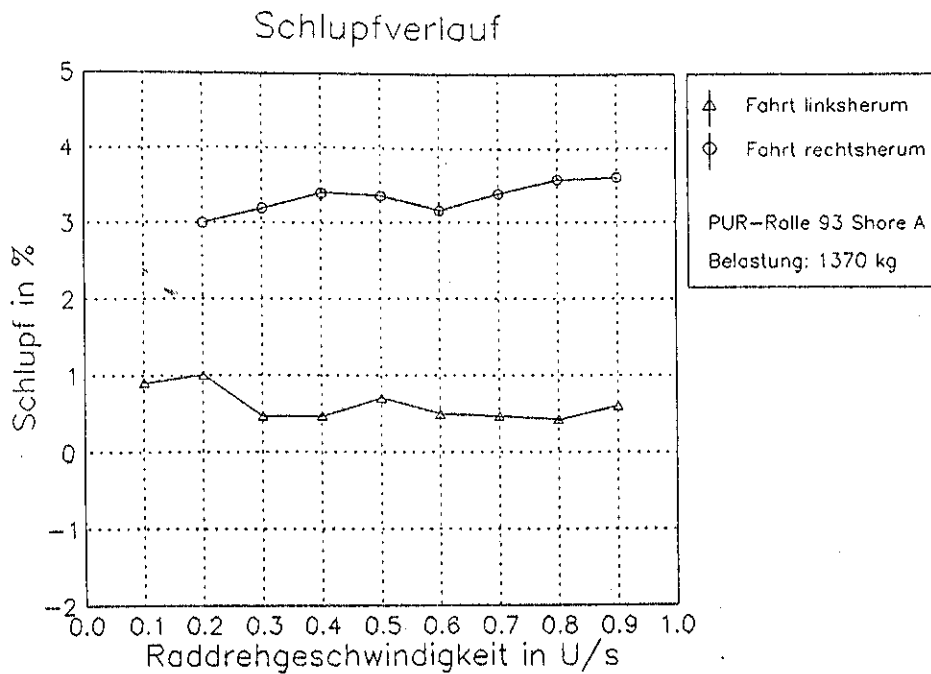


Bild 5.12 Schlupfverlauf der PUR-Rollen 93 Shore A (Rollenart C)

Bei diesen Rollen wurden andere, spiegelverkehrte Felgen eingesetzt, was zur Folge hat, daß sich die Seite (Innen/Außen) beim Aufsetzen der Rolle bezüglich der Drehrichtung umkehrt. Dementsprechend ergeben sich für die Fahrt linksherum jetzt kleinere Schlupfwerte als bei der Fahrt rechtsherum. Die Kurven entsprechen den Meßergebnissen bei den anderen PUR-Rollen, abgesehen davon, daß hier keine negativen Schlupfwerte vorkommen.

Bei den Verschleißergebnissen der anderen Rollenarten wurde zum Teil ein ungleichmäßiges Ablösen und Abfahren festgestellt. Die Ursache lag sicherlich an der sehr hohen Axialvorspannung der Rolle, so daß die Rolle sich nur sehr schwer drehen ließ. Deshalb wurden die Rollen der Rollenart C nicht ganz so stark vorgespannt, so daß eine freie Drehung möglich war. Die Folge war eine sehr schnelle und unterschiedliche Rollendrehung, die nicht mehr konkret angegeben werden kann.

