

# Rotatorischer MRF-Aktor für einen Türassistenten

## Rotary MRF-Actuator for an Automotive Door Assistent

Ansgar Wiehe, Simon Kern und Jürgen Maas

Aktoren auf Basis magnetorheologischer Fluide zeichnen sich durch eine hochdynamische und weitgehend lineare Verstellung der Schubspannung aus und stellen deshalb eine interessante Alternative zu konventionellen Bremsen, Kupplungen und Dämpfern dar. Im Rahmen dieses Beitrags wird ein rotatorischer MRF-Aktor modellgestützt entworfen, der sich insbesondere für die Bewegungssteuerung von Türen und Klappen in Fahrzeugen eignet.

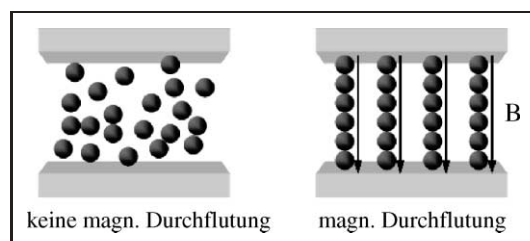
Actuators based on magnetorheological fluids offer a high dynamical and almost linear force generation and represent therefore an interesting alternative for conventional brakes, clutches und dampers. In this paper a model-based design of a rotary MRF-actuator is described. The designed actuator is especially suited for the motion control of automotive doors.

**Schlagwörter:** Magnetorheologischer Aktor, Entwurfsverfahren, Bewegungssteuerung, Automobiltechnik, Komfortfunktionen

**Keywords:** Magnetorheological actuator, model-based design, motion control, automotive, comfort features

## 1 Einleitung

Magnetorheologische Fluide sind Flüssigkeiten, deren Fließwiderstand durch magnetische Felder signifikant verändert werden kann. Bei magnetorheologischen Fluiden (MRF) sind magnetisierbare Partikel (Carbonyl-Eisenpulver mit Partikeldurchmesser von einigen  $\mu\text{m}$ ) in eine Trägerflüssigkeit, wie z. B. Mineralöl oder ähnlichem, suspendiert, die unter Einwirkung eines magnetischen Feldes entlang der Feldlinien Festkörperbrücken ausbilden. Bild 1 zeigt den Mechanismus der Festkörperbrückenbildung. Bereits



**Bild 1:** Mechanismus der Festkörperbrückenbildung.

um 1950 wird über die Ausnutzung der als magnetorheologischer Effekt bezeichneten Erscheinung in Kupplungen und Bremsen publiziert [1; 2]. Die geringe Leistungsfähigkeit der damaligen MRF verhinderte jedoch eine kommerzielle Nutzung.

In der Zwischenzeit sind jedoch entscheidende Verbesserungen erreicht worden [3], sodass auf dem MR-Effekt basierende Komponenten vor allem als Schwingungsdämpfer im Automobilbereich die Serienreife erreicht haben.

Während sich aktuelle Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten vor allem mit Systemen zur Schwingungsdämpfung befassen, wird in diesem Beitrag der Entwurf eines rotatorisch wirkenden MRF-Aktors behandelt, mit dem anspruchsvolle Antriebsaufgaben aus dem Bereich steuerbarer Bremsen und Kupplungen gelöst werden können. Am Beispiel einer potenziellen Anwendung im Automobilbereich, die sich mit der Realisierung eines mechatronischen Türassistenten befasst, werden im Weiteren das Entwurfsverfahren für den MRF-Aktor und die zur Bewegungssteuerung der Tür eingesetzte Regelstrategie näher erläutert.

## 2 Mechatronischer Türassistent

### 2.1 Rastfunktion von Kfz-Türen

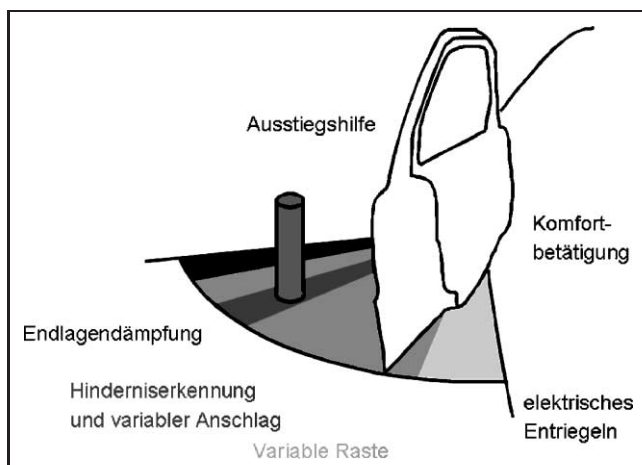
Türen von Kraftfahrzeugen sind mit einer Rastfunktion ausgestattet, um diese in der geöffneten Position zu halten und so komfortables Ein- und Aussteigen zu ermöglichen. Gewöhnliche Rastfunktionen sind über profilierte Scheiben in den Türscharnieren oder über Federrasten realisiert. Sie besitzen meist nur eine oder zwei fest eingestellte Rastpositionen. In engen Parklücken, Garagen oder grundsätzlich vor Hindernissen muss deshalb der Bediener oft die Tür während des gesamten Ein- oder Aussteigevorgangs halten, um eine Beschädigung der Tür durch eine Kollision mit dem Hindernis zu vermeiden.

Das in Fahrzeugen der Oberklasse verbaute System Dorstop ermöglicht ein Rasten der Tür in jedem beliebigen Öffnungswinkel der Tür. Diese Funktionalität wird durch einen hydraulischen Dämpfer mit zwei über Federn vorgespannten Schließventilen rein passiv realisiert [4].

Eine elektronisch realisierte, variable Rastfunktion unter Einsatz eines linear wirkenden Aktors auf Basis magnetorheologischer Fluide (MRF-Aktor) wird in [5] vorgestellt. Als weitere Zusatzfunktion ist eine situationsabhängige Geschwindigkeitsbegrenzung der Tür implementiert. Die Ansteuerung der Tür wird mit Hilfe eines Drehgebers im Scharnier und eines Kraftsensors im Kraftfluss des Aktors realisiert.

### 2.2 Funktionalität des Türassistenten

Wie in [5] dargestellt, kann durch den Einsatz eines semiaktiven Elements die Funktionalität des Dorstop-Dämpfers nachgebildet werden. Zudem ermöglicht ein steuerbarer Aktor eine Vielzahl weiterer hilfreicher Funktionen, die in dem hier vorgestellten mechatronischen Türassistenten implementiert sind. Hierdurch wird ein komfortables und sicheres Ein- und Aussteigen für die Fahrzeuginsassen erreicht. Der im Folgenden erläuterte Funktionsumfang ist in Bild 2 visualisiert:



