

Die Erfindung betrifft eine Schlupfregelvorrichtung zur Vorgabe eines Soll-Antriebs- oder Soll-Bremsmoments für mindestens einen Antriebs- und/oder Brems-Aktuator zur Regelung mindestens eines schlupfbezogenen Soll-Drehzahlwertes in einem Kraftfahrzeug mit mindestens einer elektronischen Steuereinheit.

Neueste Entwicklungen der letzten Jahre im Bereich der Antriebstechnologie befassen sich mit elektromotorischen Antriebskonzepten und hoch aufgeladenen Verbrennungsmotoren mit einer deutlich gegenüber dem Stand der Technik erhöhten Dynamik und verbessertem Ansprechverhalten. Eine Allradfunktion kann unter anderem über einzeln ansteuerbare Antriebseinheiten an Vorder- und Hinterachse oder durch einen klassischen mechanischen Allrad mittels elektronisch angesteuerter Lamellenkupplung (xDrive) realisiert werden. Dafür gibt es derzeit noch keine hinreichend genauen regelungstechnischen Algorithmen.

Stand der Technik zur Schlupf-/Drehzahl-/Traktionsregelung

V. Ivanov, D. Savitski, and B. Shyrokau, "A survey of traction control and antilock braking systems of full electric vehicles with individually controlled electric motors," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 64, no. 9, pp. 3878–3896, 2015.

Stand der Technik zu Allradkonzepten:

Metin Ersoy und Stefan Gies. *Fahrwerkhandbuch*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 5. Auflage, 2017.

Stefan Pischinger und Ulrich Seiert (Hg.). *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 8. Auflage, 2016.

Stand der Technik zur Eingangs-Ausgangs-Linearisierung (EAL):

Alberto Isidori. Nonlinear Control Systems. Springer, Berlin, 2. Auflage, 1989.

Jürgen Adamy. Nichtlineare Systeme und Regelungen. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2. Auflage, 2014.

Die DE 10 2014 208 796 A offenbart eine Schlupfregelvorrichtung zur Vorgabe eines Soll-Antriebs- oder Soll-Bremsmoments für mindestens einen Aktuator zur Regelung mindestens eines schlupfbezogenen Soll-Drehzahlwerts in einem Kraftfahrzeug. Die Anpassung der Regelung an unterschiedliche Antriebskonzepte ist schwierig und aufwändig.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Schlupfregelvorrichtung für neue Antriebskonzepte zu schaffen, die trotz höherer Dynamik-Anforderung eine hohe Regelgüte aufweist und die leicht für unterschiedliche Antriebskonzepte parametrisierbar ist.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch die Merkmale der unabhängigen Ansprüche gelöst, während in den abhängigen Ansprüchen bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung angegeben sind.

Die Erfindung betrifft eine Schlupfregelvorrichtung, die insbesondere zur nichtlinearen Multi-Schlupfregelung für skalierbare Antriebskonzepte verwendbar ist.

Erfindungsgemäß ist eine Schlupfregelvorrichtung zur Vorgabe eines Soll-Antriebs- oder Soll-Bremsmoments für mindestens einen Antriebs- und/oder Brems-Aktuator (insbesondere einen Verbrennungsmotor, einen Elektroantriebsmotor und/oder einen Elektromotor für Verteilergetriebe eines Allradfahrzeuges) zur Regelung mindestens eines schlupfbezogenen Soll-

Drehzahlwertes in einem Kraftfahrzeug mit mindestens einer elektronischen Steuereinheit vorgesehen, die folgende Teilfunktionseinheiten umfasst:

- eine lineare Regler-Einheit (z. B. PID-Regler) zur Bestimmung eines zunächst nominalen Soll-Antriebs- oder Bremsmoments basierend auf einer erfassten Regelabweichung vom schlupfbezogenen Soll-Drehzahlwert,
- eine Referenzmodell-Einheit, die das nominale Soll Antriebs- oder Bremsmoment und zumindest einen erfassten Ist-Drehzahlwert als Eingangssignale erhält und die auf Basis eines idealisierten (Antriebs- und/oder Brems-) Aktuator-bezogenen Synthesemodells einen idealisierten Soll-Ruck (auch: Beschleunigungsänderung, dritte Ableitung der Position nach der Zeit) ermittelt, und
- eine Idealisierung-Einheit, die die idealisierten Soll-Beschleunigungsänderung und vorgegebene nicht-ideale Ist-Rückführungssignale als Eingangssignale erhält und die auf Basis dieser Eingangssignale ein Soll-Antriebs- oder Soll-Bremsmoment zur Ansteuerung des entsprechenden Aktuators in der Weise ermittelt, dass ein unerwünschtes (nicht-ideales) Fahrzeugverhalten kompensiert wird,

wobei zur Bildung des Regelgesetzes die erfassten Ist-Drehzahlwerte in Form eines Ausgangsvektors, die nicht-idealen Ist-Rückführungssignale in Form eines Zustandsvektors und das reale Soll-Antriebs- oder Bremsmoment in Form eines Eingangsvektors dargestellt werden und dass der Ausgangsvektor solange abgeleitet wird, bis ein Element des Eingangsvektors erhalten wird und deshalb die Ableitung des Ausgangsvektors nur vom Zustandsvektor abhängt.

Vorzugsweise ist das Synthesemodell ein vereinfachtes, komplexitäts-reduziertes Regel-Streckenmodell des Fahrzeugs, das insbesondere die Aktuator(en)-Dynamik berücksichtigt.

Vorzugsweise sind die erfassten Ist-Drehzahlwerte, die Eingangssignale der Referenzmodell-Einheit sind, die aus den Raddrehzahlen ermittelten Achs-Drehzahlwerte für jede angetriebenen Achse sowie deren numerische Ableitung und/oder die Drehzahl des jeweils anzusteuernenden Aktuators sowie deren numerische Ableitung.

Die Idealisierung-Einheit umfasst vorzugsweise ein Regelgesetz auf Basis einer Eingangs-Ausgangs-Linearisierung (EAL). Ihre nicht-idealen (insbesondere aus einer nicht-linearen Dynamik resultierenden) Ist-Rückführungssignale sind vorzugsweise ebenfalls die aus den Raddrehzahlen ermittelten Achs-Drehzahlwerte für jede angetriebenen Achse und deren numerische Ableitung und/oder die Drehzahl des jeweils anzusteuernenden Aktuators sowie deren numerische Ableitung sowie zusätzlich das geschätzte Antriebs- bzw. Brems-Moment jedes zur Schlupfregelung zu stellenden Aktuators.

Unter dem Begriff „Drehzahl“ wird eine der Drehzahl proportionale Größe verstanden, wie z.B. auch der Schlupf. Wenn z. B. von einer Soll-Drehzahl gesprochen wird, ist unter diesem Begriff auch ein Soll-Schlupf zu subsumieren.

Der Erfindung liegen folgende Überlegungen zugrunde:

Neueste Entwicklungen der letzten Jahre im Bereich der Antriebstechnologie befassen sich mit elektromotorischen Antriebskonzepten und hoch aufgeladenen Verbrennungsmotoren mit einer deutlich gegenüber dem Stand der Technik erhöhten Dynamik und verbessertem Ansprechverhalten. Eine Allradfunktion kann unter anderem über einzeln ansteuerbare Antriebseinheiten an Vorder- und Hinterachse oder durch einen klassischen mechanischen Allrad mittels elektronisch angesteuerter Lamellenkupplung

(xDrive) realisiert werden. Dafür wurden erfindungsgemäß Algorithmen und regelungstechnische Ansätze für eine skalierbare, auf mehrere, vorzugsweise Aktuator-nahe Steuergeräte verteilte Fahrdynamik und Schlupfregelung entwickelt. Durch geschickte Partitionierung der einzelnen Regleranteile auf diese Steuergeräte werden Latenzzeiten minimiert und eine verbesserte Closed-Loop Performance erreicht.

In der vorliegenden Erfindung wird der Entwurf eines Systems zur Traktionsregelung für Straßenfahrzeuge gezeigt. Es werden speziell Fahrzeuge betrachtet, die je nach Fahrerwunsch eine oder zwei angetriebene Achsen besitzen. Solche skalierbaren Antriebskonzepte stellen eine besondere Herausforderung dar, da sich die Fahreigenschaften zwischen einem Fahrzeug mit Front/Heckantrieb und einem Fahrzeug mit Allradantrieb grundlegend unterscheiden. Hierfür wird in dieser Erfindung ein Traktionsregler auf Basis der Eingangs-Ausgangs-Linearisierung entwickelt. Der Regelungsentwurf wird mit einem Synthesemodell durchgeführt, das den Antriebsstrang und die Längsdynamik des Fahrzeugs berücksichtigt. Für den nichtlinearen Regelkreis konnte durch Analyse der resultierenden Nulldynamik globale asymptotische Stabilität für alle auftretenden Parameterkombinationen gezeigt werden. Die Eignung des entwickelten Regelungskonzepts für das skalierbare Antriebskonzept wird simulativ über ein nichtlineares Analysemodell sichergestellt. Simulative und experimentelle Ergebnisse zeigen, dass in einer Vielzahl von unterschiedlichen Fahrsituationen die Ziele bezüglich der Regelgüte und der Stabilität in robuster Weise erreicht werden.

Technischer Hintergrund:

Grundsätzlich geht diese Erfindung von einem an sich bekannten Traktionsregelsystem aus, das im Antriebsfall die Aufgabe besitzt, das Durchdrehen der Räder zu verhindern. In einer solchen Fahrsituation ist die

Geschwindigkeit der Räder weitaus größer als die Geschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus. Dieses Verhältnis wird mit der Größe Schlupf beschrieben, weshalb Traktionsregelsysteme auch als Antriebs-Schlupf-Regelsysteme (ASR) bezeichnet werden.

Neben dem ABS und dem ASR existiert noch die Motor-Schleppmomenten-Regelung (MSR) für die Beherrschung des Schlupfs. Wenn der Fahrer bei einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor herunterschaltet oder das Gas wegnimmt, wird dadurch ein Bremsmoment erzeugt, das zu einem erhöhten Schlupf an den angetriebenen Rädern führt. In einem solchen Fall reduziert die MSR den zu großen Schlupf durch eine Erhöhung des Antriebsmoments.

Je nach Antriebskonzept existieren unterschiedliche Möglichkeiten zur Realisierung einer Traktionsregelung. Für Fahrzeuge mit Front oder Heckantrieb wird im einfachsten Fall die Antriebsleistung des Motors reduziert. Dazu wird der Fahrerwunsch über das Gaspedal derart manipuliert, dass eine möglichst optimale Traktion erreicht wird. Als weiterer Anwendungsfall kann das ASR beim Anfahren auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten für die linke und rechte Fahrzeugseite (μ_{split}) verwendet werden. In einer solchen Fahrsituation wird die maximal absetzbare Kraft auf den niedrigen Reibwert limitiert. Um die Antriebsleistung zu erhöhen werden die Räder auf dem niedrigen Reibwert abgebremst, wodurch auf der Seite mit dem höheren Reibwert mehr Kraft abgesetzt wird. Für Fahrzeuge mit Allradantrieb und einer variablen Momentenverteilung zwischen den Achsen existiert eine zusätzliche Möglichkeit für die Traktionsregelung. Wenn die Räder der primären Achse einen zu großen Schlupf aufbauen, wird ein Teil der Antriebsleistung über den Allradantrieb an die sekundäre Achse geleitet, wodurch das Moment und die Raddrehzahlen an der primären Achse sinken. Über dieses Prinzip kann

auch, durch die Verteilung des Schleppmoments des Motors, die eingangs erwähnte MSR realisiert werden.