## 5.5 Ergebnisse der Messungen der Stromaufnahme

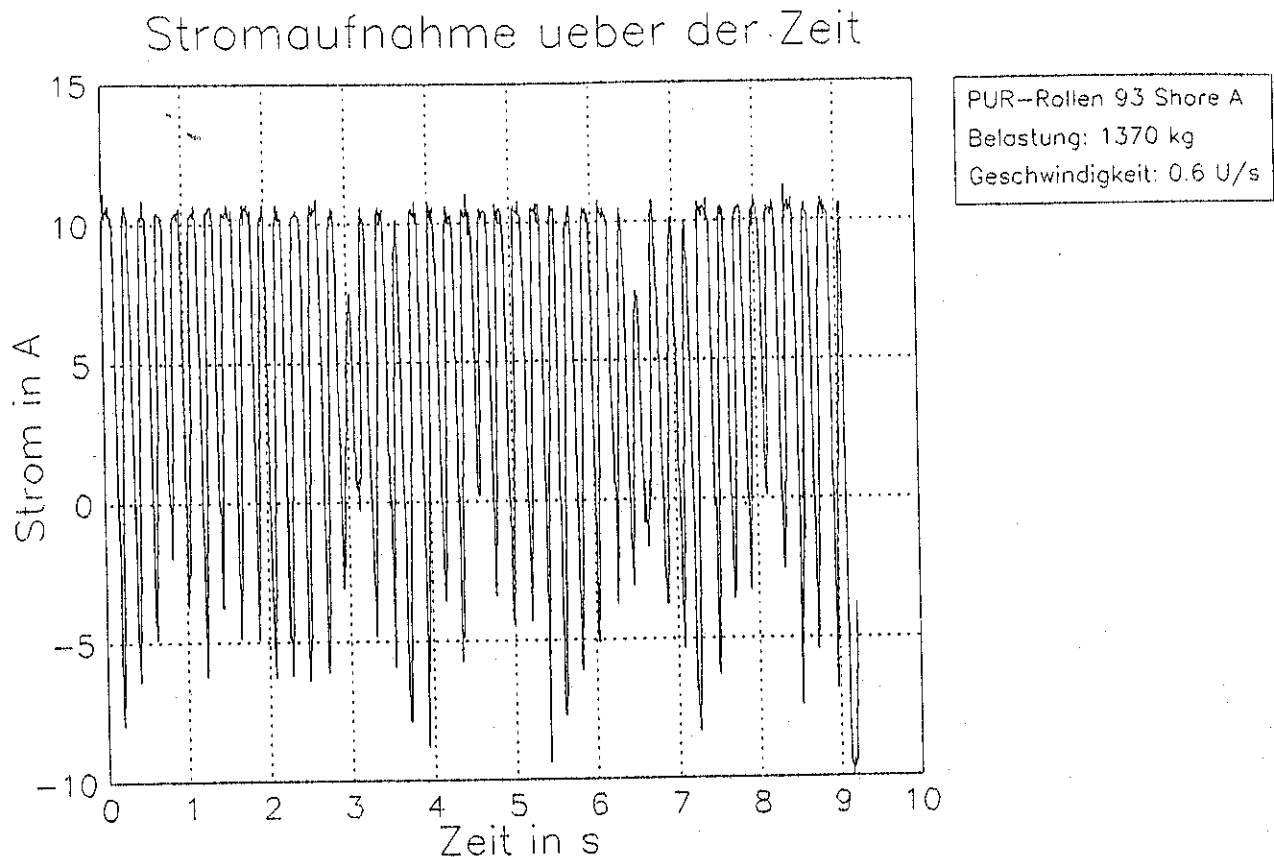


Bild 5.13 Stromaufnahme über der Zeit

Das Bild 5.13 zeigt die Stromaufnahme eines Motors während der Fahrt. Der Maximalstrom des Motors ist auf  $\pm 12\text{A}$  begrenzt. Das Bild zeigt deutlich, daß der Motor an der oberen Grenze seiner Belastung fährt. Mit der anliegenden Betriebsspannung von etwa  $51\text{V}$  ergibt sich demnach eine aufgenommene Motorleistung von ca.  $560\text{W}$ , was deutlich über der Nennleistung von  $370\text{W}$  liegt. Der Motor fährt also ständig im Überlastbereich.

Im folgenden wird der Leistungsbedarf der Motoren theoretisch berechnet. Als Ansatz dient die Zugkraftgleichung aus der Fahrzeugtechnik [6]. Die Antriebskraft  $F_{\text{antr}}$  ergibt sich zu:

$$F_{\text{antr}} = F_L^{\text{no}} + F_B^{\text{no}} + F_{St}^{\text{no}} + F_R = Gf_r \quad (5.2)$$

mit

$F_L$ .....	Luftwiderstand
$F_{St}$ .....	Steigungswiderstand
$F_B$ .....	Beschleunigungswiderstand
$F_R$ .....	Radwiderstand

Hier soll ein stationärer Fahrzustand betrachtet werden, der Beschleunigungswiderstand ist also null. Der Luftwiderstand ist bei den gefahrenen Geschwindigkeiten zu vernachlässigen. Die Fahrt findet in der Ebene statt, so daß sich der Steigungswiderstand zu null ergibt. Übrig bleibt der Radwiderstand, der sich aus der Radlast  $G$  und dem Rollwiderstandsbeiwert  $f_r$  zusammensetzt.

Über den Ansatz

$$P_{\text{erf}} = \frac{G_f \cdot v}{\eta} \quad (5.3)$$

folgt die erforderliche Leistung der Motoren.  
Die resultierende Geschwindigkeit  $v$  ergibt sich aus dem Radradius und der Raddrehzahl zu

$$v = 2 \pi r_{\text{Rad}} \cdot v_{\text{Rad}} = 2 \pi \cdot 0,15 \text{ m} \cdot 0,7 \frac{\text{U}}{\text{s}} \approx 0,66 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.4)$$

Die Radlast beträgt pro Rad beträgt etwa

$$G = 685 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \approx 6700 \text{ N} \quad (5.5)$$

Der Wirkungsgrad vom Motor und Getriebe wird mit  $\eta \approx 0,62$  abgeschätzt. Der Rollwiderstandsbeiwert wird mit  $f_r \approx 0,08$  angenommen. Die erforderliche Antriebsleistung eines Motors beträgt dann:

$$P_{\text{erf}} = \frac{6700 \text{ N} \cdot 0,08 \cdot 0,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,62} = 571 \text{ W} \quad (5.6)$$

Bei einer angelegten Spannung von ca. 51V ergibt sich eine Stromaufnahme von

$$I = \frac{P_{\text{erf}}}{U} = \frac{572 \text{ W}}{51 \text{ V}} \approx 11,2 \text{ A} \quad (5.7)$$

Dieser Wert entspricht den erhaltenen Ergebnissen. Die Gewichtsbelastung und die Geschwindigkeit kann recht genau angegeben werden, problematisch wird dagegen die Angabe des Wirkungsgrades  $\eta$  und des Rollwiderstandsbeiwertes  $f_r$ . Andere Kombinationen als die hier gewählten sind durchaus möglich.

Mit Sicherheit ist aber der Rollwiderstandsbeiwert  $f_r$  wesentlich größer als beispielsweise bei einem PKW, wo er  $f_{r,\text{PKW}} \approx 0,01$  beträgt.

Unabhängig davon, ob ein Proportional- und ein Integralregler benutzt wird, oder ob unterschiedliche Geschwindigkeiten gefahren werden, ergeben sich Diagramme, die mit Bild 5.7 nahezu identisch sind. Durch die Kopplung der Räder mit der Pendelachse und durch die Rüttelbewegungen des Rades und des Aufbaus schwankt die erforderliche Motorleistung stark. Die Regelung läßt den Motor sogar bremsen, d. h. der Stromwert kehrt sich um.

Werden von den bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten aufgenommenen Stromwerten die Mittelwerte gebildet, ergibt sich die folgende Tabelle:

Rollenart	$v=0,2 \text{ U/s}$	$v=0,4 \text{ U/s}$	$v=0,6 \text{ U/s}$	$v=0,8 \text{ U/s}$
A (Nyrim)	6,1 A	6,5 A	6,8 A	6,9 A
B (PUR 96 Shore A)	6,3 A	7,0 A	7,7 A	7,7 A
C (PUR 93 Shore A)	3,3 A	3,2 A	4,8 A	5,0 A

Tabelle 5.7 mittlere Stromwerte bei verschiedenen Rollenarten

Mit steigender Geschwindigkeit nimmt die Stromaufnahme zu. Dabei sind die Unterschiede zwischen den beiden höheren Geschwindigkeiten sehr gering. Dies mag daran liegen, daß die Räder bei höheren Geschwindigkeiten immer gleichmäßiger laufen und so die übrigen Einflüsse auf die Stromaufnahme (Schütteln der Träger, etc.) geringer werden.

Während die Rollenarten A und B ungefähr gleiche Werte besitzen, weicht Rollenart C stark nach unten ab. Obwohl bei den PUR-Rollen eine wesentlich größere Abplattung existiert, besitzt die außerdem noch weichere Rollenart C die geringsten Stromwerte.

Ursache kann die dort vorhandene beste Laufruhe sein, die keine zusätzlichen Spitzen in der Stromaufnahme durch hinzukommende dynamische Kräfte hervorruft.

Aus Bild 5.13 ist eine gewisse Regelmäßigkeit zu erkennen, die ihre Ursache in den aufeinanderfolgenden Rolleneingriffen besitzt.

Um dies kenntlich zu machen, wird von den Meßwerten eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) angefertigt, wo die Meßwerte im Frequenzbereich dargestellt werden. Es ergibt sich die Darstellung der Amplitudendichte der Stromaufnahme (hier unskaliert) über der bezogenen Rolleneingriffskreisfrequenz, d. h. über den Ordnungen der Rolleneingriffskreisfrequenz.