**Bild 2:** Funktionsumfang des Türassistenten.

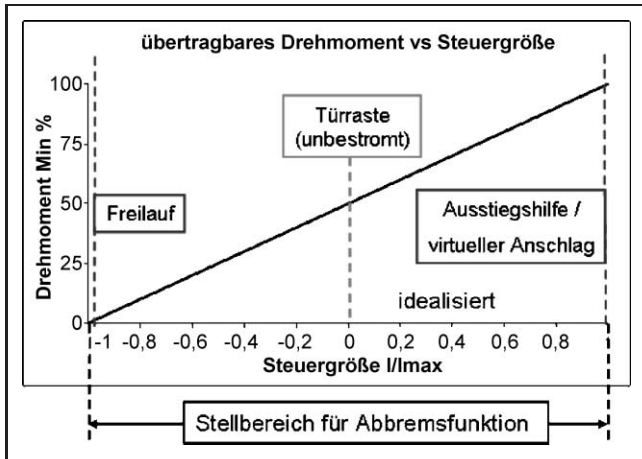
1. Eine Rastfunktion, die in jeder Position wirkt und nicht nur durch Überdrücken des Rastmoments, sondern auch durch Aktivieren von Schaltern am Innen- und Außengriff der Tür gelöst werden kann.
2. Eine Geschwindigkeitsbegrenzung, die die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit begrenzt, um starke Beschleunigungen und Kräfte beim Erreichen der Endanschläge zu vermeiden.
3. Ein Abbremsalgorithmus, der die Tür vor Erreichen der Schließposition, des Endanschlages oder vor einem detektierten Hindernis abbremsst. Somit werden große Belastungen der Anschläge und eine Beschädigung der Tür durch Kollision mit Hindernissen vermieden. Die zur Erfassung von Hindernissen erforderliche Umfeldsensorik ist nicht Gegenstand dieses Beitrags [6]. Die Sensorinformation wird als bekannt vorausgesetzt.
4. Ein virtueller Anschlag, der das weitere Öffnen der Tür vor einem Hindernis und somit eine Beschädigung durch Blockierung verhindert.
5. Eine Ausstiegshilfe, die es erlaubt, die Tür durch manuelles Aktivieren in jeder beliebigen Öffnungsposition zu blockieren. So kann sich der Fahrgast beim Ein- und Aussteigen an der Tür festhalten und abstützen. Das gesamtheitliche Steuerungskonzept für die einzelnen Teilfunktionen ist ausführlich in [7] dargestellt.

### 2.3 Anforderungen an den Tür-Aktor

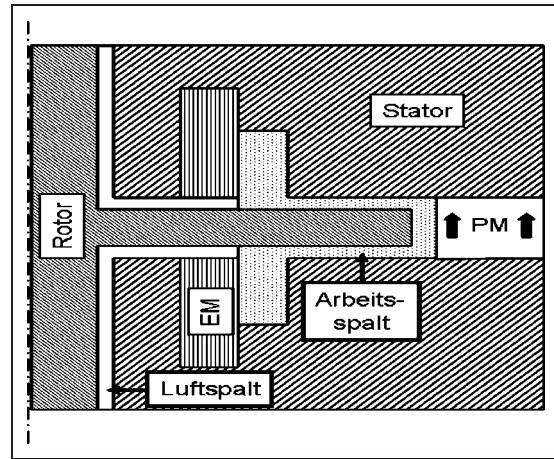
Für die Integration des semiaktiven Aktors bieten sich zwei unterschiedliche Konzepte an. Zum einen kann, wie in [4] beschrieben, ein translatorisch wirkender Aktor in der Karosserie des Fahrzeugs oder im Innern der Tür angeordnet sein, mit dem über ein Gestänge Drehmoment zwischen Fahrzeug und Tür übertragen wird. Einsetzbar sind hierfür eine Vielzahl translatorisch wirkender Dämpfer wie steuerbare Hydraulikzylinder mit Bypass. Nachteilig ist, dass für das Gestänge mehrere Bauteile sowie Durchlässe an der Türverkleidung und Karosserie nötig sind. Ebenso wird das Design der Innentür aufgrund zusätzlicher Verstärkungen und Bauraumanforderungen stark eingeschränkt. Zum anderen kann ein rotatorisch wirkender Aktor im Bereich der Türscharniere angeordnet werden. So können weitere Verbindungselemente zwischen Tür und Fahrzeug vermieden werden. Allerdings bestehen hierfür enge Beschränkungen bezüglich des zur Verfügung stehenden Bauraums.

Für den hier vorgestellten Türassistenten wird als Bauraum der Bereich der Türscharniere vorgesehen. Die zu erfüllenden geometrischen Randbedingungen und die nach Abschnitt 2.2 darzustellende Türfunktionalität stellen die Entwurfsanforderungen für den MRF-Aktor dar, die nachfolgend erläutert werden:

- Der zylindrisch begrenzte Bauraum im Scharnierbereich erfordert einen möglichst kleinen Außendurchmesser des Aktors von weniger als 60 mm. Die zulässige Bauhöhe von bis zu 200 mm ist im Gegensatz zur geforderten radialen Ausdehnung weniger kritisch.



**Bild 3:** Für die Applikation geforderte Drehmomentcharakteristik.



**Bild 5:** Teilschnitt der ausgewählten Aktortopologie.

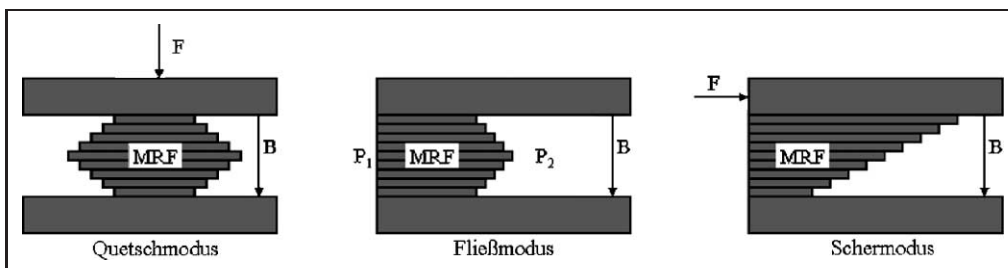
- Das vom Aktor übertragene Drehmoment soll von einem minimalen Drehmoment  $M_{min}$ , bei dem der Benutzer die Tür möglichst kraftfrei bewegen kann (Freilauf), bis zu einem maximalen Drehmoment  $M_{max}$ , das zur Darstellung der Ausstiegshilfe, des virtuellen Anschlages und zum Abbremsen der Tür benötigt wird, verstellt werden können. Bei Fahrzeugtüren mit großer Trägheit werden maximale Drehmomente von circa 100 Nm benötigt.
- Eine Bestromung des Aktors in der Raste ist grundsätzlich zu vermeiden. Hierfür ist ein stromloses Haltemoment  $M_0$  in der Größenordnung von etwa 50% des Maximalmomentes  $M_{max}$  erforderlich.
- Das vom Aktor gestellte Drehmoment muss möglichst reproduzierbar eingestellt werden können, da auf Grund der semiaktiven Wirkungsweise des Stellgliedes Fehler nur in begrenztem Umfang durch die Regelung korrigiert werden können.
- Die Anwendung erfordert hohe Drehmomente bei vergleichsweise niedrigen Winkelgeschwindigkeiten, die den Einsatz eines untersetzenden Getriebes zur Impedananzpassung im Hinblick auf die angestrebte Bauraumminimierung als zweckmäßig erscheinen lassen. Getriebeunzulänglichkeiten können aus haptischen Gründen nur begrenzt toleriert werden, weshalb sich der Einsatz eines Planetengetriebes empfiehlt.

Die sich aus den Anforderungen ableitende Drehmomentcharakteristik ist anhand der in Bild 3 dargestellten idealisierten Steuerkennlinie verdeutlicht.

