

Mathematische Beschreibung der Belastung eines Holzladekrans durch dynamische Schwenkvorgänge

Jonathan Reisinger¹,
Klaus Decker¹,
Georg Kartnig¹,

Forschungsgruppe Konstruktionslehre und Fördertechnik
Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften
Technische Universität Wien

Die Anforderungen an Tragfähigkeit, Reichweite und Umschlagleistung von Holz-Ladekränen steigen kontinuierlich, während die zulässige Gesamtmasse des Fahrzeugs begrenzt ist. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, ist eine möglichst genaue Beschreibung der im Betrieb auftretenden Belastungen von großer Bedeutung. Sind diese nur mit großer Unsicherheit bekannt, muss die Kranstruktur entsprechend konservativ dimensioniert werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher die Genauigkeit des Norm-Berechnungsansatzes nach EN 12999 für dynamische Schwenkvorgänge untersucht. Mithilfe eines validierten Mehrkörpersimulationsmodells (MKS) wurden die auftretenden dynamischen Belastungen an der Kranspitze analysiert. Die Ergebnisse zeigen, dass der Norm-Ansatz die Belastungen für die untersuchten Schwenkvorgänge nicht mit ausreichender Genauigkeit abbildet. Die größten Abweichungen treten bei der Kraftkomponente in der horizontalen Ebene tangential zur Kreisbahn der Kranspitze auf. Der normgerechte Berechnungsansatz ohne Berücksichtigung zusätzlicher Dynamikbeiwerte weicht dabei um -80 bis -85% von den MKS-Ergebnissen ab. Für diese Kraftkomponente wurde daher ein alternativer quasistatischer Berechnungsansatz formuliert, der die Abweichungen auf -21% bis $+8\%$ reduziert.

[Schlüsselwörter: Ladekran, EN 12999, EN 13001, Festigkeitsnachweis, Mehrkörpersimulation]

The requirements for load capacity, reach, and handling performance of timber loader cranes are continuously increasing, while the permissible gross vehicle mass remains limited. To meet these requirements, an accurate description of the loads occurring during operation is of great importance. If these loads are subject to large uncertainties, the crane structure must be designed more conservatively. Therefore, this work investigated the accuracy of the calculation approach specified in EN 12999 for dynamic slewing motions. Using a validated multibody system (MBS) model, the dynamic loads occurring at the crane tip were analyzed. The results show that the standard-based approach does not represent the loads during the investigated slewing motions with sufficient accuracy. The largest deviations occur for the force component acting in the horizontal plane tangentially to the circular path of the crane tip. Without consideration of additional dynamic factors, the standard-based calculation approach deviates from the MBS results by -80 to -85% . Therefore, an alternative quasi-static calculation approach was formulated for this force component, which reduces the deviations to between -21% and $+8\%$.

[Keywords: Loader crane, EN 12999, EN 13001, strength verification, multibody simulation]

1 Einleitung

Krane sind eine der wichtigsten Gruppen der Unstetigförderer für die räumliche Förderung innerhalb eines begrenzten Arbeitsbereichs [1]. Ein Vertreter dieser Maschinen ist der Ladekran, der insbesondere für die Be- und Entladung von Fahrzeugen und Anhängern eingesetzt wird. Er besteht grundsätzlich aus einer Säule und einem Auslegersystem. Die Kransäule ist am unteren Ende in einem Kransockel drehbar gelagert und am oberen Ende wird das Auslegersystem montiert [2]. Im Fokus dieser Arbeit stehen Holz-Ladekrane. Dieser Kran wird speziell für Arbeiten mit unbearbeitetem Holz, wie zum Beispiel Baumstämme oder Äste, entwickelt [2].

In den vergangenen Jahren sind die Anforderungen an Tragfähigkeit, Reichweite und Umschlagleistung von Holz-Ladekranen stetig gestiegen. Um den daraus resultierenden höheren Beanspruchungen standhalten zu können, ist eine entsprechend tragfähige Kranstruktur erforderlich. Eine robustere Auslegung, beispielsweise durch größere Auslegerquerschnitte, geht jedoch meist mit einem höheren Eigengewicht einher. Das Eigengewicht des Krans soll jedoch möglichst gering gehalten werden, da die zulässige Gesamtmasse des Fahrzeugs begrenzt ist. Somit reduziert das Eigengewicht des Krans die Nutzlast für das Ladegut. Diese Anforderungen stehen in einem direkten Zielkonflikt. Daher ist es für die Auslegung von großer Bedeutung, die im Betrieb auftretenden Belastungen möglichst genau zu kennen. Sind diese nur mit großer Unsicherheit bekannt, muss die Kranstruktur entsprechend konservativ dimensioniert werden.