Wiederum stellvertretend für alle Rollenarten und Geschwindigkeiten wird ein besonders anschauliches Ergebnis betrachtet, wo die Resteinflüsse während der Meßaufnahme anscheinend gering waren.

#### FFT der Stromaufnahme ueber 5 Rolleneingriffsperioden

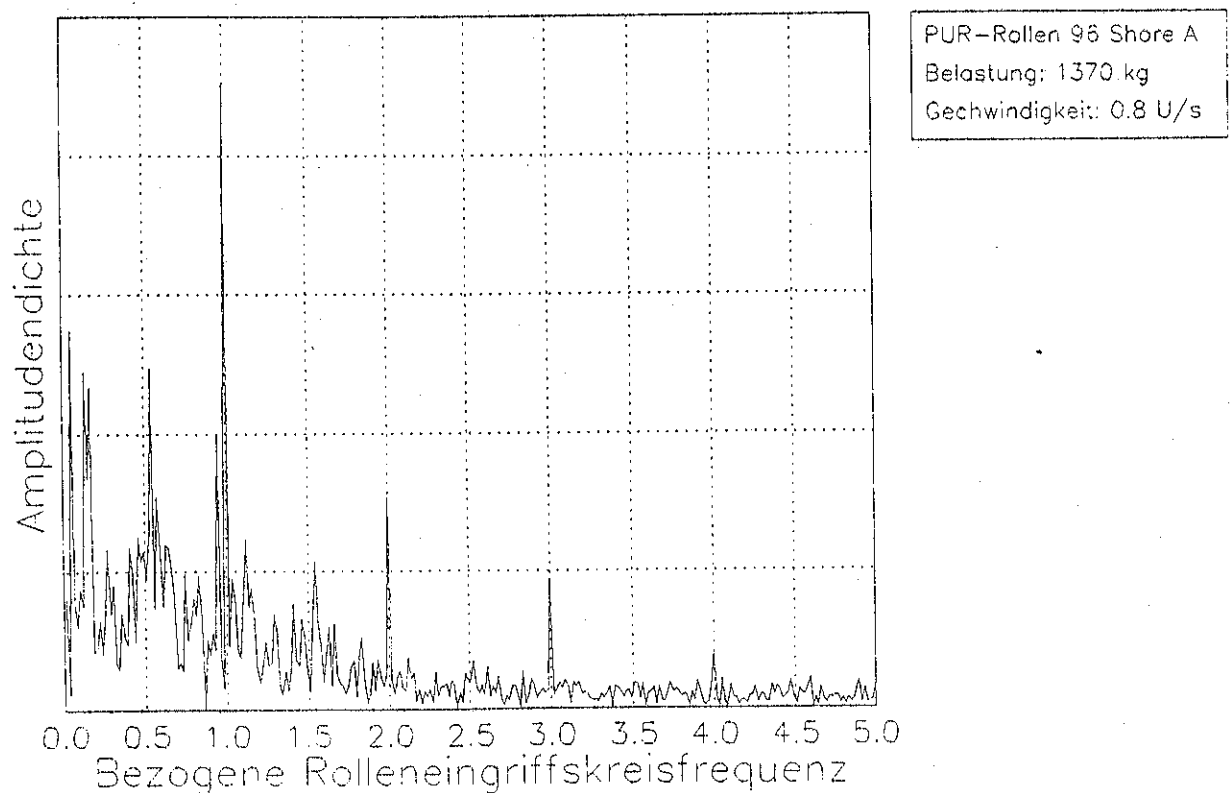


Bild 5.14 FFT einer Stromaufnahme über fünf Rolleneingriffsperioden

Dominierend ist der Peak bei der ersten Ordnung. Die Stromaufnahme des Motors ist demnach - wie erwartet - stark von den Rollenübergängen abhängig. Deutlich zu erkennen sind weitere, kleinere Peaks bei den höheren Ordnungen 2, 3 und 4 sowie bei der 0,5ten Ordnung. Da ein Tiefpaßfilter während der Meßaufnahme fehlt, sind im unteren Bereich, also unterhalb der 0,5ten Ordnung, zahlreiche Ausschläge zu erkennen. Diese und alle weiteren Peaks ent-

stehen durch Nebeneinflüsse wie Rütteln, unebener Boden, aber auch durch die Kopplung der Räder durch die Pendelachse, etc.

### 5.6 Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen

Die Vertikalbeschleunigungen werden am Meßgerät in dB abgelesen. Eine Umrechnung in  $m/s^2$  erfolgt durch eine Drehschablone. Um eine einheitliche Bewertung zu erreichen, wird die Beschleunigung berechnet nach:

$$\text{Meßwert in } \frac{m}{s^2} = 0,15 \frac{m}{s^2} 10^{\left(\frac{\text{Meßwert in dB} - 55 \text{ dB}}{20}\right)} \quad (5.8)$$

Dabei stellen die beiden Konstanten Bezugswerte der Drehschablone dar.

Aufgrund der Bodenzerstörung durch die Rolle ist der Einsatz einer Stahlplatte notwendig. Gemessene Beschleunigungen bei Fahrt auf Beton und auf der untergelegten Stahlplatte zeigen, daß die Beschleunigungswerte an allen Meßpunkten um ca. 2dB niedriger sind. Die Stahlplatte dämpft also die Bewegungen erheblich.

Die Ausschlagbreite der Beschleunigungen nimmt mit größer werdender Geschwindigkeit stark ab. Bei kleinen Geschwindigkeiten ist nur sehr schwierig ein Mittelwert der Beschleunigung abzulesen. Grundsätzlich nehmen die Beschleunigungen mit höheren Geschwindigkeiten stark zu. Erwartungsgemäß weist das Gewicht die geringsten Beschleunigungswerte auf, bedingt durch die zusätzliche Feder/Dämpferwirkung der Palette, auf der das Gewicht gelagert ist.