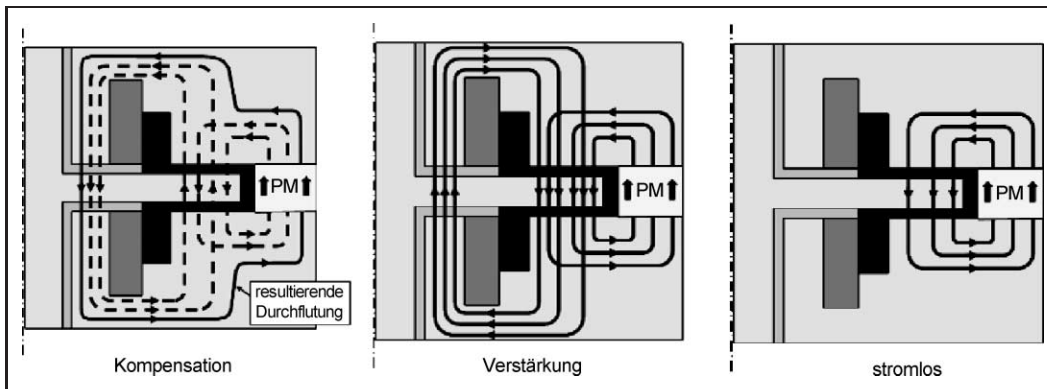
### 3 Entwurf des MRF-Aktors

MRF-Aktoren eignen sich als semiaktive Stellglieder für die Anwendung in besonderer Weise. Sie weisen eine hohe Kraft- bzw. Drehmomentdichte auf, verhalten sich in einem großen Stellbereich weitestgehend linear und reproduzierbar und zeichnen sich durch einen geräuschfreien Betrieb aus.

Nach [8; 9] werden drei Wirkungsprinzipien (Moden), mit denen der MR-Effekt genutzt werden kann, unterschieden, für die in [10] entsprechende Anwendungen vorgestellt werden. In Bild 4 sind die Wirkungsprinzipien dargestellt. Ein nach [1; 2] auf dem Schermodus basierender rotatorischer Scheibenaktor eignet sich grundsätzlich für die Aufgabe. Allerdings erfüllen kommerziell verfügbare MRF-Aktoren die beschriebenen Anforderungen nicht. Um das spezifizierte Drehmomentverhalten realisieren zu können, wird – wie in [11] beschrieben – eine Kombination aus Elektromagnet (EM) und Permanentmagnet (PM) zur Felderregung verwendet. In Bezug auf Bauraumausnutzung und Herstellungsaufwand geht die in Bild 5 dargestellte Anordnung als geeignet hervor. Es lassen sich drei charakteristische Betriebsarten unterscheiden, zwischen denen das übertragene Drehmoment stufenlos verstellt werden kann. Im Kompensationsbetrieb wird durch gegensinniges Überlagern der Feldlinien von EM und PM erreicht, dass die Flußdichte des den Arbeitspalt normal durchdringenden Feldes und das daraus resultierende Bremsdrehmoment für



**Bild 4:** Wirkungsprinzipien von magnetorheologischen Fluiden.



**Bild 6:** Schematische Darstellung der Feldlinienverläufe.

den Freilauffall minimiert wird. Im Verstärkungsbetrieb wird die Feldrichtung des EM invertiert und die Feldlinien überlagern sich gleichsinnig, sodass die maximale Flußdichte mit dem daraus resultierenden Maximalmoment erzielt wird. Bei unbestromtem EM resultiert aus dem Feld des PM eine definierbare, etwa mittlere Flußdichte im Arbeitsspalt, womit das stromlose Haltemoment dargestellt wird. In Bild 6 sind die entsprechenden Verläufe der Feldlinien schematisch dargestellt.

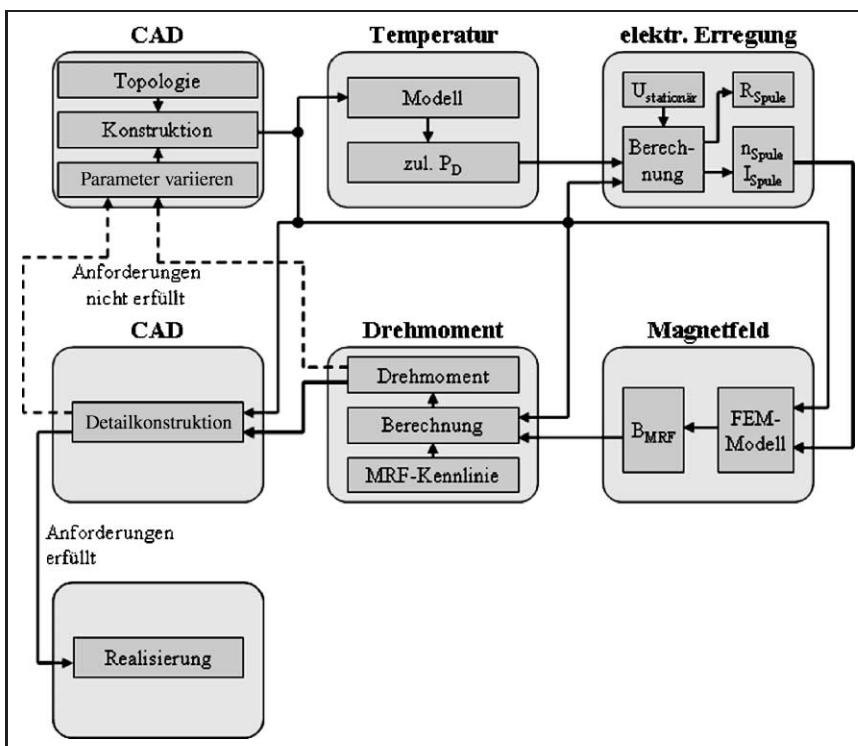
### 3.1 Entwurfsverfahren

Der Entwurf des MRF-Aktors kann auf Grund sich zum Teil widersprechender Anforderungen nur auf Basis einer ganzheitlichen Betrachtung erfolgen.

Bild 7 zeigt das iterative Entwurfsverfahren zur Auslegung des MRF-Aktors. Basierend auf der im Vorfeld ausgewähl-

ten Aktortopologie wird ein CAD-Modell erstellt, welches als Basis der anschließenden Berechnungen dient. Ziel des iterativen Verfahrens ist die Minimierung des benötigten Bauraums unter Einhaltung der geforderten Drehmomentcharakteristik. Neben den Materialien zur Flussführung wird der Bauraum maßgeblich durch das Temperaturverhalten der Gesamtkomponente bestimmt. Mittels eines Temperaturmodells wird die zulässige elektrische Verlustleistung bestimmt, mit der sich die Durchflutung der Erregerspule berechnen lässt. Darauf basierend wird die im Arbeitsspalt auftretende magnetische Flußdichte unter Verwendung einer FEM-Berechnung ermittelt, woraus sich das vom Aktor übertragbare Drehmoment ergibt. Ist eine geeignete konstruktive Anordnung gefunden, werden konstruktive Details wie Lager und Dichtungen berücksichtigt.

Die im Entwurfsprozess enthaltenen Funktionsmodule werden nachfolgend erläutert.