Die Allradssysteme unterscheiden sich durch eine feste oder variable Momentenverteilung, wobei viele Systeme eine Antriebsachse komplett abkoppeln können. Moderne Fahrzeuge nutzen diese Möglichkeit, um den Fahrer über ein entsprechendes Bedienkonzept zwischen einem Fahrzeug mit Front/Heckantrieb oder Allradantrieb wählen zu lassen. Dies stellt eine besondere Herausforderung für ein ASR dar, weil die Funktionalität in beiden Fällen gleichermaßen sichergestellt werden muss, die Voraussetzungen und Einflussmöglichkeiten sich jedoch wie oben beschrieben grundlegend unterscheiden.

Im aktuellen Stand der Technik für Traktionsregelsysteme existiert kein durchgängiges Konzept für ein Fahrzeug mit einem skalierbaren Antriebskonzept. Deshalb beschäftigt sich diese Erfindung mit der Entwicklung eines ASR, das für ein Antriebskonzept mit ein oder zwei angetriebenen Achsen ausgelegt ist.

Die Erfindung basiert im Wesentlichen auf aktuellem Stand der Technik bezüglich der Schlupfregelung und auf einem Konzept der Eingangs-Ausgangs-Linearisierung (EAL).

Der aktuelle Stand der Technik für die Schlupfregelung mit Hilfe der EAL weist einige Probleme auf. Das Regelgesetz zur Kompensation der Nichtlinearitäten enthält in vielen Arbeiten unsichere Parameter, die nicht direkt gemessen werden können und aufwändig beobachtet werden müssen. Dazu gehören der Reibwert der Straße, die Fahrzeugmasse und die Parametrierung der Reifen für das jeweils verwendete Reifenmodell. Für die Industrialisierung eines Ansatzes zur Schlupfregelung muss zudem sichergestellt werden, dass die geschätzten Werte jederzeit eine

ausreichende Genauigkeit besitzen. Darüber hinaus entsteht bei der Durchführung der EAL in der Regel eine nicht beobachtbare interne Dynamik. Diese muss separat auf Stabilität überprüft werden.

Die meisten Ansätze verwenden das klassische Viertelfahrzeugmodell mit den beiden Freiheitsgraden Schlupf und Fahrzeuggeschwindigkeit und vernachlässigen die Aktuatordynamik des Antriebs. Des Weiteren werden viele Ansätze lediglich simulativ untersucht und es findet keine experimentelle Bestätigung des Konzepts statt.

Im aktuellen Stand der Technik werden keine Fahrzeuge mit skalierbarem Antriebskonzept, wie oben erwähnt, behandelt. Diese stellen jedoch eine besondere Herausforderung für Traktionsregelsysteme dar, da das Fahrzeug je nach Fahrerwunsch und Fahrsituation einen Front/Heckantrieb oder einen Allradantrieb besitzt und dementsprechend die Regelstrategie angepasst werden muss. Dabei ist die Bestimmung der Fahrzeuggeschwindigkeit erschwert, da im Gegensatz zu Fahrzeugen mit einer Antriebsachse alle Räder schlupfen und die Berechnung der Geschwindigkeit aus den Raddrehzahlen der nicht angetriebenen Achsen nicht möglich ist. Die Fahrzeuggeschwindigkeit sollte daher nicht in der inneren Schleife der Traktionsregelung genutzt werden.

Das Ziel der Erfindung ist die Entwicklung einer Schlupfregelung mit Hilfe der an sich bekannten EAL. Die Grundidee der EAL ist die Linearisierung eines nichtlinearen Systems durch Wahl einer geeigneten Rückführung, um anschließend auf das linearisierte Ersatzsystem Methoden der linearen Regelungstechnik anwenden zu können.

Zunächst wird ein Single Input / Single Output (SISO) System mit dem Zustandsvektor x , dem Eingang u und dem Ausgang y in der folgenden Form betrachtet:

$$\dot{x} = a(x) + b(x) u, \quad y = c(x) \quad (1)$$

Der Eingang u geht linear in die Zustandsgleichungen ein.

Wenn das System (1) in der nichtlinearen Regelungsnormalform (RNF), also

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = x_3$$

⋮

$$\dot{x}_{n-1} = x_n$$

$$\dot{x}_n = \alpha(x) + \beta(x)u.$$

vorliegt werden über das folgende Regelgesetz Nichtlinearitäten des Systems kompensiert und der neue Eingang v eingeführt:

$$u = -1/\beta(x) (\alpha(x) + v).$$

Für den Eingang $v=k(x)$ wird ein Referenzmodell angesetzt, das von einer idealisierten Strecke ausgeht.

Das Ziel der EAL ist also das Finden einer mathematischen Vorschrift, um eine Klasse nichtlinearer Systeme mittels des Regelgesetzes zu linearisieren bzw. zu idealisieren. Mit Hilfe des Referenzmodells wird eine gewünschte Dynamik aufgeprägt. Anschließend liegt das System in der linearen RNF vor. Erfindungsgemäß werden folgende Kriterien zusammenfassend berücksichtigt:

- Eingangs-Ausgangs-Linearisierung (EAL) für Mehrgrößensysteme.
- Referenzmodellvorgabe.
- Nichtlineare Rückführung von Motordrehzahl, Raddrehzahlen und geschätztem Motor-Ist-Moment sowie numerische Ableitungsbildung der Motor- und Raddrehzahlen.

- Vorgabe eines linearen Referenzmodells für die Eingangs-Ausgangs-Linearisierung in dem Sinne, dass das Closed Loop Übertragungsverhalten von Regelstrecke und nichtlinearer Rückführung dem Übertragungsverhalten des Referenzmodells entspricht. Überlagert wird ein linearer Regler verwendet, um verbleibende Modellfehler und Störgrößeneinflüsse auszuregeln.
- Um eine quasistationär genaues Folgeverhalten auf eine rampenförmige Sollvorgabe zu erreichen wird in einer bevorzugten Ausführungsform über das Regelungskonzept ein doppelt integrierendes Verhalten im offenen Regelkreis realisiert.
- Logikanteile können
 - zentral gerechnet werden auf zentralem Steuergerät mit schneller Kommunikation zum aktuatornahen Steuergerät
 - in einer „Whitebox“ integriert werden auf einem aktuatornahen Steuergerät
 - in einer „Blackbox“ integriert werden auf einem aktuatornahen Steuergerät.

Durch die Erfindung wird eine Schlupfregelung erreicht, die insbesondere folgende Systemanforderungen erfüllt:

- Anwendbar auf alle Varianten von Hybridantrieben (z. B. E-Allrad oder Achshybrid)
- Skalierbarkeit: Ansatz anwendbar auf Fahrzeuge bei denen während der Fahrt umgeschaltet wird zwischen verschiedenen Betriebsmodi:
 - Primärachse wird angetrieben
 - Primärachse wird geregelt
 - Differenz Primär-/Sekundärachse wird geregelt
 - Primär- und Sekundärachsen werden angetrieben
 - Sekundärachse wird angetrieben

- Die erfindungsgemäße Schlupfregelvorrichtung ist insbesondere geeignet für Antriebsschlupf-Regelung und Verzögerungsschlupfregelung (Motorschleppregelung, Rekuperation)
- Einstellbarkeit über Bedienkonzept leicht gegeben über Vorgabe Sollschlüpfe, Solldrehzahlen
- Mit und ohne Drehzahlfehler funktionsfähig

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in Zeichnungen veranschaulicht und werden im Folgenden näher beschrieben. Es zeigt

- Fig. 1 in schematischer Darstellung eine Übersicht über die wesentlichen Komponenten der gesamten Regelstruktur, in der die erfindungsmäße Schlupfregelvorrichtung als innerer Regelkreis, der für jede Soll-Drehzahl-Vorgabe angewandt wird, enthalten ist,
- Fig. 2 ein Beispiel für die relevanten Parameter einer Regel-Strecke einschließlich ihres Aktuators in Form eines Antriebsmotors für ein Kraftfahrzeug mit einachsigem Antrieb,
- Fig. 3 ein Beispiel für die relevanten Parameter einer Regel-Strecke für ein Kraftfahrzeug mit Allrad-Verteilergetriebe unter Berücksichtigung ausschließlich eines Aktuators in Form eines Elektromotors für das Verteilergetriebe zwischen den Achsen,
- Fig. 4 ein Beispiel für die relevanten Parameter einer Regel-Strecke einschließlich zweier Aktuatoren in Form zweier Antriebsmotoren für ein Kraftfahrzeug mit zweiachsigem Antrieb (z. B. bei straßengekoppeltem Allrad-Hybrid-Fahrzeug ohne Verteilergetriebe),
- Fig. 5 ein Beispiel für die relevanten Parameter einer Regel-Strecke für ein Kraftfahrzeug mit zweiachsigem Antrieb (z. B. bei Allrad mit einem Antriebsmotor und mit Verteilergetriebe) einschließlich zweier Aktuatoren in Form eines Antriebsmotors

- auf der Primärtriebsachse und eines Elektromotors für das Verteilergetriebe,
- Fig. 6 eine schematische Gegenüberstellung der wesentlichen Antriebskomponenten eines bezogen auf die Antriebsart skalierbaren Allrad-Kraftfahrzeugs mit Verteilergetriebe und einem Antriebsmotor (hier z.B. Verbrennungsmotor), das zum einen mit einachsigen Antrieb (hier Heckantrieb) und zum anderen mit zweiachsigem Antrieb (hier Allradantrieb mit Hinterachse als Primärachse und mit Vorderachse als Sekundärachse) betreibbar ist,
- Fig. 7 die für ein Fahrzeug-Analysemodell wirksamen Parameter,
- Fig. 8 eine Übersicht über das Regelungskonzept des inneren Regelkreises am Beispiel des Synthesemodells für zweiachsigen Antrieb mit genauerer Darstellung der Funktionsweise des Regelgesetzes,
- Fig. 9 eine schematische Darstellung eines Synthesemodells für zweiachsigen Antrieb und
- Fig. 10 ein Beispiel für die mathematische Herleitung eines Regelgesetzes aus dem beispielhaften Synthesemodell als wesentlicher Bestandteil der erfindungsgemäßen Idealisierungs-Einheit.

In Fig. 1 ist eine Übersicht über die wesentlichen Komponenten der gesamten Regelstruktur dargestellt, in der die erfindungsmäße Schlupfregelvorrichtung insbesondere mit der linearen Regler-Einheit 8, mit der Referenzmodell-Einheit 9 und mit der Idealisierungseinheit 10 enthalten ist. Der innere Regelkreis mit der linearen Regler-Einheit 8, mit der Referenzmodell-Einheit 9 und mit der Idealisierungseinheit 10 wird für jede Drehzahl- bzw. Schlupfvorgabe ω_{set} angewendet, also beispielsweise viermal für z.B. folgende ω_{set} :

$\omega_{\text{HA_soll}}$, die Soll-Drehzahl an der Hinterachse

ω_{VA_soll} , die Soll-Drehzahl an der Vorderachse

$\Delta\omega_{HA_soll}$, die Differenzdrehzahl zwischen den Rädern der Hinterachse

$\Delta\omega_{VA_soll}$, die Differenzdrehzahl zwischen den Rädern der Vorderachse

Je nach Antriebsart und Aktuator-Art werden die jeweiligen Referenzmodelle als Synthesemodell für die Referenzmodell-Einheit 9 empirisch ermittelt und im jeweils verwendeten Steuergerät (z. B. für den Elektromotor des Verteilergetriebes das am Verteilergetriebe angebrachte elektronische Steuergerät zur Ansteuerung der Lamellenkupplung) abgespeichert. In den Figuren 2 bis 5 werden Beispiele von verschiedenen Antriebsarten mit einem oder zwei Aktuatoren als Regel-Strecke mit Aktuator-Berücksichtigung schematisch dargestellt. Aus den hier berücksichtigten Parametern werden die jeweiligen Synthesemodelle ermittelt.