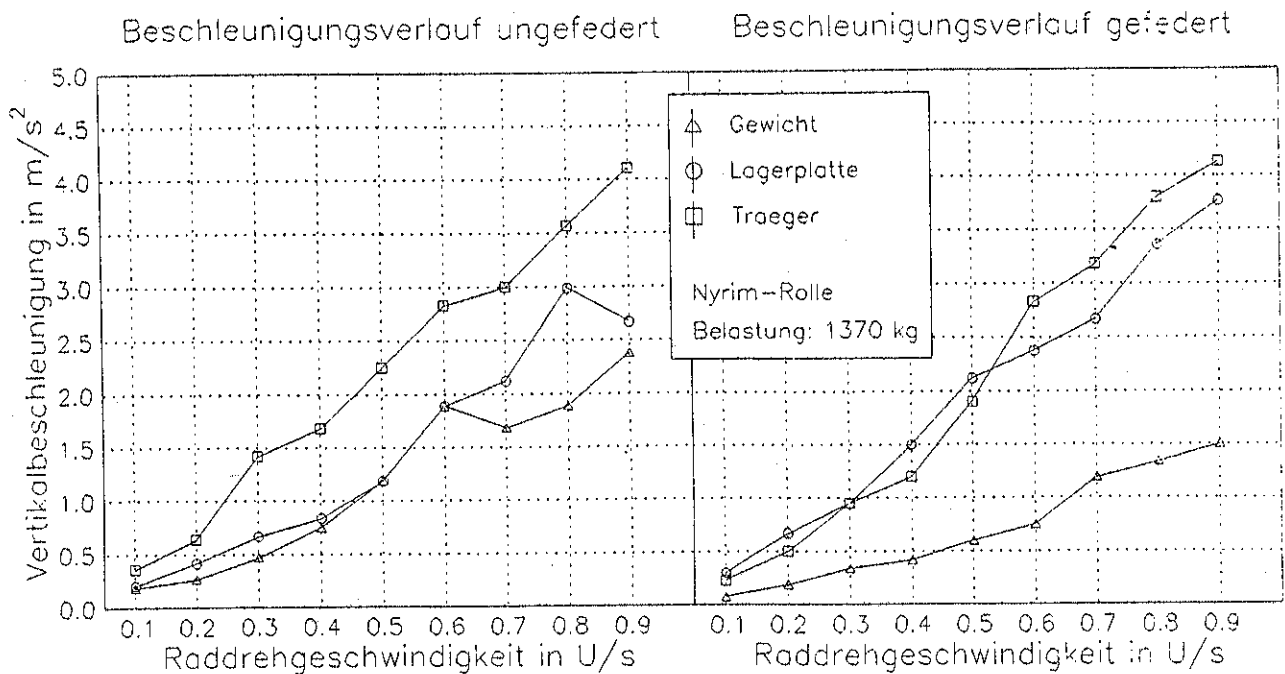


Bild 5.15 Beschleunigungsverlauf der Nyrim-Rollen (Rollenart A)

Sowohl im gefederten als auch im ungefederten Verlauf dominiert die Trägerbeschleunigung. Bei Messungen mit Federung zeigt sich beim Gewicht eine Reduzierung der Werte um ca. 4dB. Offensichtlich wirkt sich die Federung im Zusammenspiel mit der unbekanntenen Federung der Palette positiv aus. Die Werte der Lagerplatte liegen um rund 3dB höher.



Wie aufgrund der bekannten Vergrößerungsfunktion der Schwingung erwartet, bewirkt die Federung bei der Lagerplatte keine Verbesserung der Werte, im Gegenteil, sie verschlechtern sich. Für den Aufbau, in diesem Fall die Träger, verbessern sich die Werte im unteren Geschwindigkeitsbereich, wo der Abstand zur Resonanzfrequenz noch groß genug ist. Diese liegt hier bei ca. 404 1/min, das entspricht, bezogen auf die Rolleneingriffsfrequenz, einer Geschwindigkeit von 0,84 U/s (siehe Abschnitt 3.3.5).

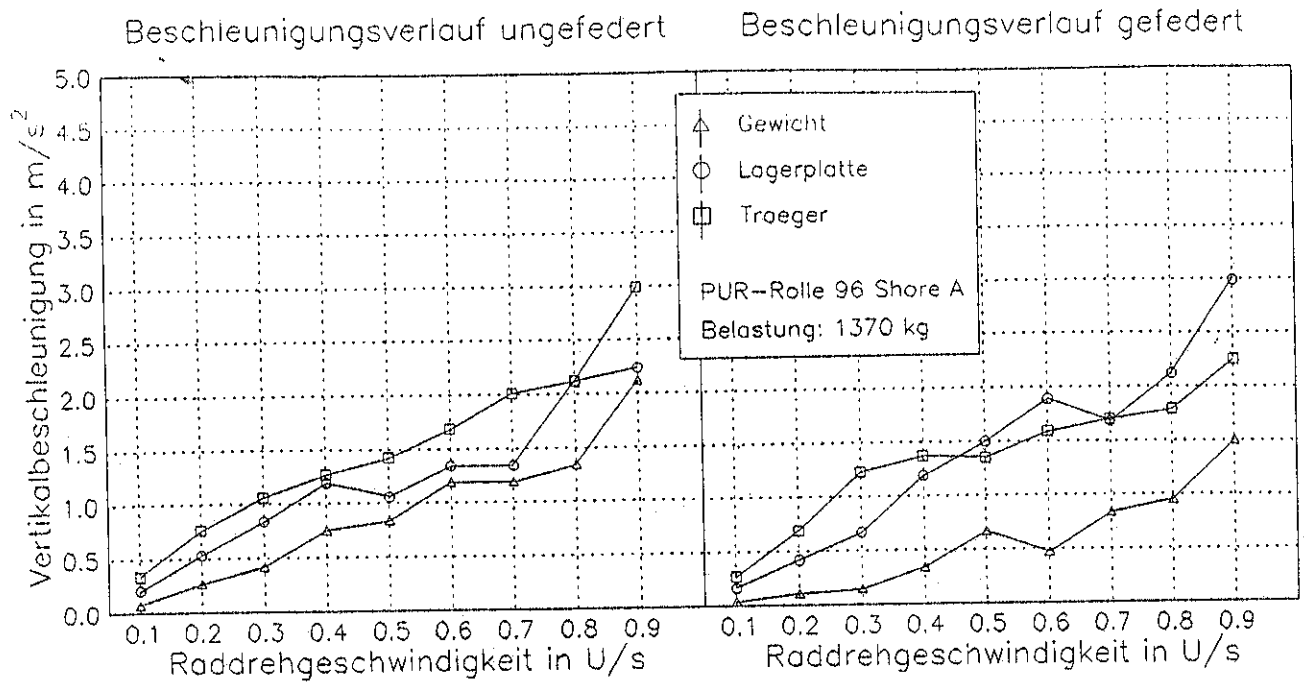


Bild 5.16 Beschleunigungsverlauf der PUR-Rollen 96 Shore A (Rollenart B)

Insgesamt wirkt sich die Abplattung positiv auf die Vertikalbeschleunigung aus, der gesamte Aufbau ist wesentlich ruhiger als bei den Nyrin-Rollen.