**Bild 7:** Iteratives Verfahren zur Auslegung des MRF-Aktors.

### 3.2 Resultierendes Drehmoment

Nach [12] ergibt sich die Schubspannung  $\tau$  eines MRF aus der Fließgrenze  $\tau_0(B)$  und dem Produkt aus der Scherrate  $\dot{\gamma}$  und der feldunabhängigen Viskosität  $\eta$  zu (Bingham-Modell):

$$\tau = \tau_0(|B|) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta \cdot \dot{\gamma}. \quad (1)$$

Unter der Annahme, dass eine rotatorische Arbeitsspaltgeometrie und eine laminare Strömung im MRF vorliegen, ergibt sich die Scherrate  $\dot{\gamma}$  aus der radiusabhängigen Umfangsgeschwindigkeit  $r \cdot \omega$  und der Höhe des Arbeitsspalt  $h_{\text{spalt}}$  zu

$$\dot{\gamma} = \frac{r \cdot \omega}{h_{\text{spalt}}}. \quad (2)$$

Das von einem MRF-Aktor auf Basis der zu Grunde liegenden ringförmigen Arbeitsspaltgeometrie übertragbare Drehmoment ergibt sich durch Integration der Schubspannung, die vom Rotor auf die vom MRF benetzten Stirnflächen des Stators übertragen wird:

$$M = 4\pi \cdot \int_{r_i}^{r_a} \left( \tau_0(|B|) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) \cdot r^2 + \frac{\eta \cdot \omega}{h_{\text{spalt}}} \cdot r^3 \right) \cdot dr. \quad (3)$$

### 3.3 Berechnung des Magnetfeldes

Steuernde Größe des Drehmomentes ist der Betrag der magnetischen Flußdichte  $|B|$ , die aus der Überlagerung der Felder des EM und PM hervorgeht. Somit lässt sich das Feld, resp. Drehmoment, über die Bestromung des EM einstellen. Auf Grund des Aktoraufbaus können einfache diskrete Ersatzschaltbilder zur Feldberechnung nur für eine grobe Abschätzung herangezogen werden. Zur funktions-sicheren Gestaltung empfiehlt sich eine FEM-Berechnung für die magnetische Flußdichte. Entsprechend den für den Anwendungsfall wesentlichen stationären Betriebspunkten wird als Eingangsgröße die Bestromung der elektrischen Erregung vorgegeben. Ergebnis der Berechnung ist die Verteilung der Flußdichte im Arbeitsspalt normal zur Scherung des MRF, mit der das resultierende Drehmoment nach (3) berechnet wird. Die Berechnungsergebnisse der diskutierten Betriebsfälle sind in [11] veröffentlicht.

### 3.4 Auslegung der elektrischen Erregung

Im iterativen Entwurfsprozess wird bei der Auslegung der elektrischen Erregung von konstanten Konstruktionsparametern, wie Material und Abmessungen des Magnetkreises, ausgegangen. Die erzeugte Flußdichte  $B$  wird dann nur noch von der Durchflutung  $\theta$  der zylindrischen Spule beeinflusst. Unter der Annahme einer konstanten Windungslänge  $l_{\text{mittel}}$  für alle Windungen und einem von der Windungszahl  $n$  unabhängigen Kupferfüllfaktor  $F_{\text{füll}}$  kann nachgewiesen werden, dass die Durchflutung der Spule, neben Konstanten und geometrischen Parametern der Spule, nur von der zulässigen Verlustleistung  $P_d$  abhängt. Dabei ist zu beachten, dass die spezifische Leitfähigkeit des Leitermaterials  $\rho_L$  stark temperaturabhängig ist und somit die zulässige

elektrische Verlustleistung  $P_d$  entsprechend der Leitertemperatur angepasst werden muss:

$$\Theta = \pm \sqrt{\frac{P_d \cdot A_L}{l_{\text{mittel}} \cdot \rho_L}}. \quad (4)$$

Die Speisung der Spule ist weitestgehend an ein vorgegebenes Spannungsniveau (hier  $U_{\text{Spule}}$ ) anzupassen, aus der sich die erforderliche Windungszahl  $n$  ergibt:

$$n = \sqrt{\frac{U_{\text{Spule}}^2 \cdot A_{\text{Spule}} \cdot F_{\text{füll}}}{l_{\text{mittel}} \cdot \rho_{\text{CU}} \cdot P_d}}. \quad (5)$$

Aus der zulässigen Verlustleistung  $P_d$  können die zur FEM-basierten Magnetfeldberechnung benötigten Parameter wie Windungszahl  $n$  und Spulenstrom  $I$  bestimmt werden. Für die Minimierung der Spule ist eine volumenbezogene Maximierung der Verlustleistung anzustreben.

### 3.5 Thermische Analyse

Bei der Maximierung der Verlustleistung  $P_d$  ist darauf zu achten, dass zulässige Höchsttemperaturen der verwendeten Materialien nicht überschritten werden. Dies erfordert eine thermische Analyse, die FEM-basiert oder – wie hier angewendet – anhand einfacher diskreter Modelle vorgenommen werden kann. Bei der Berechnung der zulässigen Verlustleistung ist der Anwendungsfall, der durch eine kurze Einschaltzeit und eine längere Ausschaltphase charakterisiert wird, zu berücksichtigen. Gleichzeitig werden Materialien mit unterschiedlichsten thermischen Eigenschaften eingesetzt. Eine Betrachtung unter Annahme eines thermischen stationären Zustandes ist nicht hinreichend, weshalb eine dynamische Modellierung des Temperaturverhaltens für die unterschiedlichen Komponenten vorgenommen wird. Ausgehend von thermisch ungünstigsten Extremkonstellationen werden den verwendeten Materialien unterschiedliche Schichten mit entsprechenden Schichtdicken  $s_i$ , Grenzflächen  $A_i$  und spezifischen thermischen Eigenschaften wie der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_i$  zugeordnet.

Das thermodynamische Verhalten wird maßgeblich von der Energie  $Q_i$  beeinflusst, welche bedingt durch die Erwärmung um die Übertemperatur  $\Delta\vartheta_i$  von der Schicht  $i$  zusätzlich aufgenommen wird. Es wird vereinfachend angenommen, dass diese auf Grund temperaturunabhängiger Eigenschaften mit der spezifischen Wärmekapazität  $c_i$  und der Masse  $m_i$  ausgedrückt werden kann mit:

$$Q_i = m_i \cdot c_i \cdot \Delta\vartheta_i. \quad (6)$$

Aus der Leistungsbilanz für die einzelnen Schichten

$$P_{\text{zu},i} = m_i \cdot c_i \cdot \frac{d\Delta\vartheta_i}{dt} + P_{\text{zu},i+1} \quad (7)$$

kann das thermische Modell zur Berechnung der zulässigen Verlustleistung aufgestellt werden, dabei entspricht der Index  $i = 1$  der Schicht des Leitermaterials,  $i = 2$  der Schicht der Isolierung und  $i = 3$  dem Gehäusematerial. Die durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegebene

Leistung wird – wie in [13] vorgeschlagen – mit  $L_{amb}$  berücksichtigt:

$$\dot{\underline{x}} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{a_1}{C_1} & \frac{a_1}{C_1} \\ \frac{a_1}{C_2} & -\frac{a_1+a_2}{C_2} & \frac{a_2}{C_2} \\ 0 & \frac{a_2}{C_3} & -\frac{a_2+a_3}{C_3} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta\theta_1 \\ \Delta\theta_2 \\ \Delta\theta_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{C_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot P_d \quad (8)$$

mit  $a_i = \frac{2 \cdot L_i \cdot L_{i+1}}{L_i + L_{i+1}}$ ,  $a_3 = \frac{2 \cdot L_3 \cdot L_{amb}}{L_3 + L_{amb}}$ ,  $L_i = \frac{A_i \cdot \lambda_i}{s_i}$ ,  $C_i = m_i \cdot c_i$  und  $L_{amb} = (\alpha_S (T_3) + \alpha_K (\Delta\theta_3)) \cdot A_{amb}$ .