Der normgerechte Festigkeitsnachweis wird auf Basis der Methode der Grenzzustände aufgebaut [3, Abschnitt 4.2.1]. Dieser Ansatz entspricht einem allgemeinen semiprobabilistischen Nachweisverfahren und wird in der ISO2394 definiert [4]. Zur Berechnung der Bewegungen und inneren Kräfte des Krans werden starrkörperkinetische Modelle verwendet. Diese bilden die Veränderungen und Momentanwerte von Beschleunigungen und inneren Kräften nur als Mittelwerte des eigentlichen Vorgangs ab. Daher müssen Lasten infolge plötzlicher Veränderungen dieser Mittelwerte mit dynamischen Beiwerten Φ_i , multipliziert werden, um ihre tatsächlichen Werte abzuschätzen. [3, Abschnitt 4.2.2]

Im Rahmen dieser Arbeit wird daher die Genauigkeit des aktuellen normgerechten Berechnungsansatzes für dynamische Schwenkvorgänge eines Holzladekrans untersucht. Mithilfe eines validierten Mehrkörpersimulationsmodells werden die während dieser Bewegungsabläufe auftretenden Belastungen an der Kranspitze bestimmt und den nach EN 12999 berechneten Lastgrößen gegenübergestellt.

2 Literatur

Die Genauigkeit der in EN 12999 definierten Berechnungsansätze zur Abbildung dynamischer Belastungen wurde bereits kritisch untersucht. Stölzner, Kleeberger, Günthner und Fottner analysierten hierzu Schwenkvorgänge von Lkw-Ladekranen und verglichen die normgerechte Berechnung mit einer nichtlinearen dynamischen FE-Berechnung [5]. Dabei zeigten sich deutliche Abweichungen zwischen den Ergebnissen der Normberechnung und der dynamischen FE-Berechnung. Die später systematisch erweiterten Untersuchungen von Stölzner bestätigen diese Abweichungen für unterschiedliche Kranstellungen, Auslegerkonfigurationen und Antriebsparameter [6].

Aufgrund der begrenzten Abbildungsgenauigkeit der normgerechten Berechnungsansätze werden zur detaillierteren Untersuchung dynamischer Kranbewegungen unterschiedliche zeitabhängige Berechnungsmodelle eingesetzt. Hierzu zählen Mehrkörpersimulationsmodelle, mit denen die Bewegung des Gesamtsystems und die daraus resultierenden Belastungen bestimmt werden können [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13], sowie nichtlineare dynamische FE-Modelle, die insbesondere die zeitabhängige elastische Strukturantwort detailliert abbilden [5, 6]. Daneben werden reduzierte Schwingungsmodelle eingesetzt, bei denen durch Linearisierung und modale Reduktion der Berechnungsaufwand gegenüber einer vollständigen dynamischen Berechnung verringert werden kann [5].

Der Einsatz detaillierter dynamischer Berechnungsmodelle ist gegenüber vereinfachten quasistatischen Ansätzen jedoch mit einem höheren Modellierungs- und Berechnungsaufwand verbunden. Für die praktische Auslegung besteht daher weiterhin Bedarf an vereinfachten quasistatischen Ansätzen, die eine effiziente Berechnung ermöglichen und zugleich die relevanten dynamischen Effekte mit ausreichender Genauigkeit erfassen.