Beim Gewicht reduzieren sich die Werte überwiegend im unteren Geschwindigkeitsbereich. Bei der Lagerplatte ist es umgekehrt: Die Verbesserungen liegen hauptsächlich im oberen Geschwindigkeitsbereich. Das gleiche gilt für den Träger.

Bezüglich der Federung ist ähnliches zu beobachten wie bei den Nyrin-Rollen. Geringere Beschleunigungen treten nur am Gewicht auf.

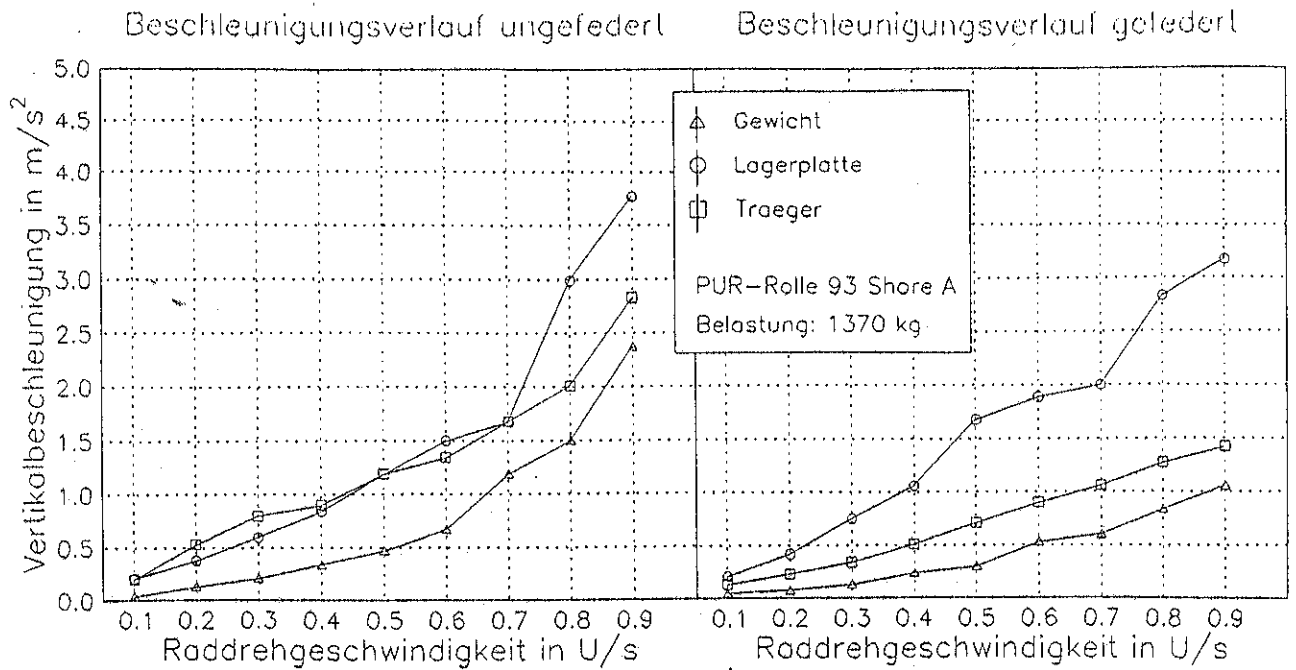


Bild 5.17 Beschleunigungsverlauf der PUR-Rollen 93 Shore A (Rollenart C)

Bei der Rollenart C ist aufgrund der noch etwas größeren Abplattung der Aufbau noch ruhiger als bei Rollenart B.

Dominierend ist sowohl ungefedert als auch gefedert die Beschleunigung der Lagerplatte. Sie ist zum Teil sogar höher als bei Rollenart B.

Im ungefederten Versuch sind die Ergebnisse nahezu identisch mit den vorherigen. Im gefederten Versuch liegen die Trägerwert etwas über den Gewichtswerten, beide sind aber sehr niedrig.

Bei der Rollenart C zeigen die Kurven eindeutige Verläufe. Die Lagerplatte besitzt die höchsten Werte, danach folgen der Träger und dann das Gewicht. Dadurch, daß immer mehr Zwischenteile die Schwingungen dämpfen und ein Schwingsystem mit dem weichen Belagmaterial aufbauen können, nehmen die Ausschläge mit zunehmender Entfernung zum Erreger trotz des dazwischengeschalteten falsch abgestimmtem Feder/Dämpfer-Systems ab.

## 5.7 Zusammenfassung der Ergebnisse

Insgesamt zeigen die Temperaturmeßwerte, daß keine kritischen Werte erreicht werden, die die Primerschicht oder den Rollenbelag schädigen könnten. Die Verläufe entsprechen üblichen Temperaturaufzeichnungskurven und laufen auf Beharrungstemperaturen hinaus. Durch den Dauerbetrieb und die hohe Belastung der Motoren, die dadurch eine starke Wärmeentwicklung aufweisen, ist sichergestellt, daß höhere Temperaturen der Rollen im realen Einsatz kaum zu erwarten sind. Die Rollentemperatur besitzt demnach keinen Einfluß auf die Rollenbelagzerstörung.

Meßbare und sichtbare Veränderungen treten nur an den Rollendenen auf. Der maximale Rollendurchmesser hat sich nicht verringert. Obwohl der Schlupf an der Rollenninnenseite sichtbar größer ist, gibt es bezüglich des Verschleißes keinen Unterschied zwischen Innen- und Außenseite, daß heißt für den realen Einsatz spielt der Schlupf für den Abrieb der Rollen nahezu keine Rolle.

Bei den Spuraufnahmen ist die scharfe Abgrenzung am Innen- und Außenrand auffällig. Wegen der geringen Überdeckung der Rollen liegt nahezu die gesamte Belastung auf den Randzonen der Rolle und dementsprechend auf der scharfen Kante. Die stärkere Abplattung am Rollende und die scharfe Kante sorgen für eine Spannungsspitze, die im schlimmsten Fall bis auf die Primerschicht "durchschlägt", was eine Ablösung des Belages zur Folge hat.

Grundsätzlich werden Schlupfwerte von rund 3% erreicht, die im realen Betrieb jedoch weitaus höher liegen können, da die Rollen dort "unter Zwang" drehen. Beim Prüfstand ist es wesentlich, welche Seite der Rolle zuerst aufsetzt; berührt die Innenseite zuerst den Boden ergeben sich kleine Schlupfwerte, umgekehrt ergeben sich große Schlupfwerte. Diese Ergebnisse sind sicherlich nur für die Kreisfahrt gültig, bei realen Fahreinsätzen werden Links- und Rechtskurven, Vorwärts- und Rückwärtsfahrten gleichmäßig verteilt sein und daher keine einseitige Belastung nach sich ziehen.