### 3.6 Detailkonstruktion

Sind die Anforderungen mit dem in Bild 7 dargestellten iterativen Entwurfsprozess erfüllt, müssen in einem weiteren Schritt die konstruktiven Details wie Lagerung des Rotors und Abdichtung der Arbeitsspalte integriert werden. Da dabei unter Umständen von der optimierten Geometrie abgewichen werden muss, erfolgt im Anschluss eine Überprüfung durch das beschriebene Entwurfsverfahren.

Eine wesentliche Herausforderung der Detailkonstruktion ist das Abdichten der Arbeitsspalte. Dies kann unter Nutzung der Fluidfunktionalität durch eine Permanentmagnetdichtung, siehe [14], erfolgen, was sich allerdings sehr aufwendig gestaltet. Alternativ dazu wurde hier eine V-Ring-Dichtung gewählt.

### 3.7 Entwurfsvalidierung

Der auf der Grundlage des Entwurfs realisierte MRF-Aktor ist in Bild 8 dargestellt. Das von der BASF AG bereitgestellte MRF basiert auf Poly- $\alpha$ -olefin und weist einen Gewichtsanteil von etwa 90% Carbonyleisenpulver auf, dessen mittlerer Teilchendurchmesser zwischen 3 bis 6  $\mu\text{m}$  beträgt. Unter Einwirkung eines magnetischen Feldes von 0,7 T wird eine Schubspannung von 80 kPa übertragen.

Zur Validierung der verwendeten Modelle wurden die in Bild 9 dargestellten Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien in Abhängigkeit des Erregerstroms aufgenommen. Die eingangs aufgestellten Anforderungen werden mit dem realisierten Prototypen erfüllt. Das in Abschnitt 3.2 modellierte

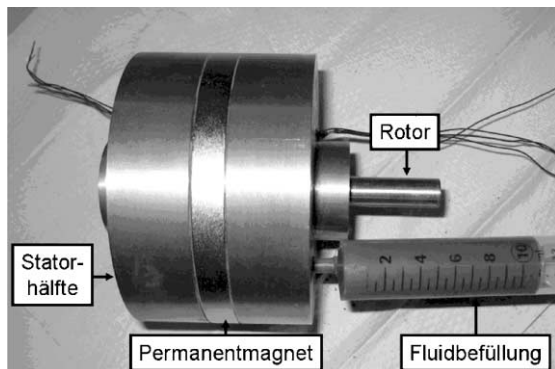


Bild 8: Realisierter MRF-Aktor.

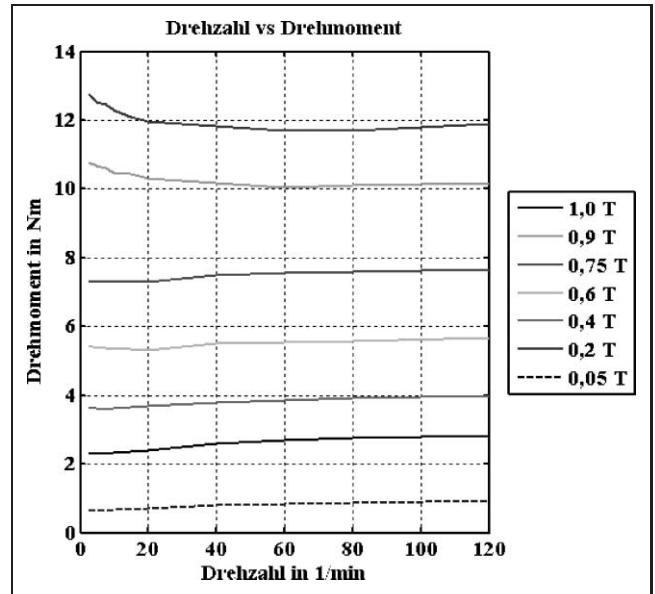


Bild 9: Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien des Aktors.

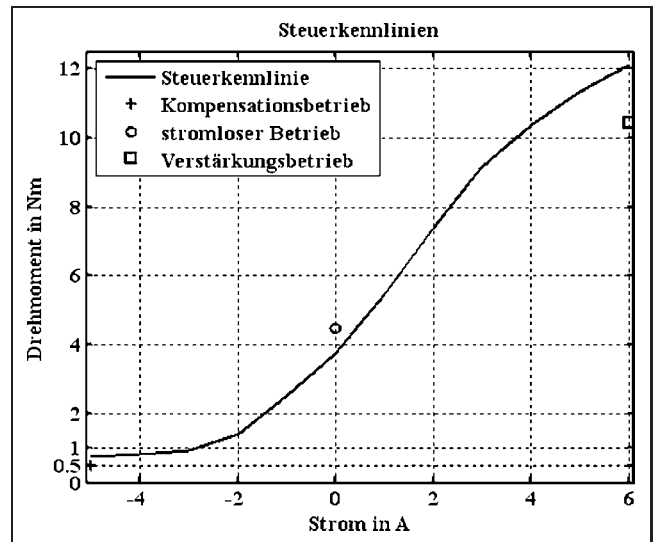


Bild 10: Steuerkennlinie des MRF-Aktors.

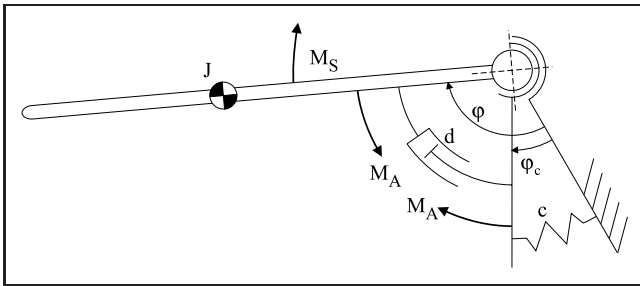
Drehmomentverhalten wird bestätigt, wobei sich nur eine geringe Abhängigkeit von der Drehzahl zeigt. Zur Erstellung einer vereinfachten Steuerkennlinie ist es deshalb ausreichend, das Drehmoment in Abhängigkeit vom steuernden Strom darzustellen, wie dies in Bild 10 vorgenommen wurde.

Die Berechnungsergebnisse sind ebenso in Bild 10 dargestellt und zeigen eine akzeptable Übereinstimmung mit den Messergebnissen.

## 4 Applikation Türassistent

Der zuvor realisierte MRF-Aktor wird im Folgenden als Stellglied für die Realisierung der in Abschnitt 2 beschriebenen Türfunktionalität verwendet.

Wie bereits in Abschnitt 2.3 erläutert, wird der realisierte MRF-Aktor in Verbindung mit einem Planetengetriebe zur



**Bild 11:** Mechanisches Ersatzmodell der Tür.

Darstellung der Türfunktionalität eingesetzt. Dazu wird ein Türscharnier durch die Getriebe-Aktor-Einheit substituiert, welche das Drehmoment  $M_A$  bereitstellt.

