

(19)



(11)

EP 3 649 072 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

04.05.2022 Patentblatt 2022/18

(21) Anmeldenummer: **18740502.2**

(22) Anmeldetag: **26.06.2018**

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
B66C 13/06^(2006.01)

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
B66C 13/063; B66C 13/06; B66C 13/066

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2018/000320

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2019/007541 (10.01.2019 Gazette 2019/02)

(54) **KRAN UND VERFAHREN ZUM STEUERN EINES SOLCHEN KRANS**

CRANE AND METHOD FOR CONTROLLING SUCH A CRANE

GRUE ET PROCÉDÉ DE COMMANDE D'UNE TELLE GRUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:

AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **03.07.2017 DE 102017114789**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
13.05.2020 Patentblatt 2020/20

(73) Patentinhaber: **Liebherr-Components Biberach GmbH**
88400 Biberach an der Riß (DE)

(72) Erfinder:

- **RAUSCHER, Florentin**
70563 Stuttgart (DE)
- **SAWODNY, Oliver**
70186 Stuttgart (DE)

- **PALBERG, Michael**
88499 Riedlingen (DE)
- **SCHLOTT, Patrick**
88441 Mittelbiberach (DE)

(74) Vertreter: **Thoma, Michael**
Lorenz Seidler Gossel
Rechtsanwälte Patentanwälte
Partnerschaft mbB
Widenmayerstraße 23
80538 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 2 574 819 **EP-B1- 1 628 902**
WO-A1-2017/174196 **DE-A1- 10 064 182**
DE-A1-102010 038 218 **DE-A1-102011 001 112**
JP-A- 2014 105 082

EP 3 649 072 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft einen Kran, insbesondere einen Turmdrehkran, mit einem Hubseil, das von einem Ausleger abläuft und ein Lastaufnahmemittel trägt, Antriebseinrichtungen zum Bewegen mehrerer Kranelemente und Verfahren des Lastaufnahmemittels, einer Steuervorrichtung zum Steuern der Antriebseinrichtungen derart, dass das Lastaufnahmemittel entlang eines Fahrwegs verfährt, sowie einer Pendeldämpfungseinrichtung zum Dämpfen von Pendelbewegungen des Lastaufnahmemittels, wobei die genannte Pendeldämpfungseinrichtung eine Pendelsensorik zum Erfassen von Pendelbewegungen des Hubseils und/oder des Lastaufnahmemittels sowie einen Reglerbaustein mit einem geschlossenen Regelkreis zum Beeinflussen der Ansteuerung der Antriebseinrichtungen in Abhängigkeit von Pendelsignalen, die von der Pendelsensorik erfaßte Pendelbewegungen angeben und dem Regelkreis rückgeführt werden, aufweist. Die Erfindung betrifft ferner auch ein Verfahren zum Steuern eines Krans, bei dem die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen von einer Pendeldämpfungseinrichtung in Abhängigkeit von pendelrelevanten Parametern beeinflusst wird.

[0002] Um den Lasthaken eines Krans entlang eines Fahrwegs bzw. zwischen zwei Zielpunkten verfahren zu können, müssen üblicherweise diverse Antriebseinrichtungen betätigt und gesteuert werden. Beispielsweise bei einem Turmdrehkran, bei dem das Hubseil von einer Laufkatze abläuft, die am Ausleger des Krans verfahrbar ist, muss üblicherweise das Drehwerk, mittels dessen der Turm mit dem darauf vorgesehenen Ausleger bzw. der Ausleger relativ zum Turm um eine aufrechte Drehachse verdreht werden, sowie der Katzantrieb, mittels dessen die Laufkatze entlang des Auslegers verfahren werden kann, und das Hubwerk, mittels dessen das Hubseil verstellt und damit der Lasthaken angehoben und abgesenkt werden kann, jeweils betätigt und gesteuert werden. Bei Kranen mit einem wippbaren Teleskopausleger werden zusätzlich zum Drehwerk, der den Ausleger bzw. den den Ausleger tragenden Oberwagen um eine aufrechte Achse verdreht, und zum Hubwerk zum Verstellen des Hubseils, auch der Wippantrieb zum Auf- und Niederwippen des Auslegers sowie der Teleskopierantrieb zum Ein- und Ausfahren der Teleskopschüsse betätigt, ggf. auch ein Wippspitzenantrieb bei Vorhandensein einer Wippspitze am Teleskopausleger. Bei Mischformen solcher Krane und ähnlichen Krantypen, beispielsweise Turmkranen mit wippbarem Ausleger oder Derrick-Kranen mit wippbarem Gegenausleger können jeweils auch weitere Antriebseinrichtungen anzusteuern sein.

[0003] Die genannten Antriebseinrichtungen werden hierbei üblicherweise vom Kranführer über entsprechende Bedienelemente beispielsweise in Form von Joysticks, Kippschaltern, Drehknöpfen und Schiebern und dergleichen betätigt und gesteuert, was erfahrungsgemäß viel Gefühl und Erfahrung benötigt, um die Zielpunkte rasch und dennoch sanft ohne größere Pendelbewegungen des Lasthakens anzufahren. Während zwischen den Zielpunkten möglichst rasch gefahren werden soll, um eine hohe Arbeitsleistung zu erzielen, soll am jeweiligen Zielpunkt sanft angehalten werden, ohne dass der Lasthaken mit der daran angeschlagenen Last nachpendelt.

[0004] Ein solches Steuern der Antriebseinrichtungen eines Krans ist angesichts der erforderlichen Konzentration für den Kranführer ermüdend, zumal oft immer wiederkehrende Fahrwege und monotone Aufgaben zu erledigen sind. Zudem kommt es bei nachlassender Konzentration oder auch bei einer nicht ausreichenden Erfahrung mit dem jeweiligen Krantyp zu größeren Pendelbewegungen der aufgenommenen Last und damit zu einem entsprechenden Gefährdungspotenzial, wenn der Kranführer die Bedienhebel bzw. -elemente des Krans nicht feinfühlig genug bedient. In der Praxis entstehen durch das Ansteuern des Krans auch bei erfahrenen Kranführern bisweilen immer wieder schnell große Pendelschwingungen der Last, die nur sehr langsam abklingen.

[0005] Um der Problematik unerwünschter Pendelbewegungen zu begegnen, wurde bereits vorgeschlagen, die Steuervorrichtung des Krans mit Pendeldämpfeinrichtungen zu versehen, die mittels Steuerungsbausteinen in die Steuerung eingreifen und das Ansteuern der Antriebseinrichtungen beeinflussen, beispielsweise zu große Beschleunigungen einer Antriebseinrichtung durch zu schnelles oder zu starkes Betätigen des Bedienhebels verhindern oder abschwächen oder bestimmte Fahrweggeschwindigkeiten bei größeren Lasten beschränken oder in ähnlicher Weise in die Fahrwegbewegungen auch aktiv eingreifen, um ein zu starkes Pendeln des Lasthakens zu verhindern.

[0006] Solche Pendeldämpfungseinrichtungen für Krane sind in verschiedenen Ausführungen bekannt, beispielsweise durch Ansteuerung der Drehwerk-, Wipp- und Laufkatzenantriebe in Abhängigkeit von bestimmten Sensorsignalen, beispielsweise Neigungs- und/oder Gyroskopsignalen. Beispielsweise zeigen die Schriften DE 20 2008 018 260 U1 oder DE 10 2009 032 270 A1 bekannte Lastpendeldämpfungen an Kranen, auf deren Gegenstand insoweit, das heißt hinsichtlich der Grundlagen der Pendeldämpfungseinrichtung, ausdrücklich Bezug genommen wird. Bei der DE 20 2008 018 206 U1 wird beispielsweise mittels einer Gyroskopeinheit der Seilwinkel relativ zur Vertikalen und dessen Änderung in Form der Seilwinkelgeschwindigkeit gemessen, um bei Überschreiten eines Grenzwerts für die Seilwinkelgeschwindigkeit gegenüber der Vertikalen automatisch in die Steuerung einzugreifen.

[0007] Weiterhin zeigen die Schriften EP16 28 902 B1, DE 103 24 692 A1, EP25 62 125 B1, US 2013 01 61 279 A, DE100 64 182 A1, oder US 55 26 946 B jeweils Konzepte zur Closed-Loop-Regelung von Kranen, die die Pendeldynamik oder auch die Pendel- und Antriebsdynamik berücksichtigen. Allerdings führt die Anwendung dieser bekannten Konzepte an "weichen", nachgiebigen Kranen mit länglichen, ausgereizten Strukturen wie beispielsweise an einem Turmdrehkran mit Strukturmechanik in der Regel recht schnell zu einem gefährlichen, instabilen Aufschwingen der anregbaren Struk-

turdynamik.

[0008] Solche Close-Loop-Regelungen an Kranen mit Berücksichtigung der Pendeldynamik sind auch bereits Gegenstand diverser wissenschaftlicher Publikationen, vgl. bspw. E. Arnold, O. Sawodny, J. Neupert and K. Schneider, "Anti-sway system for boom cranes based on a model predictive control approach", IEEE International Conference Mechatronics and Automation, 2005, Niagara Falls, Ont., Canada, 2005, pp. 1533-1538 Vol. 3., sowie Arnold, E., Neupert, J., Sawodny, O., "Modellprädiktive Trajektoriengenerierung für flachheitsbasierte Folgeregelungen am Beispiel eines Hafenmobilkran", at - Automatisierungstechnik, 56(8/2008), oder J. Neupert, E. Arnold, K. Schneider & O. Sawodny, "Tracking and anti-sway control for boom cranes", Control Engineering Practice, 18, pp. 31-44, 2010, doi: 10.1016/j.conengprac.2009.08.003.

[0009] Ferner ist von der Firma Liebherr unter dem Namen "Cycoptronic" ein Lastpendeldämpfungssystem für maritime Krane bekannt, welches Lastbewegungen und Einflüsse wie Wind im Voraus berechnet und auf Basis dieser Vorausberechnung automatisch Kompensationsbewegungen einleitet, um ein Schwingen der Last zu vermeiden. Konkret werden auch bei diesem System mittels Gyroskopen der Seilwinkel gegenüber der Vertikalen und dessen Änderungen erfasst, um in Abhängigkeit der Gyroskopsignale in die Steuerung einzugreifen.

[0010] Bei langen, schlanken Kranstrukturen mit ambitionierter Traglastauslegung, wie dies insbesondere bei Turmdrehkränen der Fall ist, aber auch bei anderen Kranen mit um eine aufrechte Achse verdrehbaren Auslegern wie bspw. wippbaren Telekopausleger-Kranen relevant werden kann, ist es mit herkömmlichen Pendeldämpfungseinrichtungen jedoch bisweilen schwierig, in der richtigen Art und Weise in die Ansteuerung der Antriebe einzugreifen, um die gewünschte, pendeldämpfende Wirkung zu erzielen. Hierbei kommt es im Bereich der Strukturteile, insbesondere des Turms und Auslegers, zu dynamischen Effekten und elastischem Verformen der Strukturteile, wenn ein Antrieb beschleunigt oder abgebremst wird, sodass sich Eingriffe in die Antriebseinrichtungen - beispielsweise Abbremsen oder Beschleunigen des Katzantriebs oder des Drehwerks - nicht direkt in der gewünschten Weise auf die Pendelbewegung des Lasthakens auswirken.

[0011] Zum einen kann es durch dynamische Wirkungen in den Strukturteilen zu Zeitverzögerungen bei der Übertragung auf das Hubseil und den Lasthaken kommen, wenn Antriebe pendeldämpfend betätigt werden. Zum anderen können die genannten dynamischen Effekte auch übermäßige oder sogar kontraproduktive Auswirkungen auf ein Lastpendel haben. Wenn beispielsweise eine Last durch zunächst zu schnelles Betätigen des Laufkatzantriebs nach hinten zum Turm hin pendelt und die Pendeldämpfungseinrichtung gegensteuert, indem der Katzantrieb verzögert wird, kann es zu einer Nickbewegungen des Auslegers kommen, da sich der Turm entsprechend verformt, wodurch die gewünschte pendeldämpfende Wirkung beeinträchtigt werden kann.

[0012] Insbesondere bei Turmdrehkränen tritt dabei aufgrund der Leichtbauweise auch das Problem auf, dass im Gegensatz zu bestimmten anderen Krantypen die Schwingungen der Stahlstruktur nicht vernachlässigbar sind, sondern bei einer Regelung (closed loop) aus Sicherheitsgründen behandelt werden sollten, da es andernfalls in der Regel zu einem gefährlichen instabilen Aufschwingen der Stahlstruktur kommen kann.

[0013] Die Schriften DE 10 2011 001 112 A1, EP 25 74 819 A1 und DE 10 2010 038 218 A1 beschreiben Kran-Regelsysteme, die zur Reduzierung von Schwingungen in der Struktur des Krans während Schwenkbewegungen vorsehen, dass Systemparameter in Form der Eigenfrequenz sowie der Dämpfungsrate des Kransystems während des Betriebs automatisch berechnet werden und das Steuersignal als aktives Geschwindigkeits-Referenzprofil in Echtzeit aus einem Bedienersignal der Bedienperson sowie der berechneten Eigenfrequenz unter Dämpfungsrate des Kransystems berechnet werden.

[0014] Hiervon ausgehend liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, einen verbesserten Kran sowie ein verbessertes Verfahren zu dessen Steuerung zu schaffen, die Nachteile des Standes der Technik vermeiden und letzteren in vorteilhafter Weise weiterbilden. Vorzugsweise soll erreicht werden, die Nutzlast entsprechend der Sollwerte des Kranführers zu bewegen und dabei unerwünschte Pendelbewegungen über eine Regelung aktiv zu dämpfen, während gleichzeitig unerwünschte Bewegungen der Strukturdynamik nicht angeregt, sondern ebenfalls durch die Regelung gedämpft werden, um eine Erhöhung der Sicherheit, der erleichterten Bedienbarkeit sowie der Automatisierbarkeit zu erreichen. Insbesondere soll eine verbesserte Pendeldämpfung bei Turmdrehkränen erzielt werden, die die mannigfachen Einflüsse der Kranstruktur besser berücksichtigt.

[0015] Erfindungsgemäß wird die genannte Aufgabe durch einen Kran gemäß Anspruch 1 sowie ein Verfahren gemäß Anspruch 16 gelöst. Bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindungen sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

[0016] Es wird also vorgeschlagen, bei den pendeldämpfenden Maßnahmen nicht nur die eigentliche Pendelbewegung des Seils an sich zu berücksichtigen, sondern auch die Dynamik der Kranstruktur bzw. des Stahlbaus des Krans und dessen Antriebsstränge. Der Kran wird nicht mehr als unbeweglicher Starrkörper angenommen, der Antriebsbewegungen der Antriebseinrichtungen unmittelbar und identisch, d.h. 1:1 in Bewegungen des Aufhängungspunktes des Hubseils umsetzt. Stattdessen betrachtet die Pendeldämpfungseinrichtung den Kran als weiche Struktur, die in ihren Stahlbau- bzw. Strukturteilen wie beispielsweise dem Turmgitter und dem Ausleger, und in ihren Antriebssträngen Elastizitäten und Nachgiebigkeiten bei Beschleunigungen zeigt, und berücksichtigt diese Dynamik der Strukturteile des Krans bei der pendeldämpfenden Beeinflussung der Ansteuerung der Antriebseinrichtungen.

[0017] Dabei wird mittels eines geschlossenen Regelkreises sowohl die Pendeldynamik als auch die Struktur­dynamik aktiv gedämpft. Insbesondere wird die gesamte Systemdynamik als Verkopplung der Pendel-, Antriebs- und Struktur­dynamik des Turmdrehkrans aktiv geregelt, um die Nutzlast entsprechend der Sollvorgaben zu bewegen. Dabei werden Sensoren einerseits zur Messung von Systemgrößen der Pendeldynamik sowie andererseits zur Messung von System­größen der Struktur­dynamik eingesetzt, wobei nicht messbare Systemgrößen in einem modellbasierten Beobachter als Systemzustände geschätzt werden können. Die Stell­signale für die Antriebe werden durch eine modellbasierte Regelung als Zustandsrückführung der Systemzustände berechnet, wodurch ein Regelkreis geschlossen wird und sich eine ver­änderte Systemdynamik ergibt. Die Regelung ist derart ausgebildet, dass die Systemdynamik des geschlossenen Re­gelkreises stabil ist und Regelfehler schnell ausgeglichen werden.

[0018] Erfindungsgemäß ist ein geschlossener Regelkreis an dem Kran, insbesondere Turmdrehkran, mit Struktur­dynamik durch die Rückführung von Messungen nicht nur der Pendeldynamik, sondern ebenfalls der Struktur­dynamik vorgesehen. Die Pendeldämpfungseinrichtung umfasst neben der Pendelsensorik zum Erfassen von Hub­seil- und/oder Lastaufnahmemittel-Bewegungen auch eine Struktur­dynamik-Sensorik zum Erfassen von dynamischen Verformungen und Bewegungen der Kranstruktur bzw. zumindest Strukturbauteilen hiervon, wobei der Reglerbaustein der Pendel­dämpfungseinrichtung, der das Ansteuern der Antriebseinrichtung pendeldämpfend beeinflusst, dazu ausgebildet ist, beim Beeinflussen der Ansteuerung der Antriebseinrichtungen sowohl die von der Pendelsensorik erfassten Pendel­bewegungen als auch die von der Struktur­dynamik-Sensorik erfassten dynamischen Verformungen der Strukturbauteile des Krans zu berücksichtigen. Dem geschlossenen Regelkreis werden sowohl die Pendelsensorsignale als auch die Struktur­dynamik-Sensorsignale rückgeführt.

[0019] Die Pendeldämpfungseinrichtung betrachtet also die Kran- bzw. Maschinenstruktur nicht als starre, sozusagen unendlich steife Struktur, sondern geht von einer elastisch verformbaren und/oder nachgiebigen und/oder relativ weichen Struktur aus, die - zusätzlich zu den Stellbewegungsachsen der Maschine wie beispielsweise der Auslegerwippachse oder der Turmdrehachse - Bewegungen und/oder Positionsänderungen durch Verformungen der Strukturbauteile zu­lässt.

[0020] Die Berücksichtigung der In-Sich-Beweglichkeit der Maschinenstruktur infolge von Strukturverformungen unter Last oder dynamischen Belastungen ist gerade bei langgestreckten, schlanken und von den statischen und dynamischen Randbedingungen her bewusst - unter Berücksichtigung der notwendigen Sicherheiten - ausgereizten Strukturen wie bei Turmdrehkränen oder Teleskopkränen von Bedeutung, da hier spürbare Bewegungsanteile beispielsweise für den Ausleger und damit die Lasthakenposition durch die Verformungen der Strukturbauteile hinzukommen. Um die Pende­lursachen besser bekämpfen zu können, berücksichtigt die Pendeldämpfung solche Verformungen und Bewegungen der Maschinenstruktur unter dynamischen Belastungen.

[0021] Hierdurch können beträchtliche Vorteile erreicht werden: Zunächst wird die Schwingungsdynamik der Strukturbauteile durch das Regelverhalten der Steuereinrichtung reduziert. Dabei wird durch das Fahrverhalten die Schwingung aktiv gedämpft bzw. durch das Regelverhalten erst gar nicht angeregt.

[0022] Ebenso wird der Stahlbau geschont und weniger beansprucht. Insbesondere Stoßbelastungen werden durch das Regelverhalten reduziert.

[0023] Ferner kann durch dieses Verfahren der Einfluss des Fahrverhaltens definiert werden.

[0024] Durch die Kenntnisse der Struktur­dynamik und das Reglerverfahren kann insbesondere die Nickschwingung reduziert und gedämpft werden. Dadurch verhält sich die Last ruhiger und schwankt später in Ruhelage nicht mehr auf und ab. Auch Querpengelbewegungen in Umfangsrichtung um die aufrechte Auslegerdrehachse können durch Berück­sichtigung von Turmtorsion und Ausleger-Schwenkbiegeverformungen besser kontrolliert werden.

[0025] Die vorgenannten elastischen Verformungen und Bewegungen der Strukturbauteile und Antriebsstränge und die sich hierdurch einstellenden Eigenbewegungen können grundsätzlich in verschiedener Art und Weise bestimmt werden.

[0026] Erfindungsgemäß ist die hierzu vorgesehene Struktur­dynamik-Sensorik dazu ausgebildet, elastische Verfor­mungen und Bewegungen von Strukturbauteilen unter dynamischen Belastungen zu erfassen.

[0027] Eine solche Struktur­dynamik-Sensorik kann beispielsweise Verformungssensoren wie Dehnungsmessstreifen am Stahlbau des Krans, beispielsweise den Gitterfachwerken des Turms und/oder des Auslegers umfassen.

[0028] Alternativ oder zusätzlich können Drehratensensoren, insbesondere in Form von Gyroskopen, Gyrosensoren und/oder Gyrometern, und/oder Beschleunigungs- und/oder Geschwindigkeitssensoren vorgesehen sein, um bestimmte Bewegungen von Strukturbauteilen wie beispielsweise Nickbewegungen der Auslegerspitze und/oder rotatorische Dy­namikeffekte am Ausleger und/oder Torsions- und/oder Biegebewegungen des Turms zu erfassen.

[0029] Weiterhin können Neigungssensoren vorgesehen sein, um Neigungen des Auslegers und/oder Neigungen des Turms, insbesondere Auslenkungen des Auslegers aus der Horizontalen und/oder Auslenkungen des Turms aus der Vertikalen zu erfassen.

[0030] Grundsätzlich kann die Struktur­dynamik-Sensorik dabei mit verschiedenen Sensortypen arbeiten, insbesodere auch verschieden Sensortypen miteinander kombinieren. Vorteilhafterweise können Dehnungsmessstreifen und/oder

Beschleunigungssensoren und/oder Drehratensensoren, insbesondere in Form von Gyroskopen, Gyrosensoren und/oder Gyrometern, zum Erfassen der Verformungen und/oder dynamischen In-sich-Bewegungen von Strukturbauteilen des Krans verwendet werden, wobei die Beschleunigungssensoren und/oder Drehratensensoren vorzugsweise dreiachsig erfassend ausgebildet sind.

5 **[0031]** Solche Strukturdynamikssensoren können am Ausleger können und/oder am Turm, insbesondere an dessen oberen Abschnitt, an dem der Ausleger gelagert ist, vorgesehen sein, um die Dynamik des Turms zu erfassen. Beispielsweise führen ruckartige Hubbewegungen zu Nickbewegungen des Auslegers, die mit Biegebewegungen des Turm einhergehen, wobei eine Nachschwingen des Turm wiederum zu Nickschwingungen des Auslegers führt, was mit entsprechenden Lasthakenbewegungen einhergeht.

10 **[0032]** Insbesondere kann eine Winkelsensorik zur Bestimmung des Differenzdrehwinkels zwischen einem oberen Turmendabschnitt und dem Ausleger vorgesehen sein, wobei bspw. am oberen Turmendabschnitt und am Ausleger jeweils ein Winkelsensor angebracht sein kann, deren Signale bei einer Differenzbetrachtung den genannten Differenzdrehwinkel angeben können. Ferner kann vorteilhafterweise auch ein Drehratensensor zur Bestimmung der Drehgeschwindigkeit des Auslegers und/oder des oberen Turmendabschnitts vorgesehen sein, um in Verbindung mit dem
15 vorgeannten Differenzdrehwinkel den Einfluss der Turmtorsionsbewegung bestimmen zu können. Hieraus kann einerseits eine genauere Lastpositionsschätzung, andererseits aber auch eine aktive Dämpfung der Turmtorsion im laufenden Betrieb erreicht werden.

[0033] In vorteilhafter Weiterbildung der Erfindung können zwei- oder dreiachsige Drehratensensoren und/oder Beschleunigungssensoren an der Auslegerspitze und/oder an dem Ausleger im Bereich der aufrechten Krandrehachse
20 angebracht werden, um strukturdynamische Bewegungen des Auslegers bestimmen zu können.

[0034] Alternativ oder zusätzlich können auch den Antriebssträngen Bewegungs- und/oder Beschleunigungssensoren zugeordnet sein, um die Dynamik der Antriebsstränge erfassen zu können. Beispielsweise können den Umlenkrollen der Laufkatze für das Hubseil und/oder Umlenkrollen für ein Abspannseil eines Wippauslegers Drehgeber zugeordnet
25 sein, um die tatsächliche Seilgeschwindigkeit am relevanten Punkt erfassen zu können.

[0035] Vorteilhafterweise sind auch den Antriebseinrichtungen selbst geeignete Bewegungs- und/oder Geschwindigkeits- und/oder Beschleunigungssensoren zugeordnet, um die Antriebsbewegungen der Antriebseinrichtungen entsprechend erfassen und in Zusammenhang mit den abgeschätzten und/oder erfassten Verformungen der Strukturbauteile bzw. des Stahlbaus und Nachgiebigkeiten in den Antriebssträngen setzen zu können.

[0036] Insbesondere kann durch einen Abgleich der Signale der den Antriebseinrichtungen direkt zugeordneten Bewegungs- und/oder Beschleunigungssensoren mit den Signalen der Strukturdynamik-Sensoren in Kenntnis der Strukturgeometrie der Bewegungs- und/oder Beschleunigungsanteil an einem Strukturteil bestimmt werden, der auf eine dynamische Verformung bzw. Verwindung der Kranstruktur zurückgeht und zusätzlich zur eigentlichen Kranbewegung, wie sie von der Antriebsbewegung induziert ist und auch bei einem vollständig steifen, starren Kran aufträte. Wird
30 beispielsweise das Drehwerk eines Turmdrehkrans um 10° verstellt, an der Auslegerspitze aber nur eine Verdrehung um 9° erfaßt, kann auf eine Torsion des Turms und/oder eine Biegeverformung des Auslegers rückgeschlossen werden, was gleichzeitig wiederum mit bspw. dem Verdrehsignal eines an der Turmspitze angebrachten Drehratensensors abgeglichen werden kann, um zwischen Turmtorsion und Auslegerbiegung differenzieren zu können. Wird der Lasthaken vom Hubwerk um einen Meter angehoben, am Ausleger im aber gleichzeitig eine Nickbewegung nach unten um bspw.
35 1° festgestellt, kann unter Berücksichtigung der Ausladung der Laufkatze auf die tatsächliche Lasthakenbewegung geschlossen werden.