Die erfindungsgemäßen Schlupfregelvorrichtung zur Vorgabe eines Soll-Antriebs- oder Soll-Bremsmoments w bzw. M_{soll} für mindestens einen Antriebs- und/oder Brems-Aktuator zur Regelung eines schlupfbezogenen Soll-Drehzahlwertes y_{soll} bzw. ω_{set} bzw. ω_1, ω_2 in einem Kraftfahrzeug weist mindestens eine jeweils aktuatornahe Steuereinheit auf, die folgende Teilfunktionseinheiten umfasst:

- eine lineare Regler-Einheit 8 zur Bestimmung eines zunächst nominalen Soll-Antriebs- oder Bremsmoments w (als nominaler Vektor) basierend auf einer erfassten Regelabweichung e bzw. $\Delta\omega$,
- eine Referenzmodell-Einheit 9, die das nominale Soll Antriebs- oder Bremsmoment w und zumindest einen erfassten Ist-Drehzahlwert ω_{act} bzw. y_{ist} als Eingangssignale erhält und die auf Basis eines idealisierten Aktuator-bezogenen Synthesemodells eine idealisierten Soll-Beschleunigungsänderung v (als nominaler Vektor) ermittelt, und
- eine Idealisierung-Einheit 10, die die idealisierte Soll-Beschleunigungsänderung v und vorgegebene nicht-ideale Ist-

Rückführungssignale x (als nominaler Vektor) bzw. ω_{act} und M_{act} als Eingangssignale erhält, die vorzugsweise zumindest einen erfassten Ist-Drehzahlwert (ω_{act} ; y_{ist}) umfasst, und die auf Basis dieser Eingangssignale über ein komplexitätsreduziertes Regelgesetz 100 (siehe Fig. 8 und Fig. 10) ein reales Soll-Antriebs- oder Bremsmoment u (als nominaler Vektor) zur Ansteuerung des entsprechenden Aktuators in der Weise ermittelt, dass ein nicht-ideales Fahrzeugverhalten kompensiert wird.

Bei einachsigen Antrieb sind die Ist-Rückführungssignale x vorzugsweise zumindest :

$\omega_{act} :=$

$\omega_{Rad (HA \text{ oder } VA),ist}$: die Ist-Drehzahl der mittleren Raddrehzahlen an der angetriebenen Achse (Hinterachse HA oder Vorderachse VA) und deren numerische Ableitung

$\omega_{Ant (HA \text{ oder } VA),ist}$: die Ist-Drehzahl des Aktuators, z.B. die Kurbelwellendrehzahl des Antriebsmotors (Verbrennungsmotor oder Elektroantriebsmotor), und deren numerische Ableitung und

$M_{act} := M_{Ant,(HA \text{ oder } VA),ist}$: das Ist-Antriebsmoment des Aktuators, das beispielsweise aus einem geschätztem Ist-Antriebsmoment M_{est} und/oder einem gefilterten Ist-Antriebsmotor M_{filt} gewichtet abhängig vom jeweiligen Betriebszustand des Aktuators (hier Antriebsmotors) gebildet wird.

Bei zweiachsigen Antrieb mit einem Antriebsmotor an der Primär-Achse (PA), dessen Moment über ein Verteilergetriebe (VTG) ganz oder teilweise auf eine Sekundär-Achse (SA) übertragbar ist, sind die Ist-Rückführungssignale x vorzugsweise zumindest:

$\omega_{act} :=$

$\omega_{\text{Rad,(SA),ist}}$: die Ist-Drehzahl der mittleren Raddrehzahlen an der Sekundär-Achse SA und deren numerische Ableitung sowie

$\omega_{\text{Ant,(PA),ist}}$: die Ist-Drehzahl des Antriebsmotors als Aktuator (z.B. die Kurbelwellendrehzahl des Verbrennungsmotors) auf der Primär-Achse PA (z. B. Hinterachse HA) und deren numerische Ableitung

oder

$\omega_{\text{ha,(PA),ist}}$: die Ist-Drehzahl der mittleren Raddrehzahlen an der Primär-Achse PA und deren numerische Ableitung sowie

$\omega_{\text{va,(SA),ist}}$: die Ist-Drehzahl der mittleren Raddrehzahlen an der Sekundär-Achse SA und deren numerische Ableitung

und

$M_{\text{act}} =$

$M_{\text{getr,out}}$; $M_{\text{Ant,(PA),ist}}$: das geschätzte und/oder gefilterte Ist-Antriebsmoment an der Primärachse PA und

$M_{\text{em,ist}}$; $M_{\text{EM,(VTG),ist}}$: das geschätzte und/oder gefilterte Ist-Antriebsmoment am Elektromotor des Verteilergetriebes

Bei einachsigen Antrieb ist das Soll-Moment M_{soll}

beispielsweise:

$M_{\text{Ant,(HA oder VA),soll}}$: das Antriebsmoment des Antriebsmotors an der angetriebenen Achse (z. B. Hinterachse HA oder Vorderachse VA)

Bei zweiachsigen Antrieb sind die Soll-Momente M_{soll}

beispielsweise:

$M_{\text{vm,soll}}$; $M_{\text{Ant,(PA),soll}}$: das Antriebsmoment des Antriebsmotors an der Primär-Achse PA (z. B. Verbrennungsmotor vm)

$M_{em,soll}$; $M_{EM,(VTG),soll}$: das Antriebsmoment des Elektromotors em am
Verteilergetriebe VTG

oder (z. B. bei einem Straßen-gekoppeltem Hybrid-Fahrzeug ohne
Verteilergetriebe)

$M_{Ant,(PA),soll}$: das Antriebsmoment des Antriebsmotors an der Primär-Achse PA
(z. B. Verbrennungsmotor)

$M_{Ant,(SA),soll}$: das Antriebsmoment des Antriebsmotors an der Primär-Achse PA
(z. B. Elektroantriebsmotor)

Die Ist-Drehzahl-bezogenen Eingangssignale ω_{act} der Idealisierungs-Einheit 10 sind vorzugsweise dieselben wie die der Referenzmodell-Einheit 9.

Fig. 2 zeigt relevante Parameter einer Regel-Strecke einschließlich ihres Aktuators in Form eines Antriebsmotors für ein Kraftfahrzeug mit einachsigem Antrieb. Fig. 3 zeigt relevante Parameter einer Regel-Strecke für ein Kraftfahrzeug mit Allrad-Verteilergetriebe unter Berücksichtigung ausschließlich eines Aktuators in Form eines Elektromotors für das Verteilergetriebe zwischen den Achsen. Fig. 4 zeigt relevante Parameter einer Regel-Strecke einschließlich zweier Aktuatoren in Form zweier Antriebsmotoren für ein Kraftfahrzeug mit zweiachsigem Antrieb (z. B. bei straßengekoppeltem Allrad-Hybrid-Fahrzeug ohne Verteilergetriebe). Fig. 5 zeigt relevante Parameter einer Regel-Strecke für ein Kraftfahrzeug mit zweiachsigem Antrieb (z. B. bei Allrad mit einem Antriebsmotor und mit Verteilergetriebe) einschließlich zweier Aktuatoren in Form eines Antriebsmotors auf der Primärantriebsachse und eines Elektromotors für das Verteilergetriebe. Die Antriebs- und Aktuator-Art gemäß Fig. 5 wird im Folgenden als Ausführungsbeispiel zur genaueren Erläuterung der Referenzmodell-Einheit 9 und zur Idealisierungs-Einheit 10 einschließlich Regelgesetz 100 verwendet:

Bei den erfindungsgemäßen Ausführungsbeispielen gemäß den Figuren 6 bis 10 wird lediglich die Reduktion des Antriebsmoments (hier des Verbrennungs-Motormoments) und der steuerbare Allradantrieb zur Realisierung der Traktionsregelung im Antriebsfall betrachtet.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 6 bezieht sich auf ein Traktionsregelsystem für ein Fahrzeug, bei dem der Fahrer über ein entsprechendes Bedienkonzept manuell zwischen Heck und Allradantrieb wählen kann („skalierbarer“ Antrieb). Das Fahrzeug gemäß Ausführungsbeispiel hat einen zuschaltbaren Allradantrieb, bei dem über eine regelbare Lamellenkupplung eine variable Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse möglich ist. Standardmäßig wird die gesamte Antriebsleistung des Verbrennungsmotors (VM) über das Fahrzeuggetriebe (G) und das Sperrdifferentialgetriebe (SD) an die Hinterachse geleitet. Die Lamellenkupplung (LK) im Verteilergetriebe (VTG) ist offen, so dass die Vorderachse nicht angetrieben oder verzögert wird (linke Seite der Fig. 6). Bei Bedarf wird der Antriebsstrang der Vorderachse über die regelbare Lamellenkupplung an die Hinterachse angehängt und das Antriebsmoment verteilt sich zwischen den beiden Achsen. Die Ansteuerung der Lamellenkupplung erfolgt über einen Elektromotor (EM), der das Lamellenpaket zusammendrückt und je nach Stellung der Kupplung eine variable Momentenverteilung einstellt. Das Antriebsmoment wird weiterhin über ein offenes Differential an die Räder der Vorderachse geleitet (rechte Seite der Fig. 6). Das hier schematisch dargestellte Fahrzeug besitzt demnach ein skalierbares Antriebskonzept, da das Fahrzeug je nach Fahrerwunsch beziehungsweise je nach Stellung der Lamellenkupplung über ein oder zwei Achsen angetrieben werden kann.

In Fig. 7 wird der für eine Modellierung des beschriebenen Allradantriebs berücksichtigte Aufbau des Fahrzeugmodells dargestellt. Das Fahrzeugmodell besteht aus den drei Teilen Antriebsstrang, Fahrdynamik

und dem gesondert behandelten Teil Reifen. Als Fahrereingangsgrößen stehen das Antriebswunschkraftmoment über das Gaspedal, das Bremswunschkraftmoment über das Bremspedal, die Lenkradwinkelstellung und der eingelegte Gang zur Verfügung. Der Antriebsstrang enthält die Nachbildung von der Energieerzeugung in der Verbrennungskraftmaschine bis zur Berechnung der Drehzahlen ω der einzelnen Räder des Fahrzeugs. Die Fahrdynamik unterteilt sich weiter in die Längs- und Querdynamik sowie die Vertikaldynamik. Hier werden alle fahrdynamischen Größen wie beispielsweise die Fahrzeugbeschleunigung a_x und a_y , die Schlüpf s und Schräglaufwinkel α der Räder sowie die Radlasten F_z berechnet. Zuletzt werden verschiedene Reifenmodelle eingeführt, um die wirkenden Reifenkräfte F_x und F_y auf die Straße abzubilden. Auf die genaue Berechnung der verschiedenen Größen wird hier nicht genauer eingegangen, da sie auf grundsätzlich bekannten Berechnungen von Modellen basiert. Dabei wird das Fahrzeugmodell als ein Zweispurmodell dargestellt. Es wird angenommen, dass es sich lediglich in der Ebene bewegt. Längssteigungen oder Querneigungen der Fahrbahn werden dementsprechend nicht berücksichtigt. Diese Annahme ist gerechtfertigt, da Änderungen der Fahrbahn nur auf die entstehenden Reifenkräfte wirken. Da während einer Fahrt keine Informationen über den verwendeten Reifen vorliegen, sind die Reifenparameter unsicher und Änderungen in der Längssteigung oder der Querneigung werden in diese abgebildet. Für die Schlupfregelung werden erfindungsgemäß vereinfachend keine Gangwechsel betrachtet. Die Modellierung einer Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und Fahrzeuggetriebe wird nicht benötigt. Das Antriebsmoment wird weiterhin im Verteilergetriebe auf die beiden Achsen verteilt und anschließend an der Vorderachse über ein Differentialgetriebe an die Räder geleitet. Das Moment wird gleichmäßig zwischen linker und rechter Seite aufgeteilt. Es werden bei der Erstellung des Modells insbesondere folgende Größen berücksichtigt:

- Antriebsstrang (insbesondere Aktuatoren (VM, EM), Fahrzeug und Differentialgetriebe (SD), Rollwiderstand und Raddynamik, Verteilergetriebe (VTG))
- Reifen (insbesondere Reifenkräfte in X- und Y-Richtung)
- Fahrdynamik (insbesondere Längs und Querdynamik, Schräglaufwinkel und Längsschlupf, Vertikaldynamik,)

Erfindungsgemäßer Regelungsentwurf:

Die Traktionsregelung wird auf Basis der oben genannten Parametrierungs-Bestimmung des Fahrzeugmodells konzeptioniert, wobei die Komplexität des Modells für die Reglerauslegung erfindungsgemäß reduziert wird.