Für verwandte Krantypen wurden bereits solche quasistatischen Berechnungsansätze aus detaillierten dynamischen Berechnungsmodellen abgeleitet. Jerman et al. entwickelten zunächst ein nichtlineares mathematisches Modell zur Beschreibung der Dynamik eines Schwenkkrans. Dabei wurden insbesondere die räumliche Pendelbewegung der Last und die daraus resultierenden dynamischen Kräfte untersucht und das Modell experimentell validiert [14]. Aufbauend auf diesem Modell untersuchten Jerman und Kramar die horizontalen Trägheitskräfte während des Schwenkvorgangs und entwickelten einen Beiwert zur vereinfachten Berechnung der maximalen radialen Trägheitskräfte [15]. Einen vergleichbaren Ansatz zur Überführung dynamischer Effekte in einen Beiwert verwendeten Jerman und Hribar für die lineare Bewegung des Aufhängepunkts einer pendelnden Last [16]. Auch für Gittermast-Fahrzeugkrane und Turmdrehkrane wurden Dynamikbeiwerte aus reduzierten

Schwingungsmodellen abgeleitet und in quasistatischen Berechnungen verwendet [17, 18].

Die genannten Arbeiten zeigen somit, dass dynamische Effekte von Schwenkvorgängen grundsätzlich in quasistatische Berechnungsansätze überführt werden können. Da diese Ansätze jedoch für andere Krantypen beziehungsweise Bewegungsmodelle entwickelt wurden, lassen sie sich nicht unmittelbar auf den Festigkeitsnachweis von Holz-Ladekränen nach EN 12999 übertragen.

3 Forschungslücke und Forschungsfragen

Aus dem dargestellten Stand der Forschung ist bekannt, dass der quasistatische Berechnungsansatz nach EN 12999 dynamische Belastungen bei Schwenkvorgängen von Lkw-Ladekränen nur mit begrenzter Genauigkeit abbildet. Für verwandte Krantypen wurden bereits quasistatische Ansätze aus detaillierten dynamischen Berechnungsmodellen abgeleitet, die eine realitätsnahe Abbildung der auftretenden dynamischen Belastungen ermöglichen. Ziel ist daher, für Holz-Ladekrane einen quasistatischen Berechnungsansatz zu entwickeln, der die dynamischen Belastungen mit höherer Genauigkeit als der Ansatz nach EN 12999 abbildet. Dieser Ansatz ist dabei auf Grundlage einer detaillierten dynamischen Berechnung zu erarbeiten.

Forschungsfragen:

- Kann ein quasistatischer Berechnungsansatz zur Bestimmung der Lastspitzen nach dem Grundprinzip der EN 12999 formuliert werden, der die dynamischen Belastungen während Schwenkvorgängen mit geringeren Abweichungen abbildet als der bestehende Normansatz?

4 Vorgehensweise

Den Ausgangspunkt dieser Arbeit bildet ein vollständig parametrisiertes und validiertes Mehrkörpersimulationsmodell eines Holz-Ladekrans. Das mechanische Kranmodell ist dabei mit einem Modell des hydraulischen Antriebsstrangs gekoppelt. Als Eingangsgrößen dienen der Volumenstrom der Hydraulikpumpe und die Schieberstellungen des Ventilblocks. Aus diesen Eingangsgrößen ergeben sich die Bewegungen der Aktuatoren und damit der Bewegungsablauf des Krans aus dem gekoppelten hydraulisch-mechanischen System. Für die weitere Auswertung werden die daraus resultierenden Kräfte an der Kranspitze in den drei Raumrichtungen herangezogen. Dabei wird folgendes Koordinatensystem verwendet, welches fix mit der Kransäule verbunden ist (Abb. 1).

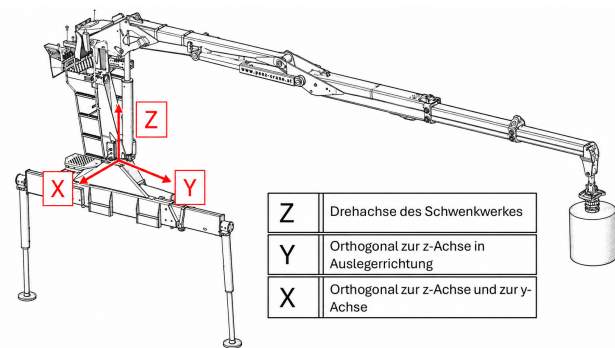


Abbildung 1: Koordinatensystem

Zur Beantwortung der Forschungsfragen werden zunächst zahlreiche unterschiedliche Schwenkvorgänge mit dem MKS-Modell simuliert. Für die einzelnen Schwenkvorgänge werden anschließend die entsprechenden Kräfte an der Kranspitze separat nach EN 12999 berechnet. Durch die Gegenüberstellung der MKS-Ergebnisse mit den nach EN 12999 berechneten Kräften kann beurteilt werden, wie gut der normgerechte Berechnungsansatz die auftretenden Lastspitzen der einzelnen Kraftkomponenten abbildet.