[0037] Vorteilhafterweise kann die Strukturdynamik-Sensorik verschiedene Bewegungsrichtungen der Strukturverformungen erfassen. Insbesondere kann die Strukturdynamik-Sensorik zumindest einen Radialdynamik-Sensor zum Erfassen von dynamischen Bewegungen der Kranstruktur in einer aufrechten Ebene parallel zum Kranausleger, und zumindest einen Schwenkdynamiksensor zum Erfassen von dynamischen Bewegungen der Kranstruktur um eine aufrechte Krandrehachse, insbesondere Turmachse aufweisen. Der Reglerbaustein der Pendeldämpfungseinrichtung kann dabei dazu ausgebildet sein, die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen, insbesondere eines Katzantriebs und Drehwerkantriebs, in Abhängigkeit der erfassten dynamischen Bewegungen der Kranstruktur in der aufrechten, auslegerparallelen Ebene, insbesondere parallel zur Auslegerlängsrichtung, und der erfassten dynamischen Bewegungen der Kranstruktur um die aufrechte Krandrehachse zu beeinflussen.

[0038] Ferner kann die Strukturdynamik-Sensorik zumindest einen Hubdynamik-Sensor zum Erfassen von vertikalen dynamischen Verformungen des Kranauslegers aufweisen und der Reglerbaustein der Pendeldämpfungseinrichtung dazu ausgebildet sein, die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen, insbesondere eines Hubwerkantriebs, in Abhängigkeit der erfassten vertikalen dynamischen Verformungen des Kranauslegers zu beeinflussen.

[0039] Vorteilhafterweise ist die Strukturdynamik-Sensorik dazu ausgebildet, alle Eigenmoden der dynamischen Verwindungen des Kranauslegers und/oder des Kranturms, deren Eigenfrequenzen in einem vorbestimmten Frequenzbereich liegen, zu erfassen. Hierzu kann die Strukturdynamik-Sensorik zumindest einen, vorzugsweise mehrere Turmsensor(en), der/die beabstandet von einem Knotenpunkt einer Turmeigenschwingung angeordnet ist, zum Erfassen von Turmverwindungen sowie zumindest einen, vorzugsweise mehrere Auslegersensor(en), der/die beabstandet von einem
55

Knotenpunkt einer Auslegereigenschwingung angeordnet ist, zum Erfassen von Auslegerverwindungen aufweisen.

[0040] Insbesondere können mehrere Sensoren zur Erfassung einer Strukturbewegung so platziert sein, dass eine Beobachtbarkeit aller Eigenmoden gewährleistet ist, deren Eigenfrequenzen im relevanten Frequenzbereich liegen. Hierzu kann grundsätzlich ein Sensor pro Pendel-Bewegungs-Richtung genügen, in der Praxis empfiehlt sich aber der Einsatz mehrerer Sensoren. Beispielsweise führt die Platzierung eines einzelnen Sensors in einem Knotenpunkt der Messgröße einer Struktur-Eigenmode (z.B. Position der Laufkatze an einem Drehungs-Knotenpunkt der ersten Ausleger-Eigenmode) führt zum Verlust der Beobachtbarkeit, was sich durch Hinzunahme eines Sensors an einer anderen Position vermeiden lässt. Insbesondere ist die Verwendung von dreiachsigen Drehratensensoren oder Beschleunigungssensoren an der Auslegerspitze sowie auf dem Ausleger nahe des Drehwerks empfehlenswert.

[0041] Die Strukturdynamik-Sensorik kann zum Erfassen der Eigenmoden grundsätzlich mit verschiedenen Sensortypen arbeiten, insbesondere auch verschieden Sensortypen miteinander kombinieren. Vorteilhafterweise können sie zuvor genannten Dehnungsmessstreifen und/oder Beschleunigungssensoren und/oder Drehratensensoren, insbesondere in Form von Gyroskopen, Gyrosensoren und/oder Gyrometern, zum Erfassen der Verformungen und/oder dynamischen In-sich-Bewegungen von Strukturbauteilen des Krans verwendet werden, wobei die Beschleunigungssensoren und/oder Drehratensensoren vorzugsweise dreiachsig erfassend ausgebildet sind.

[0042] Insbesondere kann die Strukturdynamik-Sensorik zumindest einen Drehraten- und/oder Beschleunigungssensor und/oder Dehnungsmessstreifen zum Erfassen von dynamischen Turmverformungen und zumindest einen Drehraten- und/oder Beschleunigungssensor und/oder Dehnungsmessstreifen zum Erfassen von dynamischen Auslegerverformungen aufweisen. Vorteilhafterweise können Drehraten- und/oder Beschleunigungssensoren an verschiedenen Turmabschnitten, insbesondere zumindest an der Turmspitze und am Anlenkpunkt des Auslegers und ggf. in einem Turmmittelabschnitt unterhalb des Auslegers vorgesehen sein. Alternativ oder zusätzlich können Drehraten- und/oder Beschleunigungssensoren an verschiedenen Abschnitten des Auslegers, insbesondere zumindest an der Auslegerspitze und/oder der Laufkatze und/oder dem Auslegerfuß, an dem der Ausleger angelenkt ist, und/oder an einem Auslegerabschnitt beim Hubwerk vorgesehen sein. Vorteilhafterweise sind die genannten Sensoren derart am jeweiligen Strukturbauteil angeordnet, dass sie die Eigenmoden von dessen elastischen Verwindungen erfassen können.

[0043] In Weiterbildung der Erfindung kann die Pendeldämpfungseinrichtung auch eine Schätzeinrichtung umfassen, die Verformungen und Bewegungen der Maschinenstruktur unter dynamischen Belastungen, die sich in Abhängigkeit von am Steuerstand eingegebenen Steuerbefehlen und/oder in Abhängigkeit von bestimmten Ansteueraktionen der Antriebseinrichtungen und/oder in Abhängigkeit bestimmter Geschwindigkeits- und/oder Beschleunigungsprofile der Antriebseinrichtungen ergeben, unter Berücksichtigung von die Kranstruktur charakterisierenden Gegebenheiten abschätzt. Insbesondere können mittels einer solchen Schätzeinrichtung Systemgrößen der Strukturdynamik, ggf. auch der Pendeldynamik geschätzt werden, die nicht oder nur schwer sensorisch erfasst werden können.

[0044] Eine solche Schätzeinrichtung kann beispielsweise auf ein Datenmodell zugreifen, in dem Strukturgrößen des Krans wie Turmhöhe, Auslegerlänge, Steifigkeiten, Flächenträgheitsmomente und ähnliches abgelegt und/oder miteinander verknüpft sind, um dann anhand einer konkreten Lastsituation, also Gewicht der am Lasthaken aufgenommenen Last und momentane Ausladung, abzuschätzen, welche dynamischen Effekte, das heißt Verformungen im Stahlbau und in den Antriebssträngen für eine bestimmte Betätigung einer Antriebseinrichtung ergeben. In Abhängigkeit einer solchermaßen geschätzten dynamischen Wirkung kann die Pendeldämpfungseinrichtung dann in die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen eingreifen und die Stellgrößen der Antriebsregler der Antriebseinrichtungen beeinflussen, um Pendelbewegungen des Lasthakens und des Hubseils zu vermeiden bzw. zu reduzieren.

[0045] Insbesondere kann die Bestimmungseinrichtung zur Bestimmung solcher Strukturverformungen eine Berechnungseinheit aufweisen, die diese Strukturverformungen und sich daraus ergebende Strukturteilbewegungen anhand eines gespeicherten Berechnungsmodells in Abhängigkeit der am Steuerstand eingegebenen Steuerbefehle berechnet. Ein solches Modell kann ähnlich einem Finite-Elemente-Modell aufgebaut sein oder ein Finite-Elemente-Modell sein, wobei vorteilhafterweise jedoch ein gegenüber einem Finite-Elemente-Modell deutlich vereinfachtes Modell verwendet wird, das beispielsweise empirisch durch Erfassung von Strukturverformungen unter bestimmten Steuerbefehlen und/oder Belastungszuständen am echten Kran bzw. der echten Maschine bestimmt werden kann. Ein solches Berechnungsmodell kann beispielsweise mit Tabellen arbeiten, in denen bestimmten Steuerbefehlen bestimmte Verformungen zugeordnet sind, wobei Zwischenwerte der Steuerbefehle mittels einer Interpolationsvorrichtung in entsprechende Verformungen umgerechnet werden können.

[0046] Gemäß einem weiteren vorteilhaften Aspekt der Erfindung kann der Reglerbaustein im geschlossenen Regelkreis eine Filtereinrichtung bzw. einen Beobachter umfassen, der einerseits die strukturdynamischen Kranreaktionen und die Hubseil- bzw. Lasthakenpendelbewegungen beobachtet, wie sie von der Strukturdynamik-Sensorik und der Pendelsensorik erfaßt werden und sich bei bestimmten Stellgrößen der Antriebsregler einstellen, so dass die Beobachter- bzw. Filtereinrichtung unter Berücksichtigung vorbestimmter Gesetzmäßigkeiten eines Dynamikmodells des Krans, das grundsätzlich verschieden beschaffen sein kann und durch Analyse und Simulation des Stahlbaus gewonnen werden kann, anhand der beobachteten Kranstruktur- und Pendelreaktionen die Stellgrößen des Reglers beeinflussen kann.

[0047] Eine solche Filter- bzw. Beobachtereinrichtung kann insbesondere in Form eines sogenannten Kalmanfilters

ausgebildet sein, dem als Eingangsgröße einerseits die Stellgrößen der Antriebsregler des Krans und andererseits sowohl die Pendelsignale der Pendelsensorik als auch die dem Regelkreis rückgeführten Strukturdynamiksignale, die Verformungen und/oder dynamische Insich-Bewegungen der Strukturbauteile angeben, zugeführt werden und der aus diesen Eingangsgrößen anhand von Kalman-Gleichungen, die das Dynamiksystem der Kranstruktur, insbesondere dessen Stahlbauteile und Antriebsstränge, modellieren, die Stellgrößen der Antriebsregler entsprechend beeinflusst, um die gewünschte pendeldämpfende Wirkung zu erzielen.

[0048] In dem Kalman-Filter sind vorteilhafterweise erfasste und/oder geschätzte und/oder berechnete und/oder simulierte Funktionen, die die Dynamik der Strukturbauteile des Krans charakterisieren, implementiert.

[0049] Insbesondere werden mittels der Strukturdynamik-Sensorik erfaßte dynamische Auslegerverformungen und Turmverformungen sowie die mittels der PendelSensorik erfaßte Position des Lasthakens, insbesondere auch dessen Schrägzug gegenüber der Vertikalen, das heißt die Auslenkung des Hubseils gegenüber der Vertikalen, dem genannten Kalmanfilter zugeführt. Die Erfassungseinrichtung für die Positionserfassung des Lasthakens kann vorteilhafterweise eine bildgebende Sensorik, beispielsweise eine Kamera umfassen, die vom Aufhängungspunkt des Hubseils, beispielsweise der Laufkatze, im Wesentlichen senkrecht nach unten blickt. Eine Bildauswerteeinrichtung kann in dem von der bildgebenden Sensorik bereitgestellten Bild den Kranhaken identifizieren und dessen Exzentrizität bzw. dessen Verschiebung aus dem Bildzentrum heraus bestimmen, welche ein Maß für die Auslenkung des Kranhakens gegenüber der Vertikalen ist und damit das Lastpendeln charakterisiert. Alternativ oder zusätzlich kann ein gyroskopischer Sensor den Hubseil-Abzugswinkel vom Ausleger und/oder gegenüber der Vertikalen erfassen und dem Kalman-Filter zuführen.

[0050] Alternativ oder zusätzlich zu einer solchen Pendelerfassung des Lasthakens mittels einer bildgebenden Sensorik, kann die Pendelsensorik auch mit einer Inertialerfassungseinrichtung arbeiten, die am Lasthaken bzw. den Lastaufnahmemitteln angebracht ist und Beschleunigungs- und Drehratensignale bereitstellt, die translatorische Beschleunigungen und Drehraten des Lasthakens wiedergeben.

[0051] Eine solche am Lastaufnahmemittel angebrachte Inertialmeßeinrichtung, die bisweilen auch als IMU bezeichnet wird, kann Beschleunigungs- und Drehratensensormittel zum Bereitstellen von Beschleunigungs- und Drehratensignalen aufweisen, die einerseits translatorische Beschleunigungen entlang verschiedener Raumachsen und andererseits Drehraten bzw. gyroskopische Signale bezüglich verschiedener Raumachsen angeben, umfassen. Als Drehraten können dabei Drehgeschwindigkeiten, grundsätzlich aber auch Drehbeschleunigungen oder auch beides bereitgestellt werden.

[0052] Vorteilhafterweise kann die Inertialmesseinrichtung Beschleunigungen in drei Raumachsen und Drehraten um zumindest zwei Raumachsen erfassen. Die Beschleunigungssensormittel können dreiachsig arbeitend und die Gyroskopsensormittel können zweiachsig arbeitend ausgebildet sein.

[0053] Die am Lasthaken angebrachte Inertialmesseinrichtung kann ihre Beschleunigungs- und Drehratensignale und/oder daraus abgeleitete Signale vorteilhafterweise drahtlos an eine Steuer- und/oder Auswerteeinrichtung übermitteln, die an einem Strukturteil des Krans angebracht oder auch separat in Krannähe angeordnet sein kann. Insbesondere kann die Übermittlung an einen Empfänger erfolgen, der an der Laufkatze und/oder an der Aufhängung, von der das Hubseil abläuft, angebracht sein kann. Vorteilhafterweise kann die Übertragung bspw. über eine WLAN-Verbindung erfolgen.

[0054] Durch eine solche drahtlose Anbindung einer Inertialmesseinrichtung kann eine Pendeldämpfung sehr einfach auch an bestehenden Kranen nachgerüstet werden, ohne dass hierfür komplexe Nachrüstmassnahmen erforderlich wären. Es ist im wesentlichen nur die Inertialmesseinrichtung am Lasthaken und der damit kommunizierende Empfänger anzubringen, der die Signale an die Steuer- bzw. Reglereinrichtung übermittelt.

[0055] Aus den Signalen der Inertialmeßeinrichtung kann vorteilhafterweise in einem zweistufigen Verfahren die Auslenkung des Lasthakens bzw. des Hubseils gegenüber der Vertikalen bestimmt werden. Zunächst wird die Verkippung des Lasthakens bestimmt, da diese nicht mit der Auslenkung des Lasthakens gegenüber der Laufkatze bzw. dem Aufhängepunkt und der Auslenkung des Hubseils gegenüber der Vertikalen übereinstimmen muß, wird sodann aus der Verkippung des Lasthakens und dessen Beschleunigung die gesuchte Auslenkung des Lasthakens bzw. des Hubseils gegenüber der Vertikalen bestimmt. Da die Inertialmesseinrichtung am Lasthaken befestigt ist, werden die Beschleunigungs- und Drehratensignale sowohl von den Pendelbewegungen des Hubseils auch als von der Dynamik des relativ zum Hubseil verkippenden Lasthakens beeinflusst.

[0056] Insbesondere kann durch drei Berechnungsschritte eine genaue Schätzung des Lastpendelwinkels erfolgen, die dann von einem Regler zur aktiven Pendeldämpfung verwendet werden kann. Die drei Berechnungsschritte können insbesondere folgende Schritte umfassen:

- i. Eine Bestimmung der Hakenkipfung, z.B. durch ein Komplementärfilter, der hochfrequente Anteile aus den Gyroskopsignalen und niederfrequente Anteile aus Richtung des Gravitationsvektors bestimmen und einander ergänzend zur Ermittlung der Hakenkipfung zusammenführen kann;
- ii. Eine Rotation der Beschleunigungsmessung bzw. eine Transformation vom körperfesten ins inertielle Koordinatensystem;
- iii. Schätzung des Lastpendelwinkels mittels eines erweiterten Kalman-Filters und/oder mittels einer vereinfachten

Relation des Pendelwinkel zum Quotienten aus Querschleunigungsmessung und Gravitationskonstante.

[0057] Vorteilhafterweise wird dabei zunächst die Verkippung des Lasthakens aus den Signalen der Inertialmesseinrichtung mit Hilfe eines Komplementärfilters bestimmt, der sich die unterschiedlichen Besonderheiten der translatorischen Beschleunigungs-Signale und der gyroskopischen Signale der Inertialmeßeinrichtung zunutze macht, wobei alternativ oder zusätzlich aber auch ein Kalman-Filter zum Bestimmen der Verkippung des Lasthakens aus den Beschleunigungs- und Drehratensignalen verwendet werden kann.

[0058] Aus der ermittelten Verkippung des Lastaufnahmemittels kann sodann mittels eines Kalman-Filters und/oder mittels statischer Berechnung aus horizontaler Inertialbeschleunigung und Erdbeschleunigung die gesuchte Auslenkung des Lasthakens gegenüber der Laufkatze bzw. gegenüber dem Aufhängepunkt des Hubseils und/oder die Auslenkung des Hubseils gegenüber der Vertikalen bestimmt werden.

[0059] Insbesondere kann die Pendelsensorik erste Bestimmungsmittel zum Bestimmen und/oder Schätzen einer Verkippung des Lastaufnahmemittels aus den Beschleunigungs- und Drehratensignalen der Inertialmeßeinrichtung und zweite Bestimmungsmittel zum Bestimmen der Auslenkung des Hubseils und/oder des Lastaufnahmemittels gegenüber der Vertikalen aus der ermittelten Verkippung des Lastaufnahmemittels und einer Inertial-Beschleunigung des Lastaufnahmemittels aufweisen.

[0060] Die genannten ersten Bestimmungsmittel können insbesondere einen Komplementärfilter mit einem Hochpass-Filter für das Drehratensignal der Inertialmeßeinrichtung und einen Tiefpass-Filter für das Beschleunigungssignal der Inertialmeßeinrichtung oder ein daraus abgeleitetes Signal aufweisen, wobei der genannte Komplementärfilter dazu ausgebildet sein kann, eine drehratengestützte Schätzung der Verkippung des Lastaufnahmemittels, die auf dem hochpassgefilterten Drehratensignal basiert, und eine beschleunigungsgestützte Schätzung der Verkippung des Lastaufnahmemittels, die auf dem tiefpassgefilterten Beschleunigungssignal basiert, miteinander zu verknüpfen und aus den verknüpften drehraten- und beschleunigungsgestützten Schätzungen der Verkippung des Lastaufnahmemittels die gesuchte Verkippung des Lastaufnahmemittels zu bestimmen.

[0061] Dabei kann die drehratengestützte Schätzung der Verkippung des Lastaufnahmemittels eine Integration des hochpassgefilterten Drehratensignals umfassen.

[0062] Die beschleunigungsgestützte Schätzung der Verkippung des Lastaufnahmemittels kann auf dem Quotienten einer gemessenen Horizontalbeschleunigungskomponente und einer gemessenen Vertikalbeschleunigungskomponente beruhen, aus dem die beschleunigungsgestützte Schätzung der Verkippung anhand der Beziehung

$$\varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{K a_x}{K a_z}\right).$$

gewonnen wird.

[0063] Die zweiten Bestimmungsmittel zum Bestimmen der Auslenkung des Lasthakens bzw. des Hubseils gegenüber der Vertikalen anhand der ermittelten Verkippung des Lasthakens kann eine Filter- und/oder Beobachtereinrichtung aufweisen, die als Eingangsgröße die ermittelte Verkippung des Lastaufnahmemittels berücksichtigt und aus einer Inertialbeschleunigung am Lastaufnahmemittel die Auslenkung des Hubseils und/oder des Lastaufnahmemittels gegenüber der Vertikalen bestimmt.

[0064] Die genannte Filter- und/oder Beobachtereinrichtung kann insbesondere einen Kalman-Filter, insbesondere einen erweiterten Kalman-Filter, umfassen.

[0065] Alternativ oder zusätzlich zu einem solchen Kalman-Filter können die zweiten Bestimmungsmittel auch eine Berechnungseinrichtung zum Berechnen der Auslenkung des Hubseils und/oder des Lastaufnahmemittels gegenüber der Vertikalen aus einer statischen Beziehung der Beschleunigungen, insbesondere aus dem Quotienten einer horizontalen Inertialbeschleunigung und der Erdbeschleunigung aufweisen.

[0066] Nach einem weiteren vorteilhaften Aspekt der Erfindung kommt bei der Pendeldämpfung eine Zwei-Freiheitsgrade-Regelungsstruktur zum Einsatz, durch welche die oben beschriebene Zustandsrückführung (feedback) um eine Vorsteuerung (feedforward) ergänzt wird. Dabei dient die Zustandsrückführung zur Sicherstellung der Stabilität und zum schnellen Ausgleich von Regelfehlern, die Vorsteuerung dagegen einem guten Führungsverhalten durch das im Idealfall gar keine Regelfehler auftreten.

[0067] Die Vorsteuerung kann dabei vorteilhafterweise über die per se bekannte Methode der differentiellen Flachheit bestimmt werden. Bezüglich der genannten Methode der differentiellen Flachheit wird auf die Dissertation "Anwendung der flachheitsbasierten Analyse und Regelung nichtlinearer Mehrgrößensysteme", von Ralf Rothfuß, VDI-Verlag, 1997, verwiesen, die insoweit, d.h. bezüglich der genannten Methode der differentiellen Flachheit, zum Gegenstand der vorliegenden Offenbarung gemacht wird.

[0068] Da die Auslenkungen der Strukturbewegungen im Gegensatz zu den angetriebenen Kranbewegungen sowie

den Pendelbewegungen nur klein sind, kann zur Bestimmung der Vorsteuerung die Struktur­dynamik vernachlässigt werden, wodurch der Kran, insbesondere Turmdrehkran als flaches System mit den Lastkoordinaten als flache Ausgänge dargestellt werden kann.

[0069] Vorteilhafterweise wird also die Vorsteuerung sowie die Berechnung der Referenz-Zustände der Zwei-Freiheitsgrade-Struktur im Gegensatz zur feed back Regelung des geschlossenen Regelkreises unter Vernachlässigung der Struktur­dynamik berechnet, d.h. der Kran wird für die Zwecke der Vorsteuerung als starre bzw. sozusagen unendlich steife Struktur angenommen. Aufgrund der kleinen Auslenkungen der elastischen Struktur, die im Vergleich zu den von den Antrieben auszuführenden Kranbewegungen sehr klein sind, führt dies nur zu sehr kleinen und daher vernachlässigbaren Abweichungen der Vorsteuerung. Dafür wird jedoch die Beschreibung des - für die Zwecke der Vorsteuerung als starr angenommenen Turmdrehkrans, insbesondere Turmdrehkrans als ein flaches System ermöglicht, welches leicht invertierbar ist. Die Koordinaten der Lastposition sind flache Ausgänge des Systems. Aus den flachen Ausgängen und ihren zeitlichen Ableitungen kann der notwendige Sollverlauf der Stellgrößen sowie der Systemzustände exakt algebraisch berechnet werden (inverses System) - ohne Simulation oder Optimierung. Damit kann die Last ohne Überschwingen an eine Zielposition gebracht werden.

[0070] Die für die flachheitsbasierte Vorsteuerung benötigte Lastposition und deren Ableitungen können vorteilhafterweise von einem Trajektorienplanungs-Modul und/oder durch eine Sollwert-Filterung berechnet werden. Wird nun über eine Trajektorienplanung oder eine Sollwertfilterung ein Sollverlauf für die Lastposition und deren erste vier Zeitableitungen bestimmt, so können daraus in der Vorsteuerung über algebraische Gleichungen der exakte Verlauf der notwendigen Stellsignale zur Ansteuerung der Antriebe, sowie der exakte Verlauf der entsprechenden Systemzustände berechnet werden.

[0071] Um durch die Vorsteuerung keine Strukturbewegungen anzuregen, können vorteilhafterweise Kerbfilter zwischen Trajektorienplanung und Vorsteuerung geschaltet werden, um aus dem geplanten Trajektorien­signal die anregbaren Eigenfrequenzen der Struktur­dynamik zu eliminieren.

[0072] Das der Regelung zugrundeliegende Modell kann grundsätzlich verschieden beschaffen sein. Vorteilhafterweise wird eine kompakte Darstellung der gesamten System­dynamik als verkoppelte Pendel-, Antriebs- und Struktur­dynamik verwendet, die sich als Grundlage für den Beobachter und die Regelung eignet. In vorteilhafter Weiterbildung der Erfindung wird das Kranregelungsmodell durch ein Modellierungs-Verfahren bestimmt, bei dem die gesamte Kran­dynamik in weitgehend unabhängige Teile aufgetrennt wird, und zwar vorteilhafterweise für einen Turmdrehkran in einen Teil aller Bewegungen, die im Wesentlichen durch einen Drehwerk-Antrieb angeregt werden (Schwenkdynamik), einen Teil aller Bewegungen, die im Wesentlichen durch einen Katzwerk-Antrieb angeregt werden (Radialdynamik) und die Dynamik in Richtung des Hubseils, welche durch einen Windwerk-Antrieb angeregt wird.

[0073] Die unabhängige Betrachtung dieser Teile unter Vernachlässigung der Verkopplungen erlaubt eine Berechnung der System­dynamik in Echtzeit und vereinfacht insbesondere die kompakte Darstellung der Schwenkdynamik als ein verteiltparametrisches System (beschrieben durch eine lineare partielle Differentialgleichung), das die Struktur­dynamik des Auslegers exakt beschreibt und über bekannte Methoden leicht auf die benötigte Anzahl an Eigenmoden reduziert werden kann.

[0074] Die Antriebsdynamik wird dabei vorteilhafterweise als Verzögerungsglied 1. Ordnung oder als statischer Verstärkungsfaktor modelliert, wobei den Antrieben als Stellgröße ein Drehmoment, eine Drehgeschwindigkeit, eine Kraft oder eine Geschwindigkeit vorgegeben werden kann. Durch die unterlagerte Regelung im Frequenzumrichter des jeweiligen Antriebs wird diese Stellgröße eingeregelt.

[0075] Die Pendeldynamik kann als idealisiertes einfaches / doppeltes Fadenpendel modelliert mit ein / zwei punktförmigen Lastmassen und einem / zwei einfachen Seilen, die entweder als masselos angenommen werden, oder als massebehaftet mit modaler Ordnungsreduktion auf die wichtigsten Seil-Eigenmoden.

[0076] Die Struktur­dynamik kann durch Approximation der Stahlstruktur in Form kontinuierlicher Balken als verteiltparametrisches Modell hergeleitet werden, das durch bekannte Methoden diskretisiert und in der Systemordnung reduziert werden kann, wodurch es eine kompakte Form annimmt, schnell berechnet werden kann und den Beobachter- und Regelungsentwurf vereinfacht.

[0077] Die genannte Pendeldämpfeinrichtung kann bei manueller Betätigung des Krans durch Betätigung entsprechender Bedienelemente wie Joysticks und dergleichen die Eingabebefehle des Kranführers überwachen und bei Bedarf übersteuern, insbesondere in dem Sinne, dass vom Kranführer beispielsweise zu stark vorgegebene Beschleunigungen reduziert werden oder auch Gegenbewegungen automatisch eingeleitet werden, wenn eine vom Kranführer vorgegebene Kranbewegung zu einem Pendeln des Lasthakens geführt hat oder führen würde. Der Reglerbaustein versucht dabei vorteilhafterweise, so nahe wie möglich an den vom Kranführer gewünschten Bewegungen und Bewegungsprofilen zu bleiben, um dem Kranführer ein Gefühl der Kontrolle zu geben, und übersteuert die Manuell eingegebenen Stellsignale nur soweit es nötig ist, um die gewünschte Kranbewegung möglichst pendel- und schwingungsfrei auszuführen.