Die Traktionsregelung verhindert einen zu großen Schlupf an den Antriebsrädern, da in einer solchen Fahrsituation der Lenkwunsch des Fahrers nicht mehr umgesetzt wird und das Fahrzeug nicht oder nur noch erschwert kontrolliert werden kann. Darüber hinaus soll bei Aktivierung der Regelung die maximal mögliche Kraft auf die Straße übertragen und damit die maximale Beschleunigung sichergestellt werden. Das Kraftoptimum wird aus einer Reifenkraftkurve ermittelt und liegt beispielsweise für eine trockene Straße in einem Bereich von 10 bis 20 % Schlupf. Das Ziel der Traktionsregelung ist demnach das Einstellen eines bestimmten Schlupfwertes. Als Stellgrößen für das skalierbare Antriebskonzept gemäß Fig. 6 werden der Verbrennungsmotor (VM) und der Elektromotor (EM) genutzt. Dadurch ergeben sich insgesamt drei Anwendungsfälle: Die Regelung erfolgt nur über den Elektromotor im Verteilergetriebe (Anwendungsfall 1), nur über den Verbrennungsmotor (Anwendungsfall 2) oder parallel über beide Antriebsmaschinen (Anwendungsfall 3). Das konzeptionelle Verhalten für die drei Möglichkeiten zur Traktionsregelung wird im Folgenden veranschaulicht:

In der Ausgangssituation fährt das Fahrzeug mit reinem Heckantrieb. Der mittlere Radschlupf der beiden Räder an der Hinterachse befindet sich in einem linearen Bereich, während die Vorderachse nicht angetrieben wird und deshalb ein mittlerer Schlupf von 0 % für die Räder der Vorderachse vorliegt. Der Fahrer fordert nun ein hohes Antriebsmoment an und es stellt sich ein großer Schlupfwert ein, wodurch die Räder der Hinterachse anfangen durchzudrehen. Nun wird das gesamte Antriebsmoment über den Elektromotor im Verteilergetriebe zwischen der Vorder- und Hinterachse verteilt. Der Regler erhöht das gewünschte Moment für den Elektromotor, wodurch die Räder der Vorderachse angetrieben werden und sich ein Schlupfwert im linearen Bereich einstellt. Durch die Erhöhung des Antriebsmoments an der Vorderachse verringert sich gleichzeitig das Antriebsmoment an der Hinterachse und es ergibt sich indirekt der optimale Schlupfwert.

Im zweiten Fall wird ausgehend von derselben Ausgangssituation nicht das Antriebsmoment über den Elektromotor im Verteilergetriebe geregelt, sondern das Antriebsmoment direkt im Verbrennungsmotor reduziert. Dadurch ergibt sich der optimale Schlupf. Während des gesamten Zeitraums besitzt das Fahrzeug einen reinen Heckantrieb und das Moment an der Vorderachse ist gleich Null.

Zuletzt lassen sich die Regelungsstrategien aus den ersten beiden Fällen gleichzeitig betreiben. Dabei wird das gesamte Antriebsmoment im Verbrennungsmotor reduziert und gleichzeitig über den Elektromotor eine dynamische Anpassung der Momentenverteilung zwischen den beiden Antriebsachsen vorgenommen.

Die Aufgabe der Traktionsregelung ist es demnach, die gewünschten Vorgaben für den Schlupf umzusetzen. Die Sollwerte variieren je nach den gewählten Fahrzeugeinstellungen (Heck/Allradantrieb), den Fahrervorgaben

(Gaspedal/Lenkwinkel), der aktuellen Fahrsituation (Untergrund/Reibwert) und den verwendeten Reifen. Es ergibt sich ein übergeordneter Fahrdynamikregler, der entsprechende Sollwerte für die Schlupfregelung generiert. Der Fahrdynamikregler ist nicht Teil dieser Erfindung und es wird vorausgesetzt, dass die Sollwerte nahe dem optimalen Wert liegen und von der Traktionsregelung grundsätzlich umsetzbar sind.

Die bisherigen Überlegungen basieren auf dem Zusammenhang zwischen dem Schlupf und der Reifenkraft. In der Praxis wird jedoch nicht der Schlupf, sondern die Drehzahl als Regelgröße genutzt. Über den Zusammenhang mit der Geschwindigkeit und dem Rollradius lassen sich die beiden Größen Schlupf und Raddrehzahl ineinander umrechnen und es liegt eine äquivalente Problemstellung vor. Die Verwendung von Drehzahlen bietet den Vorteil, dass diese hochfrequent als Messsignal zur Verfügung stehen und keine Umrechnung nötig ist. Es hat sich daher als vorteilhaft erwiesen, die Vorgaben für die Traktionsregelung auf Basis der Drehzahlen durchzuführen. Das vorgestellte Verhalten auf Basis des Schlupfes ist deshalb äquivalent für die Betrachtung von Drehzahlen möglich.

Zur Umsetzung der vorgestellten Regelungsstrategien wird der Ansatz der oben beschriebenen EAL verwendet und es ergibt sich die konzeptionelle Darstellung nach Fig. 8 zum Ausführungsbeispiel mit zwei Aktuatoren, z.B. mit einem Verbrennungsmotor als erster Aktuator und mit einem Elektromotor für das Allrad-Verteilergetriebe als zweiten Aktuator (siehe auch Fig. 1 zum allgemeinen Konzept).

Die Eingangsgrößen für die Regelung des Fahrzeugs sind das Sollmoment für den Verbrennungsmotor $u_1 = M_{vm,soll}$ und das Sollmoment für den Elektromotor im Verteilergetriebe $u_2 = M_{em,soll}$. Die Regelgrößen sind die gemittelten Raddrehzahlen der beiden Antriebsachsen y_1 und y_2 .

Die EAL liefert ein Regelgesetz mit dem insbesondere die Nichtlinearitäten der Strecke kompensiert werden und führt gleichzeitig die beiden neuen Eingänge v_i mit $i \in \{1, 2\}$ ein. Für diese neuen Eingänge wird jeweils ein Referenzmodell vorgegeben, wodurch die Eigenwerte der externen Dynamik festgelegt werden. Für die Eingänge der beiden Referenzmodelle wird ein klassischer PID-Regler verwendet. Die Regelfehler e_i ergeben sich aus der Differenz der gemessenen Ist-Drehzahlen y_i und der Solldrehzahlen w_i . Die Solldrehzahl w_1 entspricht einer oberen Drehzahlgrenze. Gleiches gilt für die Solldrehzahl w_2 und eine untere Drehzahlgrenze. Die Vorgabe der Drehzahlen w_1 und w_2 erfolgt in einer externen Berechnungseinheit und wird in dieser Erfindung nicht weiter berücksichtigt.

Die oben beschriebene Fahrzeugmodellierung (Analysemodell) ist eine umfangreiche Simulationsumgebung, welche das reale Fahrzeugverhalten qualitativ abbildet. Für die Reglerauslegung ist das Modell jedoch auf Grund seiner Komplexität ungeeignet. Daher wird erfindungsgemäß ein Synthesemodell mit den relevanten Dynamiken für die Regelung hergeleitet.

Für die Betrachtung der Drehzahlregelung wird nur die Längsdynamik des Fahrzeugs benötigt, da die Drehzahlen und der Schlupf lediglich von Größen in X-Richtung abhängig sind. Die Querdynamik und damit insbesondere der Impulssatz in Y-Richtung sowie der Drallsatz um die Hochachse des Fahrzeugs werden vernachlässigt. Mit Hilfe dieser Annahme sind die Schräglaufwinkel und die dynamische Wankmomentenverteilung gleich Null. Die Geschwindigkeit des Schwerpunkts in X-Richtung ist an jedem Punkt im Fahrzeug gleich, weshalb eine Umrechnung auf die Radmittelpunkte nicht notwendig ist.

Da die Modellierung der Querdynamik entfällt, besteht kein Unterschied zwischen der linken und rechten Seite des Fahrzeugs und die beiden Räder an den Antriebsachsen werden zu einem Rad zusammengefasst. Das

Zweispurmodell vereinfacht sich zu einem Fahrzeugmodell, das nur die Längsdynamik berücksichtigt. Für das Verteilergetriebe ist nur der Fall einer teilgesperrten Kupplung von Interesse, da im Fall einer offenen Kupplung und einer vollständig gesperrten Kupplung keine Regelung möglich ist. Die Drehzahlen für die Ausgangswellen des Verteilergetriebes stehen in direktem Zusammenhang mit denen der Räder, weshalb diese nicht erneut berechnet werden müssen und lediglich die Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse benötigt wird. Die Wirkungsgrade im Antriebsstrang sind gleich eins.

In Fig. 9 ist die schematische Darstellung des Synthesemodells zu sehen.

Für die Regelung der Drehzahlen an Vorder- und Hinterachse werden die Sollmomente für den Verbrennungsmotor $u_1 = M_{vm,soll}$ und den Elektromotor im Verteilergetriebe (VTG) $u_2 = M_{em,soll}$ vorgegeben. Mit Hilfe der Aktuatordynamik ergeben sich die Zustände $x_1 = M_{vm,ist}$ und $x_3 = M_{em,ist}$. Für den Verbrennungsmotor wird das Übertragungsverhalten des Zündpfads mit der Zeitkonstante T_{vm} verwendet. Das Moment des Verbrennungsmotors wird über die Getriebeübersetzung i_{getr} an das Verteilergetriebe VTG geleitet und auf die Antriebsachsen aufgeteilt. Die Vorderachse erhält den Anteil des Elektromotors x_3 und die Hinterachse das verbleibende Moment $x_1 i_{getr} - x_3$. Mit den Übersetzungen der Differentiale an Vorder- und Hinterachse ergibt sich das Antriebsmoment an den Rädern. Die beiden Räder werden an den beiden Achsen zu einem Rad zusammengefasst und bilden die Zustände $x_1 = \omega_{va} = (\omega_{vl} + \omega_{vr})/2$ und $x_2 = \omega_{ha} = (\omega_{hl} + \omega_{hr})/2$. Der letzte Zustand ist die nicht dargestellte Fahrzeuggeschwindigkeit $x_5 = v_{x,v}$, die aus dem Impulssatz in X-Richtung berechnet wird.

Nachfolgend wird mit Fig. 10 die Herleitung des Regelgesetzes 100 (siehe auch Fig. 8) als Teil der Idealisierungs-Einheit 10 (siehe auch Fig. 1) für den Eingangsvektor u hier mit Hilfe der EAL dargestellt.

Mit dem Zustandsvektor x , dem Eingangsvektor u und den Ausgängen y (hier y_1 und y_2) ergeben sich die nichtlineare Zustandsdifferentialgleichungen \dot{x} mit den Reifenkräften $F_{x,va}$ und $F_{x,ha}$, den statischen Radlasten $F_{z,va}$ und $F_{z,ha}$ und den Schlüpfen s_{va} und s_{ha} .

Zuerst werden die einzelnen Elemente des Ausgangsvektors y solange abgeleitet, bis ein Element des Eingangsvektors u auftaucht und deshalb die Ableitung des Ausgangsvektors nur vom Zustandsvektor x abhängt.

Für die Reifenkraft $F_{x,ha}$ werden die Zusammenhänge für die statische Radlast und den Längsschlupf eingesetzt. Die Ableitung des ersten Ausgangs y_1 hängt demnach von dem Reibwert μ , den Reifenparametern, dem dynamischen Reifenradius sowie der Fahrzeugmasse ab.