### 4.1 Modellbildung

Aus Sicht der Regelung lässt sich die bewegungsgesteuerte Tür in folgende Teilsysteme untergliedern, [7]:

1. Das Echtzeitsystem erfasst Sensorsignale und gibt ein Sollsignal für das zu stellende Bremsmoment, bzw. den zu stellenden Strom an den Aktor.
2. Der Aktor stellt das Bremsmoment, wobei der Strom – resp. Feldaufbau – sowie die Reaktion des MR-Fluids eine Rolle spielen.
3. Das Drehmoment wirkt zwischen Tür und Karosserie. Reibung in den Scharnieren, die Trägheit der Tür und äußere Kräfte beeinflussen die Bewegung der Tür.
4. Sensoren erfassen Bedienerwünsche und die Position der Tür.

Für den Entwurf der Regelungsalgorithmen des Türassistenten ist ein mathematisches Modell des Gesamtsystems notwendig, welches das dynamische Verhalten der geschilderten Teilsysteme hinreichend genau beschreibt.

#### 4.1.1 Modell der Tür

Betrachtet wird die um die Scharnierachse drehbar gelagerte Tür. Es wird angenommen, dass sich das Fahrzeug während der Betätigung der Tür nicht bewegt und somit die Achse fest steht. Der Öffnungswinkel zwischen dem Fahrzeug und der Tür wird mit  $\varphi$  und das Massenträgheitsmoment der Tür bezüglich der Scharnierachse mit  $J$  bezeichnet. Die Nachgiebigkeit der fahrzeugseitigen Aktorabstützung wird als elastisches Element mit der Steifigkeit  $c$  und die Reibung in den Scharnieren vereinfachend als

viskose Dämpfung mit der Dämpfungskonstanten  $d$  abgebildet. Bild 11 zeigt das mechanische Ersatzmodell der Tür. Mit dem Aktormoment  $M_A$ , das prinzipbedingt immer entgegen der Bewegungsrichtung wirkt, und dem Störmoment  $M_S$  ergibt sich die Bewegungsgleichung dieses Systems zu

$$c\varphi_c = d(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) + M_A \text{sign}(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) \tag{9}$$

$$J\ddot{\varphi} = -d(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) - M_A \text{sign}(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) + M_S.$$

#### 4.1.2 Modell des Aktors

Das Modell des Aktors setzt sich aus der in Bild 10 gezeigten Drehmoment-Strom-Kennlinie und einem  $PT_1$ -Glied mit einer Zeitkonstanten von wenigen ms zusammen, mit dem die Dynamik des Stromregelkreises, den durch Wirbelströme verzögerten Aufbau des magnetischen Feldes und die Reaktion des MR-Fluids näherungsweise abgebildet werden.

#### 4.1.3 Regelkreis

Das geringfügig nichtlineare Verhalten des MRF-Aktors wird durch eine invers zur in Bild 10 dargestellten Steuerkennlinie verlaufenden Kennlinienfunktion statisch kompensiert, d. h. der Drehmomentsollwert des Reglerausgangs wird in ein entsprechendes nichtlineares Stromstellsignal für den Aktor umgerechnet. Der geschlossene Regelkreis ist in Bild 12 dargestellt. Das Übertragungsverhalten des Sensors kann auf Grund seiner hohen Auflösung und Dynamik vernachlässigt werden.

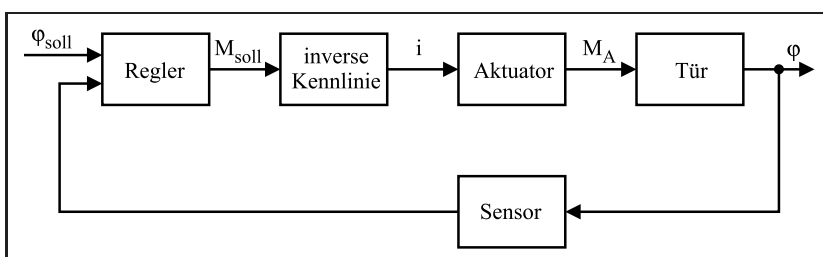
### 4.2 Regelalgorithmen der Türfunktionalität

#### 4.2.1 Rastfunktion

Die variable Raste hält die Tür in einer beliebigen Rastposition  $\varphi_R$ , in der sie, von allein oder durch Einfluss des Bedieners, zum Stehen kommt. Das Positionssignal wird ausgewertet und sobald dessen betragsmäßige Änderungsrate unter einen gewissen Schwellwert fällt, stellt der Aktor das stromlose Haltemoment  $M_0$ . Die Tür wird gehalten und ist nur noch im Rahmen ihrer Elastizität  $c$  beweglich. Wenn ein Winkel von

$$\Delta\varphi_{max} = |\varphi_{max} - \varphi_R| = \frac{M_{max}}{c} \tag{10}$$

überschritten wird, wird das Haltemoment abgeschaltet. Um Rucken zu vermeiden, wird das Moment entsprechend der Sprungantwort eines  $PT_2$ -Glieds gesenkt. Mit



**Bild 12:** Regelkreis der Türassistentenfunktionen.

dem hier beschriebenen Ansatz unter Ausnutzung der inhärenten Steifigkeit  $c$  entfällt der in [5] benötigte Kraft- bzw. Drehmomentsensor.

#### 4.2.2 Geschwindigkeitsbegrenzung

Damit die Tür mit dem zur Verfügung stehenden Aktormoment in jeder Situation schnell genug abgebremst werden kann, muss die Maximalgeschwindigkeit der Tür begrenzt werden. Bei Überschreiten eines Grenzwertes wird zu diesem Zweck ein zum Betrag der Überschreitung proportionales Bremsmoment eingeleitet.

#### 4.2.3 Abbremsalgorithmus

Ziel der Abbremsfunktion ist es, die sich bewegende Tür bei einem Endwinkel  $\varphi_E$  ohne Überschwingen zum Stehen zu bringen. Wichtig ist dabei aus haptischen Gründen, dass der Eingriff erst möglichst nahe am Endwinkel einsetzt.

Um Fallunterscheidungen zu vermeiden, soll hier nur eine Bewegungsrichtung der Tür ( $\dot{\varphi} \geq 0$ ) betrachtet werden. Die Bewegungsgleichung der Tür (9) wird durch Vernachlässigung der Karosserienachgiebigkeit, d. h. durch Streichen des Freiheitsgrades  $\varphi_c$  zu

$$J\ddot{\varphi} = -d\dot{\varphi} - M_A \operatorname{sign} \dot{\varphi} + M_S \quad (11)$$

vereinfacht. Weiterhin wird angenommen, dass die Tür mit möglichst konstantem Moment abgebremst werden soll. Deshalb wird die kleine Dämpfungskraft  $d\dot{\varphi}$  mit dem Motormoment  $M_A$  zu  $\tilde{M}_A$  zusammengefasst, das als konstant angenommen wird. Störmomente werden für die Herleitung des Algorithmus zuerst nicht betrachtet. Somit verbleibt

$$J\ddot{\varphi} = -d\dot{\varphi} - M_A = -\tilde{M}_A. \quad (12)$$

Der Abbremsvorgang beginnt bei einer Startposition  $\varphi_0$  und einer Anfangsgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}_0 \geq 0$ . Durch Integration von (12) wird die Zeit bis zum Erreichen der Geschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  bestimmt:

$$t = \frac{J}{\tilde{M}_A} (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}). \quad (13)$$

Eine weitere Integration ergibt die Position der Tür zum Zeitpunkt  $t$ :

$$\varphi(t) = \varphi_0 + \dot{\varphi}_0 t - \frac{\tilde{M}_A}{2J} t^2. \quad (14)$$

Die Kombination aus (13) und (14) liefert die gesuchte Gleichung der Trajektorie in der Phasenebene

$$\varphi - \varphi_0 = \frac{J}{2\tilde{M}_A} (\dot{\varphi}_0^2 - \dot{\varphi}^2), \quad (15)$$

die von den Startbedingungen, dem Trägheitsmoment und dem Bremsmoment abhängt. Bild 13 zeigt eine Schar solcher Trajektorien mit denselben Startbedingungen bei unterschiedlichen Bremsmomenten.