[0078] Alternativ oder zusätzlich kann die Pendeldämpfungseinrichtung auch bei einer automatisierten Betätigung des Krans eingesetzt werden, bei der die Steuervorrichtung des Krans im Sinne eines Autopiloten das Lastaufnahmemittel des Krans automatisch zwischen zumindest zwei Zielpunkten entlang eines Fahrwegs verfährt. Bei einem solchen

Automatikbetrieb, bei dem ein Verfahrenweg-Bestimmungsmodul der Steuervorrichtung einen gewünschten Verfahrenweg beispielsweise im Sinne einer Bahnsteuerung bestimmt und ein automatisches Fahrsteuermodul der Steuervorrichtung die Antriebsregler bzw. Antriebseinrichtungen so ansteuert, dass der Lasthaken entlang des bestimmten Verfahrenswegs verfahren wird, kann die Pendeldämpfungseinrichtung in die Ansteuerung der Antriebsregler durch das genannte Verfahrensteuermodul eingreifen, um den Kranhaken pendelfrei zu verfahren bzw. Pendelbewegungen zu dämpfen.

[0079] Die Erfindung wird nachfolgend anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels und zugehöriger Zeichnungen näher erläutert. In den Zeichnungen zeigen:

- 5
10
15
20
25
30
35
40
45
50
55
- Fig. 1: eine schematische Darstellung eines Turmdrehkrans, bei dem die Lasthakenposition und ein Seilwinkel gegenüber der Vertikalen durch eine bildgebende Sensorik erfasst wird, und bei dem eine Pendeldämpfungseinrichtung die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen beeinflusst, um Pendelbewegungen des Lasthakens und dessen Hubseils zu verhindern,
 - Fig. 2: eine schematische Darstellung einer Zwei-Freiheitsgrade-Regelstruktur der Pendeldämpfungseinrichtung und die von dieser vorgenommene Beeinflussung der Stellgrößen der Antriebsregler,
 - Fig. 3: eine schematische Darstellung von Verformungen und Schwingungsformen eines Turmdrehkrans unter Last und deren Dämpfung bzw. Vermeidung durch eine Schrägzugregelung, wobei die Teilansicht a.) eine Nickverformung des Turmdrehkrans unter Last und einen damit verknüpften Schrägzug des Hubseils zeigt, die Teilansichten b.) und c.) eine Querverformung des Turmdrehkrans in perspektivischer Darstellung sowie in Draufsicht von oben zeigen, und die Teilansichten d.) und e.) einen mit solchen Querverformungen verknüpften Schrägzug des Hubseils zeigen,
 - Fig. 4: eine schematische Darstellung eines elastischen Auslegers in einem mit der Drehrate rotierenden Referenzsystem,
 - Fig. 5: eine schematische Darstellung eines Auslegers als kontinuierlicher Balken mit Einspannung in den Turm unter Berücksichtigung von Turmbiegung und Turmtorsion,
 - Fig. 6: eine schematische Darstellung eines elastischen Turms und eines Feder-Masse-Ersatzmodells der Turmbiegung quer zum Ausleger,
 - Fig. 7: eine schematische Darstellung der Pendeldynamik in Schwenkrichtung des Krans mit konzentrierter Lastmasse und masselosem Seil,
 - Fig. 8: eine schematische Darstellung der drei wichtigsten Eigenmoden eines Turmdrehkrans,
 - Fig. 9: eine schematische Darstellung der Pendeldynamik in Radialrichtung des Krans und dessen Modellierung mittels mehrerer verkoppelter Starrkörper,
 - Fig. 10: eine schematische Darstellung eines pendelnden Hubseils mit Lasthaken, an dem eine Inertialmesseinrichtung befestigt ist, die ihre Messsignale drahtlos an einen Empfänger an der Laufkatze übermittelt, von der das Hubseil abläuft,
 - Fig. 11: eine schematische Darstellung verschiedener Lasthaken zur Verdeutlichung der möglichen Verkipfung des Lasthakens gegenüber dem Hubseil,
 - Fig. 12: ein schematisches zweidimensionales Modell der Pendeldynamik der Lasthakenaufhängung aus den beiden vorhergehenden Figuren,
 - Fig. 13: eine Darstellung der Verkipfung bzw. des Kippwinkels des Lasthakens, der die Rotation zwischen Inertial- und Lasthakenkoordinaten beschreibt,
 - Fig. 14: ein Blockdiagramm eines Komplementär-Filters mit Hochpass- und Tiefpass-Filter zum Bestimmen der Verkipfung des Lasthakens aus den Beschleunigungs- und Drehratensignalen der Inertialmesseinrichtung,
 - Fig. 15: eine vergleichsweise Darstellung der mittels erweitertem Kaman-Filter und mittels statischer Abschätzung bestimmten Pendelwinkel-Verläufe im Vergleich zu dem an einem Kardangelenk gemessenen Pendelwin-

kelverlauf, und

Fig. 16: eine schematische Darstellung einer Steuerungs- bzw. Regelungsstruktur mit zwei Freiheitsgraden zur automatischen Beeinflussung der Antriebe, um Pendelschwingungen zu vermeiden.

5

[0080] Wie Fig. 1 zeigt, kann der Kran als Turmdrehkran ausgebildet sein. Der in Fig. 1 gezeigte Turmdrehkran kann beispielsweise in an sich bekannter Weise einen Turm 201 aufweisen, der einen Ausleger 202 trägt, der von einem Gegenausleger 203 ausbalanciert wird, an dem ein Gegengewicht 204 vorgesehen ist. Der genannte Ausleger 202 kann zusammen mit dem Gegenausleger 203 um eine aufrechte Drehachse 205, die koaxial zur Turmachse sein kann, durch ein Drehwerk verdreht werden. An dem Ausleger 202 kann eine Laufkatze 206 durch einen Katzantrieb verfahren werden, wobei von der Laufkatze 206 ein Hubseil 207 abläuft, an dem ein Lasthaken 208 befestigt ist.

10

[0081] Wie Fig. 1 ebenfalls zeigt, kann der Kran 2 dabei eine elektronische Steuervorrichtung 3 aufweisen, die beispielsweise einen am Kran selbst angeordneten Steuerungsrechner umfassen kann. Die genannte Steuervorrichtung 3 kann hierbei verschiedene Stellglieder, Hydraulikkreise, Elektromotoren, Antriebsvorrichtungen und andere Arbeitsaggregate an der jeweiligen Baumaschine ansteuern. Dies können beispielsweise bei dem gezeigten Kran dessen Hubwerk, dessen Drehwerk, dessen Katzantrieb, dessen -ggf. vorhandener - Ausleger-Wippantrieb oder dergleichen sein.

15

[0082] Die genannte elektronische Steuervorrichtung 3 kann hierbei mit einem Endgerät 4 kommunizieren, das am Steuerstand bzw. in der Führerkabine angeordnet sein kann und beispielsweise die Form eines Tablets mit Touchscreen und/oder Joysticks, Drehknöpfe, Schiebeschalter und ähnliche Bedienelemente aufweisen kann, so dass einerseits verschiedene Informationen vom Steuerungsrechner 3 an dem Endgerät 4 angezeigt und umgekehrt Steuerbefehle über das Endgerät 4 in die Steuervorrichtung 3 eingegeben werden können.

20

[0083] Die genannte Steuervorrichtung 3 des Krans 1 kann insbesondere dazu ausgebildet sein, die genannten Antriebsvorrichtungen des Hubwerks, der Laufkatze und des Drehwerks auch dann anzusteuern, wenn eine Pendeldämpfungseinrichtung 340 pendelrelevante Bewegungsparameter erfasst.

25

[0084] Hierzu kann der Kran 1 eine Pendelsensorik bzw. Erfassungseinrichtung 60 aufweisen, die einen Schrägzug des Hubseils 207 und/oder Auslenkungen des Lasthakens 208 gegenüber einer Vertikalen 61, die durch den Aufhängungspunkt des Lasthakens 208, d.h. die Laufkatze 206 geht, erfasst. Insbesondere kann der Seilzugwinkel φ gegen die Schwerkraftwirklinie, d.h. die Vertikale 62 erfasst werden, vgl. Fig. 1.

30

[0085] Die hierzu vorgesehenen Bestimmungsmittel 62 der Pendelsensorik 60 können beispielsweise optisch arbeiten, um die genannte Auslenkung zu bestimmen. Insbesondere kann an der Laufkatze 206 eine Kamera 63 oder eine andere bildgebende Sensorik angebracht sein, die von der Laufkatze 206 senkrecht nach unten blickt, so dass bei unausgelenktem Lasthaken 208 dessen Bildwiedergabe im Zentrum des von der Kamera 63 bereitgestellten Bilds liegt. Wird indes der Lasthaken 208 gegenüber der Vertikalen 61 ausgelenkt, beispielsweise durch ruckhaftes Anfahren der Laufkatze 206 oder abruptes Bremsen des Drehwerks, wandert die Bildwiedergabe des Lasthakens 208 aus dem Zentrum des Kamerabilds heraus, was durch eine Bildauswerteeinrichtung 64 bestimmt werden kann.

35

[0086] Alternativ oder zusätzlich zu einer solchen optischen Erfassung kann der Schrägzug des Hubseils bzw. die Auslenkung des Lasthakens gegenüber der Vertikalen auch mithilfe einer Inertialmesseinrichtung IMU erfolgen, die am Lasthaken 208 angebracht wird und ihre Messsignale vorzugsweise drahtlos zu einem Empfänger an der Laufkatze 206 übermitteln kann, vgl. Fig. 10. Die Inertialmesseinrichtung IMU und die Auswertung ihrer Beschleunigungs- und Drehratensignale wird später noch näher erläutert.

40

[0087] In Abhängigkeit der erfassten Auslenkung gegenüber der Vertikalen 61, insbesondere unter Berücksichtigung der Richtung und Größe der Auslenkung, kann die Steuervorrichtung 3 mithilfe der Pendeldämpfungseinrichtung 340 den Drehwerksantrieb und den Laufkatzenantrieb ansteuern, um die Laufkatze 206 wieder mehr oder minder exakt über den Lasthaken 208 zu bringen und Pendelbewegungen zu kompensieren, bzw. zu reduzieren oder gar nicht erst eintreten zu lassen.

45

[0088] Hierzu umfasst die Pendeldämpfungseinrichtung 340 eine Strukturdynamik-Sensorik 344 zum Bestimmen von dynamischen Verformungen von Strukturbauteilen, wobei der Reglerbaustein 341 der Pendeldämpfungseinrichtung 340, der das Ansteuern der Antriebseinrichtung pendeldämpfend beeinflusst, dazu ausgebildet ist, beim Beeinflussen der Ansteuerung der Antriebseinrichtungen die bestimmten dynamischen Verformungen der Strukturbauteile des Krans zu berücksichtigen.

50

[0089] Dabei kann auch eine Schätzeinrichtung 343 vorgesehen sein, die die Verformungen und Bewegungen der Maschinenstruktur unter dynamischen Belastungen, die sich in Abhängigkeit von am Steuerstand eingegebenen Steuerbefehlen und/oder in Abhängigkeit von bestimmten Ansteueraktionen der Antriebseinrichtungen und/oder in Abhängigkeit bestimmter Geschwindigkeits- und/oder Beschleunigungsprofile der Antriebseinrichtungen ergeben, unter Berücksichtigung von die Kranstruktur charakterisierenden Gegebenheiten abschätzt. Insbesondere kann eine Berechnungseinheit 348 die Strukturverformungen und sich daraus ergebende Strukturteilbewegungen anhand eines gespeicherten Berechnungsmodells in Abhängigkeit der am Steuerstand eingegebenen Steuerbefehle berechnen.

55

[0090] Vorteilhafterweise erfasst die Pendeldämpfungseinrichtung 340 mittels der Strukturdynamik-Sensorik 344 solche elastischen Verformungen und Bewegungen von Strukturbauteilen unter dynamischen Belastungen. Eine solche Sensorik 344 kann beispielsweise Verformungssensoren wie Dehnungsmessstreifen am Stahlbau des Krans, beispielsweise den Gitterfachwerken des Turms 201 oder des Auslegers 202 umfassen. Alternativ oder zusätzlich können Beschleunigungs- und/oder Geschwindigkeitssensoren und/oder Drehratensensoren vorgesehen sein, um bestimmte Bewegungen von Strukturbauteilen wie beispielsweise Nickbewegungen der Auslegerspitze oder rotatorische Dynamik-
 5 effekte am Ausleger 202 zu erfassen. Alternativ oder zusätzlich können solche Strukturdynamik-Sensoren auch am Turm 201, insbesondere an dessen oberem Abschnitt, an dem der Ausleger gelagert ist, vorgesehen sein, um die Dynamik des Turms 201 zu erfassen. Alternativ oder zusätzlich können auch den Antriebssträngen Bewegungs- und/oder Beschleunigungssensoren zugeordnet sein, um die Dynamik der Antriebsstränge erfassen zu können. Beispielsweise können den Umlenkrollen der Laufkatze 206 für das Hubseil und/oder Umlenkrollen für ein Abspannseil eines Wippauslegers Drehgeber zugeordnet sein, um die tatsächliche Seilgeschwindigkeit am relevanten Punkt erfassen zu können.

[0091] Wie Fig. 2 verdeutlicht, werden die Signale $y(t)$ der Strukturdynamik-Sensoren 344 und der Pendelsensorik 60 an den Reglerbaustein 341 zurückgeführt, sodass ein geschlossener Regelkreis realisiert wird. Der besagte Reglerbaustein 341 beeinflusst die Ansteuersignale $u(t)$ zum Ansteuern der Kranantriebe, insbesondere des Drehwerks, des Hubwerks und des Laufkatzantriebs in Abhängigkeit der rückgespeisten Strukturdynamik- und Pendelsensoriksignale.

[0092] Wie Fig. 2 zeigt, besitzt die Reglerstruktur ferner eine Filtereinrichtung bzw. einen Beobachter 345, der die rückgeführten Sensorsignale bzw. die Kranreaktionen beobachtet, die sich bei bestimmten Stellgrößen der Antriebsregler einstellen und unter Berücksichtigung vorbestimmter Gesetzmäßigkeiten eines Dynamikmodells des Krans, das grundsätzlich verschieden beschaffen sein kann und durch Analyse und Simulation des Stahlbaus gewonnen werden kann, anhand der beobachteten Kranreaktionen die Stellgrößen des Reglers beeinflusst.

[0093] Eine solche Filter- bzw. Beobachtereinrichtung 345b kann insbesondere in Form eines sogenannten Kalmanfilters 346 ausgebildet sein, dem als Eingangsgröße die Stellgrößen $u(t)$ der Antriebsregler 347 des Krans und die rückgeführten Sensorsignale $y(t)$, d.h. die erfassten Kranbewegungen, insbesondere der Seilzugwinkel φ gegenüber der Vertikalen 62 und/oder dessen zeitliche Änderung bzw. die Winkelgeschwindigkeit des genannten Schrägzugs, sowie die strukturdynamischen Verwindungen des Auslegers 202 und des Turms 201 zugeführt werden und der aus diesen Eingangsgrößen anhand von Kalman-Gleichungen, die das Dynamiksystem der Kranstruktur, insbesondere dessen Stahlbauteile und Antriebsstränge, modellieren, die Stellgrößen der Antriebsregler 347 entsprechend beeinflusst, um die gewünschte pendeldämpfende Wirkung zu erzielen.

[0094] Mithilfe einer solchen closed-loop-Regelung können insbesondere Verformungen und Schwingungsformen des Turmdrehkrans unter Last gedämpft bzw. von Anfang an vermieden werden, wie sie in Fig. 3 beispielhaft gezeigt sind, wobei dort die Teilansicht a.) zunächst schematisch eine Nickverformung des Turmdrehkrans unter Last infolge eines Durchbiegens des Turms 201 mit dem damit einhergehenden Absenken des Auslegers 202 und einen damit verknüpften Schrägzug des Hubseils zeigt.

[0095] Ferner zeigen die Teilansichten b.) und c.) der Fig. 3 beispielhaft in schematischer Weise eine Querverformung des Turmdrehkrans in perspektivischer Darstellung sowie in Draufsicht von oben mit den dabei auftretenden Verformungen des Turms 201 und des Auslegers 202.

[0096] Schließlich zeigt die Fig. 3 in ihren Teilansichten d.) und e.) einen mit solchen Querverformungen verknüpften Schrägzug des Hubseils.

[0097] Wie Fig. 2 ferner zeigt, ist die Reglerstruktur in Form einer Zwei-Freiheitsgrade-Regelung ausgebildet und umfasst neben der genannten "closed-loop"-Regelung mit Rückführung der Pendelsensorik- und Strukturdynamik-Sensorsignale eine Vorsteuerung bzw. feed-forward-Steuerstufe 350, die durch ein möglichst gutes Führungsverhalten versucht, im Idealfalls gar keine Regelfehler auftreten zu lassen.

[0098] Die genannte Vorsteuerung 350 ist vorteilhafterweise flachheitsbasiert ausgebildet und nach der sogenannte differentiellen Flachheitsmethode bestimmt, wie eingangs schon erwähnt.

[0099] Da die Auslenkungen der Strukturbewegungen und auch der Pendelbewegungen im Vergleich zu den angetriebenen Kranbewegungen, die den Soll-Verfahrweg darstellen, sehr klein sind, werden für die Bestimmung der Vorsteuerungssignale $u_d(t)$ und $x_d(t)$ die Strukturdynamiksignale und Pendelbewegungssignale vernachlässigt, das heißt die Signale $y(t)$ der Pendel- und Strukturdynamiksensoriken 60 bzw. 344 werden dem Vorsteuermodul 350 nicht rückgeführt.

[0100] Wie Fig. 2 zeigt, werden dem Vorsteuermodul 350 Sollwerte für das Lastaufnahmemittel 208 zugeführt, wobei diese Sollwerte Positionsangaben und/oder Geschwindigkeitsangaben und/oder Bahnparameter für die genannten Lastaufnahmemittel 208 sein können und die gewünschte Verfahrbewegung definieren.

[0101] Insbesondere können die Sollwerte für die gewünschte Lastposition und deren zeitliche Ableitungen vorteilhafterweise einem Trajektorien-Planungsmodul 351 und/oder einem Sollwertfilter 352 zugeführt werden, mittels derer bzw. mittels dessen ein Sollverlauf für die Lastposition und deren erste vier Zeitableitungen bestimmt werden kann, woraus in dem Vorsteuermodul 350 über algebraische Gleichungen der exakte Verlauf der notwendigen Stellsignale $u_d(t)$ zum Ansteuern der Antriebe sowie der exakte Verlauf $u_d(t)$ der entsprechenden Systemzustände berechnet werden

können.

[0102] Um durch die Vorsteuerung keine Strukturbewegungen anzuregen, kann vorteilhafterweise eine Kerbfiltereinrichtung 353 dem Vorsteuermodul 350 vorgeschaltet sein, um die dem Vorsteuermodul 350 zugeführten Eingangsgrößen entsprechend zu filtern, wobei eine solche Kerbfiltereinrichtung 353 insbesondere zwischen dem genannten Trajektorien-Planungsmodul 351 bzw. dem Sollwertfiltermodul 352 einerseits und dem Vorsteuermodul 350 andererseits vorgesehen sein kann. Die genannte Kerbfiltereinrichtung 353 kann insbesondere dazu ausgebildet sein, aus den der Vorsteuerung zugeführten Sollwertsignale die angeregten Eigenfrequenzen der Strukturmechanik zu eliminieren.

[0103] Um eine Schwingungsdynamik zu reduzieren bzw. gar nicht erst entstehen zu lassen, kann die Pendeldämpfungseinrichtung 340 dazu ausgebildet sein, das Drehwerk und das Katzfahrwerk und ggf. auch das Hubwerk so zu korrigieren, dass das Seil möglichst immer im senkrechten Lot zur Last steht, auch wenn sich der Kran durch das zunehmende Lastmoment immer mehr nach vorne neigt.

[0104] Beispielsweise kann beim Anheben einer Last vom Boden die Nickbewegung des Krans infolge seiner Verformung unter der Last berücksichtigt und das Katzfahrwerk unter Berücksichtigung der erfassten Lastposition so nachgefahren bzw. unter vorausschauender Abschätzung der Nickverformung so positioniert werden, dass das Hubseil bei der sich ergebenden Kranverformung im senkrechten Lot über der Last steht. Die größte statische Verformung tritt dabei an dem Punkt auf, an dem die Last den Boden verlässt. In entsprechender Weise kann alternativ oder zusätzlich auch das Drehwerk unter Berücksichtigung der erfassten Lastposition so nachgefahren und/oder unter vorausschauender Abschätzung einer Querverformung so positioniert werden, dass das Hubseil bei der sich ergebenden Kranverformung im senkrechten Lot über der Last steht.

[0105] Das der pendeldämpfenden Regelung zugrundeliegende Modell kann grundsätzlich verschieden beschaffen sein.

[0106] Für die regelungsorientierte mechanische Modellierung von elastischen Drehkränen ist dabei die entkoppelte Betrachtung der Dynamik in Schwenkrichtung sowie innerhalb der Turm-Ausleger Ebene nützlich. Die Schwenkdynamik wird durch den Drehwerksantrieb angeregt und geregelt, während die Dynamik in der Turm-Ausleger-Ebene durch den Katzwerks- und den Hubwerks-Antrieb angeregt und geregelt wird. Die Last pendelt in zwei Richtungen - einerseits quer zum Ausleger (Schwenkrichtung), andererseits in Ausleger-Längsrichtung (radial). Die vertikale Last-Bewegung entspricht aufgrund der geringen Hubseil-Elastizität weitgehend der vertikalen Auslegerbewegung, die bei Turmdrehkränen klein im Vergleich zu den Last-Auslenkungen aufgrund der Pendelbewegung ist.

[0107] Für eine Stabilisierung der Lastpendelbewegung müssen insbesondere die Anteile der Systemdynamik berücksichtigt werden, die durch das Drehwerk und durch das Katzwerk angeregt werden. Diese werden als Schwenk- bzw. Radialdynamik bezeichnet. Solange die Pendelwinkel nicht null sind, können sowohl Schwenk- als auch Radialdynamik zusätzlich durch das Hubwerk beeinflusst werden. Für einen Regelungsentwurf ist dies jedoch vernachlässigbar, insbesondere für die Schwenkdynamik.

[0108] Die Schwenkdynamik umfasst insbesondere Stahlstruktur-Bewegungen wie Turmtorsion, Auslegerquerbiegung um die vertikale Achse und die Turmbiegung quer zur Auslegerlängsrichtung, sowie die Pendeldynamik quer zum Ausleger und die Drehwerk-Antriebsdynamik. Die Radialdynamik umfasst die Turmbiegung in Auslegerrichtung, die Pendeldynamik in Auslegerrichtung und je nach Betrachtungsweise auch die Auslegerbiegung in vertikaler Richtung. Zudem wird der Radialdynamik auch die Antriebsdynamik des Katzwerks sowie ggfs. des Hubwerks zugerechnet.

[0109] Für die Regelung wird vorteilhafterweise ein lineares Entwurfsverfahren angestrebt, das auf der Linearisierung der nichtlinearen mechanischen Modellgleichungen um eine Ruhelage basiert. Durch eine solche Linearisierung fallen alle Kopplungen zwischen Schwenk- und Radialdynamik weg. Das bedeutet auch, dass für den Entwurf einer linearen Regelung auch dann keine Verkopplungen berücksichtigt werden, wenn das Modell zunächst gekoppelt hergeleitet wurde. Beide Richtungen von können vornherein als entkoppelt betrachtet werden, da dies die mechanische Modellbildung deutlich vereinfacht. Zudem wird so für die Schwenkdynamik ein übersichtliches Modell in kompakter Form erzielt, das sich schnell auswerten lässt, wodurch einerseits Rechenleistung eingespart und andererseits der Entwicklungsprozess des Regelungsentwurfes beschleunigt wird.

[0110] Um die Schwenkdynamik als ein kompaktes, übersichtliches und genaues dynamisches Systemmodell herzu-leiten, kann der Ausleger als ein Euler-Bernoulli Balken und damit zunächst als ein System mit verteilter Masse (verteiltparametrisches System) betrachtet werden. Ferner kann zudem die Rückwirkung der Hubdynamik auf die Schwenkdynamik vernachlässigt werden, was für kleine Pendelwinkel aufgrund des verschwindenden horizontalen Kraftanteils eine gerechtfertigte Annahme ist. Wenn große Pendelwinkel auftreten, kann die Wirkung des Windwerks auf die Schwenkdynamik als Störgröße mit berücksichtigt werden.

[0111] Der Ausleger wird als Balken in einem bewegten Referenzsystem modelliert, das durch den Drehwerksantrieb mit der Drehrate $\dot{\gamma}$ rotiert, wie in Fig. 4 gezeigt.

[0112] Damit wirken drei Scheinbeschleunigungen innerhalb des Referenzsystems, die als Coriolis, Zentrifugal- und Euler-Beschleunigung bekannt sind. Da das Referenzsystem um einen festen Punkt rotiert, ergibt sich für jeden Punkt

$$r' = \begin{bmatrix} r_{x'} & r_{y'} & r_{z'} \end{bmatrix} \quad (1)$$

innerhalb des Referenzsystems die Scheinbeschleunigung a' zu

$$a' = \underbrace{2 \omega \times v'}_{\text{Coriolis}} - \underbrace{\dot{\omega} \times r'}_{\text{Euler}} - \underbrace{\omega \times (\omega \times r')}_{\text{Zentrifugal}} \quad (2)$$

wobei \times das Kreuzprodukt darstellt,

$$\omega = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dot{\gamma} \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

den Rotationsvektor und v' den Geschwindigkeitsvektor des Punktes relativ zum rotierenden Referenzsystem.

[0113] Von den drei Scheinbeschleunigungen stellt nur die Coriolisbeschleunigung eine bidirektionale Verkopplung zwischen Schwenk- und Radialdynamik dar. Diese ist proportional zur Drehgeschwindigkeit des Referenzsystems sowie zur relativen Geschwindigkeit. Typische maximale Drehraten eines Turmdrehkrans liegen im Bereich von ca.

$$\gamma_{MAX} \approx 0.1 \frac{rad}{s}$$

weshalb die Coriolisbeschleunigung typischerweise kleine Werte annimmt im Vergleich zu den angetriebenen Beschleunigungen des Turmdrehkrans. Während der Stabilisierung der Lastpendelbewegung an einer festen Position ist die Drehrate sehr klein, während großer Führungsbewegungen kann die Coriolisbeschleunigung durch eine Vorsteuerung vorgeplant und explizit berücksichtigt werden. In beiden Fällen führt daher die Vernachlässigung der Coriolisbeschleunigung nur zu geringen Approximationsfehlern, weshalb sie im Folgenden vernachlässigt wird.