Die Rollendrehung hängt stark von der Axialvorspannung der Rolle ab. Je geringer diese Vorspannung, desto einfacher und schneller dreht sich die Rolle, was eine gleichmäßigere und geringere Lagerbelastung bedeutet. Dies gilt sicherlich auch für den realen Einsatz.

Die Vertikalbeschleunigung der Bauteile steigt etwa proportional zur Raddrehgeschwindigkeit an. Entsprechend verhalten sich die wirkenden dynamischen Kräfte etwa linear zur Raddrehgeschwindigkeit.

Weicheres Rollenmaterial mit einer größeren Abplattung wirkt sich positiv bezüglich der Schwinganregung aus. Die Belastung des Rahmens und der anderen Bauteile (Steuerelemente, Lager, etc.) nimmt drastisch ab.

Das Dazwischenschalten eines entsprechend auf die Rolleneingriffsfrequenz abgestimmten Feder/Dämpfer-Systems bringt zusätzlich eine Verbesserung - um so mehr, wenn das Federpaket direkt zwischen Rad und Aufbau geschaltet wird.

Über die FFT ist eindeutig nachgewiesen worden, daß die Stromaufnahme periodisch mit den Rolleneingriffen schwankt. Der Regler des Motors muß eine weitaus höhere Regelfrequenz besitzen, um effektiv eine vorgegebene Drehzahl einhalten zu können. Vorteilhaft wirkt sich auch ein gut eingestellter Integral- und Proportionalregler aus, der große Sprünge der Werte verhindert.

Die zwischenzeitliche Bremsung der Motoren deutet auf einen ungleichförmigen Lauf der Räder hin. Dies kann sowohl durch eine Unwucht der Räder als auch durch die gegenseitige Beeinflussung der Räder zustande kommen. Mit Messungen an realen Fahrzeugen, wo die Räder nicht miteinander gekoppelt sind, läßt sich diese Frage klären.

Grundsätzlich steigt die Stromaufnahme mit wachsender Geschwindigkeit an. Positiv wirkt sich ein runder Lauf der Räder aus, der wenig zusätzliche dynamische Kräfte nach sich zieht (Rütteln, etc.). Eventuell wird deswegen der eigentlich erwartete Zuwachs bei größerer Abplattung durch den ruhigeren Lauf bei starker Abplattung kompensiert.

Bei den Nyrin-Rollen lösen sich die Lager, was zu Lagerausfällen führen wird. Eine Fixierung der Lager beispielsweise durch einen Formschluß statt der Klebung ist erforderlich.

Bezüglich der Standzeit sind die Nyrin-Rollen den PUR-Rollen sicherlich überlegen, da hier nur reine Abnutzungserscheinungen auftreten. Allerdings ist der Fahrkomfort wegen der Härte der Rollen sehr schlecht, außerdem sind Bremsprobleme in anderen Versuchen [5] aufgetreten, auch wenn dies hier nicht festzustellen war.

Die Regelung dieser Rollen macht aufgrund der zusätzlichen Rüttelbewegungen Probleme, die Motoren regeln in beide Richtungen nahezu gleich stark aus, was größere Leistungen und eine schlechte Energieausnutzung nach sich zieht.

Die beiden PUR-Rollen zeigen sehr ähnliche Ergebnisse. Bezüglich des Fahrkomforts und der Stromaufnahme ist die weichere PUR-Rolle mit der Härte von 93 Shore A der anderen Rollenart überlegen.

Beide Rollenarten zeigen nach dem Test Ablösungen des Belages vom Tragkörper. Die Rollenart B weist sehr viele Ausbrüche auf, die aus Lunkern entstehen, welche bei der Fertigung verursacht wurden. Häufig beginnt an solchen Stellen eine Ablösung. Rollenart C zeigt ein gleiches Ausmaß an Schäden, allerdings bei fertigungsgerechtem Zustand vor Testbeginn. Deshalb werden diese Rollen wahrscheinlich eher ausfallen. Genauerer kann jedoch nur ein Dauerversuch mit den beiden PUR-Rollenarten zeigen.

## 5.8 Versuchsausblick

Die Verschleißmessungen zeigen, daß bereits nach kurzen Betriebszeiten (etwa 25 Stunden) die Rollen eindeutige Schäden aufweisen. Wenn auch in der zur Verfügung stehenden Zeit keine konkrete Standzeitbestimmung der Rollen durchgeführt werden konnte, so steht doch fest, daß mittels des Prüfstandes ein Vergleich der Standzeiten und der Schadensenwicklung unterschiedlicher Rollen vorgenommen werden kann. Zeitintensivere Versuche werden also deutlichere Ergebnisse liefern.

Infolge der bereits geschilderten Lieferverzögerungen war es nicht möglich, innerhalb der vorgegebenen Zeitspanne das eigentlich geplante Testprogramm durchzuführen. Teilweise wurden Rollen erst kurz vor Ende dieser Arbeit geliefert. Deshalb wurden zum Teil die Versuchszeiten gekürzt und es konnten nur Daten von drei Rollenarten ermittelt werden. Als weitere Rollen sollten getestet werden:

- Rollen aus Polyurethan mit balligem Tragkörper, Härte 98 Shore A  
Wälzlager, mit Fase am Rollenende
- Rollen aus Polyurethan mit zylindrischem Tragkörper, Härte 93 Shore A  
Gleitlager, mit Fase am Rollenende

Mit den zusätzlichen Versuchen dieser Rollen hätte sich sicherlich ein noch klareres Bild ergeben. Die Tests sollen selbstverständlich weitergeführt werden. Als Erweiterung neben den bisher vorgenommenen Messungen und Versuchszeiten gibt es mehrere Möglichkeiten:

- In einem Dauerversuch wird die Standzeit einer Rollenart festgestellt. Dabei kann mitverfolgt werden, ab wann die Rolle nicht mehr einsatzfähig ist und wie sich dieser Zustand auf die Motoren auswirkt.
- Der Test einer Rolle mit Gleitlagern kann aufzeigen, ob sich die erhöhten Kosten einer Wälzlagerung lohnen, oder ob gleitgelagerte Rollen keine schlechteren Werte liefern.
- Durch die Anbringung eines oder zweier lenkbaren Stützräder am Prüfstand kann untersucht werden, wie sich die Gewichtsreduzierung auf die Mecanumrollen auswirkt.
- Die vorhandenen Feder/Dämpfer-Pakete können gegen auf die Erregerfrequenzen abgestimmte Feder/Dämpfer-Systeme ausgetauscht werden. Denkbar wäre auch eine entsprechende Motorlagerung, welche die auftretenden Schwingungen gar nicht erst in den Aufbau gelangen läßt.
- Nach der Konstruktion und Fertigung einer neuen Felge und einer optimierten Rolle (siehe auch Abschnitt 6) kann diese Kombination mit den bisher gewonnenen Daten verglichen werden.