Für Kraftkomponenten, bei denen große Abweichungen auftreten, wird untersucht, ob ein alternativer analytischer Berechnungsansatz formuliert werden kann, der die auftretenden Belastungen realitätsnäher abbildet als der Normansatz.

5 EN 12999

Die EN 12999 legt Mindestanforderungen an Gestaltung, Berechnung, Untersuchungen und Prüfungen hydraulisch angetriebener Ladekrane sowie deren Montage auf Fahrzeuge oder ortsfeste Unterkonstruktionen fest [2, Abschnitt 1]. Die Norm ist eng mit der allgemeineren EN 13001-Reihe verknüpft. Diese spezifiziert die Anforderungen an die Konstruktion zur Vermeidung von mechanischen Gefährdungen bei Kranen [3, Abschnitt 1].

5.1 Methode der Grenzzustände

Der normgerechte Festigkeitsnachweis wird auf Basis der Methode der Grenzzustände aufgebaut [3, Abschnitt 4.2.1]. Dieser Ansatz entspricht einem allgemeinen semiprobabilistischen Nachweisverfahren und wird in der ISO2394 definiert[4]. Zur Verifizierung, dass die Grenzzustände der Tragfähigkeit nicht überschritten werden, müssen die folgenden Nachweise geführt werden:

- Festigkeitsnachweis für Bauteile unter ruhender und unter zyklischer Beanspruchung
- Nachweis der elastischen Stabilität des Krans und seiner Teile
- Nachweis der Standsicherheit des Krans
- Formänderung
- Schwingung
- thermische Auswirkung [3, Abschnitt 4.2.6]

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem Festigkeitsnachweis für Bauteile unter ruhender Beanspruchung. Dabei werden folgende Kernschritte verfolgt (Abb. 2):

Einwirkungsseite:

- Im ersten Schritt sind die charakteristische Lasten f_i mit dynamischen Beiwerten Φ_i , Teilsicherheitsbeiwerten γ_p und ggf. Risikobeiwert γ_n zu multiplizieren. Auf Grundlage dieser Größe ist unter Berücksichtigung der betrachteten Lastkombination die resultierenden Lasteinwirkungen S_k zu berechnen.
- Anschließend können die nominalen Bemessungsspannungen σ_{1I} aus den resultierenden Lasteinwirkungen auf ein bestimmtes Bauteil berechnet werden.
- Die resultierende nominale Bemessungsspannung σ_I setzt sich aus nominalen Bemessungsspannungen σ_{1I} und den Spannungen aus lokalen Einflüssen σ_{2I} zusammen.

Widerstandsseite:

- Der Grenzwert der Bemessungsspannung $\lim \sigma$ wird abgeleitet von der spezifischen Festigkeit oder dem charakteristischen Widerstand R_d von Werkstoff, Verbindung oder Komponente. Dabei wird mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von mindestens 95 % angesetzt, welche mittels Widerstandsbeiwert γ_m berücksichtigt wird.

Der Nachweis wird erbracht indem die resultierende nominale Bemessungsspannungen dem Grenzwert der Bemessungsspannung gegenübergestellt wird: $\sigma_I \leq \lim \sigma = \frac{R_d}{\gamma_m}$ [3, Abschnitt 4.2.7.1]

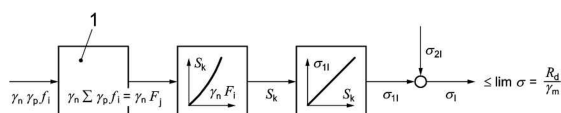


Abbildung 2: Methode der Grenzzustände [3, Abb. 2]

Im Zuge der Arbeit wird der Zusammenhang zwischen den charakteristischen Lasten f_i und den Dynamikbeiwerten Φ_i untersucht. Da hierfür in den Normen keine geeignete Nomenklatur definiert ist, wird im Rahmen dieser Arbeit das folgende Schema eingeführt:

$$F_{Dyn} = F_{Basis} \cdot \Phi \quad (1)$$

- F_{Dyn} ... Dynamische Kraft
charakteristische Last auf das Element oder die Komponente einschließlich der dynamischen Beiwerte (entspricht dem Parameter f_i der Norm) (Nomenklatur folgt Abb. 3)
- F_{Basis} ... Basis Kraft
charakteristische Last auf das Element oder die Komponente exklusive der dynamischen Beiwerte (Nomenklatur folgt Abb. 3)
- Φ ... Dynamik-Beiwert