[0114] Die Zentrifugalbeschleunigung wirkt in Abhängigkeit der Drehrate nur auf die Radialdynamik und kann für diese als Störgröße berücksichtigt werden. Auf die Schwenkdynamik wirkt sie sich aufgrund der langsamen Drehraten kaum aus und kann daher vernachlässigt werden. Wichtig ist allerdings die lineare Euler Beschleunigung, die in tangentialer Richtung wirkt und daher bei der Betrachtung der Schwenkdynamik eine zentrale Rolle spielt.

[0115] Aufgrund der kleinen Querschnittsfläche des Auslegers und kleinen Schubverformungen kann der Ausleger als Euler-Bernoulli Balken betrachtet werden. Damit wird die rotatorische kinetische Energie der Balkendrehung um die vertikale Achse vernachlässigt. Es wird angenommen, dass die mechanischen Parameter wie Massebeläge und Flächenträgheitsmomente der Euler-Bernoulli Näherung der Ausleger-Elemente bekannt sind und zur Berechnung verwendet werden können.

[0116] Abspannungen zwischen dem A-Bock und dem Ausleger wirken sich kaum auf die Schwenkdynamik aus und werden daher nicht modelliert. Verformungen des Auslegers in Längsrichtung sind ebenfalls so gering, dass sie vernachlässigt werden können. Damit lässt sich die ungedämpfte Dynamik des Auslegers im rotierenden Referenzsystem durch die bekannte partielle Differentialgleichung

$$\mu(x)\ddot{w}(x,t) + (EI(x)w''(x,t)) = \tilde{q}(x,t) \quad (4)$$

für die Ausleger-Auslenkung $w(x,t)$ an der Stelle x zur Zeit t angeben. Dabei ist $\mu(x)$ der Massebelag, $I(x)$ das Flächenträgheitsmoment an der Stelle x , E der Elastizitätsmodul und $\tilde{q}(x,t)$ die einwirkende verteilte Kraft auf den Ausleger. Der

Nullpunkt der Ortskoordinate x liegt für diese Herleitung am Ende des Gegenauslegers. Die Schreibweise $(\cdot)' = \frac{\partial(\cdot)}{\partial x}$ beschreibt dabei die örtliche Differentiation. Dämpfungsparameter werden an späterer Stelle eingeführt.

[0117] Um eine Beschreibung der Auslegerdynamik im Inertialsystem zu erhalten wird die Eulerkraft aus der verteilten Kraft ausgegliedert, was auf die partielle Differentialgleichung

$$\mu(x)(x - l_{cj})\ddot{\gamma} + \mu(x)\ddot{w}(x,t) + E(I(x)w''(x,t))' = q(x,t) \quad (5)$$

führt. Dabei ist l_{cj} die Länge des Gegenauslegers und $q(x,t)$ die tatsächliche verteilte Kraft auf den Ausleger ohne die Eulerkraft. Beide Balkenenden sind frei und nicht eingespannt. Daher gelten die Randbedingungen

$$w''(0,t) = 0, \quad w''(L,t) = 0 \quad (6)$$

$$w'''(0,t) = 0 \quad w'''(L,t) = 0 \quad (7)$$

mit der Gesamtlänge L von Ausleger und Gegenausleger.

[0118] Eine Skizze des Auslegers ist in Fig. 5 dargestellt. Die Federsteifigkeiten c_t und c_b repräsentieren die Torsionssteifigkeit bzw. Biegesteifigkeit des Turms und werden im Folgenden erläutert.

[0119] Für die Modellierung der Schwenkdynamik wird vorteilhafterweise die Turmtorsion und Turmbiegung quer zur Auslegerrichtung berücksichtigt. Der Turm kann aufgrund seiner Geometrie zunächst als homogener Euler-Bernoulli-Balken angenommen werden. Zugunsten einer einfacheren Modellierung wird der Turm an dieser Stelle durch ein Starrkörper-Ersatzmodell dargestellt. Es wird nur eine Eigenmode für die Turmbiegung und eine für die Turmtorsion berücksichtigt. Da im Wesentlichen nur die Bewegung an der Turmspitze für die Schwenkdynamik relevant ist, kann die Turmdynamik durch jeweils ein Feder-Masse-System mit übereinstimmender Eigenfrequenz als Ersatzsystem für Biegung bzw. Torsion verwendet werden. Für den Fall einer höheren Elastizität des Turmes lassen sich die Feder-Masse-Systeme an dieser Stelle leichter um weitere Eigenmoden ergänzen, indem entsprechend viele Massen und Federn hinzugefügt werden, vgl. Fig. 6.

[0120] Die Parameter Federsteifigkeit c_b und Masse m_T werden so gewählt, dass die Auslenkung an der Spitze sowie die Eigenfrequenz mit der des Euler-Bernoulli-Balkens übereinstimmen, welcher die Turmdynamik repräsentiert. Sind für den Turm das konstante Flächenträgheitsmoment I_T , die Turmhöhe l_T und der Massebelag μ_T bekannt, so lassen sich die Parameter aus der statischen Auslenkung am Balkenende

$$y_0 = \frac{Fl_T^3}{3EI_T} \quad (8)$$

und der ersten Eigenfrequenz

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{12.362 EI_T}{\mu_T l_T^4}} \quad (9)$$

eines homogenen Euler-Bernoulli Balkens analytisch zu

$$c_b = \frac{F}{y_0} = \frac{3EI_T}{l_T^3}, \quad m_T = \frac{c_b}{\omega_1^2} = \frac{3\mu_T l_T}{12.362}. \quad (10)$$

berechnen.

[0121] Für die Turmtorsion lässt sich analog ein Starrkörper Ersatzmodell mit der Trägheit J_T und der Torsionsfedersteifigkeit c_t herleiten wie in Abb. 5 gezeigt.

[0122] Sind für den Turm das polare Flächenträgheitsmoment I_p , das Torsionsträgheitsmoment J_T (welches für Kreisringquerschnitte dem polaren Flächenträgheitsmoment entspricht), die Massendichte ρ und der Schubmodul G bekannt, so lassen sich die Parameter des Ersatzmodells zu

$$c_t = \frac{GJ_T, T}{l_T}, \quad J_T = 0.405 \rho I_p l_T \quad (11)$$

bestimmen, um eine übereinstimmende erste Eigenfrequenz zu erzielen.

[0123] Um sowohl die Ersatzmasse m_T als auch die Ersatzträgheit J_T in Form eines additiven Massebelags des Auslegers zu berücksichtigen, kann die Approximation der Trägheit für schlanke Objekte verwendet werden, aus der folgt, dass ein schlankes Balkensegment der Länge

$$b = \sqrt{\frac{12 J_T}{m_T}} \quad (12)$$

die Masse m_T und bezüglich seines Schwerpunkts die Trägheit J_T besitzt. D.h. der Massebelag des Auslegers $\mu(x)$

wird an der Stelle der Turmeinspannung über eine Länge von b um den konstanten Wert $\frac{m_T}{b}$ erhöht.

[0124] Da die Dimensionen und Trägheitsmomente der Nutzlasten eines Turmdrehkrans in der Regel unbekannt sind, kann die Nutzlast weiterhin als konzentrierter Massenpunkt modelliert werden. Die Seilmasse kann vernachlässigt werden. Im Gegensatz zum Ausleger wird die Nutzlast etwas stärker durch Euler, Coriolis und Zentrifugalkräfte beeinflusst. Die Zentrifugalbeschleunigung wirkt nur in Auslegerrichtung, ist also an dieser Stelle nicht relevant, die Coriolisbeschleunigung ergibt sich mit dem Abstand x_L der Last zum Turm zu

$$a_{\text{Coriolis},y} = 2\dot{\gamma}\dot{x}_L. \quad (13)$$

[0125] Aufgrund der geringen Ausleger-Drehraten kann die Coriolisbeschleunigung auf die Last vernachlässigt werden, insbesondere wenn die Last positioniert werden soll. Um bei Bedarf eine Störgrößenaufschaltung realisieren zu können wird sie jedoch noch für einige Schritte mitgeführt.

[0126] Für die Herleitung der Pendeldynamik wird diese auf eine Tangentialebene projiziert, die orthogonal zum Ausleger orientiert ist und die Position der Laufkatze schneidet.

[0127] Die Eulerbeschleunigung ergibt sich zu

$$a_{\text{Euler},L} = \dot{\gamma}x_L. \quad (14)$$

[0128] Aufgrund der in der Regel kleinen Pendelwinkel gilt die Näherung

$$x_L/x_{tr} \approx 1 \quad (15)$$

aus der die Approximation

$$a_{\text{Euler},L} = a_{\text{Euler}} \quad (16)$$

folgt, dass die Euler-Beschleunigung aufgrund der Drehung des Referenzsystems in etwa gleiche Weise auf Last und Laufkatze wirkt.

[0129] Die Beschleunigung auf die Last sind in Fig. 7 dargestellt.

[0130] Dabei ist

$$s(t) = x_{tr}\gamma(t) + w(x_{tr}, t). \quad (17)$$

die y -Position der Laufkatze in der Tangentialebene. Die Position der Laufkatze auf dem Ausleger x_{tr} wird aufgrund der Entkopplung von Radial- und Schwenkdynamik hier als konstanter Parameter approximiert.

[0131] Die Pendeldynamik lässt sich leicht über den Lagrange Formalismus herleiten. Dazu wird zunächst die potentielle Energie

$$U = -m_L l(t) g \cos(\phi(t)) \quad (18)$$

mit der Lastmasse m_L , der Erdbeschleunigung g und der Seillänge $l(t)$ aufgestellt sowie die kinetische Energie

$$T = \frac{1}{2} m_L \dot{\mathbf{r}}^T \dot{\mathbf{r}}, \quad (19)$$

5 wobei

$$\mathbf{r}(t) = \begin{bmatrix} s(t) + l(t) \sin(\phi(t)) \\ -l(t) \cos(\phi(t)) \end{bmatrix}. \quad (20)$$

10

die y-Position der Last in der Tangentialebene. Mit der Lagrange Funktion

$$L = T - U \quad (21)$$

15

und den Lagrange'schen Gleichungen der 2. Art

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} - \frac{\partial L}{\partial \phi} = Q \quad (22)$$

20

mit der nicht-konservativen Corioliskraft

25

$$Q = \begin{bmatrix} m_L a_{Coriolis,y} \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \phi} = m_L l a_{Coriolis,y} \cos(\phi) \quad (23)$$

30 folgt die Pendeldynamik in Schwenkrichtung als

$$2\dot{\phi} \dot{l} + (\ddot{s} - a_{Coriolis,y}) \cos \phi + g \sin \phi + \ddot{\phi} l = 0. \quad (24)$$

35 **[0132]** Linearisiert um $\phi = 0, \dot{\phi} = 0$ folgt daraus unter Vernachlässigung der Seillängenänderung $\dot{l} \approx 0$ und der Coriolisbeschleunigung $a_{Coriolis,y} \approx 0$ die vereinfachte Pendeldynamik

40

$$\ddot{\phi} = \frac{-\ddot{s} - g \phi}{l} = \frac{-x_{tr} \ddot{\gamma} - \ddot{w}(x_{tr}, t) - g \phi}{l}. \quad (25)$$

[0133] Um die Rückwirkung der Pendeldynamik auf die Strukturmechanik von Ausleger und Turm zu beschreiben, muss die Seilkraft $F_{R,h}$ bestimmt werden. Am einfachsten wird diese dazu durch ihren Hauptanteil durch die Erdbeschleunigung zu

45

$$F_{R,h} = m_L g \cos(\phi) \sin(\phi), \quad (26)$$

approximiert. Ihr horizontaler Anteil in y-Richtung ergibt sich damit zu

50

$$F_{R,h} = m_L g \cos(\phi) \sin(\phi), \quad (27)$$

bzw. linearisiert um $\phi = 0$ zu

55

$$F_{R,h} = m_L g \phi. \quad (28)$$

[0134] Das verteiltparametrische Modell (5) der Auslegerdynamik beschreibt unendlich viele Eigenmoden des Auslegers und ist in der Form noch nicht für einen Regelungsentwurf geeignet. Da für Beobachter und Regelung nur wenige der niederfrequentesten Eigenmoden relevant sind, bietet sich eine Modaltransformation mit anschließender modaler Ordnungsreduktion auf diese wenigen Eigenmoden an. Eine analytische Modaltransformation der Gleichung (5) ist jedoch eher schwierig. Stattdessen bietet es sich an, Gleichung (5) zunächst mittels finiten Differenzen oder der finite Elemente Methode örtlich zu diskretisieren und somit eine gewöhnliche Differentialgleichung zu erhalten.

[0135] Bei einer Diskretisierung mittels der finiten Differenzen wird der Balken auf N äquidistant verteilte Massepunkte an den Auslegerpositionen

$$x_i, \quad i \in [1 \dots N] \tag{29}$$

aufgeteilt. Die Balkenauslenkung an jeder dieser Positionen wird als

$$w_i = w(x_i, t) \tag{30}$$

notiert. Die örtlichen Ableitungen werden mit dem zentralen Differenzenquotient

$$w'_i \approx \frac{-w_{i-1} + w_{i+1}}{2\Delta_x} \tag{31}$$

$$w''_i \approx \frac{w_{i-1} - 2w_i + w_{i+1}}{\Delta_x^2} \tag{32}$$

approximiert, wobei $\Delta_x = x_{i+1} - x_i$ den Abstand der diskreten Massepunkte und w'_i die örtliche Ableitung $w'(x_i, t)$ beschreiben.

[0136] Für die Diskretisierung von $w''(x)$ müssen die Randbedingungen (6)-(7)

$$w_{i-1} - 2w_i + w_{i+1} = 0, \quad i \in \{1, N\} \tag{33}$$

$$-w_{i-2} + 2w_{i-1} - 2w_{i+1} + w_{i+2} = 0, \quad i \in \{1, N\} \tag{34}$$

nach w_{-1}, w_{-2}, w_{N+1} und w_{N+2} aufgelöst werden. Die Diskretisierung des Terms $(I(x)w'')$ in Gleichung (5) ergibt sich zu

$$(I(x)w'') \approx \frac{\eta_{i-1} - 2\eta_i + \eta_{i+1}}{\Delta_x^2} \tag{35}$$

mit

$$\eta_i = I(x_i)w''_i. \tag{36}$$

[0137] Durch die Wahl der zentralen Differenzen Approximation hängt Gleichung (35) an den Rändern von den Werten η_{-1} , und η_{N+1} ab, welche in der Praxis durch die Werte η_1 , und η_N ersetzt werden können.

[0138] Für das weitere Vorgehen bietet sich eine Vektorschreibweise (fett gedruckt) an. Der Vektor der Ausleger Auslenkungen wird als

$$\vec{w} = [w_1 \quad \dots \quad w_N]^T \tag{37}$$

bezeichnet, womit die Diskretisierung des Terms $(I(x)w'')$ in Vektorschreibweise als

$$K_0 \vec{w} \quad (38)$$

mit der Steifigkeitsmatrix

$$K_0 = \begin{pmatrix} I_1 + I_2 & -2I_1 - 2I_2 & I_1 + I_2 & 0 & 0 \\ -2I_2 & 4I_2 + I_3 & -2I_2 - 2I_3 & I_3 & 0 \\ I_2 & -2I_2 - 2I_3 & I_2 + 4I_3 + I_4 & -2I_3 - 2I_4 & I_4 \\ & & \ddots & & \\ 0 & I_{N-2} & -2I_{N-2} - 2I_{N-1} & I_{N-2} + 4I_{N-1} & -2I_{N-1} \\ 0 & 0 & I_{N-1} + I_N & -2I_{N-1} - 2I_N & I_{N-1} + I_N \end{pmatrix}$$

ausgedrückt werden kann.

[0139] Ebenso wird die Massenmatrix des Massebelags (Einheit kgm) als Diagonalmatrix

$$M_0 = \text{diag}([\mu(x_1) \quad \dots \quad \mu(x_N)]) \quad (39)$$

definiert, mit dem Vektor

$$\vec{x}_T = [(x_1 - l_{c1}) \quad \dots \quad (x_N - l_{cN})]^T \quad (40)$$

welcher für jeden Knoten den Abstand zum Turm beschreibt.

[0140] Für die verteilte einwirkende Kraft wird der Vektor

$$\vec{q} = [q_1 \quad \dots \quad q_N] \quad (41)$$

mit den Einträgen $q_i = q(x_i)$ definiert, so dass die Diskretisierung der partiellen Balkendifferentialgleichung (5) in diskretisierter Form als

$$M_0 \ddot{\vec{w}} + \frac{E}{\Delta_x^4} K_0 = \vec{q} - M \vec{x}_T \ddot{y}. \quad (42)$$

angegeben werden kann.

[0141] Nun soll das dynamische Zusammenwirken von Stahlstruktur-Bewegung und Pendeldynamik beschrieben werden.

[0142] Hierzu werden zunächst die zusätzlichen Punktmassen auf dem Ausleger, nämlich die Gegenballastmasse $m_{c'}$, die Ersatzmasse für den Turm m_T sowie die Katzmasse m_{tr} der verteilten Massenmatrix

$$M_1 = M_0 + \text{diag}\left(\left[\frac{m_{c'}}{\Delta_x} \quad \dots \quad \frac{m_T}{b} \quad \dots \quad \frac{m_T}{b} \quad \dots \quad \frac{m_{tr}}{\Delta_x} \quad 0\right]\right) \quad (43)$$

hinzugefügt.

[0143] Zudem können die Kräfte und Momente beschrieben werden, mit denen Turm und Last auf den Ausleger wirken. Die Kraft aufgrund der Turmbiegung ist über das Ersatzmodell durch

$$q_T \Delta_x = -c_b w(x_T). \quad (44)$$

mit $q_T = q(l_{cj})$ gegeben. Für die Bestimmung des Moments durch die Turmtorsion wird zunächst die Verdrehung des Ausleger-Balkens an der Einspannungsstelle,

$$\psi = w'_T = \frac{-w_{T-1} + w_{T+1}}{2\Delta_x} \quad (45)$$

benötigt, aus der sich dann das Torsionsmoment

$$\tau = -c_T \frac{-w_T - 1 + w_T + 1}{2\Delta_x} \quad (46)$$

ergibt, das beispielsweise durch zwei gleich weit vom Turm entfernt angreifende (Hebelarm), gleichgroße Kräfte approximiert werden kann. Der Wert dieser beiden Kräfte ist

$$F_\tau = \frac{\tau}{2\Delta_x}, \quad (47)$$

wenn Δ_x jeweils der Hebelarm ist. Dadurch kann das Moment durch den Vektor \vec{q} der Kräfte auf den Ausleger beschrieben werden. Dazu müssen nur die beiden Einträge

$$q_{T-1}\Delta_x = -F_\tau, \quad q_{T+1}\Delta_x = F_\tau, \quad (48)$$

gesetzt werden.

[0144] Durch die horizontale Seilkraft (28) ergibt sich der Eintrag

$$q_{ir}\Delta_x = m_L g \phi \quad (49)$$

in \vec{q} .

[0145] Da somit nun alle Kräfte von ϕ oder \vec{w} abhängen, kann die Verkopplung aus Struktur- und Pendeldynamik in Matrixschreibweise geschrieben werden als

$$\underbrace{\begin{bmatrix} M_0 & 0 \\ x_{ir}^T & l \end{bmatrix}}_M \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\vec{w}} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix}}_{\ddot{\vec{x}}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \left(\frac{E}{\Delta_x^4} K_0 + K_1 \right) & F_{ir} \\ 0 & g \end{bmatrix}}_K \underbrace{\begin{bmatrix} \vec{w} \\ \phi \end{bmatrix}}_{\vec{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -MX_T \\ -x_{ir} \end{bmatrix}}_B \ddot{y} \quad (50)$$

mit

$$K_1 = \frac{1}{4\Delta_x^3} \begin{bmatrix} \dots & & & & \\ & c_T & 0 & -c_T & \\ & 0 & 4\Delta_x^2 c_b & 0 & \\ & -c_T & 0 & c_T & \\ & & & & \dots \end{bmatrix}, \quad (51)$$

$$F_{ir} = \frac{1}{\Delta_x} [0 \quad \dots \quad -m_L g \quad \dots \quad 0]^T \quad (52)$$

und

$$x_{tr} = [0 \quad \dots \quad 1 \quad \dots \quad 0]^T \quad \text{sodass} \quad \ddot{w}(x_{tr}, t) = x_{tr}^T \ddot{\dot{w}}. \quad (53)$$

[0146] An dieser Stelle sei angemerkt, dass die drei Parameter Position der Laufkatze auf dem Ausleger x_{tr} , Hubseillänge l und Lastmasse m_l im laufenden Betrieb variieren. Daher handelt es sich bei (50) um eine lineare parametervariante Differentialgleichung, deren konkrete Ausprägung erst zur Laufzeit insbesondere online ermittelt werden kann. Beim späteren Beobachter- und Regelungsentwurf muss dies beachtet werden.

[0147] Die Anzahl der Diskretisierungspunkte N sollte groß genug gewählt werden, um eine präzise Beschreibung der Balkenverformung und -Dynamik zu gewährleisten. Damit wird (50) zu einem großen Differentialgleichungs-System. Für die Regelung bietet sich jedoch eine modale Ordnungsreduktion an, um die Vielzahl der Systemzustände auf eine niedrigere Anzahl zu reduzieren.

[0148] Die modale Ordnungsreduktion ist eines der am häufigsten verwendeten Reduktionsverfahren. Die Grundidee besteht darin, zunächst eine Modaltransformation durchzuführen, also die Dynamik des Systems auf Basis der Eigenmoden (Formen) und der Eigenfrequenzen anzugeben. Anschließend werden dann nur die relevanten Eigenmoden (in der Regel die niederfrequentesten) ausgewählt und alle höherfrequenten Moden vernachlässigt. Die Anzahl der berücksichtigten Eigenmoden wird im Folgenden mit ξ bezeichnet.

[0149] Zunächst müssen die Eigenvektoren \vec{v}_i , mit $i \in [1, N+1]$ berechnet werden, welche zusammen mit den entsprechenden Eigenfrequenzen ω_i , das Eigenwertproblem

$$K \vec{v}_i = \omega_i^2 M \vec{v}_i \quad (54)$$

erfüllen. Diese Berechnung lässt sich über bekannte Standardverfahren leicht lösen. Die Eigenvektoren werden daraufhin mit steigender Eigenfrequenz sortiert in die Modalmatrix

$$V = [\vec{v}_1 \quad \vec{v}_2 \quad \dots] \quad (55)$$

geschrieben. Die Modaltransformation lässt sich dann durchführen über die Berechnung

$$\ddot{z} + \underbrace{V^{-1}M^{-1}KV}_K z = \underbrace{V^{-1}M^{-1}B}_\hat{B} \ddot{y} \quad (56)$$

wobei der neue Zustandsvektor $\vec{z}(t) = V^{-1} \vec{x}(t)$ die Amplituden der Eigenmoden enthält. Da die modal transformierte Steifigkeitsmatrix \hat{K} eine Diagonalform aufweist, lässt sich das modal reduzierte System einfach durch Beschränkung auf die ersten ξ Spalten und Zeilen dieses Systems als

$$\ddot{z}_r + \hat{D}_r \dot{z}_r + \hat{K}_r z_r = \hat{B}_r \ddot{y}. \quad (57)$$

erhalten, wobei der Zustandsvektor \vec{z}_r nun nur noch die wenigen ξ Modalamplituden beschreibt. Durch experimentelle Identifikation lassen sich zudem die Einträge der diagonalen Dämpfungsmatrix \hat{D}_r ermitteln.

[0150] Drei der wichtigsten Eigenmoden sind in Fig. 8 dargestellt. Die oberste beschreibt die langsamste Eigenmode, die durch die Pendelbewegung der Last dominiert wird. Die zweite dargestellte Eigenmode weist eine deutliche Turmbiegung auf, während sich in der dritten der Ausleger deutlich biegt. Alle Eigenmoden, deren Eigenfrequenzen durch den Drehwerksantrieb angeregt werden können, sollten berücksichtigt bleiben.

[0151] Die Dynamik des Drehwerk-Antriebes wird vorteilhafterweise als ein PT1-Glied approximiert, das die Dynamik

$$\ddot{y} = \frac{u - \dot{y}}{T_\gamma} \quad (58)$$

mit der Zeitkonstanten T_γ aufweist. In Verbindung mit Gleichung (57) ergibt sich damit

$$\dot{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & I & 0 & 0 \\ -\hat{K}_r & -\hat{D}_r & 0 & \frac{-\hat{B}_r}{T_\gamma} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{T_\gamma} \end{bmatrix}}_A \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\hat{B}_r}{T_\gamma} \\ 0 \\ 1 \\ \frac{1}{T_\gamma} \end{bmatrix}}_B u \quad (59)$$

mit dem neuen Zustandsvektor $\vec{x} = [z_r, \dot{z}_r, \gamma, \dot{\gamma}]^T$ und dem Stellsignal u der Sollgeschwindigkeit des Drehwerks.

[0152] Für den Beobachter und die Regelung der Schwenkdynamik kann das System (59) um einen Ausgangsvektor \vec{y} zu

$$\dot{\vec{x}} = A \vec{x} + B u \quad (60)$$

$$\vec{y} = C \vec{x} \quad (61)$$

ergänzt werden, so dass das System beobachtbar ist, d.h. dass alle Zustände im Vektor \vec{x} durch die Ausgänge \vec{y} , sowie endlich viele Zeitableitungen der Ausgänge rekonstruierbar sind und damit zur Laufzeit geschätzt werden können.

[0153] Der Ausgangsvektor \vec{y} beschreibt dabei genau die Drehraten, Dehnungen oder Beschleunigungen, welche durch die Sensoren am Kran gemessen werden.

[0154] Auf Basis des Modells (61) lässt sich beispielsweise ein Beobachter 345, vgl. Fig. 2, in Form des Kalman Filters

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = A \hat{\mathbf{x}} + B \bar{u} + P C^T R^{-1} (\bar{y} - C \hat{\mathbf{x}}) \hat{\mathbf{x}}(0) = \hat{\mathbf{x}}_0 \quad (62)$$

entwerfen, wobei der Wert P aus der algebraischen Riccati Gleichung

$$0 = P A + P A^T + Q - P C^T R^{-1} C P \quad (63)$$

folgen kann, die sich mit Standardverfahren leicht lösen lässt. Q und R stellen die Kovarianzmatrizen des Prozess- und Messrauschens dar und dienen als Auslegungs-Parameter des Kalmanfilters.