## 6 Optimierte Rollenform

In diesem Abschnitt sollen die Erkenntnisse aus den Abschnitten 2 und 5 benutzt werden, um eine optimierte Rolle zu entwerfen. Grundsätzlich kann unterschieden werden zwischen den Kriterien:

- Rollenform und -länge
- Belagmaterial
- Tragkörperform
- Rollenlagerung
- Anordnung auf der Felge
- zusätzliche Hilfsmittel

Wie sich in mehreren Untersuchungen in Abschnitt 2 gezeigt hat, weicht die herkömmliche Form etwas von der theoretisch berechneten Form ab. Trotz der Abplattung werden sich diese Unterschiede (bei der verwendeten Rolle beträgt der Unterschied im Durchmesser am Rollenende etwa 1,6mm, siehe Tabelle 2.1) bemerkbar machen. Bei der Herstellung der Rollen ist es unerheblich, welche der beiden Rollenformen benutzt werden, eine Verbesserung des Abrollverhaltens kann mit der theoretisch berechneten Form sicherlich erzielt werden.

Eine Abschrägung des Belages an den Rollenenden verhindert ein eventuelles Klemmen der Rollen bei axialer Ausdehnung des Belagmaterials und ist in Hinsicht auf den Spannungsverlauf im Belag wahrscheinlich günstiger als ein reines Abkanten des Belages unter 90°.

Bei der theoretisch berechneten Rollenlänge  $l_{\text{Rolle}}$  liegt der Kraftangriffspunkt, das heißt der Berührungspunkt am Boden, beim Übergang von einer Rolle zur nächsten direkt am Ende der Rollen. So ergibt sich die Überdeckung eins. Die Belastung ist jedoch sehr hoch, da die Abplattung der Rolle nur in eine Richtung erfolgen kann und zum Rollenende hin der Rollenradius abnimmt.

Um die Belastung des Belages zu reduzieren, ist ein begrenztes Maß an Überdeckung zwischen zwei Rollen sicherlich sinnvoll. Die Kraft kann so auf zwei Rollen gleichzeitig verteilt werden, die Abplattung kann in beide Richtungen erfolgen. Die Rollenlänge  $l_{\text{Rolle}}$  sollte dementsprechend etwas länger ausfallen, als der theoretisch berechnete Wert.

Um die zusätzliche Walkarbeit, die aus der Überdeckung resultiert, zu minimieren, wird die Rollenform im Bereich des Rollenüberhangs  $l_{\text{Ü}}$  verändert. Der Rollenradius fällt stärker als beim bisherigen Rollenteil zum Ende hin ab. So wird zum einen die Abplattung in Richtung Rollenmitte forciert, die Walkarbeit niedrig gehalten, und es entsteht als Abdruck keine scharfe Kante mehr, sondern im Idealfall eine Ellipse, was einen verbesserten Spannungsverlauf nach sich zieht. Die dabei zusätzlich auftretende Walk- und Schlupfarbeit fällt sicherlich geringer aus als der Nutzen der verminderten Gewichtsbelastung.

In den Versuchen hat sich gezeigt, daß sich ein weicheres Belagmaterial positiv auf die Schwinganregung und auf die Stromaufnahme auswirkt. Deshalb sollte die bereits erprobte Materialhärte von 93 Shore A beibehalten werden.

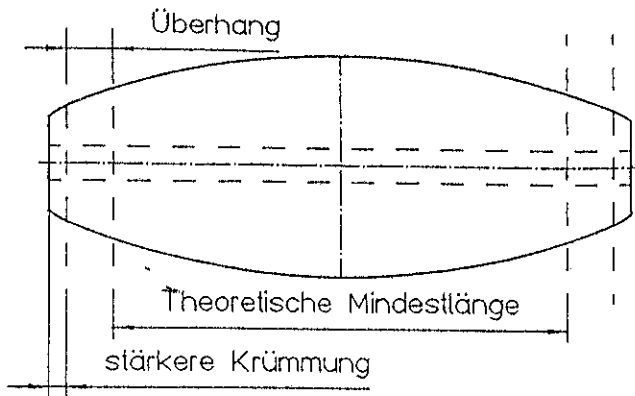


Bild 6.1 Optimierte Rollenform

Um die Primerschicht zu schonen, sollte der Tragkörper dieselbe Kontur aufweisen wie die Rollenbauform. Das hat zur Folge, daß die Aufstandskraft senkrecht auf der Primerschicht steht (siehe Abschnitt 2.4), so daß nahezu keine Scherkraft die Klebverbindung belastet.

Andere Versuche [1] haben gezeigt, daß eine Wälzlagerung einen wesentlich höheren Wirkungsgrad aufweisen als Gleitlager. Dadurch wird in erster Linie der Antrieb geschont, was sich selbstverständlich durch die geringeren Antriebsmomente auch positiv auf die Rollen auswirkt.

Um die Lager zu schonen, muß ein geringes Axialspiel eingestellt werden, so daß keine axialen Stöße auftreten können. Die Rolle sollte sich aber noch leicht drehen können, damit eine gleichmäßige Lagerbelastung gewährleistet ist. Dies kann mittels Paßscheiben und Buchsen realisiert werden, zudem werden dabei die Anlaufflächen der Felge geschont.

Bei der Seitwärtsfahrt ist die Antriebsleistung rund dreimal höher als bei der Geradeausfahrt [1], was große Motoren verlangt.

Wird der Rollenwinkel  $\alpha$  verkleinert, ergeben sich größere Geschwindigkeiten des Fahrzeugs bei kleinen Rad- und Rollengeschwindigkeiten (siehe Abschnitt 2.10). Ein kleinerer Rollenwinkel  $\alpha$  bedeutet eine stärkere Querstellung der Rollen auf der Felge, so daß bei der Seitwärtsfahrt zudem geringere Radwiderstände zu erwarten sind. Zusätzlich wird sich die Kraftaufteilung (x- und y-Richtung) zugunsten der Seitwärtsrichtung (y-Richtung) verschieben.