Die Tür wird abgebremst und kommt bei der Endposition  $\varphi_E$  zum Stehen, die sich mit (15) ergibt:

$$\varphi_E = \varphi_0 + \frac{J}{2\tilde{M}_A} \dot{\varphi}_0^2. \quad (16)$$

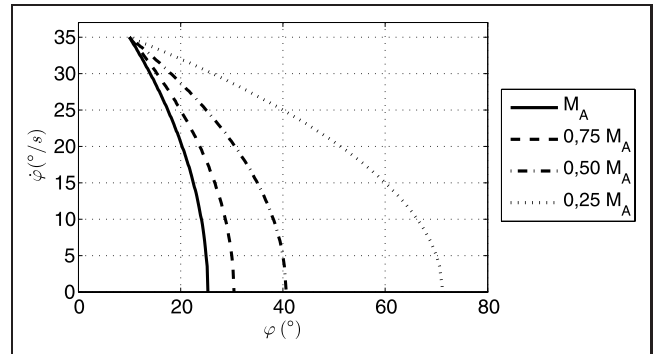


Bild 13: Trajektorien von Abbremsvorgängen.

$\varphi_E$  stellt dabei den Endanschlag, beziehungsweise den deklarierten Kollisionswinkel dar. Auf Grundlage dieser Beziehungen wird der Abbremsalgorithmus definiert.

1. Es wird ein konstantes Abbremsmoment  $\tilde{M}_A$  gewählt, welches nahe dem Maximalmoment  $M_{max}$  liegt.
2. Es wird bei jeder Abtastung überprüft, ob der Startwinkel  $\varphi_s$  für das Einleiten des Abbremsvorgangs erreicht ist:

$$\varphi(t) \stackrel{?}{\geq} \varphi_s = \varphi_E - \frac{J}{2\tilde{M}_A} \dot{\varphi}(t)^2 \quad (17)$$

3. Ist diese Bedingung (17) erfüllt, wird das Abbremsen eingeleitet und das Bremsmoment aufgeschaltet. Um Störungen und Modellungenauigkeiten ausgleichen zu können, wird das Moment in jedem Abtastschritt nachgeführt, d. h. entsprechend der Trajektorie vom aktuellen Zustand ( $\varphi(t)$ ,  $\dot{\varphi}(t)$ ) zum Endpunkt ( $\varphi_E$ , 0) gewählt:

$$\tilde{M}(t) = \frac{J \dot{\varphi}(t)^2}{2(\varphi_E - \varphi(t))}. \quad (18)$$

Um Überschwingen zu vermeiden, muss gewährleistet sein, dass das Bremsmoment beim Erreichen der Endposition sehr klein ist. Dies kann z. B. durch Wahl eines Bremsmoments erreicht werden, das stets oberhalb des für die gewünschte Trajektorie notwendigen Momentes liegt, sodass die Geschwindigkeit der Tür immer knapp unterhalb des der Trajektorie Entsprechenden liegt.

Weiter optimieren lässt sich das Verhalten des Algorithmus durch Kompensation von Störungen – wie Wind, Hanglage, Benutzereingriff – auf Basis eines Störgrößenbeobachters.

### 4.3 Validierung am Prüfstand

#### 4.3.1 Versuchsaufbau

Zur Untersuchung der Regelalgorithmen und des eingesetzten MRF-Aktors steht ein Versuchsaufbau mit einer Tür zur Verfügung, die keine gewöhnliche Rastfunktion enthält und darüber hinaus einer realen Kfz-Tür angepasst ist. Der MRF-Aktor wird über ein dSPACE-Echtzeitsystem



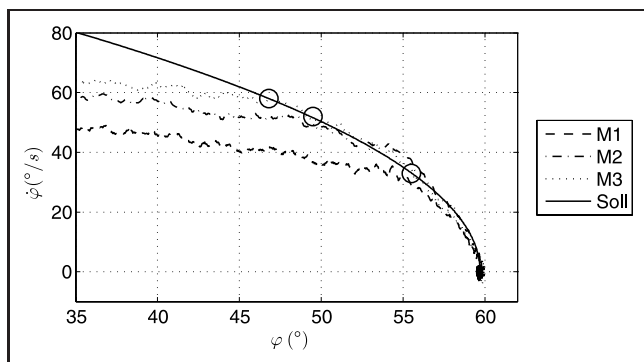
auf Basis der zuvor erläuterten Assistenzfunktionen angesteuert, [7]. Das Positionssignal der Tür wird mit einem Winkelgeber erfasst.

#### 4.3.2 Validierung des Abbremsalgorithmus

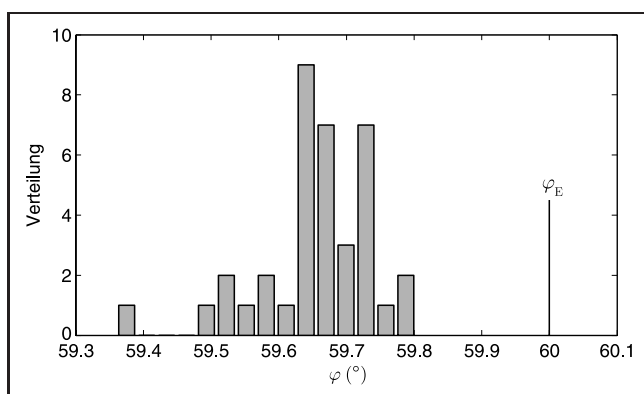
Zur Validierung des Abbremsalgorithmus wurde eine feste Endposition bei  $\varphi_E = 60^\circ$  eingestellt und die Tür wiederholt unterschiedlich stark vom geschlossenen Zustand aus fortlaufend bis kurz vor den Eingriff des Abbremsalgorithmus beschleunigt. Bild 14 zeigt ausgewählte Trajektorien derartiger Versuche (M1 – M3). Die Zeitpunkte, bei denen der Abbremsalgorithmus eingreift, sind mit Kreisen gekennzeichnet. Zusätzlich ist die für die gewählte Endposition berechnete Solltrajektorie (Soll) abgebildet.

Es ist zu erkennen, dass die Tür bei allen Anfangsgeschwindigkeiten zuverlässig kurz vor dem Endwinkel  $\varphi_E$  mit vernachlässigbarem Überschwingen zum Stehen kommt. Zu hohe Anfangsgeschwindigkeiten werden durch den Eingriff der Geschwindigkeitsbegrenzung verhindert.