[0155] Da die Gleichungen (60) und (61) ein parametervariantes System beschreiben, ist die Lösung P der Gleichung (63) immer nur für den entsprechenden Parametersatz $\{x_{tr}, l, m_L\}$ gültig. Die Standardverfahren zur Lösung algebraischer Riccati Gleichungen sind allerdings recht rechenintensiv. Um Gleichung (63) nicht zur Laufzeit auswerten zu müssen, kann die Lösung P für ein fein aufgelöstes Kennfeld in den Parametern x_{tr}, l, m_L offline vorberechnet werden. Zur Laufzeit (online) wird dann aus dem Kennfeld der Wert ausgewählt, dessen Parametersatz $\{x_{tr}, l, m_L\}$ den momentanen Parametern am nächsten liegt.

[0156] Da durch den Beobachter 345 alle Systemzustände \vec{x} geschätzt werden können, lässt sich die Regelung in Form einer Zustandsrückführung

$$u = K (\vec{x}_{ref} - \hat{\mathbf{x}}) \quad (64)$$

realisieren. Dabei enthält der Vektor \vec{x}_{ref} die Sollzustände, die in der Ruhelage typischerweise alle null sind (bis auf den Drehwinkel γ). Während dem Abfahren einer Bahn können die Werte ungleich null sein, sollten aber nicht zu weit von der Ruhelage abweichen, um die das Modell linearisiert wurde.

[0157] Hierzu eignet sich beispielsweise ein linear-quadratischer Ansatz, bei dem die Rückführungsverstärkung K so gewählt wird, dass das Gütefunktional

$$J = \int_{t=0}^{\infty} \mathbf{x}^T Q \mathbf{x} + \mathbf{u}^T R \mathbf{u} dt \quad (65)$$

5 optimiert wird. Für den linearen Regelungsentwurf ergibt sich die optimale Rückführungsverstärkung zu

$$K = R^{-1} B^T P, \quad (66)$$

10 wobei sich P analog zum Kaimanfilter über die algebraische Riccati-Gleichung

$$0 = PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q \quad (67)$$

15 bestimmen lässt.

[0158] Da auch die Verstärkung K in Gleichung (66) abhängig vom Parametersatz $\{x_{tr}, l, m_L\}$ ist, wird für diese analog zur Vorgehensweise für den Beobachter ein Kennfeld erzeugt. Im Kontext der Regelung ist dieser Ansatz unter dem Begriff "gain scheduling" bekannt.

20 **[0159]** Zur Anwendung der Regelung an einem Turmdrehkran, kann die Beobachterdynamik (62) auf einem Steuergerät zur Laufzeit simuliert werden. Dazu können einerseits die Stellsignale u der Antriebe, sowie andererseits die Messsignale \bar{y} der Sensoren verwendet werden. Die Stellsignale berechnen sich wiederum aus der Rückführungsverstärkung und dem geschätzten Zustandsvektor gemäß (62).

25 **[0160]** Da sich die Radialdynamik ebenfalls durch ein lineares Modell der Form (60)-(61) darstellen lässt, kann für die Regelung der Radialdynamik analog zur Schwenkdynamik vorgegangen werden. Beide Regelungen wirken am Kran dann unabhängig voneinander und stabilisieren die Pendeldynamik in radiale Richtung sowie quer zum Ausleger, jeweils unter Berücksichtigung der Antriebs- und Strukturdynamik.

30 **[0161]** Im Folgenden wird ein Ansatz zur Modellierung der Radialdynamik beschrieben. Dieser unterscheidet sich von dem zuvor beschriebenen Ansatz zur Modellierung der Schwenkdynamik dadurch, dass der Kran nun durch ein Ersatzsystem aus mehreren verkoppelten Starrkörpern beschrieben wird und nicht durch kontinuierliche Balken. Dabei kann der Turm in zwei Starrkörper aufgeteilt werden, wobei ein weiterer Starrkörper den Ausleger repräsentieren kann, vgl. Fig. 9.

35 **[0162]** Dabei beschreiben α_y und β_y die Winkel zwischen den Starrkörpern und ϕ_y den radialen Pendelwinkel der Last. Mit P werden die Positionen der Schwerpunkte beschrieben, wobei der Index c_J für den Gegenausleger, J für den Ausleger, tr für die Laufkatze (engl.: trolley) und T für den Turm (in diesem Fall den oberen Starrkörper des Turmes) steht. Die Positionen hängen dabei zumindest teilweise von den durch die Antriebe gestellten Größen x_{TR} und l ab. An den Gelenken zwischen den Starrkörpern befinden sich Federn mit den Federsteifigkeiten \tilde{c}_{α_y} , \tilde{c}_{β_y} sowie Dämpfer, deren viskose Reibung durch die Parameter d_{α_y} und d_{β_y} beschrieben wird.

40 **[0163]** Die Dynamik lässt sich über den bekannten Lagrange Formalismus herleiten. Dabei sind die drei Freiheitsgrade im Vektor

$$\bar{\mathbf{q}} = (\alpha_y, \beta_y, \phi_y)$$

45 zusammengefasst. Mit diesen lassen sich die translatorischen kinetischen Energien

$$T_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \left(m_T \|\dot{P}_T\|_2^2 + m_J \|\dot{P}_J\|_2^2 + m_{cJ} \|\dot{P}_{cJ}\|_2^2 + m_{tr} \|\dot{P}_{tr}\|_2^2 + m_L \|\dot{P}_L\|_2^2 \right)$$

50 sowie die potentiellen Energien aufgrund Gravitation und Federsteifigkeiten

$$T_{\text{pot}} = g(m_T P_{T,z} + m_J P_{J,z} + m_{cJ} P_{cJ,z} + m_{tr} P_{tr,z} + m_L P_{L,z}) + \frac{1}{2} (\tilde{c}_{\alpha_y} \alpha_y^2 + \tilde{c}_{\beta_y} \beta_y^2)$$

55 ausdrücken. Da die rotatorischen Energien im Vergleich zu den translatorischen vernachlässigbar klein sind, kann die Lagrange Funktion als

$$L = T_{\text{kin}} - T_{\text{pot}}$$

formuliert werden. Daraus ergeben sich die Euler-Lagrange Gleichungen

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i^*$$

mit den generalisierten Kräften Q_i^* , welche die Einflüsse der nicht-konservativen Kräfte, beispielsweise der Dämpfungskräfte, beschreiben. Ausgeschrieben ergeben sich die drei Gleichungen

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}_y} - \frac{\partial L}{\partial \alpha_y} = -d_{\alpha_y} \dot{\alpha}_y, \quad (68)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\beta}_y} - \frac{\partial L}{\partial \beta_y} = -d_{\beta_y} \dot{\beta}_y, \quad (69)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}_y} - \frac{\partial L}{\partial \phi_y} = 0. \quad (70)$$

[0164] Durch Einsetzen von L und Berechnung der entsprechenden Ableitungen ergeben sich in diesen Gleichungen sehr große Terme, so dass eine explizite Darstellung hier nicht sinnvoll ist.

[0165] Die Dynamik der Antriebe des Katzwerks sowie des Hubwerks lässt sich in der Regel gut approximieren durch die PT1 Dynamiken erster Ordnung

$$\ddot{x}_{\text{TR}} = \frac{1}{\tau_{\text{TR}}} (u_x - \dot{x}_{\text{TR}}), \quad (71)$$

$$\ddot{i} = \frac{1}{\tau_i} (u_i - \dot{i}). \quad (72)$$

[0166] Darin beschreiben τ_i die entsprechenden Zeitkonstanten und u_i die Sollgeschwindigkeiten.

[0167] Hält man nun alle Antriebsbezogenen Variablen im Vektor

$$\mathbf{x}_a = (x_{\text{TR}}, l, \dot{x}_{\text{TR}}, \dot{l}, \ddot{x}_{\text{TR}}, \ddot{l}) \quad (73)$$

fest, so lässt sich die gekoppelte Radialdynamik aus Antriebs-, Pendel- und Strukturdynamik darstellen als

$$\underbrace{\begin{pmatrix} a_{11}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) & a_{12}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) & a_{13}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) \\ a_{31}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) & a_{22}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) & a_{23}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) \\ a_{31}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) & a_{32}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) & a_{33}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) \end{pmatrix}}_{\tilde{A}(\mathbf{X})} \ddot{\mathbf{q}} = \underbrace{\begin{pmatrix} b_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) \\ b_2(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) \\ b_3(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{x}_a) \end{pmatrix}}_{\tilde{B}(\mathbf{X})} \quad (74)$$

oder durch Umstellen zur Laufzeit als die nichtlineare Dynamik in der Form

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, \mathbf{x}_a) \quad (75)$$

[0168] Da die Radialdynamik somit in Minimalkoordinaten vorliegt, ist eine Ordnungsreduktion nicht erforderlich. Allerdings ist aufgrund der Komplexität der durch (75) beschriebenen Gleichungen eine analytische offline Vorberechnung

der Jacobi Matrix $\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial [\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}]}$ nicht möglich. Um aus (75) ein lineares Modell der Form (60) für die Regelung zu erhalten, kann daher zur Laufzeit eine numerische Linearisierung durchgeführt werden. Hierfür kann zunächst die Ruhelage $(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0)$ bestimmt werden, für die

$$\mathbf{0} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0, \mathbf{0}) \quad (76)$$

erfüllt ist. Dann lässt sich das Modell über die Gleichungen

$$\dot{\mathbf{x}}_{\text{lin}} = \underbrace{\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial [\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}]}}_A \bigg|_{(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0)} \mathbf{x}_{\text{lin}} + \underbrace{\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}}}_B \bigg|_{(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0)} \mathbf{u}. \quad (77)$$

linearisieren und es ergibt sich ein lineares System wie in Gleichung (60). Durch die Wahl einer geeigneten Sensorik für Struktur- und Pendeldynamik, beispielsweise mit Hilfe von Gyroskopen, ergibt sich ein Messausgang wie in (61), durch den die Radialdynamik beobachtbar ist.

[0169] Das weitere Vorgehen des Beobachter- und Regelungsentwurfes entspricht dem für die Schwenkdynamik.

[0170] Wie schon erwähnt, kann die Auslenkung des Hubseils gegenüber der Vertikalen 62 nicht nur durch eine bildgebende Sensorik an der Laufkatze bestimmt werden, sondern auch durch eine Inertialmesseinrichtung am Lasthaken.

[0171] Eine solche Inertialmesseinrichtung IMU kann insbesondere Beschleunigungs- und Drehratensensormittel zum Bereitstellen von Beschleunigungs- und Drehratensignalen aufweisen, die einerseits translatorische Beschleunigungen entlang verschiedener Raumachsen und andererseits Drehraten bzw. gyroskopische Signale bezüglich verschiedener Raumachsen angeben, umfassen. Als Drehraten können dabei Drehgeschwindigkeiten, grundsätzlich aber auch Drehbeschleunigungen oder auch beides bereitgestellt werden.

[0172] Vorteilhafterweise kann die Inertialmesseinrichtung IMU dabei Beschleunigungen in drei Raumachsen und Drehraten um zumindest zwei Raumachsen erfassen. Die Beschleunigungssensormittel können dreiaxsig arbeitend und die Gyroskopsensormittel können zweiaxsig arbeitend ausgebildet sein.

[0173] Die am Lasthaken angebrachte Inertialmesseinrichtung IMU kann ihre Beschleunigungs- und Drehratensignale und/oder daraus abgeleitete Signale vorteilhafterweise drahtlos an die Steuer- und/oder Auswerteeinrichtung 3 bzw. deren Pendeldämpfungseinrichtung 340 übermitteln, die an einem Strukturteil des Krans angebracht oder auch separat in Krannähe angeordnet sein kann. Insbesondere kann die Übermittlung an einen Empfänger REC erfolgen, der an der Laufkatze 206 und/oder an der Aufhängung, von der das Hubseil abläuft, angebracht sein kann. Vorteilhafterweise kann die Übertragung bspw. über eine WLAN-Verbindung erfolgen, vgl. Fig. 10.

[0174] Wie Fig. 13 zeigt, kann der Lasthaken 208 gegenüber dem Hubseil 207 je nach Anbindung in verschiedene Richtungen und in verschiedener Weise verkippen. Der Schrägzugwinkel β des Hubseils 207 muß nicht identisch mit der Ausrichtung des Lasthakens sein. Dabei beschreibt der Kippwinkel ε_β die Verkipfung bzw. Rotation des Lasthakens 207 gegenüber dem Schrägzug β des Hubseils 207 bzw. die Rotation zwischen Inertialkoordinaten und Lasthakenkoordinaten.

[0175] Für die Modellierung des Pendelverhaltens eines Krans können die beiden Pendelrichtungen in Verfahrrichtung der Laufkatze, d.h. in Längsrichtung des Auslegers einerseits und in Dreh- bzw. Bogenrichtung um die Turmachse, d.h. in Richtung quer zur Längsrichtung des Auslegers, separat voneinander betrachtet werden, da sich diese beiden Pendelbewegungen kaum gegenseitig beeinflussen. Jede Pendelrichtung kann daher zweidimensional modelliert werden.

[0176] Betrachtet man das in Fig. 12 gezeigte Modell, läßt sich die Pendeldynamik mit Hilfe der Lagrange-Gleichungen beschreiben. Dabei werden die Laufkatzenposition $s_x(t)$, die Seillänge $l(t)$ and der Seil- bzw. Pendelwinkel $\beta(t)$ in Abhängigkeit der Zeit t definiert, wobei im Folgenden der Einfachheit und besseren Lesbarkeit halber die Zeitabhängigkeit

nicht mehr eigens durch den Term (t) angegeben wird. Zunächst kann die Lasthakenposition in inertialen Koordinaten als

$$\mathbf{r} = \begin{pmatrix} s_x - l \sin(\beta) \\ -l \cos(\beta) \end{pmatrix} \quad (101)$$

definiert werden, wobei die zeitliche Ableitung

$$\dot{\mathbf{r}} = \begin{pmatrix} \dot{s}_x - \dot{l} \sin(\beta) - l\dot{\beta} \cos(\beta) \\ l\dot{\beta} \sin(\beta) - \dot{l} \cos(\beta) \end{pmatrix} \quad (102)$$

die Inertialgeschwindigkeit unter Verwendung von $\frac{d\beta}{dt} = \dot{\beta}$ beschreibt. Die Hakenbeschleunigung

$$\ddot{\mathbf{r}} = \begin{pmatrix} \ddot{s}_x - 2\dot{\beta}\dot{l} \cos \beta - \ddot{l} \sin \beta + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - l\ddot{\beta} \cos \beta \\ 2\dot{l}\dot{\beta} \sin \beta - \ddot{l} \cos \beta + l\dot{\beta}^2 \cos \beta + l\ddot{\beta} \sin \beta \end{pmatrix} \quad (103)$$

wird für die Ableitung der Lastdynamik nicht benötigt, jedoch für die Gestaltung des Filters verwendet, wie noch erläutert.

[0177] Die kinetische Energie wird bestimmt durch

$$T = \frac{1}{2} m \dot{\mathbf{r}}^T \dot{\mathbf{r}} \quad (104)$$

wobei die Masse m des Lasthakens und der Last später eliminiert wird. Die potentielle Energie infolge der Schwerkraft entspricht

$$V = -m \mathbf{r}^T \mathbf{g}, \quad \mathbf{g} = (0 \quad -g)^T, \quad (105)$$

[0178] Mit der Erdbeschleunigung g .

[0179] Da V nicht von \mathbf{r} abhängt, lautet die Euler-Lagrange Gleichung

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} + \frac{\partial V}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (106)$$

wobei der Vector $\mathbf{q} = [\beta \dot{\beta}]^T$ die generalisierten Koordinaten beschreibt. Dies ergibt die Pendeldynamik als nicht-lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung bezüglich β ,

$$l\ddot{\beta} + 2\dot{l}\dot{\beta} - \ddot{s}_x \cos \beta + g \sin \beta = 0. \quad (107)$$

[0180] Die Dynamik in der y - z Ebene kann analog ausgedrückt werden.

[0181] Im Folgenden wird die Beschleunigung \ddot{s}_x der Laufkatze bzw. eines Portalkran-Läufers als bekannte System-Eingangsgröße betrachtet. Diese lässt sich bisweilen direkt messen oder auf Basis der gemessenen Laufkatzen-Geschwindigkeit schätzen. Alternativ oder zusätzlich kann die Katzebeschleunigung mit einem separaten trolley Accelerometer gemessen oder auch geschätzt werden, wenn die Antriebsdynamik bekannt ist. Das dynamische Verhalten elektrischer Kranantriebe kann anhand des Lastverhaltens erster Ordnung

$$\ddot{s}_x = \frac{u_x - \dot{x}}{T_x} \quad (108)$$

5 **[0182]** Abgeschätzt werden, wobei das Eingangssignal u_x der gewünschten Geschwindigkeit entspricht und T_x die Zeitkonstante ist. Bei ausreichender Genauigkeit wird keine weitere Messung der Beschleunigung benötigt.

[0183] Die Kipprichtung des Lasthakens wird durch den Kippwinkel ε_β beschrieben, vgl. Fig. 13.

[0184] Da die Drehrate oder Kippgeschwindigkeit gyroskopisch gemessen wird, entspricht das der Abschätzung der Verkippung zugrunde liegende Modell dem einfachen Integrator

10

$$\dot{\varepsilon}_\beta = \omega_\beta \quad (109)$$

von der gemessenen Drehrate ω_β zum Kippwinkel.

15 **[0185]** Der IMU mißt alle Signale im sich mitbewegenden, mitdrehenden körperfesten Koordinatensystem des Lasthakens, was mit dem vorangestellten Index K gekennzeichnet ist, während Vektoren in inertialen Koordinaten mit I gekennzeichnet werden oder auch ganz ohne Index bleiben. Sobald ε_β geschätzt ist, kann die gemessene Beschleunigung ${}_K \mathbf{a} = [{}_{K}a_x \ {}_{K}a_z]^T$ in Lasthaken-Koordinaten zu ${}_I \mathbf{a}$ in inertialen Koordinaten transformiert werden, und zwar unter Verwendung von

20

$${}_I \mathbf{a} = \begin{bmatrix} \cos(\varepsilon_\beta) & \sin(\varepsilon_\beta) \\ -\sin(\varepsilon_\beta) & \cos(\varepsilon_\beta) \end{bmatrix} \cdot {}_K \mathbf{a}. \quad (110)$$

25

[0186] Die inertielle Beschleunigung kann dann zum Abschätzen des Pendelwinkels auf Basis von (107) and (103) genutzt werden.

[0187] Das Anschätzen des Seilwinkels β erfordert eine genaue Abschätzung der Verkippung des Lasthakens ε_β . Um diesen Winkel auf Basis des einfachen Modells gemäß (109) abschätzen zu können, wird ein absoluter Referenzwert benötigt, da das Gyroskop begrenzt genau ist und ein Ausgangswert unbekannt ist. Zudem wird die gyroskopische Messung regelmäßig von einer näherungsweise konstanten Abweichung überlagert, die dem Messprinzip inherent ist. Ferner kann auch nicht angenommen werden, dass ε_β generell um Null oszilliert. Daher wird der Beschleunigungssensor dazu verwendet, einen solchen Referenzwert bereitzustellen, indem die Erdbeschleunigungskonstante (die im Signal mit niedriger Frequenz auftritt) ausgewertet wird und in inertialen Koordinaten als

35

$${}_I \mathbf{g} = [0 \quad -g]^T. \quad (111)$$

40 **[0188]** Bekannt ist und in Lasthaken-Koordinaten

$${}_K \mathbf{g} = -g \begin{bmatrix} -\sin(\varepsilon_\beta) \\ \cos(\varepsilon_\beta) \end{bmatrix}. \quad (112)$$

45 transformierbar ist. Die gemessene Beschleunigung ergibt sich als Summe von (103) and (112)

$${}_K \mathbf{a} = {}_K \ddot{\mathbf{r}} - {}_K \mathbf{g}. \quad (113)$$

50 **[0189]** Das negative Vorzeichen von ${}_K \mathbf{g}$ resultiert dabei aus dem Umstand, dass die Erdbeschleunigung aufgrund des Sensorprinzips als fiktive Aufwärtsbeschleunigung gemessen wird.

[0190] Da alle Komponenten von ${}_K \ddot{\mathbf{r}}$ generell signifikant kleiner als g sind und um Null oszillieren, erlaubt die Anwendung eines Tiefpass-Filters mit ausreichend niedriger Ausblendfrequenz die Näherung

55

$${}_K \mathbf{a} \approx -{}_K \mathbf{g}. \quad (114)$$

[0191] Dividiert man die x Komponente durch die z Komponente, erhält man den Referenzkippwinkel für niedrige

Frequenzen als

$$\varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{k a_x}{k a_z}\right). \quad (115)$$

[0192] Die einfache Struktur der linearen Pendeldynamik nach (109) erlaubt die Verwendung von diversen Filtern, um die Orientierung abzuschätzen. Eine Option ist dabei ein sog. zeitkontinuierlicher Kalman Bucy Filter der durch Variation der Verfahrensparameter und Rauschmessung eingestellt werden kann. Im Folgenden wird indes ein Komplementärfilter wie in Fig. 14 gezeigt, eingesetzt, der hinsichtlich seiner Frequenzcharakteristik durch Auswahl der Hochpass- und Tiefpass-Transferfunktionen eingestellt werden kann.

[0193] Wie das Blockdiagramm der Fig. 14 zeigt, kann der Komplementärfilter dazu ausgebildet sein, die Richtung der Lasthakenverkipfung ε_{β} abzuschätzen. Ein Hochpass-Filtern des Gyroscopesignals ω_{β} mit $G_{hp1}(s)$ ergibt die versatzfreie Drehrate $\tilde{\omega}_{\beta}$ sowie nach Integration eine erste Kippwinkelschätzung $\varepsilon_{\beta,\omega}$. Die weitere Abschätzung $\varepsilon_{\beta,a}$ stammt aus dem Signal $\kappa \mathbf{a}$ des Beschleunigungssensors.

[0194] Insbesondere kann zunächst ein einfacher Hochpass-Filter mit der Transfer-Funktion

$$G_{hp1} = \frac{s}{s + \omega_o} \quad (116)$$

und sehr niedriger Ausblendfrequenz ω_o auf das Gyroscopesignal ω_{β} angewendet werden, um den konstanten Messversatz zu eliminieren. Integration ergibt die Gyroskopbasierte Kippwinkel-Schätzung $\varepsilon_{\beta,\omega}$ die für hohe Frequenzen relativgenau ist, jedoch für niedrige Frequenzen relativ ungenau ist. Die grundlegende Idee des Komplementärfilters ist es, $\varepsilon_{\beta,\omega}$ und $\varepsilon_{\beta,a}$ aufzusummieren bzw. miteinander zu verknüpfen, wobei die hohen Frequenzen von $\varepsilon_{\beta,\omega}$ durch Verwendung des Hochpassfilters stärker gewichtet werden und die niedrigen Frequenzen von $\varepsilon_{\beta,a}$ durch die Verwendung des Tiefpassfilters stärker gewichtet werden, da (115) eine gute Abschätzung für niedrige frequenzen darstellt. Die Transferfunktionen können als einfache Filter erster Ordnung gewählt werden, nämlich

$$G_{hp2}(s) = \frac{s}{s + \omega}, \quad G_{lp}(s) = \frac{\omega}{s + \omega} \quad (117)$$

wobei die Ausblendfrequenz ω niedriger als die Pendelfrequenz gewählt wird. Da

$$G_{hp2}(s) + G_{lp}(s) = 1 \quad (118)$$

für alle Frequenzen gilt, wird die Abschätzung von ε_{β} nicht falsch skaliert.

[0195] Auf Basis der geschätzten Lasthaken-Orientierung, kann die inertielle Beschleunigung ${}_I \mathbf{a}$ des Lasthakens aus der Messung von $\kappa \mathbf{a}$ bestimmt werden, und zwar unter Verwendung von (110), was die Gestaltung eines Beobachters auf Basis der Pendeldynamik (107) gestattet sowie die rotierte Beschleunigungsmessung

$${}_I \mathbf{a} = \ddot{\mathbf{r}} - {}_I \mathbf{g}. \quad (119)$$

[0196] Obwohl beide Komponenten dieser Gleichung gleichermaßen für die Abschätzung des Pendelwinkels hergenommen werden können, können gute Ergebnisse auch nur unter Verwendung der x -Komponente erhalten werden, die unabhängig von g ist.

[0197] Nachfolgend wird angenommen, dass die Pendeldynamik durch prozeßbedingtes Hintergrundrauschen $\mathbf{w}: \mathbf{N}(0, Q)$ und Messrauschen $\mathbf{v}: \mathbf{N}(0, R)$ überlagert wird, so dass sie als nicht-lineares stochastisches System ausdrückbar ist, nämlich

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, u) + \mathbf{w}, & \mathbf{x}(0) &= \mathbf{x}_0 \\ y &= h(\mathbf{x}, u) + v \end{aligned} \quad (120)$$

wobei der Statusvektor $\mathbf{x} = [\beta \dot{\beta}]^T$ ist. Zur Bestimmung der Zustände kann der kontinuierliche, zeitlich erweiterte Kalman Filter

$$\begin{aligned}
 \dot{\hat{\mathbf{x}}} &= \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}, u) + \mathbf{K}(y - h(\hat{\mathbf{x}}, u)), \hat{\mathbf{x}}(0) = \hat{\mathbf{x}}_0, \\
 \dot{P} &= AP + PA^T - PC^T R^{-1} CP + Q, P(0) = P_0, \\
 \mathbf{K} &= PC^T R^{-1}, \\
 A &= \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\hat{\mathbf{x}}, u}, \quad C = \left. \frac{\partial h}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\hat{\mathbf{x}}, u},
 \end{aligned} \tag{121}$$

verwendet werden.