Als Resultat wird eine geringere Antriebsleistung bei der Seitwärtsfahrt mit verminderter Rollenbelastung zu erwarten sein. Die dadurch aber auch erhöhte Antriebsleistung bei der Geradeausfahrt fällt zugunsten der geringeren Spitzenlast nicht so stark ins Gewicht, zudem wird die eigentliche Spezialität des Mecanumantriebes, nämlich die Seitwärtsfahrt, verbessert.

Als weiteres Hilfsmittel kann eine drehbare, gefederte Stützrolle am Fahrzeug angebracht werden, um die Mecanumräder zu entlasten. Versuch am Institut für Robotik und Prozeßinformatik (dort befindet sich ein Mecanumfahrzeug für Versuchszwecke) haben gezeigt, daß bei geeigneter Wahl des Stützrollenbelages (möglichst hart) die Drehung der Stützrollen bei Fahrtrichtungswechseln kaum einen Einfluß auf das gesamte Fahrzeugverhalten besitzen. Messungen zeigten, daß bei konstanter Seitwärtsfahrt die Antriebsleistung um bis zu 40% reduziert werden kann.

Werden alle diese Erkenntnisse umgesetzt, ist eine erhöhte Standzeit der Rollen zu erwarten.

## 7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird zunächst eine theoretische Betrachtung des Mecanumrades vorgenommen. Dabei wird der Schwerpunkt auf die Geometrie und den Bewegungsablauf gelegt.

Anhand einer vektoriellen Betrachtungsweise ist es möglich, die notwendige ideale Bauform der Rolle zu bestimmen, um einen völligen Rundlauf der Rollen zu erhalten. Ein Vergleich mit der herkömmlichen Rollenbauform zeigt, daß die ideale Bauform zum Rollenende hin den Rollendurchmesser stärker verringert.

Wichtige Kennwerte, wie zum Beispiel der Winkel der Rollenachse zum Boden oder die Krafterleitungsrichtung in die Rolle werden betrachtet und hergeleitet.

Die Platzverhältnisse an einem Mecanumrad sind sehr beengt. Eine Neukonstruktion einer Rolle zieht meist auch eine Überarbeitung der Felge nach sich. Deshalb wird ein Verfahren entwickelt, das es erlaubt, unter Berücksichtigung der wichtigsten Eckdaten der Rolle entsprechende, mögliche Kombinationen der Rolle und der dazugehörigen Felge zu ermitteln.

Als Abschluß der theoretischen Untersuchung wird die Fahrzeugkinematik an einem vier-rädrigen Fahrzeug behandelt. Besonderheiten der Seitwärts-, Kreis- und Geradeausfahrt werden dargestellt.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wird ein Prüfstand konstruiert, mit dem das Fahrverhalten der Mecanumräder und der Rollenverschleiß untersucht werden kann.

Insgesamt werden drei unterschiedliche Rollenarten gefahren: extrem harte Nyrim-Rollen ohne metallischem Tragkörper, sowie zwei PUR-Rollenarten mit metallischem Tragkörper und einer Härte von 93 und 96 Shore A. Folgende Messungen werden am Prüfstand durchgeführt:

- Messung der Rollentemperatur
- Messung des Verschleißes
- Messung der Abplattung und der Spur
- Messung des Schlupfes
- Messung der Stromaufnahme der Antriebsmotoren
- Messung der Aufbaubeschleunigung

Aus diesen Messungen ergeben sich folgende Ergebnisse:

- Die Temperaturen, die sich bei einer Dauerbelastung am Rollenlager und am Belag einstellen, liegen bei etwa maximal 40°C, also weit unterhalb kritischer Temperaturen für den Belag. Die Rollentemperatur besitzt demnach keinen Einfluß auf die Rollenzerstörung.
- Ein Verschleiß der Rollen tritt nur an den Rollenenden auf, zusätzlich längt sich die Rolle etwas. Die in den Nyrim-Rollen eingeklebten Wälzlager lösen sich. Die PUR-Rollen zeigen leichte bis starke Ablöserscheinungen des Belages vom Tragkörper. Bei der Fertigung entstandene Lunker brechen auf und hinterlassen Ausbrüche.
- Bei der engen Kreisfahrt zeigt sich ein geschwindigkeitsunabhängiger Schlupf von ca. 3%.
- Die Spuren der Rollen zeigen scharfe Kantenabdrücke an den Rollenenden. Da dort die höchste Belastung der Rolle auftritt, ist eine Beschädigung der Klebeverbindung zwischen Belag und Tragkörper durch zu hohe Spannungen zu befürchten.



- Weichere Beläge ziehen stärkere Abplattungen nach sich, die wiederum ein wesentlich ruhigeres Fahren ermöglichen.
- Der Rundlauf der Rollen ist unzureichend.

Für die Weiterführung der Versuche werden neue Prüfmöglichkeiten und Erweiterungsvorschläge dargestellt, die im Vergleich mit den bisherigen Ergebnissen eine verbesserte Einschätzung der Zusammenhänge ermöglichen werden.

Abschließend werden die gewonnenen Erkenntnisse für die Erstellung einer neuen optimierten Rolle genutzt. Grundsätzlich sollte die oben erwähnte ideale Rollenbauform verwendet werden, um einen befriedigenden Rundlauf zu erreichen. Die Rolle sollte länger werden, um zum einen eine höhere Überdeckung zwischen den Rollen zu erlangen und zum anderen hohe Spannungen im Randzonenbereich zu vermeiden. Dies läuft auf eine neue Rollengeometrie mit einer veränderten Felge hinaus, wobei eine längere Standzeit zu erwarten ist.



## 8 Schrifttum

- [1] Baumgarten, M.                      Kleine und Große Studienarbeit  
    Institut für Fertigungsverfahren und Prüfungswesen  
    Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel
- [2] Prof. Dr. Ing. Franke                Vorlesung Maschinenelemente  
    Prof. Dr. Ing. Glienicke            TU Braunschweig, 1989
- [3] Gieck, K.                                Technische Formelsammlung  
    Gieck Verlag, 29. deutsche Auflage 1989
- [4] INA Wälzlager                         Drehverbindungen Katalog 403  
    Schaeffler AG                         Ausgabe 1991
- [5] MIAG Fahrzeugbau GmbH            Diverse Produktbeschreibungen
- [6] Prof. Dr. Ing. Mitschke              Fahrzeugtechnik Band A  
    Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig 1992
- [7] Prof. Wittenburg                      Kinematik und Kinetik des Mecanumrades  
    Institut für Technische Mechanik  
    Universität Fridericiana zu Karlsruhe 1987