Bild 15 zeigt die Verteilung der erreichten Endpositionen bei 37 Versuchen unter konstanten Bedingungen. Es ist zu erkennen, dass der Algorithmus die Tür zuverlässig vor der Endposition  $\varphi_E = 60^\circ$  abbremsst. Erzielt wurde dies durch die günstigen Eigenschaften des MRF-Aktors, der sich durch ein gut einstellbares und reproduzierbares Bremsdrehmoment auszeichnet.



**Bild 14:** Beim Abbremsen aufgezeichnete Trajektorien.



**Bild 15:** Verteilung der erreichten Endpositionen.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein rotatorisch wirkender MRF-Aktor modellgestützt entworfen und optimiert, der sich auf Grund der hohen Kraftdichte bei weitgehend linearen und reproduzierbaren Eigenschaften in besonderer Weise für die Anwendung eines automobilen Türassistenten eignet. Die wesentliche Entwurfsherausforderung für das semiaktive Stellglied besteht neben der Bauraumbeschränkung darin, eine applikationsspezifische Drehmomentcharakteristik mit weitem Stellbereich und stromlosem Haltemoment darzustellen, der durch eine geeignete Anordnung von Elektro- und Dauermagneten Rechnung getragen wird.

Aktoren mit derartigen Eigenschaften eignen sich ebenso für den Einsatz in anspruchsvollen Automatisierungsanwendungen, die mit konventionellen elektromagnetischen Bremsen und Kupplungen wegen unzulänglicher Drehmomenteigenschaften, der Geräuschbeeinträchtigung und des Verschleißverhaltens nicht zufriedenstellend gelöst werden können. Dem Potenzial der neuen Technologie wird im BMBF-Forschungsvorhaben MRF-Bremse nachgegangen, wobei die funktions sichere Gestaltung des Aktors unter ganzheitlicher Betrachtung im Vordergrund steht.

### Literatur

- [1] Rabinow, J.: High speed magnetic fluid clutch; US Patent, US 2 622 713, 1952.
- [2] Rabinow, J.: Magnetic fluid torque and force transmitting device; US Patent, US 2 575 360, 1951.
- [3] Carlson, J. D., Sheng, P., Wen, W.: Magnetorheological and electrorheological fluid highlights – 2006; 10th International conference on new actuators – ACTUATOR 06, Bremen, S. 235–239, 2006.
- [4] ATZ/MTZ, „Türhaltefunktion“, ATZ/MTZ extra 10/2005, Die Neue S-Klasse.
- [5] Craig, S., Ginder, J. M., Mizurekewich, G., Dossall, J. M., Elie, L. D., Freeland, M., Potter, T., Vassell, W. C., Clark, S.: „A Magnetorheological Door Check“, SAE 2001 World Congress, Detroit, 03/2001.
- [6] DaimlerChrysler AG, „Door Stop System Comprising an Obstacle Detection Mechanism“, patent PCT WO002005044639A1, 19. Mai 2005.
- [7] Maas, J., Kern, S.: „Mechatronic Vehicle Door Assistant“, IEEE/ASME Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics, 2007, Zürich, 2007.
- [8] Bölter, R., Janocha, H.: Aktoren mit elektrorheologischen und magnetorheologischen Flüssigkeiten; Automatisierungstechnische Praxis, Bd. 39.1997, S. 18–26.
- [9] Janocha, H.: Neue Aktoren aus der Sicht der Mechatronik; Automatisierungstechnik AT, Bd. 12.1995, S. 589–593.
- [10] Wang, J., Meng, G.: Magnetorheological fluid devices: principles, characteristics and applications in mechanical engineering; Proceedings of the institution of mechanical engineers / Part L, Journal of materials: Design and applications, Volume 215, Number 3, 2001, S. 165–174.
- [11] Wiehe, A., Maas, J.: Rotatorischer MRF-Aktor; Mechatronik 2007 – Innovative Produktentwicklung, VDI-Berichte 1971, 2007, S. 767–783.
- [12] Carlson, J. D., Sproston, J. L.: Controllable Fluids in 2000 – Status of ER and MR Fluid Technology. Conference Proceedings Actuator 2000, Bremen, S. 126–130.

- [13] Kallenbach, E., u. a.: Elektromagnete – Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung; Teubner Verlag; Dezember 2003.
- [14] Lampe, D.: Untersuchungen zum Einsatz von magnetorheologischen Fluiden in Kupplungen; Dissertation Fakultät Maschinenwesen TU Dresden, 2000.

Manuskripteingang: 6. August 2007.



**Prof. Dr.-Ing. Jürgen Maas** leitete bis September 2004 das Fachgebiet Motion Control der DaimlerChrysler-Forschung. Seitdem ist er Professor für Regelungstechnik und Mechatronik an der Hochschule Ostwestfalen-Lippe. Hauptarbeitsgebiete: Unkonventionelle Aktoren, aktive Schwingungsdämpfung, Assistenzsysteme.

Adresse: Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Liebigstraße 87, 32657 Lemgo,  
E-Mail: juergen.maas@hs-owl.de,  
www.motion-ctrl.de



**Dipl.-Ing. Ansgar Wiehe (M.Sc.)** ist wissenschaftlicher Mitarbeiter des Fachgebiets Regelungstechnik und Mechatronik der Hochschule Ostwestfalen-Lippe. Hauptarbeitsgebiete: Modellbasierte Entwicklung von MRF-Aktoren, numerische Optimierung.

Adresse: Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Liebigstraße 87, 32657 Lemgo,  
E-Mail: ansgar.wiehe@hs-owl.de



**Dipl.-Ing. Simon Kern** war bis September 2004 Mitarbeiter der DaimlerChrysler-Forschung. Seitdem ist er wissenschaftlicher Mitarbeiter des Fachgebiets Mechatronik im Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt. Hauptarbeitsgebiete: Modellierung und Simulation, aktive Schwingungsbeeinflussung, robuste Regelung.

Adresse: TU Darmstadt, Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, Petersenstr. 30, 64287 Darmstadt,  
E-Mail: kern@mim.tu-darmstadt.de



## Im richtigen Moment das Richtige tun.



Richard Vahrenkamp

### Logistik

Management und Strategien

6., überarbeitete und erweiterte Auflage 2007

XIV, 485 S. | gb. | € 34,80

ISBN 978-3-486-58467-7

Dem Leser werden eine Fülle gut recherchierter und anschaulich erklärter Informationen zu den wesentlichen Aspekten der Logistik erklärt. Fallbeispiele aus der Logistik-Praxis ergänzen den Fachinhalt auf sinnvolle Weise.

Aus dem Inhalt:

**Grundlagen der Logistik.**

**Distributionslogistik.**

**Beschaffungs- und Entsorgungslogistik.**

**Transportnetzwerke der Logistik.**

**Kooperationen in der Logistik.**

**Methoden des Logistikmanagements.**

Oldenbourg



150 Jahre  
Wissen für die Zukunft  
Oldenbourg Verlag

Bestellen Sie in Ihrer Fachbuchhandlung oder direkt bei uns:  
Tel: 089/45051-248, Fax: 089/45051-333, verkauf@oldenbourg.de