[0198] Die räumliche Zustandsdarstellung der Pendeldynamik gemäß (107) lautet dabei

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}, \ddot{s}_x) = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ -\frac{1}{l}(2l\dot{\beta} - \ddot{s}_x \cos \beta + g \sin \beta) \end{bmatrix} \tag{122}$$

wobei die Katzbeschleunigung $u = \ddot{s}_x$ als Eingangsgröße des Systems behandelt wird. Um einen Systemausgang zu definieren, kann die horizontale Komponente der Lasthakenbeschleunigung aus (119) in Abhängigkeit der Systemzustände formuliert werden, woraus sich ergibt:

$$\begin{aligned}
 {}_l a_x &= \ddot{r}_x - \frac{l g_x}{0} \\
 &= \ddot{s}_x - 2\dot{\beta}l \cos \beta - \ddot{l} \sin \beta + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - l\ddot{\beta} \cos \beta \\
 &= (1 - \cos(\beta)^2)\ddot{s}_x + \sin \beta(-\ddot{l} + g \cos \beta + l\dot{\beta}^2)
 \end{aligned} \tag{123}$$

[0199] Die horizontale Komponente g_x der Erdbeschleunigung ist dabei naturgemäß Null. Dabei können \ddot{l}, \dot{l} aus der Messung von l rekonstruiert werden, bspw. unter Verwendung der Antriebsdynamik gemäß (108). Bei Verwendung von (123) als Messfunktion

$$h(\mathbf{x}) = {}_l a_x, \tag{124}$$

ergibt sich der Linearisierungsterm als

$$A = \left[\begin{array}{cc} 0 & 1 \\ \frac{-g \cos \beta - \ddot{s}_x \sin \beta}{l} & -2\dot{l} \end{array} \right] \Big|_{\hat{\mathbf{x}}, \ddot{s}_x}, \tag{125}$$

$$C = \left[\begin{array}{c} \cos \beta (2g \cos \beta - \ddot{l} + l\dot{\beta}^2 + 2\ddot{s}_x \sin \beta) - g \\ 2l\dot{\beta} \sin \beta \end{array} \right]^T \Big|_{\hat{\mathbf{x}}, \ddot{s}_x}. \tag{126}$$

[0200] Dabei sind die Kovarianzmatrix-Schätzungen des Prozeßrauschens $Q = I_{2 \times 2}$, des Messrauschens $R = 1000$ sowie die initiale Fehler-Kovarianzmatrix $P = 0_{2 \times 2}$.

[0201] Wie Figur 15 zeigt, entspricht der Pendelwinkel, der mittels erweitertem Kalman-Filter (EKF) geschätzt wird oder auch mittels einem einfachen statischen Ansatz bestimmt wird, recht gut einer Validierungs-Messung des Pendelwinkels an einem kardanischen Gelenk mittels einem Drehwinkel-Encoder an der Laufkatze.

[0202] Interessant ist dabei, dass die Berechnung mittels eines relativ einfachen statischen Ansatzes vergleichbar gute Ergebnisse liefert wie der erweiterte Kalman-Filter. Deshalb können die Pendeldynamik gemäß (122) und die

Ausgangsgleichung gemäß (123) um den stabilen Zustand $\beta = \dot{\beta} = 0$ linearisiert werden. Wenn weiterhin die Seilänge l als konstant angenommen wird so dass $\dot{l} = \ddot{l} = 0$, ergibt sich für das linearisierte System

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{g}{l} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{l} \end{bmatrix} \ddot{s}_x, \quad (127)$$

$$y = \begin{bmatrix} g & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} \quad (128)$$

und β_x dient als Referenzwert für den Ausgang. Unter Vernachlässigung der Dynamikeffekte gemäß (127) und Berücksichtigung von nur der statischen Ausgangsfunktion (128), kann der Pendelwinkel aus der einfachen statischen Beziehung

$$\beta = \frac{l a_x}{g} \quad (129)$$

gewonnen werden, der interessanterweise unabhängig von l ist. Fig. 15 zeigt, dass die hierdurch gewonnenen Ergebnisse ebenso genau sind wie die des Kalman Filters.

[0203] Unter Verwendung von β und der Gleichung (101), kann somit eine genaue Schätzung der Lastposition erreicht werden.

[0204] Bei Modellierung der Dynamik der geschwindigkeitsbasierten Kranantriebe gemäß (108) einhergehend mit

einer Parameterbestimmung, werden die sich ergebenden Zeitkonstanten gemäß $T_i < \frac{1}{50}$ sehr klein. Insofern können Dynamikeffekte der Antriebe vernachlässigt werden.

[0205] Um die Pendeldynamik mit der Antriebsgeschwindigkeit \dot{s}_x anstelle der Antriebsbeschleunigung \ddot{s}_x als Systemeingangsgröße anzugeben, kann das linearisierte Dynamiksystem gemäß (127) durch Integration "erhöht" werden, woraus sich ergibt:

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{g}{l} & 0 \end{bmatrix} \int_0^t \underbrace{\mathbf{x}(\tau) d\tau}_{\tilde{\mathbf{x}}} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{l} \end{bmatrix} \dot{s}_x \quad (130)$$

[0206] Dabei ist der neue Statusvektor $\tilde{\mathbf{x}} = [\beta \dot{\beta}]^T$. Die Dynamik bleibt ersichtlich dieselbe, wohingegen die physikalische Bedeutung und der Eingang sich verändern. Als Unterschied zu (127) soll β und $\dot{\beta}$ bei Null stabilisiert werden, nicht jedoch das Zeitintegral $\int \beta$. Da der Regler eine gewünschte Geschwindigkeit $\dot{s}_{x,d}$ halten können soll, sollte der gewünschte stabile Zustand permanent aus $\tilde{\mathbf{x}}_d$ als

$$\tilde{\mathbf{x}}_d = \begin{bmatrix} \dot{s}_{x,d} \\ g \end{bmatrix}^T. \quad (131)$$

berechnet werden. Dies kann auch als statischer Vorfilter F im Frequenzbereich angesehen werden, der sicherstellt,

dass $\lim_{s \rightarrow 0} G_{u,x_1}(s) = 1F$ für die Transferfunktion vom Geschwindigkeitseingang zum ersten Zustand

$$G_{u,x_1}(s) = \frac{1}{ls^2 + g}. \quad (132)$$

ist. Die erste Komponente des neuen Statusvektors $\tilde{\mathbf{x}}$ kann mithilfe eines Kalman-Bucy Filters auf Basis von (130) geschätzt werden, mit der Systemausgangsgröße $y = [0 \ 1] \tilde{\mathbf{x}}$. Das Ergebnis ist ähnlich, wenn ein Regler auf Basis von

(127) entworfen wird und der Motorregler durch das integrierte Eingangssignal $u = \int_0^t \dot{s}_x(\tau) d\tau$ gesteuert wird.

[0207] Das gewonnene Feedback kann als linear-quadratischer Regler (LQR) bestimmt werden, der eine linear-quadratische Gauss-Regler-Struktur (LQG) zusammen mit dem Kalman-Bucy Filter darstellen kann. Sowohl das Feedback als auch der Kalman-Stellfaktor können an die Seillänge l angepasst werden, bspw. unter Verwendung von Stellfaktorplänen.

[0208] Um den Lasthaken nahe entlang von Trajektorien zu steuern, kann - ähnlich wie schon zuvor erläutert - eine mit zwei Freiheitsgraden versehene Struktur wie in Fig. 16 gezeigt zusammen mit einem Trajektorienplaner verwendet werden, der eine C^3 -differenzierbare Referenztrajektorie für die Lasthakenposition bereitstellt. Die Katzposition kann dem Dynamiksystem gemäß (130) hinzugefügt werden, woraus sich das System

$$\Sigma: \dot{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -g & 0 & 0 \\ l & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\tilde{A}} \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}}_{\tilde{B}} u \quad (133)$$

ergibt, wobei $u = \dot{s}_x$ ist, so dass die flache Ausgangsgröße

$$z = \lambda^T \mathbf{x}, \quad \lambda^T [\tilde{B} \quad \tilde{A}\tilde{B} \quad \tilde{A}^2\tilde{B}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & g \\ l \end{bmatrix} \quad (134)$$

$$= [0 \quad -l \quad 1] = s_x - l\beta, \quad (135)$$

ist, was mit der Hakenposition der linearisierten Fallkonstellation korrespondiert. Zustand und Eingang können durch den flachen Ausgang und dessen Ableitungen algebraisch parametrisiert werden, und zwar mit $\mathbf{z} = [z \quad \dot{z}]^T$ als

$$\mathbf{x} = \Psi_x(\mathbf{z}) = \begin{bmatrix} -\dot{z} & -\ddot{z} & z + \frac{l\ddot{z}}{g} \end{bmatrix}^T, \quad (136)$$

$$u = \Psi_u(\mathbf{z}, z) = \dot{z} + \frac{l\ddot{z}}{g} \quad (137)$$

was die algebraische Berechnung der Referenzzustände und des nominalen Eingangssignals aus der geplanten Trajektorie für z ermöglicht. Ein Wechsel des Einstellpunkts zeigt dabei, dass der nominale Fehler nahe Null gehalten werden kann, so dass Feedback Signal u_{fb} des Reglers K signifikant kleiner als die nominale Eingangsstellgröße u_{ff} ist. In der Praxis kann die Eingangsstellgröße auf $u_{fb} = 0$ gesetzt werden, wenn das Signal der drahtlosen Inertialmesseinrichtung verloren wird.

[0209] Wie Figur 16 zeigt, kann die mit zwei Freiheitsgraden versehene Reglerstruktur einen Trajektorienplaner TP aufweisen, der eine sanfte Trajektorie $z \in C^3$ für die den flachen Ausgang mit begrenzten Ableitungen, die Eingangsgröße Ψ_u und die Parametrisierung des Zustands Ψ_x , sowie den Regler K .

Patentansprüche

1. Kran, insbesondere Turmdrehkran, mit einem Hubseil (207), das von einem Kranausleger (202) abläuft und ein Lastaufnahmemittel (208) trägt, Antriebseinrichtungen zum Bewegen mehrerer Kranelemente und Verfahren des Lastaufnahmemittels (208), einer Steuervorrichtung (3) zum Steuern der Antriebseinrichtungen derart, dass das Lastaufnahmemittel (208) entlang eines Fahrwegs verfährt, sowie einer Pendeldämpfungseinrichtung (340) zum

Dämpfen von Pendelbewegungen des Lastaufnahmemittels (208) und/oder des Hubseils (207), wobei die Pendeldämpfungseinrichtung (340) eine Pendelsensorik (60) zum Erfassen von Pendelbewegungen des Hubseils (207) und/oder des Lastaufnahmemittels ((208) sowie einen Reglerbaustein (341) mit einem geschlossenen Regelkreis zum Beeinflussen der Ansteuerung der Antriebseinrichtungen in Abhängigkeit eines dem Regelkreis rückgeführten Pendelsignals der Pendelsensorik (60) aufweist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pendeldämpfungseinrichtung (340) eine Strukturdynamik-Sensorik (342) zum Erfassen von Verformungen und/oder dynamischen Insich-Bewegungen von Strukturbauteilen des Krans aufweist und der Reglerbaustein (341) der Pendeldämpfungseinrichtung (340) dazu ausgebildet ist, beim Beeinflussen der Ansteuerung der Antriebseinrichtungen sowohl das Pendelsignal der Pendelsensorik (60) als auch die dem Regelkreis rückgeführten Strukturdynamiksignale, die Verformungen und/oder dynamische Insich-Bewegungen der Strukturbauteile angeben, zu berücksichtigen, wobei die Strukturdynamik-Sensorik (342) dazu ausgebildet ist, dynamische Verwindungen eines den Kranausleger tragenden Kranturms (201) und/oder des Kranauslegers (202) zu bestimmen und der Reglerbaustein (341) der Pendeldämpfungseinrichtung (340) dazu ausgebildet ist, die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen in Abhängigkeit der erfassten dynamischen Verwindungen des Kranauslegers (202) und/oder des Kranturms (201) zu beeinflussen.

2. Kran nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei der Reglerbaustein (341) eine Zwei-Freiheitsgrade-Regelungsstruktur aufweist und/oder zusätzlich zu dem geschlossenen Regelkreis ein Vorsteuermodul (350) zum Vorsteuern der Stellsignale für die Antriebseinrichtungen aufweist, wobei das Vorsteuermodul (350) als differenzielles Flachheitsmodell dazu ausgebildet ist, die Vorsteuerung ohne Berücksichtigung der Pendelsignale der Pendelsensorik (60) und der Strukturdynamiksignale der Strukturdynamiksensorik (342) auszuführen.

3. Kran nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei dem Vorsteuermodul (350) eine Kerbfiltereinrichtung (353) zum Filtern der der Vorsteuerung zugeführten Eingangssignale, die dazu ausgebildet ist, aus den genannten Eingangssignalen anregbare Eigenfrequenzen der Strukturdynamik zu eliminieren, ein Trajektorien-Planungsmodul (351) und/oder ein Sollwert-Filtermodul (352) zum Bestimmen eines Sollverlaufs für die Lastaufnahmemittelposition und deren zeitlichen Ableitungen aus vorbestimmten Sollwerten für das Lastaufnahmemittel zugeordnet sind, wobei die Kerbfiltereinrichtung (353) zwischen dem Trajektorien-Planungsmodul (351) und dem Sollwert-Filtermodul (352) einerseits und dem Vorsteuermodul (350) andererseits vorgesehen ist.

4. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Reglerbaustein (341) ein Regelungsmodell aufweist, das die Strukturdynamik des Krans in voneinander unabhängige Teile aufteilt, die zumindest einen Schwenkdynamikteil, der die Strukturdynamik bezüglich Verschwenken des Auslegers (202) um die aufrechte Kranschwenkachse berücksichtigt, und einen Radialdynamikteil, der Strukturdynamikbewegungen parallel zu einer vertikalen, Auslegerparallelen Ebene berücksichtigt, umfassen.

5. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Strukturdynamik-Sensorik (342) zumindest

- einen Radialdynamik-Sensor zum Erfassen von dynamischen Bewegungen der Kranstruktur in einer aufrechten Ebene parallel zum Kranausleger (202), und
- einen Schwenkdynamiksensor zum Erfassen von dynamischen Bewegungen der Kranstruktur um eine aufrechte Krandrehachse, insbesondere Turmachse (205)

aufweist und der Reglerbaustein (341) der Pendeldämpfungseinrichtung (340) dazu ausgebildet ist, die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen, insbesondere eines Katzantriebs und Drehwerkantriebs, in Abhängigkeit der erfassten dynamischen Bewegungen der Kranstruktur in der aufrechten, auslegerparallelen Ebene und der erfassten dynamischen Bewegungen der Kranstruktur um die aufrechte Krandrehachse zu beeinflussen.

6. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Strukturdynamik-Sensorik (342) ferner

- einen Hubdynamik-Sensor zum Erfassen von vertikalen dynamischen Verformungen des Kranauslegers (202) aufweist und der Reglerbaustein (341) der Pendeldämpfungseinrichtung (340) dazu ausgebildet ist, die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen, insbesondere eines Hubwerkantriebs, in Abhängigkeit der erfassten vertikalen dynamischen Verformungen des Kranauslegers (202) zu beeinflussen.

7. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Strukturdynamik-Sensorik (342) dazu ausgebildet ist, alle Eigenmoden der dynamischen Verwindungen des Kranauslegers (202) und/oder des Kranturms (201), deren Eigenfrequenzen in einem vorbestimmten Frequenzbereich liegen, zu erfassen, und zumindest einen, vorzugsweise mehrere Turmsensor(en), der/die beabstandet von einem Knotenpunkt einer Turmeigenschwingung angeordnet

ist, zum Erfassen von Turmverwindungen sowie zumindest einen, vorzugsweise mehrere Auslegersensor(en), der/die beabstandet von einem Knotenpunkt einer Auslegereigenschwingung angeordnet ist, zum Erfassen von Auslegerverwindungen aufweist.

5 8. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Strukturdynamik-Sensorik (342) Dehnungsmessstreifen und/oder Beschleunigungssensoren und/oder Drehratensensoren, insbesondere in Form von Gyroskopen, zum Erfassen der Verformungen und/oder dynamischen In-sich-Bewegungen von Strukturbauteilen des Krans, und/oder
10 zumindest einen Drehraten- und/oder Beschleunigungssensor und/oder Dehnungsmessstreifen zum Erfassen von dynamischen Turmverformungen, zumindest einen Drehraten- und/oder Beschleunigungssensor und/oder Dehnungsmessstreifen zum Erfassen von dynamischen Auslegerverformungen aufweist.

9. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Pendelsensorik (60) eine Erfassungseinrichtung zum Erfassen und/oder Schätzen einer Auslenkung (φ ; β) des Hubseils (207) und/oder des Lastaufnahmemittels (208) gegenüber einer Vertikalen (61) aufweist und der Reglerbaustein (341) der Pendeldämpfungseinrichtung (340) dazu
15 ausgebildet ist, die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen in Abhängigkeit der ermittelten Auslenkung (φ ; β) des Hubseils (207) und/oder des Lastaufnahmemittels (208) gegenüber der Vertikalen (61) zu beeinflussen.

10. Kran nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei die Erfassungseinrichtung (60) eine bildgebende Sensorik, insbesondere eine Kamera (62) aufweist, die im Bereich eines Aufhängepunktes des Hubseils (207), insbesondere einer Laufkatze (206), im Wesentlichen senkrecht nach unten blickt, wobei eine Bildauswerteeinrichtung (64) zum Auswerten eines von der bildgebenden Sensorik bereitgestellten Bilds hinsichtlich der Position des Lastaufnahmemittels (208) in dem bereitgestellten Bild und Bestimmung der Auslenkung (φ) des Lastaufnahmemittels (208) und/oder des Hubseils (207) und/oder der Auslenkungsgeschwindigkeit gegenüber der Vertikalen (61) vorgesehen
20 ist.

11. Kran nach einem der beiden vorhergehenden Ansprüche, wobei die Erfassungsvorrichtung (60) eine am Lastaufnahmemittel (208) angebrachte Inertialmeßeinrichtung (IMU) mit Beschleunigungs- und Drehratensensormitteln zum Bereitstellen von Beschleunigungs- und Drehratensignalen, erste Bestimmungsmittel (401) zum Bestimmen und/oder Schätzen einer Verkippung (ε_β) des Lastaufnahmemittels (208) aus den Beschleunigungs- und Drehratensignalen der Inertialmeßeinrichtung (IMU) und zweite Bestimmungsmittel (410) zum Bestimmen der Auslenkung (β) des Hubseils (207) und/oder des Lastaufnahmemittels (208) gegenüber der Vertikalen (61) aus der ermittelten Verkippung (ε_β) des Lastaufnahmemittels (208) und einer Inertial-Beschleunigung (${}_I a$) des Lastaufnahmemittels (208) aufweist, wobei die ersten Bestimmungsmittel (401) einen Komplementärfilter (402) mit einem Hochpass-Filter (403) für das Drehratensignal der Inertialmeßeinrichtung (IMU) und einen Tiefpass-Filter (404) für das Beschleunigungssignal der Inertialmeßeinrichtung (IMU) oder ein daraus abgeleitetes Signal aufweist, welcher Komplementärfilter (402) dazu ausgebildet ist, eine drehratengestützte Schätzung der Verkippung ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) des Lastaufnahmemittels (208), die auf dem hochpassgefilterten Drehratensignal basiert, und eine beschleunigungsgestützte Schätzung der Verkippung ($\varepsilon_{\beta,a}$) des Lastaufnahmemittels (208), die auf dem tiefpassgefilterten Beschleunigungssignal basiert, miteinander zu verknüpfen und aus den verknüpften drehraten- und beschleunigungsgestützten Schätzungen der Verkippung ($\varepsilon_{\beta,\omega}$; $\varepsilon_{\beta,a}$) des Lastaufnahmemittels (208) die gesuchte Verkippung (ε_β) des Lastaufnahmemittels (208) zu bestimmen, wobei die drehratengestützte Schätzung der Verkippung ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) des Lastaufnahmemittels (208) eine Integration des hochpassgefilterten Drehratensignals umfaßt und/oder die beschleunigungsgestützte Schätzung der Verkippung ($\varepsilon_{\beta,a}$) des Lastaufnahmemittels (208) auf dem Quotienten einer gemessenen Horizontalbeschleunigung (${}_k a_x$) und einer gemessenen Vertikalbeschleunigung (${}_k a_z$) beruht, aus dem die
30
35
40
45

$$\varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{{}_k a_x}{{}_k a_z}\right)$$

beschleunigungsgestützte Schätzung der Verkippung ($\varepsilon_{\beta,a}$) anhand der Beziehung
50
gewonnen wird.

12. Kran nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei die zweiten Bestimmungsmittel (410) eine Filter- und/oder Beobachtereinrichtung, die einen Kalman-Filter (411), insbesondere einen erweiterten Kalman-Filter, umfaßt und als Eingangsgröße die ermittelte Verkippung (ε_β) des Lastaufnahmemittels (208) berücksichtigt und aus einer Inertialbeschleunigung (${}_I a$) am Lastaufnahmemittel (208) die Auslenkung (φ ; β) des Hubseils (207) und/oder des Lastaufnahmemittels (208) gegenüber der Vertikalen (61) bestimmt, und/oder eine Berechnungseinrichtung zum Berechnen der Auslenkung (β) des Hubseils (207) und/oder des Lastaufnahmemittels (208) gegenüber der Vertikalen (61) aus dem Quotienten einer horizontalen Inertialbeschleunigung (${}_I a_x$) und der Erdbeschleunigung (g) aufweisen.
55

- 5
13. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche 11 oder 12, wobei die Inertialmeseinrichtung (IMU) einen drahtlosen Kommunikations-Baustein zum drahtlosen Übermitteln von Messsignalen und/oder daraus abgeleiteten Signalen an einen Empfänger aufweist, wobei der Kommunikations-Baustein und der Empfänger vorzugsweise über eine WLAN-Verbindung miteinander verbindbar sind und der Empfänger an der Laufkatze angeordnet ist, von der das Hubseil abläuft.
- 10
14. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Reglerbaustein (341) eine Filter- und/oder Beobachtereinrichtung (345) zum Beeinflussen der Stellgrößen von Antriebsreglern (347) zum Ansteuern der Antriebseinrichtungen aufweist, wobei die genannte Filter- und/oder Beobachtereinrichtung (345) dazu ausgebildet ist, als Eingangsgroßen einerseits die Stellgrößen der Antriebsregler (347) und andererseits sowohl das Pendelsignal der Pendelsensorik (60) als auch die dem Regelkreis rückgeführten Strukturdynamiksignale, die Verformungen und/oder dynamische Insich-Bewegungen der Strukturbauteile angeben, zu erhalten und in Abhängigkeit der für bestimmte Reglerstellgrößen erhaltenen dynamikinduzierten Bewegungen von Kranelementen und/oder Verformungen von Strukturbauteilen die Reglerstellgrößen zu beeinflussen, wobei die Filter- und/oder Beobachtereinrichtung (345) als Kalman-Filter (346) ausgebildet ist, in dem erfasste und/oder geschätzte und/oder berechnete und/oder simulierte Funktionen, die die Dynamik der Strukturbauteile des Krans charakterisieren, implementiert sind.
- 15
15. Kran nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Reglerbaustein (341) dazu ausgebildet ist, zumindest eine Regelungskenngröße, insbesondere Regelverstärkungen, in Abhängigkeit von Veränderungen bei zumindest einem Parameter aus der Parametergruppe Lastmasse (m_L), Hubseillänge (l), Katzposition (x_{tr}) und Ausladung, nachzuziehen und/oder anzupassen.
- 20
16. Verfahren zum Steuern eines Krans, insbesondere Turmdrehkrans, dessen an einem Hubseil (207) angebrachtes Lastaufnahmemittel (208) durch Antriebseinrichtungen verfahren wird, welche Antriebseinrichtungen von einer Steuervorrichtung (3) des Krans angesteuert werden, wobei die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen von einer Pendeldämpfungseinrichtung (340) umfassend einen Reglerbaustein (341) mit einem geschlossenen Regelkreis in Abhängigkeit von pendelrelevanten Parametern beeinflusst wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem geschlossenen Regelkreis sowohl Pendelsignale einer Pendelsensorik (60), mittels derer Pendelbewegungen des Hubseils und/der des Lastaufnahmemittels erfasst werden, als auch Strukturdynamiksignale einer Strukturdynamik-Sensorik (342), mittels derer Verformungen und/oder dynamische Insich-Bewegungen der Strukturbauteile erfaßt werden, rückgeführt werden und von dem Reglerbaustein (341) Ansteuersignale ($u(t)$) zum Ansteuern der Antriebseinrichtungen in Abhängigkeit sowohl der rückgeführten Pendelsignale der Pendelsensorik (60) als auch der rückgeführten Strukturdynamiksignale der Strukturdynamik-Sensorik (342), beeinflußt werden, wobei von der Strukturdynamik-Sensorik (342) dynamische Verwindungen eines den Kranausleger tragenden Kranturms (201) und/oder des Kranauslegers (202) bestimmt werden und von dem Reglerbaustein (341) die Ansteuerung der Antriebseinrichtungen in Abhängigkeit der erfassten dynamischen Verwindungen des Kranauslegers (202) und/oder des Kranturms (201) beeinflusst werden.
- 25
30
35
40
17. Verfahren nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei die rückgeführten Pendelsignale der Pendelsensorik (60) als auch der rückgeführten Strukturdynamiksignale der Strukturdynamik-Sensorik (342) einem Kalman-Filter (346) zugeführt werden, dem als Eingangsgroßen weiterhin die Stellgrößen von Antriebsreglern (347) zum Ansteuern der Antriebseinrichtungen zugeführt werden, wobei der Kalman-Filter (346) in Abhängigkeit der genannten Pendelsignale der Pendelsensorik (60), der Strukturdynamiksignale der Strukturdynamik-Sensorik (342) und der rückgeführten Stellgrößen der Antriebsregler (347) eine Beeinflussung der Stellgrößen der Antriebsregler (347) vornimmt, wobei die Ansteuersignale zum Ansteuern der Antriebseinrichtungen von einem dem Reglerbaustein (341) vorgeschalteten Vorsteuermodul (350) vorgesteuert werden, wobei das genannte Vorsteuermodul (350) dazu ausgebildet ist, die Vorsteuerung ohne Berücksichtigung der Pendelsignale der Pendelsensorik (60) und der Strukturdynamiksignale der Strukturdynamiksensorik (342) auszuführen.

50

Claims

- 55
1. A crane, in particular a revolving tower crane, having a hoist rope (207) that runs off from a crane boom (202) and carries a load suspension means (208); having drive devices for moving a plurality of crane elements and for traveling the load suspension means (208); having a control device (3) for controlling the drive devices such that the load suspension means (208) travels along a travel path; and having an oscillation damping device (340) for damping oscillating movements of the load suspension means (208) and/or of the hoist rope (207), wherein the oscillation damping device (340) has an oscillation sensor system (60) for detecting oscillating movements of the hoist rope

(207) and/or of the load suspension means (208) and has a regulator module (341) having a closed feedback loop for influencing the control of the drive devices in dependence on a oscillation signal of the oscillation sensor system (60) fed back to the feedback loop, **characterized in that** the oscillation damping device (340) has a structural dynamics sensor system (342) for detecting deformations and/or dynamic movements in themselves of structural components of the crane; and **in that** the regulator module (341) of the oscillation damping device (340) is configured to take account of both the oscillation signal of the oscillation sensor system (60) and the structural dynamics signals fed back to the feedback loop that indicate deformations and/or dynamic movements in themselves of the structural components on the influencing of the control of the drive devices, with the structural dynamics sensor system (342) being configured to determine dynamic torsions of a crane tower (201) carrying the crane boom and/or of the crane boom (202); and with the regulator module (341) of the oscillation damping device (340) being configured to influence the control of the drive devices in dependence on the detected dynamic torsions of the crane boom (202) and/or of the crane tower (201).