All diese Parameter sind im Fahrzeug als unsicher anzusehen und sind während einer Fahrt und damit während der Regelung nicht bekannt. Um diese Unsicherheiten zu umgehen, wird die Reifenkraft $F_{x,ha}$ als Konstante angenommen. Die Annahme einer konstanten Reifenkraft $F_{x,ha}$ ist gerechtfertigt, da das Ziel der Regelung das Einstellen eines konstanten Schlupfs und damit einer konstanten Reifenkraft ist.

Daraus ergibt sich ein Regelgesetz $u(x)$, das die beiden Ausgänge y_1 und y_2 entkoppelt und für die neuen Eingänge v_i wird ein Referenzmodell 9 (9.1, 9.2) vorgegeben. Im Regelgesetz werden die Übersetzungen i_{getr} , i_{va} und i_{ha} , die Trägheitsmomente J_{va} und J_{ha} sowie die Zeitkonstanten für die beiden Aktuatoren T_{vm} und T_{em} benötigt. Die Übersetzungen und Trägheitsmomente werden aus Datenblättern der einzelnen Bauteile entnommen, während die Aktuatordynamik über Sprunganregungen identifiziert werden kann. Das Regelgesetz 100 enthält somit keine unsicheren Parameter und lautet vorzugsweise wie in Fig. 10 mit $u(x)$ angegeben.

Vorgabe der Referenzmodelle:

Das oben beschriebene Regelgesetz 100 entkoppelt die beiden Ausgänge des Synthesemodells und führt die neuen Eingänge v_i ein. Für die Eingänge wird (jeweils) ein Referenzmodell 9 (ein Referenzmodell 9.1 für die Hinterachse (HA) und ein Referenzmodell 9.2 für die Vorderachse (VA)) eingeführt. Das Übertragungsverhalten zwischen dem Sollmoment eines Aktuators und der zu regelnden Drehzahl setzt sich hier aus dem angenommenen PT1-Glied für die Aktuatordynamik und einem Integrator für die Abbildung der Raddrehzahl zusammen. Es ergibt sich demnach ein IT1-Glied. Der Eingang des Referenzmodells 9.1 und 9.2 entspricht dem Ausgang des dazugehörigen PID-Reglers.

Zusammenfassung:

Der Regelungsentwurf wird mit einem Synthesemodell für ein Allradfahrzeug durchgeführt und enthält die Aktuatordynamik für den Verbrennungsmotor und den Elektromotor im Verteilergetriebe. Als Regelungskonzept wurde die EAL verwendet. Dabei ergeben sich zwei neue Eingänge, für die ein lineares Referenzmodell und zusätzlich ein PID-Regler zur Kompensation von Störungen und Modellungenauigkeiten vorgegeben werden. Im gesamten Regelungsentwurf wurde darauf geachtet, die Verwendung von unsicherer Parameter wie beispielsweise des Reibwerts zwischen Reifen und Fahrbahn, den Reifenparametern und der Fahrzeugmasse zu vermeiden. Als Messgrößen werden nur die Raddrehzahlen der vier Räder sowie das aktuelle Moment der beiden Antriebseinheiten benötigt. Dadurch wird sichergestellt, dass weder ein aufwändiger Zustandsbeobachter noch die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit verwendet werden muss.

Erweiterte Anwendungsmöglichkeiten des erfindungsgemäßen Regelungskonzepts:

Antriebseinheit

Der Versuchsträger besitzt als primäre Antriebsmaschine einen Verbrennungsmotor und zusätzlich einen Elektromotor im Verteilergetriebe, über den ein Teil der Antriebsleistung an die Vorderachse geleitet wird. Im Synthesemodell für den Reglerentwurf wird die Dynamik der beiden Aktuatoren mit berücksichtigt. Für das Regelungskonzept ist es jedoch unerheblich, ob das verfügbare Moment über einen Verbrennungsmotor, einen Elektromotor oder beispielsweise eine Brennstoffzelle bereitgestellt wird. Demnach ist das Konzept auch für andere Antriebseinheiten einsetzbar.

Antriebskonzept

Die zweite Erweiterung betrifft das Antriebskonzept des Fahrzeugs. In dieser Arbeit wurde ein Fahrzeug mit einem permanenten Heckantrieb genutzt, bei dem die Vorderachse zugeschaltet werden kann und sich dadurch ein Allradantrieb ergibt. Das Konzept lässt sich analog auf einen permanenten Frontantrieb mit der Hinterachse als sekundäre Achse anwenden. Darüber hinaus ist das Regelungskonzept für Fahrzeuge mit reinem Front- oder Heckantrieb geeignet, da dies dem ersten Anwendungsfall, der alleinigen Regelung über den Verbrennungsmotor, entspricht. Bei aktuellen Elektrofahrzeugen wird beispielsweise für jede Achse eine eigene Antriebsmaschine eingesetzt. In diesem Fall sind die beiden Achsen nicht miteinander gekoppelt, die Regelung entspricht jedoch erneut dem ersten Anwendungsfall. Für Fahrzeuge mit radindividuellem Antrieb ist das Vorgehen analog, nur dass die Räder einer Achse nicht zusammengefasst werden.

Fahrmodi

In vielen heutigen Fahrzeugen werden verschiedene Fahrmodi wie beispielsweise Komfort, Sportlich oder Rennstrecke angeboten. Diese lassen

sich per Knopfdruck aktivieren, wodurch sich diverse interne Fahrzeugeinstellungen ändern. Dazu gehört das Traktionsregelsystem, dessen Funktionalität sich zum Beispiel bei Deaktivieren des Elektronischen Stabilitätsprogramms (ESP) verändert. In diesem speziellen Fall wird mehr Schlupf an den Antriebsachsen zugelassen, um eine sportlichere Auslegung des Fahrzeugs zu erlangen. Für das vorgestellte Traktionsregelsystem erfolgt die Vorgabe des Schlupfs bzw. der entsprechenden Drehzahlen von einer externen Einheit. Das Regelsystem stellt unabhängig von der Vorgabe die gewünschte Drehzahl ein, wodurch eine Anpassung an Fahrmodi oder Ähnliches nicht nötig ist. Dies hat außerdem den Vorteil, dass bei der Entwicklung keine zusätzlichen Anforderungen an die Traktionsregelung gestellt werden und sich die Komplexität reduziert.

Das erfindungsgemäße Konzept ist nicht nur zur achsbezogenen Schlupfregelung mit Antriebs-Aktuatoren, sondern auch zur radselektiven Einzel-Radschlupfregelung anwendbar, wenn weitere Aktuatoren, wie beispielsweise radselektive Bremseingriff-Systeme und/oder steuerbare Querdifferenziale eingesetzt und in den Referenzmodellen, den Synthesemodulen sowie im Rechengesetz der Idealisierung-Einheit berücksichtigt werden.

Patentansprüche

1. Schlupfregelvorrichtung zur Vorgabe eines Soll-Antriebs- oder Soll-Bremsmoments (u ; M_{soll} ; $M_{\text{Ant,(HA oder VA),soll}}$; $M_{\text{Ant,(PA),soll}}$, $M_{\text{EM,(VTG),soll}}$; $M_{\text{Ant,(PA),soll}}$, $M_{\text{Ant,(SA),soll}}$; $M_{\text{vm,soll}}$ $M_{\text{em,soll}}$) für mindestens einen Antriebs- und/oder Brems-Aktuator zur Regelung mindestens eines schlupfbezogenen Soll-Drehzahlwertes (y_{soll} ; ω_{set} ; ω_1 , ω_2) in einem Kraftfahrzeug mit mindestens einer elektronischen Steuereinheit, die folgende Teilfunktionseinheiten umfasst:
 - eine lineare Regler-Einheit (8) zur Bestimmung eines zunächst nominalen Soll-Antriebs- oder Bremsmoments (w) basierend auf einer erfassten Regelabweichung (e ; $\Delta\omega$),
 - eine Referenzmodell-Einheit (9), die das nominale Soll Antriebs- oder Bremsmoment (w) und zumindest einen erfassten Ist-Drehzahlwert (ω_{act} ; y_{ist}) als Eingangssignale erhält und die auf Basis eines idealisierten Aktuator-bezogenen Synthesemodells eine idealisierte Soll-Beschleunigungsänderung (v) ermittelt, und
 - eine Idealisierung-Einheit (10), die die idealisierte Soll-Beschleunigungsänderung (v) und vorgegebene nicht-ideale Ist-Rückführungssignale (x ; ω_{act} , M_{act}) als Eingangssignale erhält und die auf Basis dieser Eingangssignale über ein komplexitätsreduzierendes Regelgesetz (100) ein reales Soll-Antriebs- oder Bremsmoment (u) zur Ansteuerung des entsprechenden Aktuators in der Weise ermittelt, dass ein nicht-ideales Fahrzeugverhalten kompensiert wird.

2. Schlupfregelvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass in der Referenzmodell-Einheit (9; 9.1, 9.2) das gewünschte Verhalten der jeweiligen Aktuatordynamik vorgegeben wird.

3. Schlupfregelvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Ist-Rückführungssignale (x ; ω_{act} , M_{act}) als Eingangssignale der Idealisierung-Einheit (10) bei einem einachsig angetriebenem Fahrzeug zumindest die Ist-Drehzahl der mittleren Raddrehzahlen an der angetriebenen Achse ($\omega_{Rad (HA \text{ oder } VA),ist}$) und deren numerische Ableitung, die Ist-Drehzahl des Aktuators ($\omega_{Ant (HA \text{ oder } VA),ist}$) und deren numerische Ableitung und das geschätzte und/oder gefilterte Ist-Antriebsmoment ($M_{act} := M_{Ant,(HA \text{ oder } VA),ist}$) des Aktuators sind.
4. Schlupfregelvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Ist-Rückführungssignale (x ; ω_{act} , M_{act}) als Eingangssignale der Idealisierung-Einheit (10) bei einem zweiachsig angetriebenem Fahrzeug zumindest
 - die Ist-Drehzahl ($\omega_{Rad,(SA),ist}$; $\omega_{va,(SA),ist}$) der mittleren Raddrehzahlen an der Sekundär-Achse und deren numerische Ableitung sowie
 - die Ist-Drehzahl ($\omega_{Ant (PA),ist}$) des Aktuators auf der Primär-Achse und deren numerische Ableitung oder die Ist-Drehzahl ($\omega_{ha,(PA),ist}$) der mittleren Raddrehzahlen an der Primär-Achse und
 - das geschätzte und/oder gefilterte Ist-Antriebsmoment ($M_{getr,out}$; $M_{Ant,(PA),ist}$) an der Primärachse und das geschätzte und/oder gefilterte Ist-Antriebsmoment ($M_{em,ist}$; $M_{EM,(VTG),ist}$) am Elektromotor (EM) des Verteilergetriebes (VTG) sind.
5. Schlupfregelvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Synthesemodell ein komplexitätsreduziertes Fahrzeug-Analysemodell darstellt, das vorrangig das gewünscht Verhalten der jeweiligen Aktuatorodynamik berücksichtigt.
6. Schlupfregelvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Bildung des Regelgesetzes (100) die erfassten Ist-Drehzahlwert (ω_{act} ; y_{ist}) in Form eines Ausgangsvektors (y), die nicht-idealen Ist-Rückführungssignale (ω_{act} , M_{act}) in Form eines

Zustandsvektors (x) und das reale Soll-Antriebs- oder Bremsmoment (u) in Form eines Eingangsvektors (u) dargestellt werden und dass der Ausgangsvektors (y) solange abgeleitet wird, bis ein Element des Eingangsvektors (u) erhalten wird und deshalb die Ableitung des Ausgangsvektors (y) nur vom Zustandsvektor (x) abhängt.

7. Schlupfregelvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass bekannte nicht ideale Parameter als Konstanten vorgesehen werden, die durch die Ableitung der Elemente (y_1, y_2) des Ausgangsvektors (y) eliminiert werden und die Elemente (y_1, y_2) des Ausgangsvektors (y) durch das Regelgesetz ($100; u(x)$) voneinander entkoppelt sind.
8. Verwendung einer Schlupfregelvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche zur nichtlinearen Multi-Schlupfregelung für skalierbare Antriebskonzepte.
9. Software-Funktionsmodul (8, 9, 10) für mindestens eine elektronische Steuereinheit einer Schlupfregelvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei die mindestens eine elektronische Steuereinheit aktuatornah ist und wobei bei Vorhandensein von mehreren Aktuatoren die erfindungsgemäße Schlupfregelvorrichtung in jedem Steuergerät des jeweiligen Aktuators vorgesehen ist.
10. Software-Funktionsmodul (8, 9, 10) für mindestens eine elektronische Steuereinheit einer Schlupfregelvorrichtung einem der Ansprüche 1, 2 oder 4 bis 8 für ein Allrad-Kraftfahrzeug mit einem Verteilergetriebe (VTG), das einem Regelungsentwurf unterliegt, das mit einem Synthesemodell für ein Allradfahrzeug durchgeführt wird und die Aktuatordynamik für den Antriebsmotor (VM) und den Elektromotor (EM) des Verteilergetriebes (VTG) berücksichtigt, wobei das Regelungskonzept eine Eingangs-Ausgangs-Linearisierung (10)

verwendet, durch das sich zwei neue Eingänge (v_1 , v_2) ergeben, für die ein lineares Referenzmodell (9) und zusätzlich ein PID-Regler (8) zur Kompensation von Störungen und Modellungenauigkeiten vorgegeben werden, wobei im gesamten Regelungsentwurf die Verwendung von unsicheren Parametern, die zu einem ungewünschte Fahrzeugverhalten führen könnten, vermieden werden und wobei als Messgrößen nur die Raddrehzahlen der vier Räder sowie das aktuelle Moment der beiden Aktuatoren verwendet werden.

2022 01 24

BA/GK

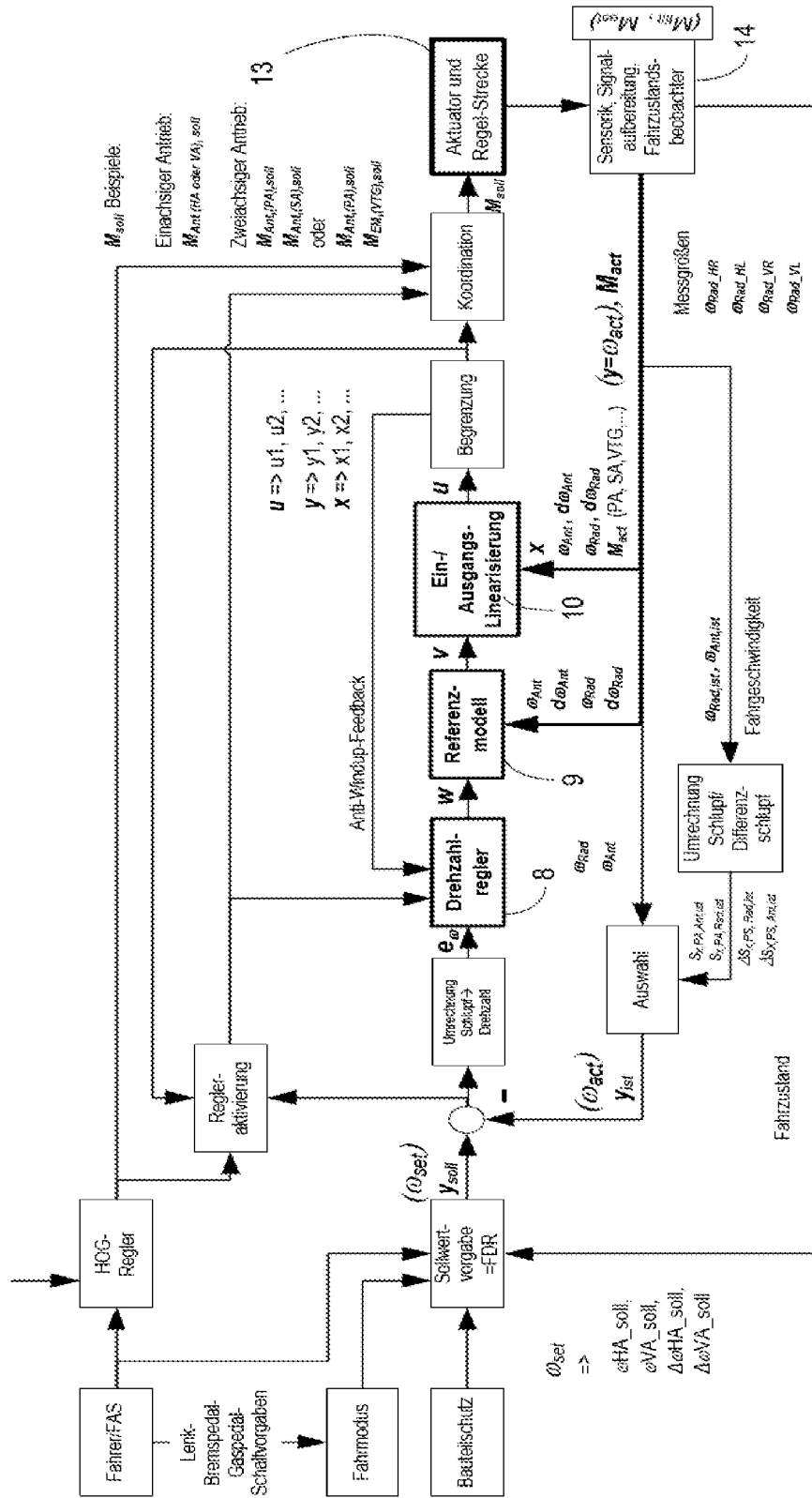
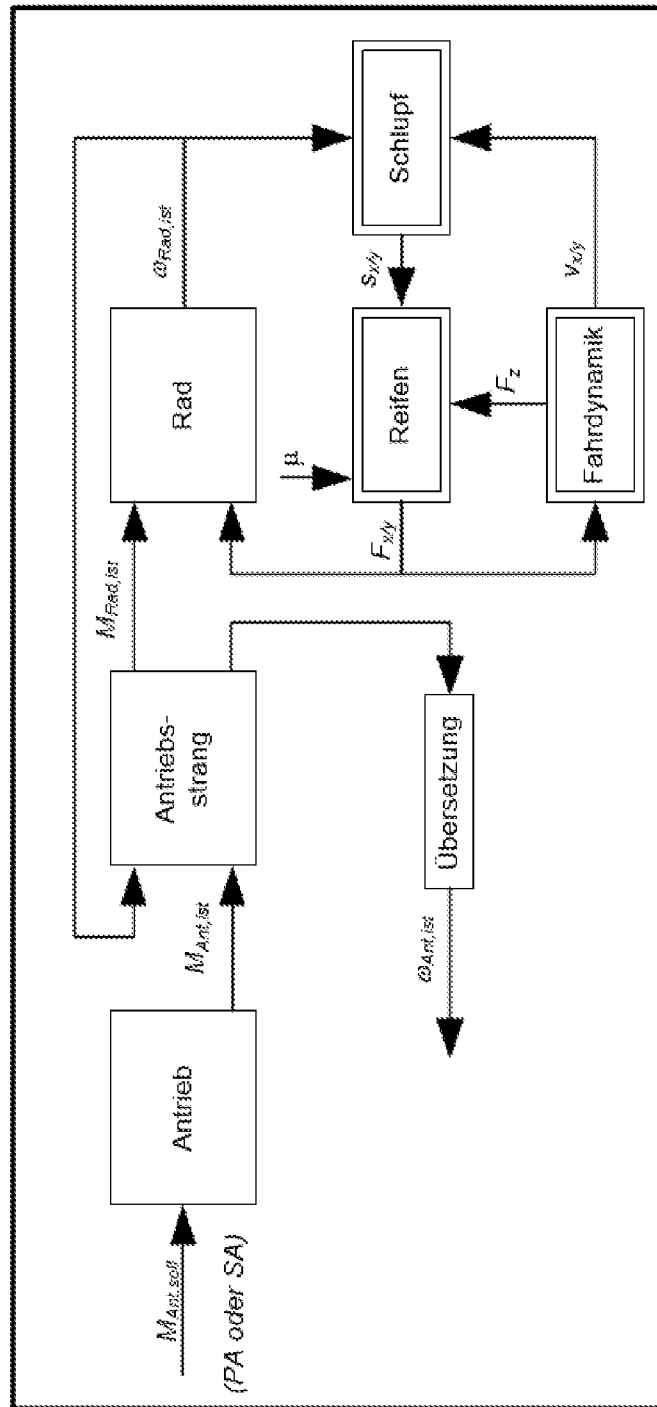
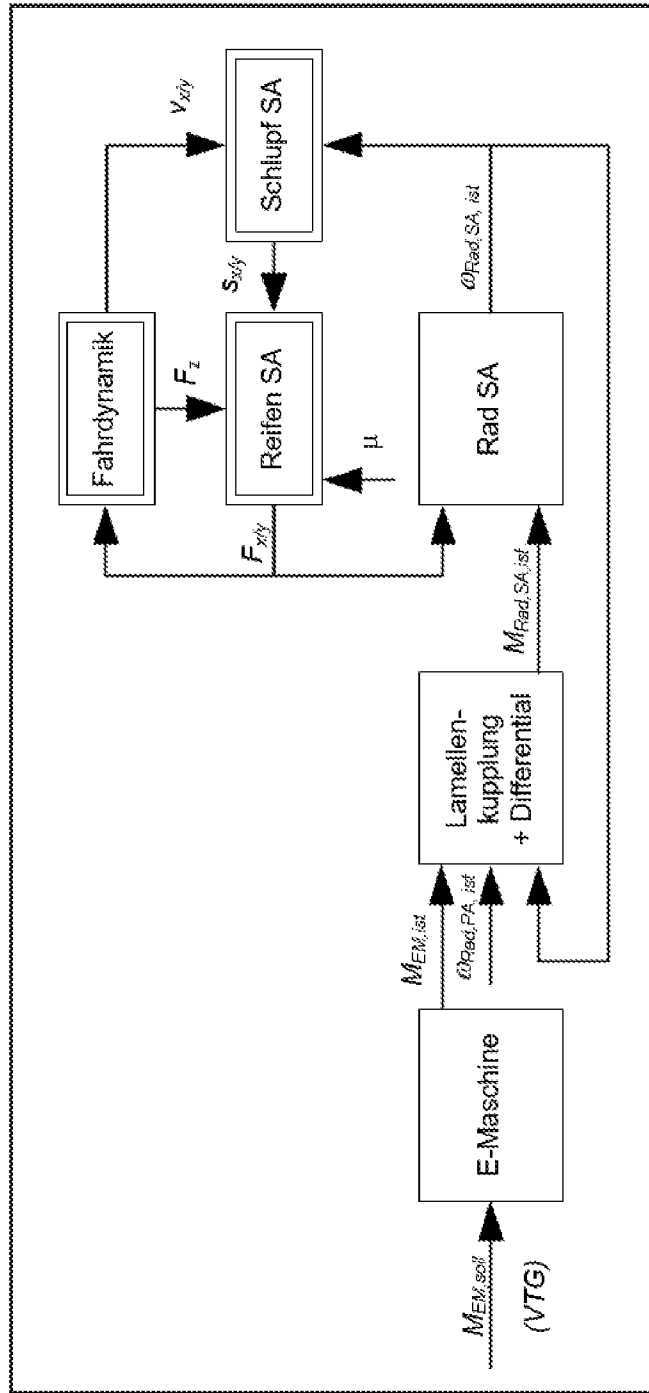