2. A crane in accordance with the preceding claim, wherein the regulator module (341) has a regulation structure having two degrees of freedom and/or has a feedforward module (350), in addition to the closed feedback loop, to feed forward the control signals for the drive devices; wherein the feedforward module (350) is configured as a differential flatness model to carry out the feed forward without taking account of the oscillation signals of the oscillation sensor system (60) and of the structural dynamics signals of the structural dynamics sensor system (342).

3. A crane in accordance with the preceding claim, wherein the feed forward module (350) has a notch filter device (353) for filtering the input signals supplied to the feedforward that is configured to eliminate stimuable eigenfrequencies of the structural dynamics from said input signals and/or a desired value filter module (352) for determining a desired progression for the load suspension means position and its time derivatives from predetermined desired values for the load suspension means are associated with the feedforward module (350); and wherein the notch filter device (353) is provided between the trajectory planning module (351) and the desired value filter module (352), on the one hand, and the feedforward module (350), on the other hand.

4. A crane in accordance with one of the preceding claims, wherein the regulator module (341) has a regulation model that divides the structural dynamics of the crane into mutually independent portions that at least comprise a pivot dynamics portion that takes account of the structural dynamics with respect to the pivoting of the boom (202) about the upright crane pivot axis and a radial dynamics portion that takes account of structural dynamics movements in parallel with a vertical plane in parallel with a boom.

5. A crane in accordance with one of the preceding claims, wherein the structural dynamics sensor system (342) at least has

- a radial dynamics sensor for detecting dynamic movements of the crane structure in an upright plane in parallel with the crane boom (202); and
- a pivot dynamics sensor for detecting dynamic movements of the crane structure about an upright axis of rotation of the crane, in particular the tower axis (205),

and the regulator module (341) of the oscillation damping device (340) is configured to influence the control of the drive devices, in particular of a trolley drive and a slewing gear drive, in dependence on the detected dynamic movements of the crane structure in the upright plane in parallel with the boom and on the detected dynamic movements of the crane structure about the upright axis of rotation of the crane.

6. A crane in accordance with one of the preceding claims, wherein the structural dynamics sensor system (342) further has

- a hoist dynamics sensor for detecting vertical dynamic deformations of the crane boom (202); and wherein the regulator module (341) of the oscillation damping device (340) is configured to influence the control of the drive devices, in particular of a hoisting gear drive, in dependence on the detected vertical deformations of the crane boom (202).

7. A crane in accordance with the preceding claim, wherein the structural dynamics sensor system (342) is configured to detect all the eigenmodes of the dynamic torsions of the crane boom (202) and/or of the crane tower (201) whose eigenfrequencies lie in a predefined frequency range and has at least one tower sensor, preferably a plurality of tower sensors, that is/are arranged spaced apart from a node of a eigen-oscillation of a tower for detecting tower

torsions and has at least one boom sensor, preferably a plurality of boom sensors, that is/are arranged spaced apart from a node of a eigen-oscillation of a boom for detecting boom torsions.

8. A crane in accordance with one of the preceding claims, wherein the structural dynamics sensor system (342) has strain gauges and/or accelerometers and/or rotational rate sensors, in particular in the form of gyroscopes, for the detection of deformations and/or dynamic movements of structural components of the crane in themselves and/or at least one rotational rate sensor and/or accelerometer and/or strain gauge for detecting dynamic tower deformations and at least one rotational rate sensor and/or accelerometer and/or strain gauge for detecting dynamic boom deformations.
9. A crane in accordance with one of the preceding claims, wherein the oscillation sensor system (60) has a detection device for detecting and/or estimating a deflection (φ ; β) of the hoist rope (207) and/or of the load suspension means (208) with respect to a vertical (61); and wherein the regulator module (341) of the oscillation damping device (340) is configured to influence the control of the drive devices in dependence on the determined deflection (φ ; β) of the hoist rope (207) and/or of the load suspension means (208) with respect to the vertical (61).
10. A crane in accordance with the preceding claim, wherein the detection device (60) has an imaging sensor system, in particular a camera (62) that looks substantially straight down in the region of a suspension point of the hoist rope (207), in particular of a trolley (206), and wherein an image evaluation device (64) is provided for evaluating an image provided by the imaging sensor system with respect to the position of the load suspension means (208) in the provided image and for determining the deflection (φ) of the load suspension means (208) and/or of the hoist rope (207) and/or the deflection speed with respect to the vertical (61);
11. A crane in accordance with one of the two preceding claims, wherein the detection apparatus (60) has an inertial measurement unit (IMU) attached to the load suspension means (208) having accelerometer means and rotational rate sensor means for providing acceleration signals and rotational rate signals; first determination means (401) for determining and/or estimating a tilt (ε_{β}) of the load suspension means (208) from the acceleration signals and rotational rate signals of the inertial measurement unit (IMU); and second determination means (410) for determining the deflection (β) of the hoist rope (207) and/or of the load suspension means (208) with respect to the vertical (61) from the determined tilt (ε_{β}) of the load suspension means (208) and an inertial acceleration (a) of the load suspension means (208); wherein the first determination means (401) have a complementary filter (402) having a highpass filter (403) for the rotational rate signal of the inertial measurement unit (MU) and a lowpass filter (404) for the acceleration signal of the inertial measurement unit (IMU) or a signal derived therefrom, which complementary filter (402) is configured to link an estimate of the tilt ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) of the load suspension means (208) that is supported by the rotational rate and that is based on the highpass filtered rotational rate signal and an estimate of the tilt ($\varepsilon_{\beta,a}$) of the load suspension means (208) that is supported by acceleration and that is based on the lowpass filtered acceleration signal with one another and to determine the sought tilt (ε_{β}) of the load suspension means (208) from the linked estimates of the tilt ($\varepsilon_{\beta,\omega}$; $\varepsilon_{\beta,a}$) of the load suspension means (208) supported by the rotational rate and by the acceleration; and wherein the estimate of the tilt ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) of the load suspension means (208) supported by the rotational rate comprises an integration of the highpass filtered rotational rate signal; and/or wherein the estimate of the tilt ($\varepsilon_{\beta,a}$) of the load suspension means (208) supported by the acceleration is based on the quotient of a measured horizontal acceleration (${}_K a_x$) and on a measured vertical acceleration (${}_K a_z$) from which the estimate of the tilt ($\varepsilon_{\beta,a}$) supported by the acceleration is acquired using the relationship

$$\varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{{}_K a_x}{{}_K a_z}\right).$$

12. A crane in accordance with the preceding claim, wherein the second determination means (410) have a filter device and/or an observer device that comprises a Kalman filter (411), in particular an extended Kalman filter, and that takes account of the determined tilt (ε_{β}) of the load suspension means (208) as the input value and determines the deflection (φ ; β) of the hoist rope (207) and/or of the load suspension means (208) with respect to the vertical (61) from an inertial acceleration (a) at the load suspension means (208) and/or have a calculation device for calculating the deflection (β) of the hoist rope (207) and/or of the load suspension means (208) with respect to the vertical (61) from the quotient of a horizontal inertial acceleration (${}_i a_x$) and of an acceleration due to gravity (g).
13. A crane in accordance with one of the preceding claims 11 and 12, wherein the inertial measurement unit (IMU)

has a wireless communication module for the wireless transmission of measurement signals and/or of signals derived therefrom to a receiver, with the communication module and the receiver preferably being connectable to one another via a wireless LAN connection and with the receiver being arranged at the trolley from which the hoist rope runs off.

- 5 14. A crane in accordance with one of the preceding claims, wherein the regulator module (341) has a filter device and/or observer device (345) for influencing the control variables of drive regulators (347) for controlling the drive devices, with said filter device and/or observer device (345) being configured to obtain the control variables of the drive regulators (347), on the one hand, and both the oscillation signal of the oscillation sensor system (60) and the structural dynamics signals that are fed back to the feedback loop that give the deformations and/or dynamic movements of the structural components in themselves, on the other hand, as input values, and to influence the regulator control variables in dependence on the dynamically induced movements of crane elements and/or deformations of structural elements obtained for specific regulator control variables; wherein the filter device and/or observer device (345) is configured as a Kalman filter (346) in which detected and/or estimated and/or calculated and/or simulated functions that characterize the dynamics of the structural elements of the crane are implemented in the Kalman filter (346).
- 10
- 15 15. A crane in accordance with one of the preceding claims, wherein the regulator module (341) is configured to track and/or to adapt at least one characteristic regulation value, in particular regulation gains, in dependence on changes in at least one parameter from the parameter group load mass (m_L), hoist rope length (l), trolley position (x_{tr}), and radius.
- 20
- 25 16. A method of controlling a crane, in particular a revolving tower crane, whose load suspension means (208) attached to a hoist rope (207) is traveled by drive devices, which drive devices are controlled by a control apparatus (3) of the crane, wherein the control of the drive devices is influenced by an oscillation damping device (340) comprising a regulator module (341) having a closed feedback loop in dependence on parameters relevant to the oscillation, **characterized in that** both oscillation signals of an oscillation sensor system (60) by means of which oscillating movements of the hoist rope and/or of the load suspension means are detected and structural dynamics signals of a structural dynamics sensor system (342) by means of which deformations and/or dynamic movements of the structural components in themselves are detected, are fed back to the closed feedback loop, and control signals ($u(t)$) for controlling the drive devices are influenced by the regulator module (341) in dependence on both the fed back oscillation signals of the oscillation sensor system (60) and the fed back structural dynamics signals of the structural dynamics sensor system (342), with dynamic torsions of a crane tower (201) and/or of the crane boom (202) carrying the crane boom determined by the structural dynamics sensor system (342) and the control of the drive devices being influenced by the regulator module (341) in dependence on the detected dynamic torsions of the crane boom (202) and/or of the crane tower (201).
- 30
- 35
- 40 17. A method in accordance with the preceding claim, wherein the fed back oscillation signals of the oscillation sensor system (60) and the fed back structural dynamics signals of the structural dynamics sensor system (342) are supplied to a Kalman filter (346) to which the control variables of the drive regulators (347) for controlling the drive devices are furthermore supplied as input values, wherein the Kalman filter (346) carries out an influencing of the control variables of the drive regulators (347) in dependence on said oscillation signals of the oscillation sensor system (60), on the structural dynamics signals of the structural dynamics sensor system (342), and on the fed back control variables of the drive regulators (347); wherein the control signals for controlling the drive devices are fed forward by a feedforward module (350) connected upstream of the regulator module (341), with said feedforward module (350) being configured to carry out the feedforward without taking account of the oscillation signals of the oscillation sensor system (60) and of the structural dynamics signals of the structural dynamics sensor system (342).
- 45

Revendications

- 50
- 55 1. Grue, en particulier grue à tour, comportant un câble de levage (207), qui se déroule à partir d'une flèche de grue (202) et porte un moyen de réception de charge (208), des systèmes d'entraînement pour mettre en mouvement plusieurs éléments de grue et déplacer le moyen de réception de charge (208), un dispositif de commande (3) pour commander les systèmes d'entraînement de telle manière que le moyen de réception de charge (208) se déplace le long d'un chemin de déplacement, ainsi qu'un système d'amortissement des oscillations (340) pour amortir des mouvements oscillants du moyen de réception de charge (208) et/ou du câble de levage (207), le système d'amortissement des oscillations (340) comportant un système de détection d'oscillation (60) pour détecter des mouvements oscillants du câble de levage (207) et/ou du moyen de réception de charge (208) ainsi qu'un module régulateur

(341) avec une boucle de régulation fermée pour influencer la commande des systèmes d'entraînement en fonction d'un signal d'oscillation du système de détection d'oscillation (60) renvoyé à la boucle de régulation, **caractérisée en ce que** le système d'amortissement des oscillations (340) comporte un système de détection de dynamique structurale (342) pour détecter des déformations et/ou des mouvements intérieurs dynamiques d'éléments structuraux de la grue et le module régulateur (342) du système d'amortissement des oscillations (340) est conçu pour prendre en compte, lors de l'influence sur la commande des systèmes d'entraînement, aussi bien le signal d'oscillation du système de détection d'oscillation (60) que les signaux de dynamique structurale renvoyés à la boucle de régulation, qui indiquent des déformations et/ou des mouvements intérieurs dynamiques des éléments structuraux, le système de détection de dynamique structurale (342) étant conçu pour déterminer des torsions dynamiques d'une tour de grue (201) portant la flèche de grue et/ou de la flèche de grue (202) et le module régulateur (341) du système d'amortissement des oscillations (340) étant conçu pour influencer la commande des systèmes d'entraînement en fonction des torsions dynamiques détectées de la flèche de grue (202) et/ou de la tour de grue (201).

2. Grue selon la revendication précédente, dans laquelle le module régulateur (341) comporte une structure de régulation à deux degrés de liberté et/ou comporte, en plus de la boucle de régulation fermée, un module de commande à action prévisionnelle (350) pour la commande à action prévisionnelle des signaux de réglage pour les systèmes d'entraînement, le module de commande à action prévisionnelle (350) étant réalisé sous la forme d'un modèle de platitude différentielle de manière à exécuter la commande à action prévisionnelle sans prendre en compte les signaux d'oscillation du système de détection d'oscillation (60) et les signaux de dynamique structurale du système de détection de dynamique structurale (342).

3. Grue selon la revendication précédente, dans laquelle un système de filtre coupe-bande (353) pour filtrer les signaux d'entrées transmis à la commande à action prévisionnelle, qui est conçu pour éliminer desdits signaux d'entrée des fréquences propres excitables de la dynamique structurale, un module de planification de trajectoire (351) et/ou un module de filtrage de valeur de consigne (352) pour déterminer une variation de consigne pour la position du moyen de réception de charge et ses dérivations temporelles à partir de valeurs de consigne prédéfinies pour le moyen de réception de charge, sont associés au module de commande à action prévisionnelle (350), le système de filtrage coupe-bande (353) étant prévu entre le module de planification de trajectoire (351) et, d'un côté, le module de filtrage de valeur de consigne (352) et, de l'autre côté, le module de commande à action prévisionnelle (350).

4. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le module régulateur (341) comporte un modèle de régulation qui divise la dynamique structurale de la grue en parties indépendantes les unes des autres, lesquelles comprennent au moins une partie dynamique de pivotement, qui prend en compte la dynamique structurale en ce qui concerne le pivotement de la flèche (202) autour de l'axe de pivotement de grue vertical, et une partie dynamique radiale, qui prend en compte des mouvements dynamiques de structure parallèlement à un plan vertical parallèle à la flèche.

5. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le système de détection de dynamique structurale (342) comporte au moins

- un capteur de dynamique radiale pour détecter des mouvements dynamiques de la structure de grue dans un plan vertical parallèlement à la flèche de grue (202), et
- un capteur de dynamique de pivotement pour détecter des mouvements dynamiques de la structure de grue autour d'un axe de rotation de grue vertical, en particulier d'un axe de tour (205)

et le module régulateur (341) du système d'amortissement des oscillations (340) est conçu pour influencer la commande des systèmes d'entraînement, en particulier d'un entraînement de chariot et d'un entraînement de dispositif de rotation, en fonction des mouvements dynamiques détectés de la structure de grue dans le plan vertical parallèle à la flèche et des mouvements dynamiques détectés de la structure de grue autour de l'axe de rotation de grue vertical.

6. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le système de détection de dynamique structurale (342) comporte en outre

- un capteur de dynamique de levage pour détecter des déformations dynamiques verticales de la flèche de grue (202) et le module régulateur (341) du système d'amortissement des oscillations (340) est conçu pour influencer la commande des systèmes d'entraînement, en particulier d'un entraînement de mécanisme de levage, en fonction des déformations dynamiques verticales détectées de la flèche de grue (202).

7. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le système de détection de dynamique structurale (342) est conçu pour détecter tous les modes propres des torsions dynamiques de la flèche de grue (202) et/ou de la tour de grue (201), dont les fréquences propres se trouvent dans une plage de fréquence prédéfinie, et comporte au moins un, de préférence plusieurs, capteur(s) de tour, qui est/sont disposé(s) espacé(s) d'un nœud d'une oscillation propre de tour, pour détecter des torsions de tour, ainsi qu'au moins un, de préférence plusieurs, capteur(s) de flèche, qui est/sont disposé(s) espacé(s) d'un nœud d'une oscillation propre de flèche, pour détecter des torsions de flèche.
8. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le système de détection de dynamique structurale (342) comporte des jauges extensométriques et/ou des capteurs d'accélération et/ou des capteurs de vitesse angulaire, en particulier sous la forme de gyroscopes, pour détecter des déformations et/ou des mouvements intérieurs dynamiques d'éléments structuraux de la grue, et/ou au moins un capteur de vitesse angulaire et/ou d'accélération et/ou une jauge extensométrique pour détecter des déformations de tour dynamiques, au moins un capteur de vitesse angulaire et/ou d'accélération et/ou une jauge extensométrique pour détecter des déformations de flèche dynamiques.
9. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le système de détection d'oscillation (60) comporte un système de détection pour détecter et/ou estimer une déviation (φ ; β) du câble de levage (207) et/ou du moyen de réception de charge (208) par rapport à une verticale (61) et le module régulateur (341) du système d'amortissement des oscillations (340) est conçu pour influencer la commande des systèmes d'entraînement en fonction de la déviation (φ ; β) déterminée du câble de levage (207) et/ou du moyen de réception de charge (208) par rapport à la verticale (61).
10. Grue selon la revendication précédente, dans laquelle le système de détection (60) comporte un système de détection générateur d'images, en particulier une caméra (62), qui regarde, dans la zone d'un point de suspension du câble de levage (207), en particulier d'un chariot roulant (206), sensiblement perpendiculairement vers le bas, un système d'évaluation d'image (64) étant prévu pour évaluer une image fournie par le système de détection générateur d'images en ce qui concerne la position du moyen de réception de charge (208) dans l'image fournie et déterminer la déviation (φ) du moyen de réception de charge (208) et/ou du câble de levage (207) et/ou la vitesse de déviation par rapport à la verticale (61).
11. Grue selon l'une des deux revendications précédentes, dans laquelle le dispositif de détection (60) comporte une centrale à inertie (IMU) montée sur le moyen de réception de charge (208), dotée de moyens détecteurs d'accélération et de vitesse angulaire pour fournir des signaux d'accélération et de vitesse angulaire, des premiers moyens de détermination (401) pour déterminer et/ou estimer un défaut d'alignement angulaire (ε_{β}) du moyen de réception de charge (208) à partir des signaux d'accélération et de vitesse angulaire de la centrale à inertie (IMU) et des seconds moyens de détermination (410) pour déterminer la déviation (β) du câble de levage (207) et/ou du moyen de réception de charge (208) par rapport à la verticale (61) à partir du défaut d'alignement angulaire (ε_{β}) déterminé du moyen de réception de charge (208) et d'une accélération inertielle (a) du moyen de réception de charge (208), les premiers moyens de détermination (401) comportant un filtre complémentaire (402) avec un filtre passe-haut (403) pour le signal de vitesse angulaire de la centrale à inertie (IMU) et un filtre passe-bas (404) pour le signal d'accélération de la centrale à inertie (IMU) ou un signal dérivé de ceux-ci, ledit filtre complémentaire (402) étant conçu pour combiner une estimation s'appuyant sur la vitesse angulaire du défaut d'alignement angulaire ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) du moyen de réception de charge (208), qui se base sur le signal de vitesse angulaire filtré par le filtre passe-haut, et une estimation s'appuyant sur l'accélération du défaut d'alignement angulaire ($\varepsilon_{\beta,a}$) du moyen de réception de charge (208), qui se base sur le signal d'accélération filtré par le filtre passe-bas et déterminer, à partir des estimations s'appuyant sur la vitesse angulaire et l'accélération combinées du défaut d'alignement angulaire ($\varepsilon_{\beta,\omega}$; $\varepsilon_{\beta,a}$) du moyen de réception de charge (208), le défaut d'alignement angulaire (ε_{β}) recherché du moyen de réception de charge (208), l'estimation s'appuyant sur la vitesse angulaire du défaut d'alignement angulaire ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) du moyen de réception de charge (208) comprenant une intégration du signal de vitesse angulaire filtré par le filtre passe-haut et/ou l'estimation s'appuyant sur l'accélération du défaut d'alignement angulaire ($\varepsilon_{\beta,a}$) du moyen de réception de charge (208) reposant sur le quotient d'une accélération horizontale (k_{ax}) mesurée par une accélération verticale (k_{az}) mesurée, à partir duquel l'estimation s'appuyant sur l'accélération du défaut d'alignement angulaire ($\varepsilon_{\beta,a}$) est

$$\varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{{}_K a_x}{{}_K a_z}\right)$$

obtenue à l'aide de la relation

- 5
12. Grue selon la revendication précédente, dans laquelle les seconds moyens de détermination (410) comportent un système de filtrage et/ou d'observation, qui comprend un filtre de Kalman (411), en particulier un filtre de Kalman étendu et qui prend en compte comme grandeur d'entrée le défaut d'alignement angulaire (ε_{β}) du moyen de réception de charge (208) et détermine, à partir d'une accélération inertielle (a) au niveau du moyen de réception de charge (208), la déviation (φ ; β) du câble de levage (207) et/ou du moyen de réception de charge (208) par rapport à la verticale (61), et/ou un système de calcul pour calculer la déviation (β) du câble de levage (207) et/ou du moyen de réception de charge (208) par rapport à la verticale (61) à partir du quotient d'une accélération inertielle horizontale (a_x) par l'accélération de la pesanteur (g).
- 10
13. Grue selon l'une des revendications précédentes 11 ou 12, dans laquelle la centrale à inertie (IMU) comporte un module de communication sans fil pour la transmission sans fil de signaux de mesure et/ou de signaux dérivés de ceux-ci à un récepteur, le module de communication et le récepteur pouvant de préférence être reliés l'un à l'autre par le biais d'une liaison WLAN et le récepteur étant disposé sur le chariot roulant, à partir duquel le câble de levage se déroule.
- 15
14. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le module régulateur (341) comporte un système de filtrage et/ou d'observation (345) pour influencer les grandeurs de réglage de régulateurs d'entraînement (347) pour la commande des systèmes d'entraînement, ledit système de filtrage et/ou d'observation (345) étant conçu pour obtenir comme grandeurs d'entrée d'une part les grandeurs de réglage du régulateur d'entraînement (347) et d'autre part aussi bien le signal d'oscillation du système de détection d'oscillation (60) que les signaux de dynamique structurale renvoyés à la boucle de régulation, qui indiquent des déformations et/ou mouvements intérieurs dynamiques des éléments structuraux, et pour influencer les grandeurs de réglage du régulateur en fonction des mouvements d'éléments de grue induits par la dynamique obtenus pour des grandeurs de réglage de régulateur définies et/ou de déformations d'éléments structuraux, le système de filtrage et/ou d'observation (345) étant réalisé sous la forme d'un filtre de Kalman (346), dans lequel sont mises en œuvre des fonctions détectées et/ou estimées et/ou calculées et/ou simulées, qui caractérisent la dynamique des éléments structuraux de la grue.
- 20
- 25
- 30
15. Grue selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le module régulateur (341) est conçu pour faire suivre et/ou adapter au moins une caractéristique de régulation, en particulier des amplifications de régulation, en fonction de modifications pour au moins un paramètre du groupe de paramètres constitué de la masse de la charge (m_L), la longueur du câble de levage (l), la position du chariot (x_{tr}) et la portée.
- 35
16. Procédé de commande d'une grue, en particulier d'une grue à tour, dont le moyen de réception de charge (208) monté sur un câble de levage (207) est déplacé par des systèmes d'entraînement, lesdits systèmes d'entraînement étant commandés par un dispositif de commande (3) de la grue, la commande des systèmes d'entraînement étant influencée par un système d'amortissement des oscillations (340), comprenant un module régulateur (341) avec une boucle de régulation fermée, en fonction de paramètres pertinents pour l'oscillation, **caractérisé en ce que** tant des signaux d'oscillation d'un système de détection d'oscillation (60), au moyen duquel des mouvements oscillants du câble de levage et/ou du moyen de réception de charge sont détectés, que des signaux de dynamique structurale d'un système de détection de dynamique structurale (342), au moyen duquel des déformations et/ou des mouvements intérieurs dynamiques des éléments structuraux sont détectés, sont renvoyés à la boucle de régulation fermée et des signaux de commande ($u(t)$) pour commander les systèmes d'entraînement en fonction aussi bien des signaux d'oscillation renvoyés du système de détection d'oscillation (60) que des signaux de dynamique structurale renvoyés du système de détection de dynamique structurale (342) sont influencés par le module régulateur (341), des torsions dynamiques d'une tour de grue (201) portant la flèche de grue et/ou de la flèche de grue (202) étant déterminées par le système de détection de dynamique structurale (342) et la commande des systèmes d'entraînement étant influencée par le module régulateur (341) en fonction des torsions dynamiques détectées de la flèche de grue (202) et/ou de la tour de grue (201).
- 40
- 45
- 50
17. Procédé selon la revendication précédente, dans lequel les signaux d'oscillation renvoyés du système de détection d'oscillation (60) ainsi que les signaux de dynamique structurale renvoyés du système de détection de dynamique structurale (342) sont transmis à un filtre de Kalman (346), auquel sont en outre transmises les grandeurs de réglage de régulateurs d'entraînement (347) pour commander les systèmes d'entraînement, le filtre de Kalman (346) exerçant
- 55

EP 3 649 072 B1

une influence sur les grandeurs de réglage des régulateurs d'entraînement (347) en fonction desdits signaux d'oscillation du système de détection d'oscillation (60), des signaux de dynamique structurale du système de détection de dynamique structurale (342) et des grandeurs de réglage renvoyées des régulateurs d'entraînement (347), les signaux de commande pour la commande des systèmes d'entraînement étant commandés par action prévisionnelle par un module de commande à action prévisionnelle (350) branché en amont du module régulateur (341), ledit module de commande à action prévisionnelle (350) étant conçu pour exécuter la commande à action prévisionnelle sans prendre en compte les signaux d'oscillation du système de détection d'oscillation (60) et les signaux de dynamique structurale du système de détection de dynamique structurale (342).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

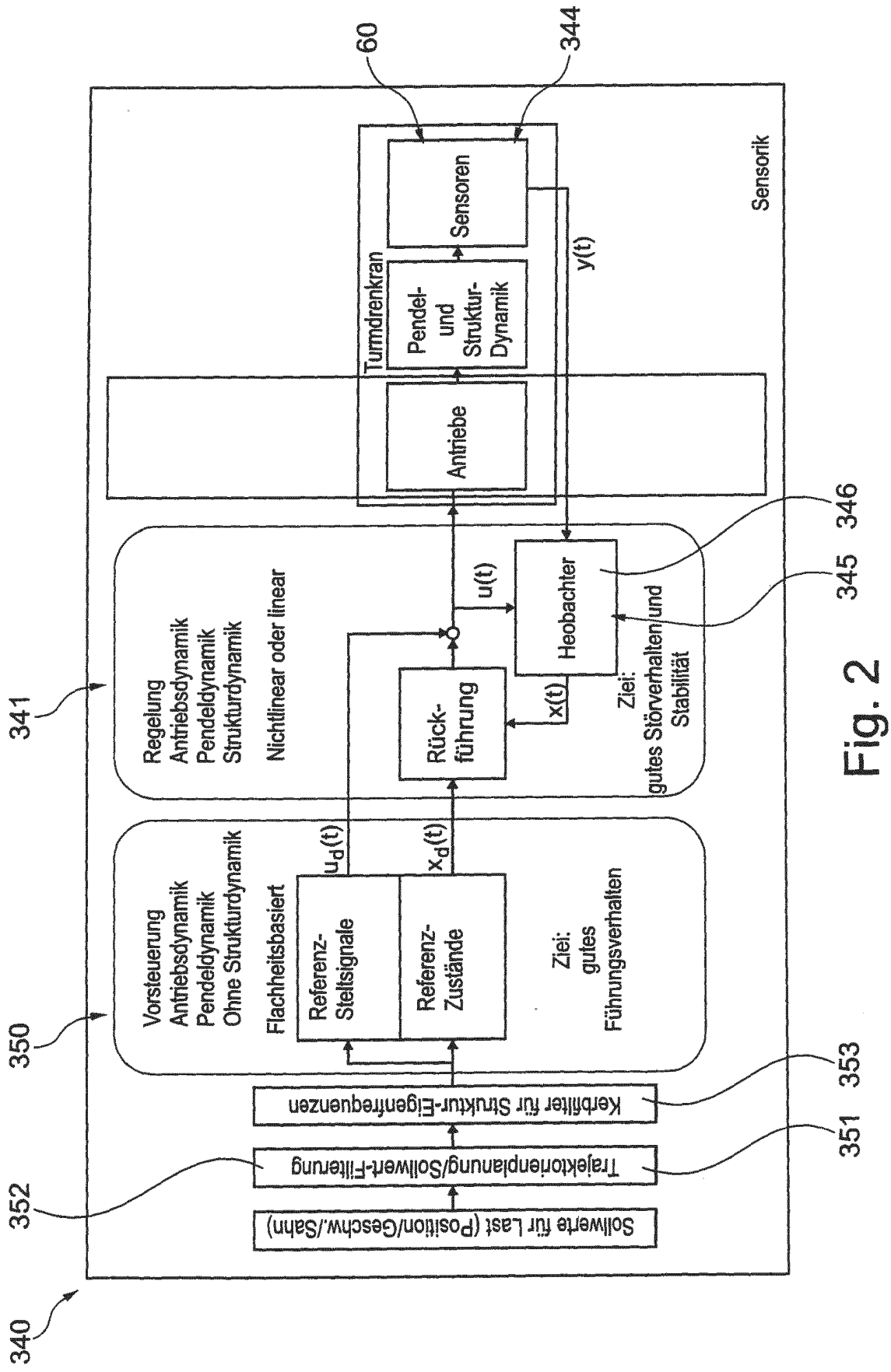


Fig. 2

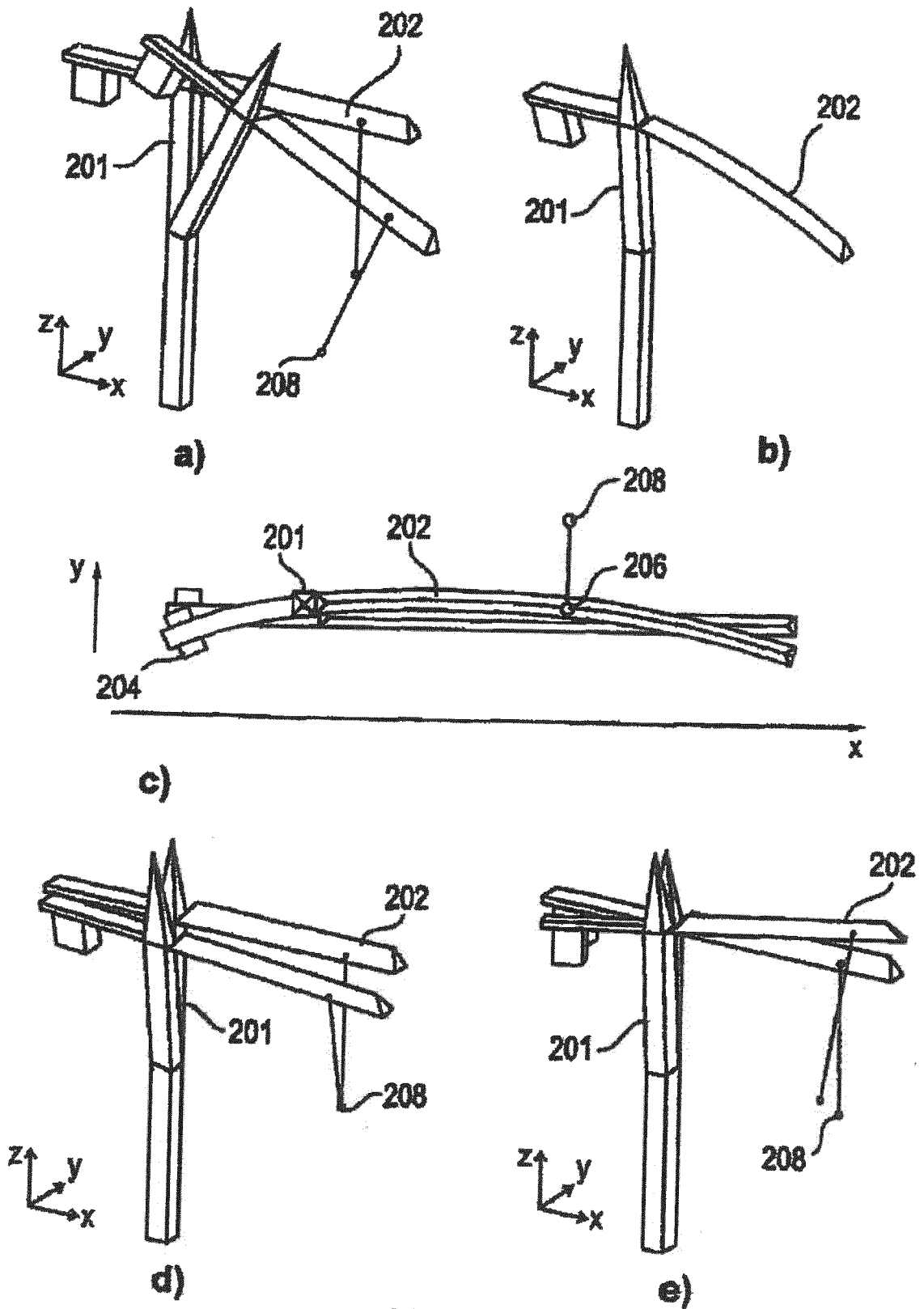


FIG. 3

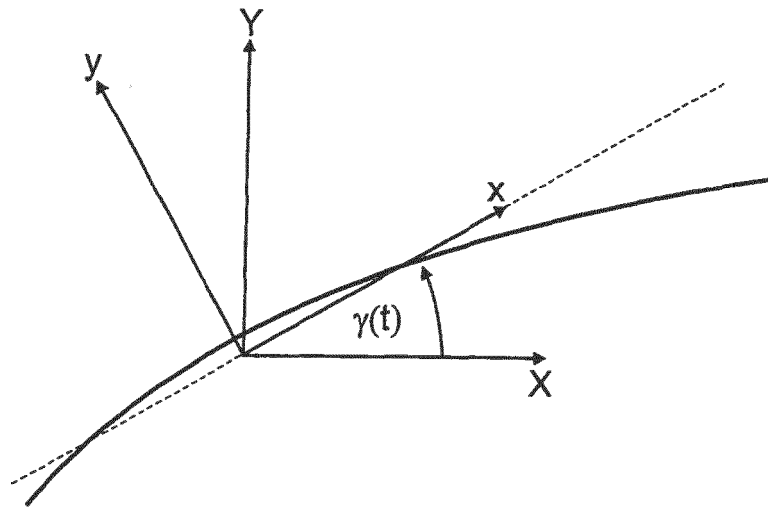


Fig. 4

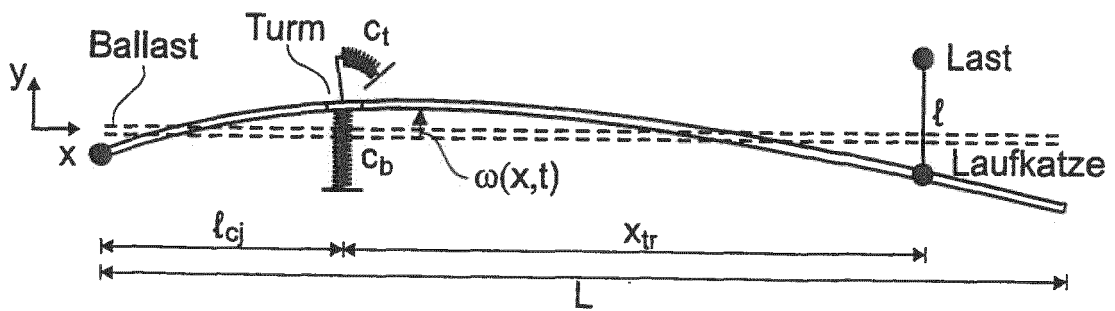


Fig. 5

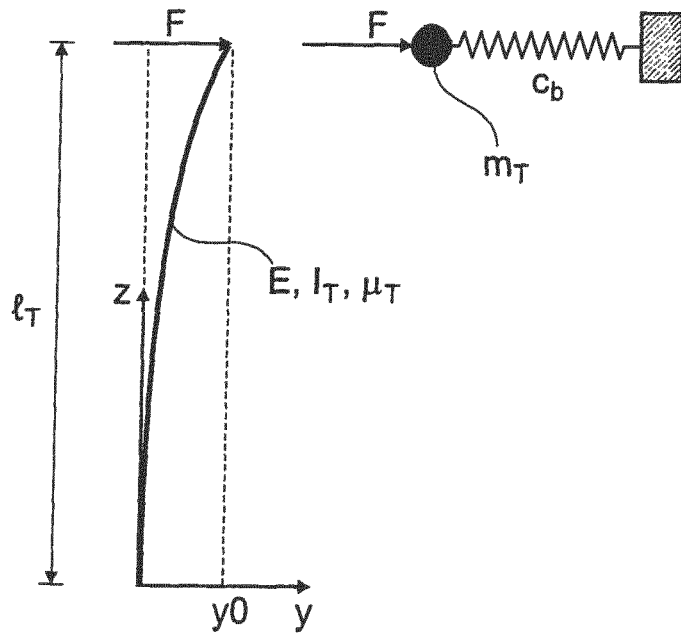


Fig. 6

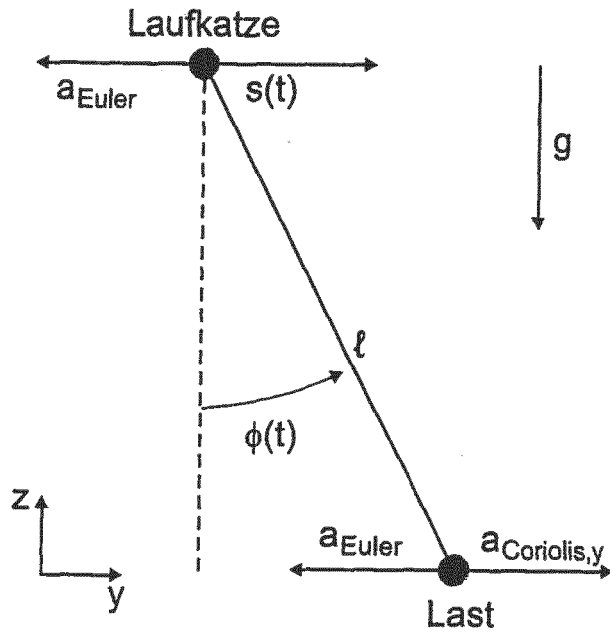


Fig. 7

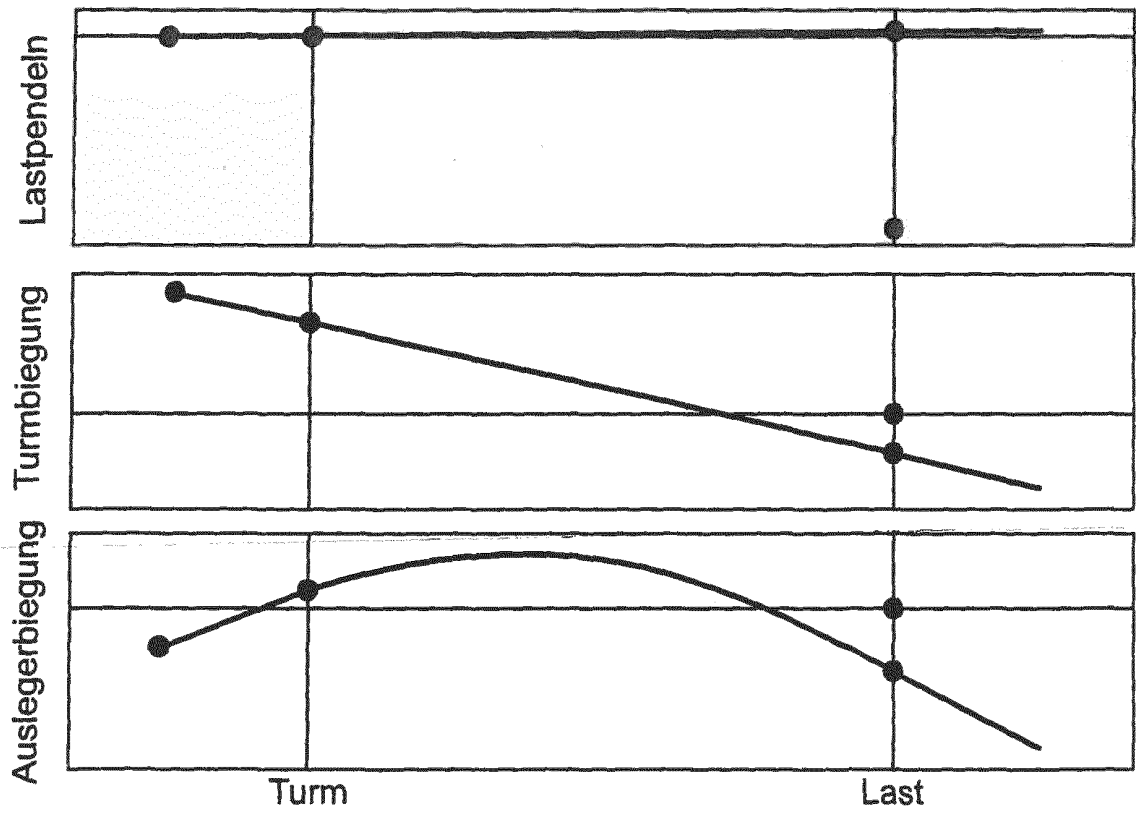


Fig. 8

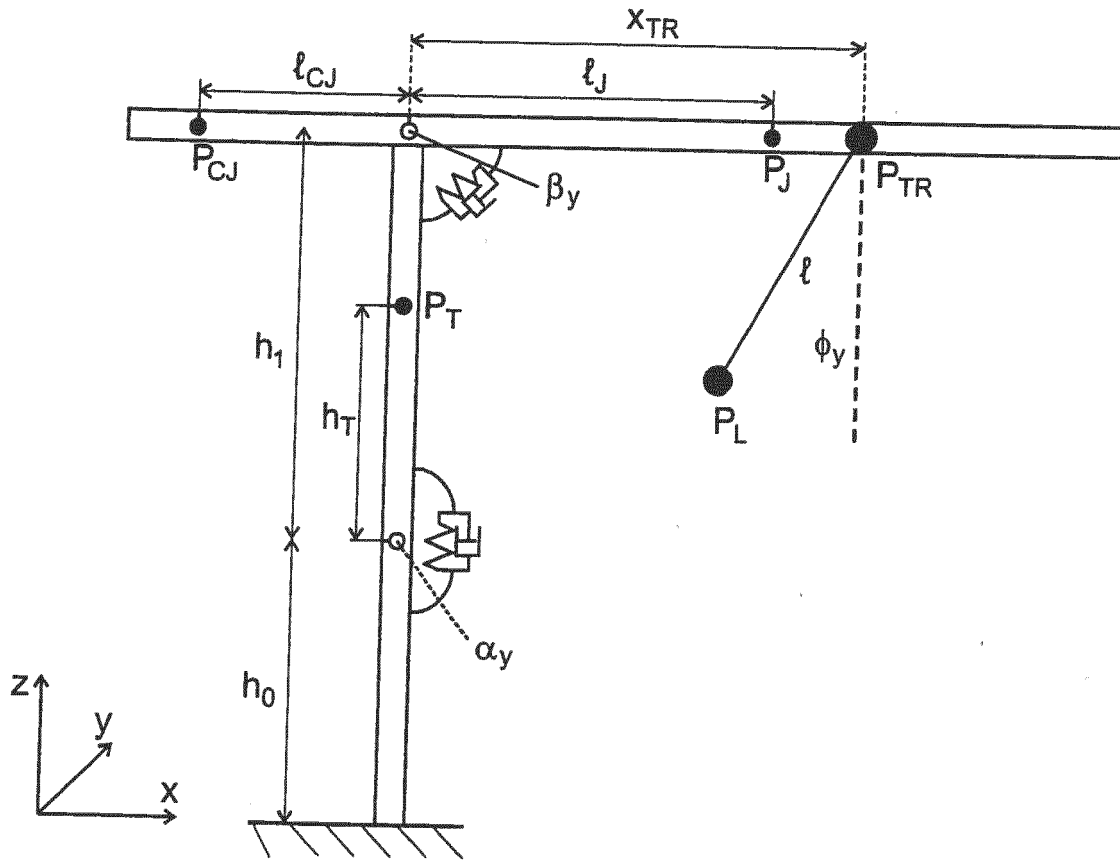
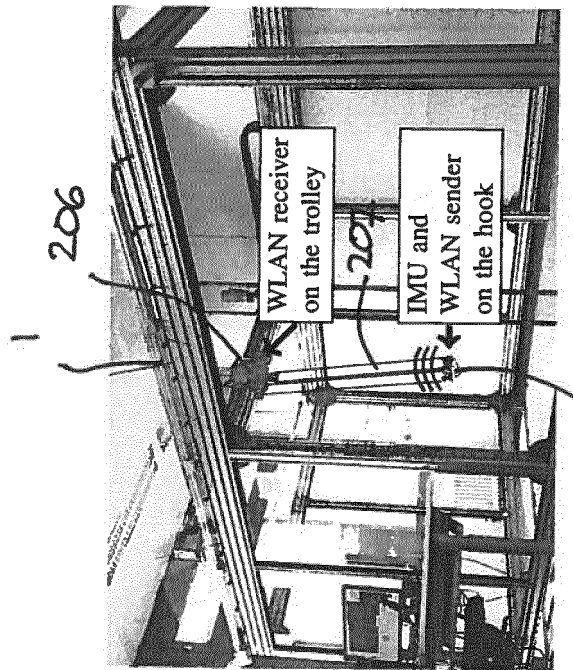


Fig. 9



208
Fig. 10

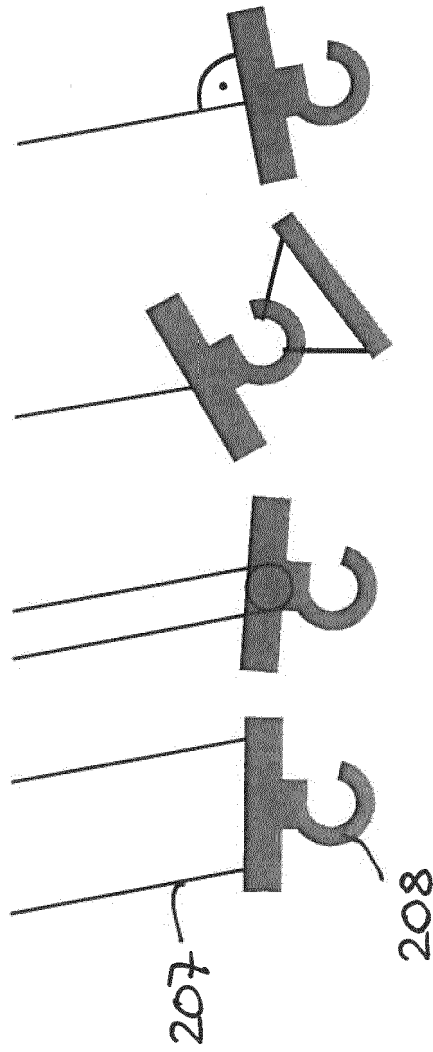


Fig. 11

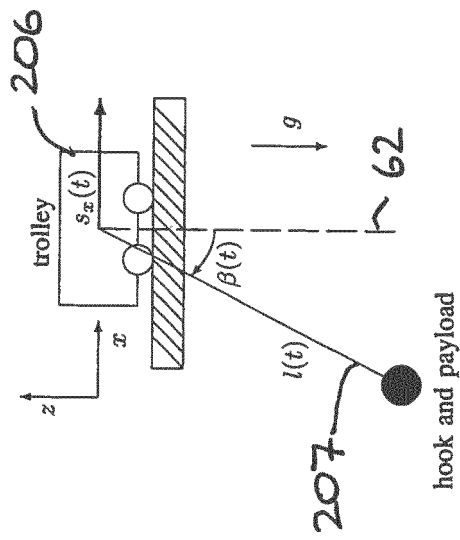


Fig. 12

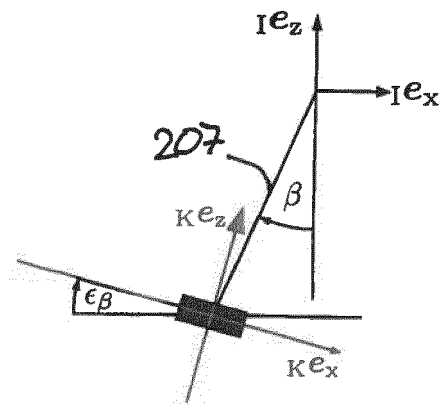


Fig. 13

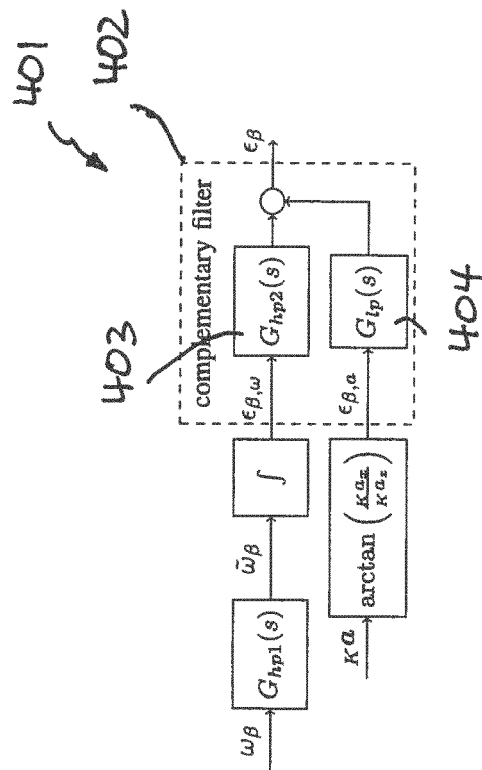


Fig. 14

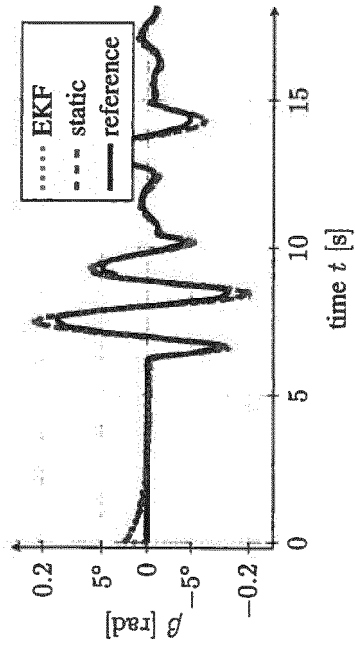


Fig. 15

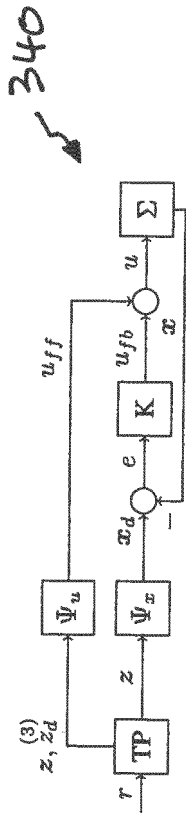


Fig. 16

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 202008018260 U1 [0006]
- DE 102009032270 A1 [0006]
- DE 202008018206 U1 [0006]
- EP 1628902 B1 [0007]
- DE 10324692 A1 [0007]
- EP 2562125 B1 [0007]
- US 20130161279 A [0007]
- DE 10064182 A1 [0007]
- US 5526946 A [0007]
- DE 102011001112 A1 [0013]
- EP 2574819 A1 [0013]
- DE 102010038218 A1 [0013]

In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur

- **E. ARNOLD ; O. SAWODNY ; J. NEUPERT ; K. SCHNEIDER.** Anti-sway system for boom cranes based on a model predictive control approach. *IEEE International Conference Mechatronics and Automation*, 2005, vol. 3, 1533-1538 [0008]
- **ARNOLD, E. ; NEUPERT, J. ; SAWODNY, O.** Modellprädiktive Trajektoriengenerierung für flachheitsbasierte Folgeregelungen am Beispiel eines Hafenmobilkran. *Automatisierungstechnik*, August 2008, vol. 56 [0008]
- **J. NEUPERT ; E. ARNOLD ; K. SCHNEIDER ; O. SAWODNY.** Tracking and anti-sway control for boom cranes. *Control Engineering Practice*, 2010, vol. 18, 31-44 [0008]
- **VON RALF ROTHFUß.** Anwendung der flachheitsbasierten Analyse und Regelung nichtlinearer Mehrgrößensysteme. VDI-Verlag, 1997 [0067]