Fig. 1



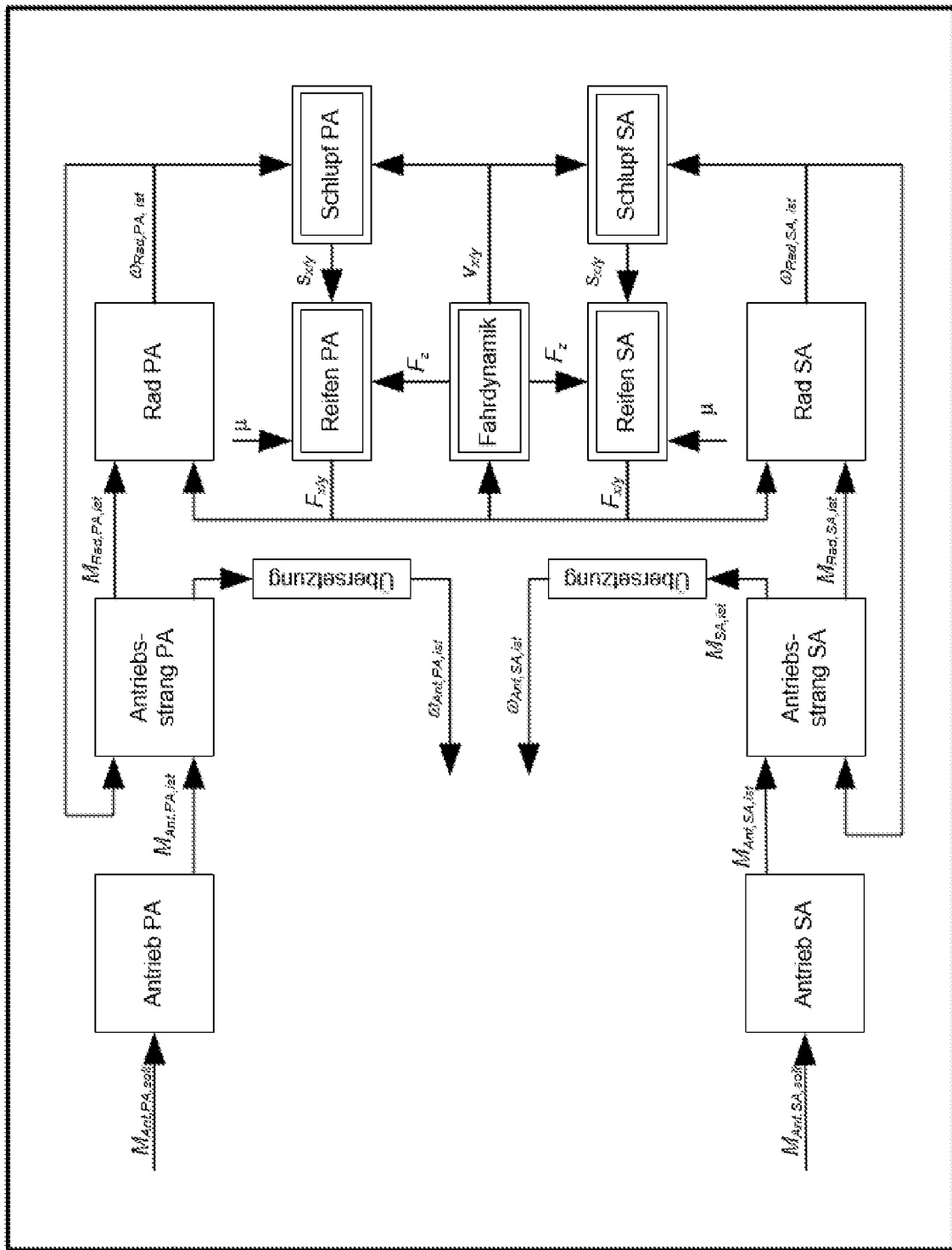
13; 13a

Fig. 2



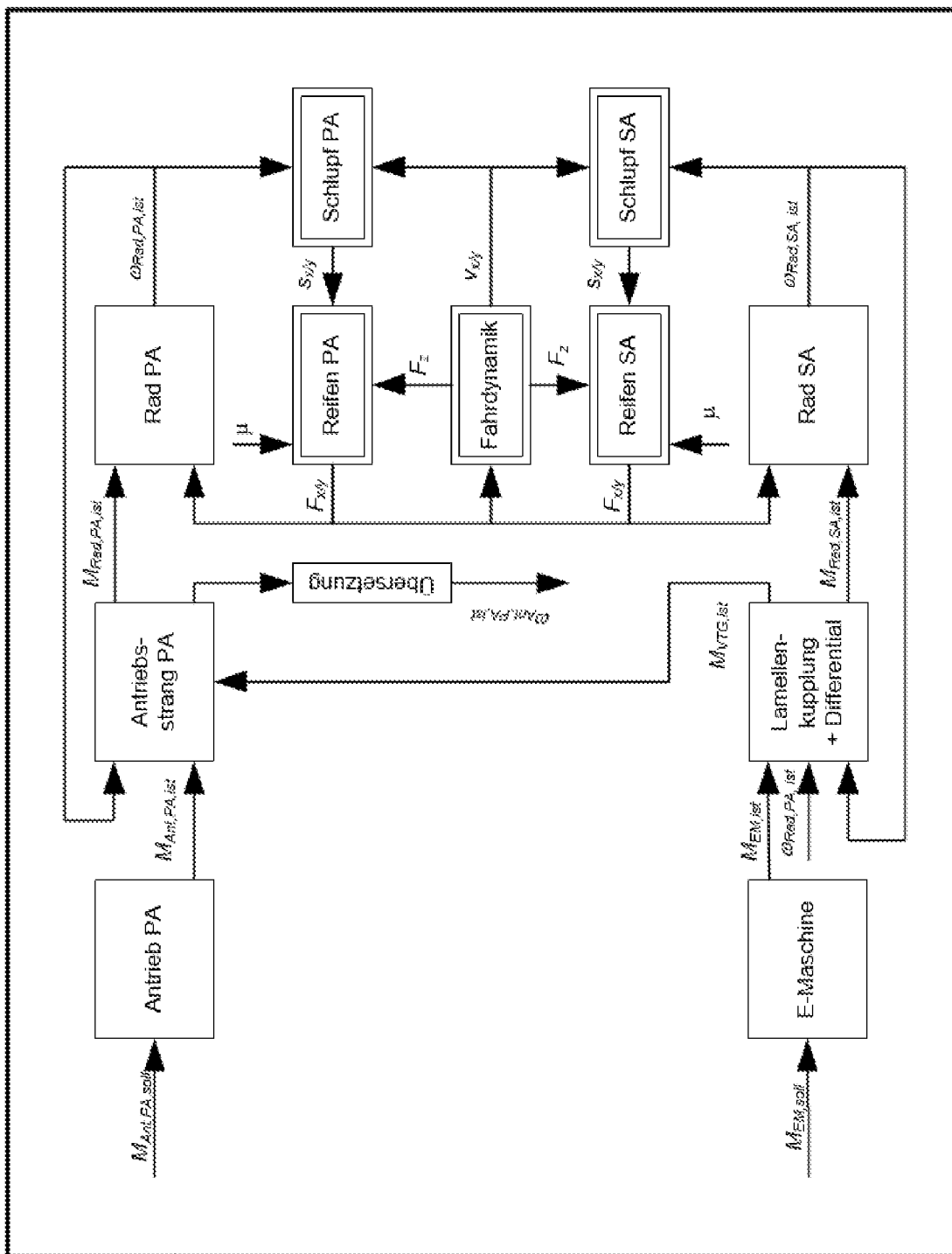
13; 13b

Fig. 3



13; 13d

Fig. 4



13; 13c

Fig. 5

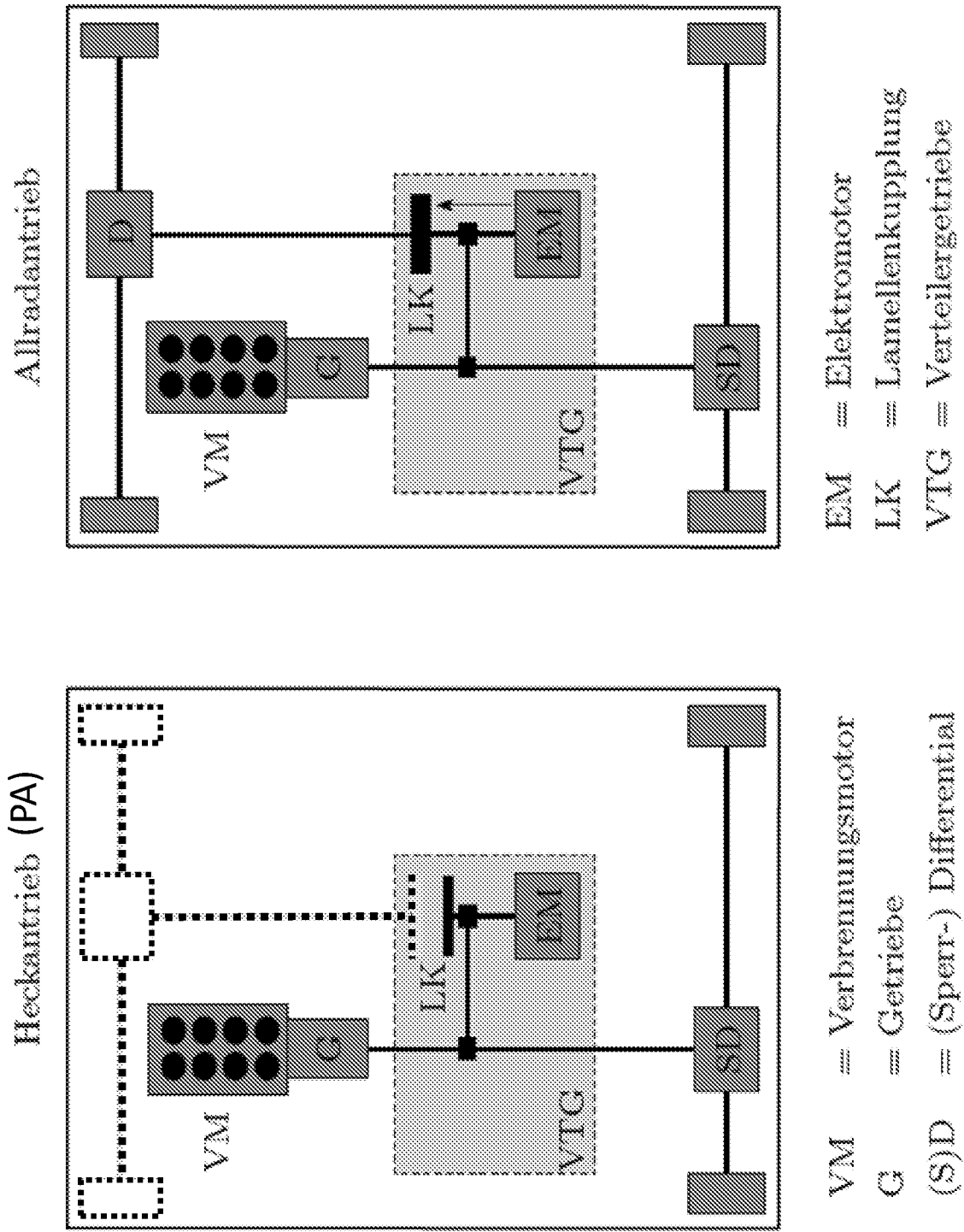


Fig. 6

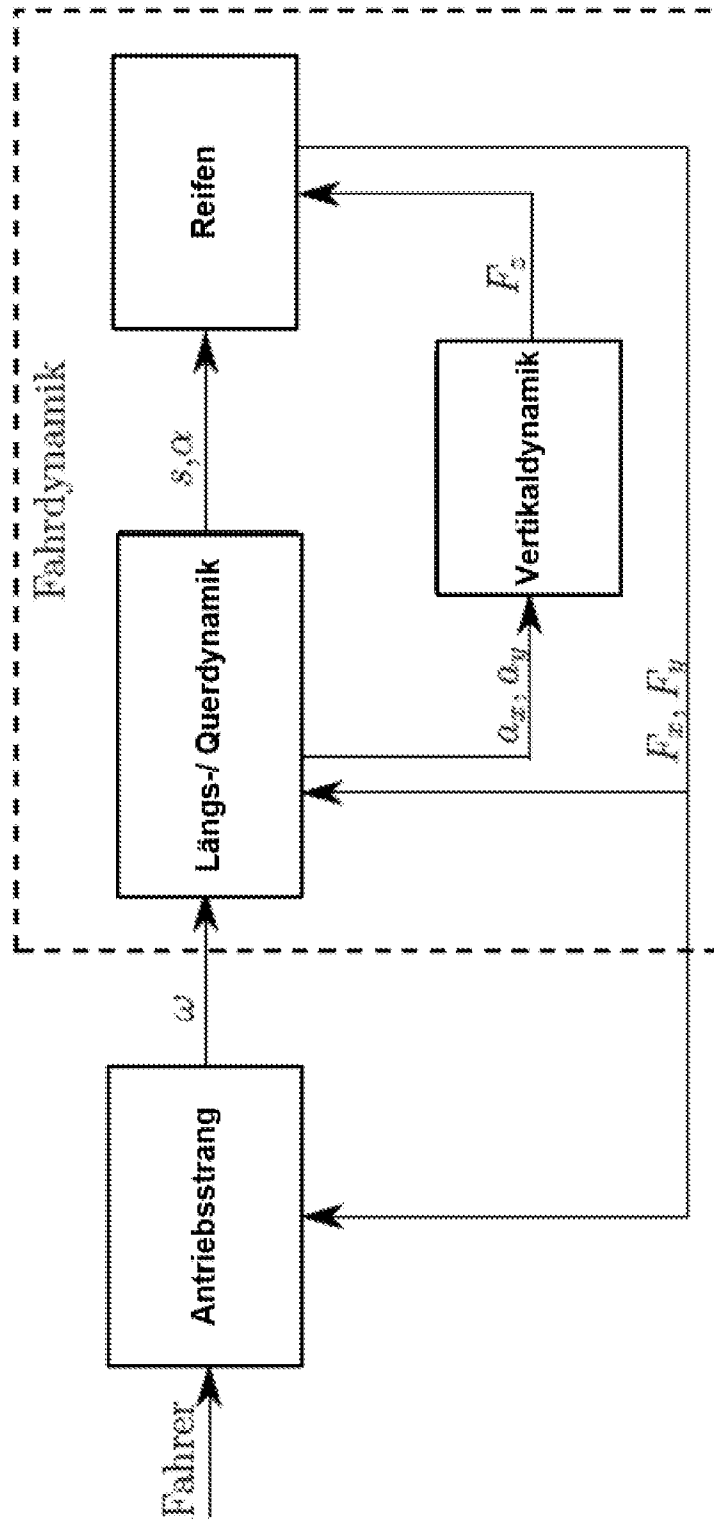


Fig. 7

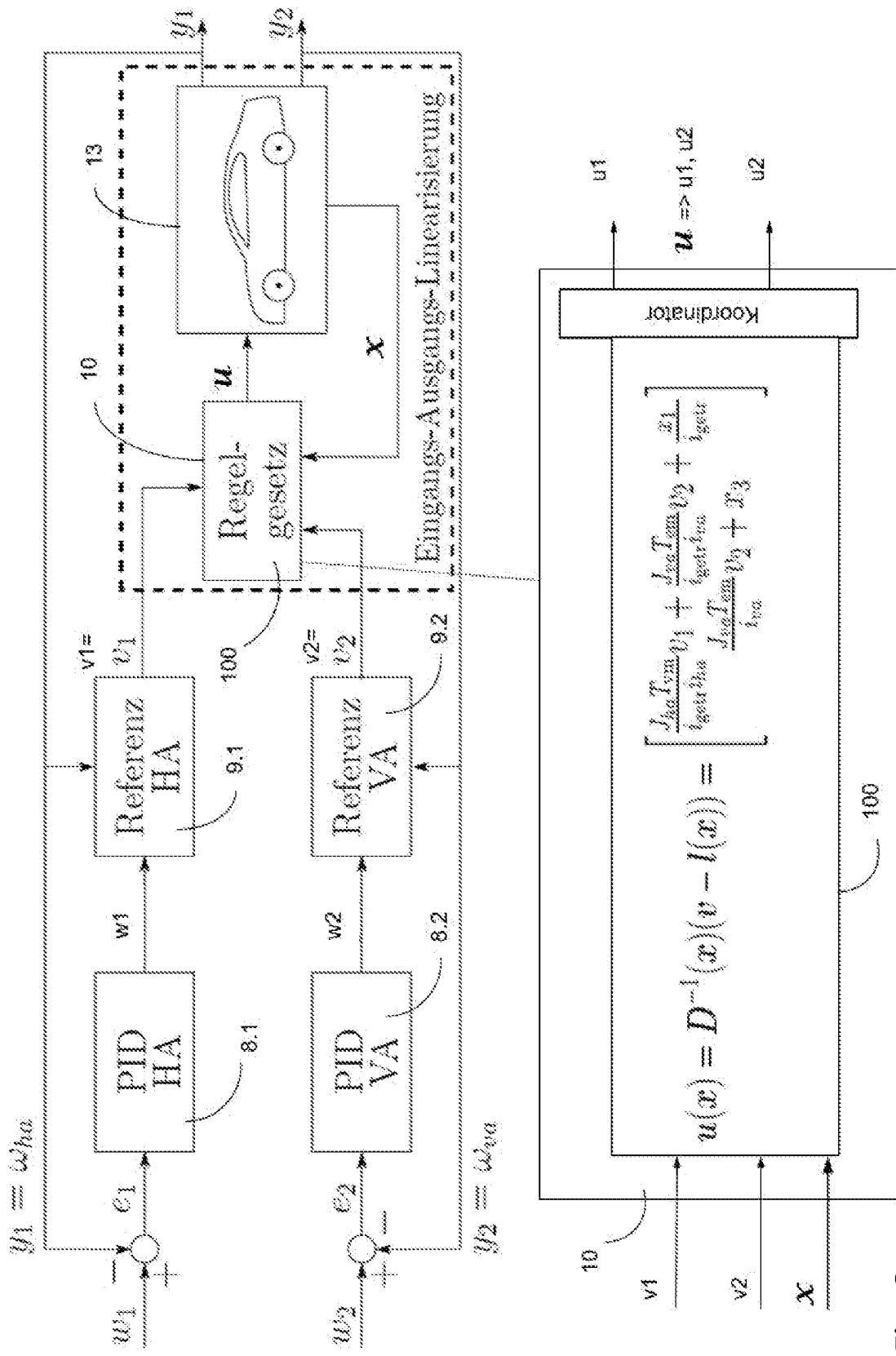


Fig. 8

9

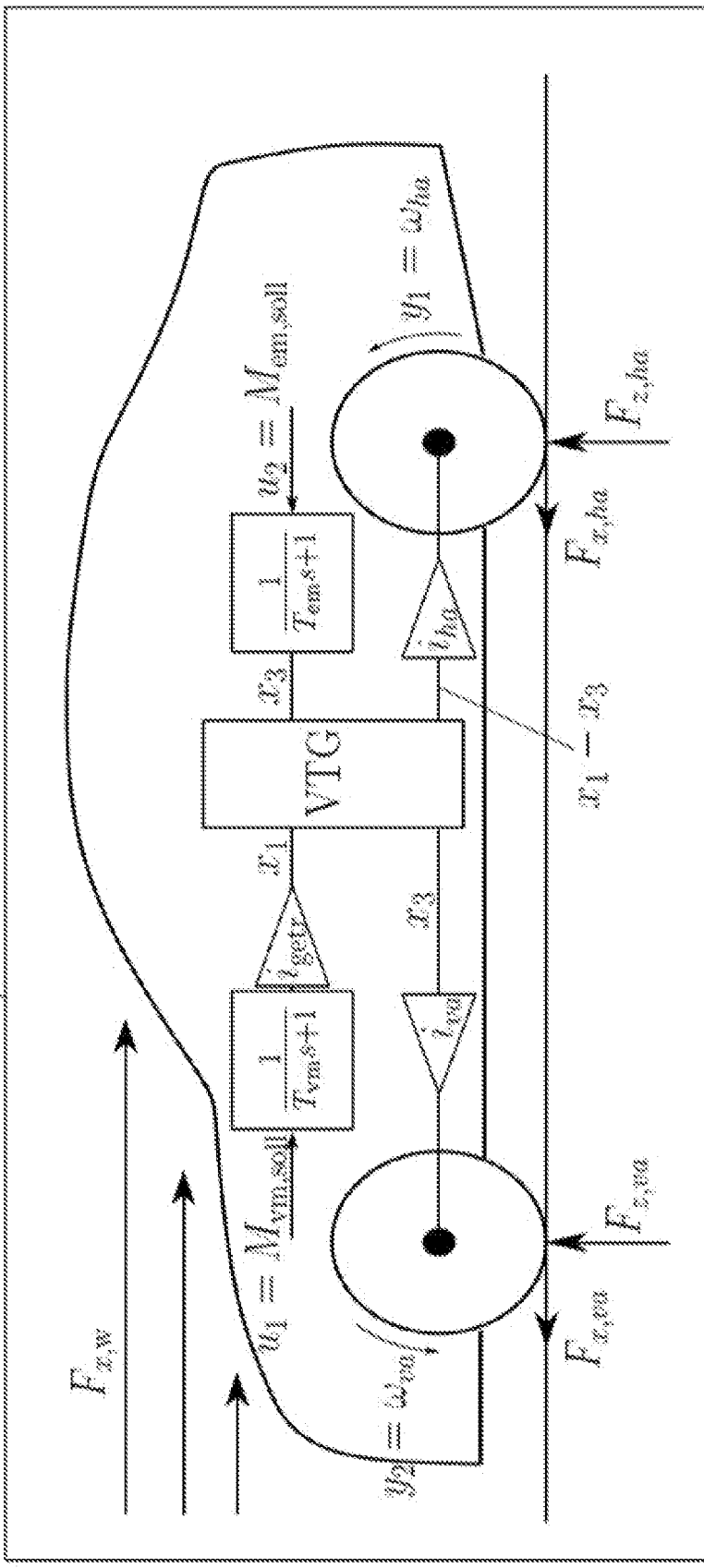


Fig. 9

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x} &= \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{\text{getr,out}} \\ \omega_{ha} \\ M_{\text{em,ist}} \\ \omega_{va} \\ v_{x,V} \end{bmatrix} \\
 \mathbf{u} &= \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{\text{vm,soll}} \\ M_{\text{em,soll}} \end{bmatrix} \\
 \mathbf{y} &= \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 \\ x_4 \end{bmatrix} \\
 \dot{\mathbf{x}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{J_{ha}} \left((x_1 - x_3) i_{ha} - F_{x,ha} r_{ha} \right) \\ \frac{1}{J_{va}} \left(x_3 i_{va} - F_{x,va} r_{va} \right) \\ \frac{1}{m} \left(F_{x,em} + F_{x,ha} - \frac{1}{2} c_w A_{\text{rot}} \rho x_5 |x_5| \right) \end{bmatrix}}_{\mathbf{a}(\mathbf{x})} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{i_{gear}}{J_{vm}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}(\mathbf{x})} \mathbf{u} \\
 \mathbf{u}(\mathbf{x}) &= \mathbf{D}^{-1}(\mathbf{x})(\mathbf{v} - \mathbf{l}(\mathbf{x})) = \begin{bmatrix} \frac{J_{ha} T_{vm}}{i_{gear} i_{ha}} v_1 + \frac{J_{ha} T_{em}}{i_{gear} i_{ha}} v_2 + \frac{x_1}{i_{gear}} \\ \frac{J_{vm} T_{em}}{i_{ha}} v_2 + x_3 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

100

Fig. 10