Der Teilsicherheitsbeiwert γ_p wird im Rahmen der Arbeit nicht berücksichtigt. Er dient der Berücksichtigung von Unsicherheiten der einwirkenden Lasten im Festigkeitsnachweis [3, Abschnitt 4.2.7.1]. Da im Rahmen dieser Arbeit die Abbildungsgenauigkeit der analytischen Lastberechnung und der Dynamikbeiwerte untersucht wird, werden die Teilsicherheitsbeiwerte bei der Auswertung nicht berücksichtigt. Dadurch wird ausschließlich der zugrunde liegende Berechnungsansatz bewertet, ohne dass zusätzliche Sicherheitsreserven das Ergebnis beeinflussen.

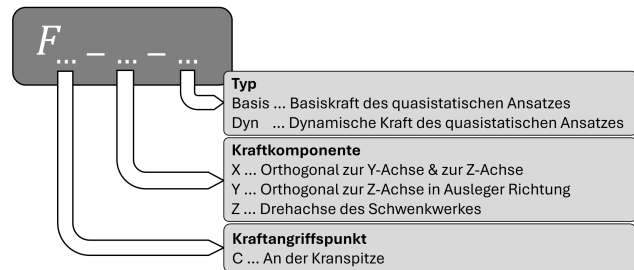


Abbildung 3: Nomenklatur

5.2 Hublast / max. Tragfähigkeit

Im ersten Schritt des statischen Festigkeitsnachweises ist die repräsentative Hublast für die zu untersuchenden Kranstellung zu bestimmen. Die Hublast wird gemäß EN 12999:2025 als Summe aus Nutzlast und Lastaufnahmeeinrichtungen definiert [2, Abschnitt 3.1.5.2]. Die Nutzlast beschreibt dabei die vom Kran gehobene Last, die an der Lastaufnahmeeinrichtung befestigt ist [2, Abschnitt 3.1.5.4].

Im Zuge der weiteren Berechnung wird die Tragfähigkeit mit der Hublast gleichgesetzt [2, Abschnitt 5.1]. Sie entspricht der Last, auf Grundlage der der Kran in einem definierten Betriebszustand auszuheben ist [2, Abschnitt 3.1.5.5]. Die Tragfähigkeit wird auf Basis des Arbeitsdrucks in den Zylindern, der Kolbenflächen der lasttragenden Zylinder, der geometrischen Verhältnisse, der Eigenlasten und der maßgebenden Lastkombinationen berechnet [2, Abschnitt 5.1].

Der Arbeitsdruck ist jener Druck an der Kolbenfläche, der die Zylinderkraft erzeugt, die bei Belastung des Krans mit der Tragfähigkeit auftritt. Es handelt sich somit um einen fiktiven, einseitig wirkenden Druck im Hydraulikzylinder. Dieser bildet die Wirkung der im realen Betrieb auftretenden, beidseitigen Drücke ab [2, Abschnitt 3.1.3.1].

Für Holz-Ladekrane ist ein Überlastschutz vorzusehen, der durch Begrenzungsventile realisiert werden kann. Ist kein spezifischer Lastmomentbegrenzer vorhanden, muss die maximale Tragfähigkeit durch diese Ventile begrenzt werden. [2, Abschnitt 5.6.1.2]

Der Überlastschutz kann dabei entweder durch ein Haupt-Sicherheitsventil oder durch sekundäre Druckbegrenzungsventile in den Hubzylindern der Ausleger realisiert werden [2, Abschnitt 5.6.2.2].

Im Zuge dieser Arbeit wurde die maximale Hublast auf Basis der Druckbegrenzungsventile aller am Hub beteiligten Zylinder bestimmt. Dazu wird zunächst ein einzelner der am Hub beteiligten Zylinder (j) betrachtet. Auf Grundlage der am zugehörigen Druckbegrenzungsventil eingestellten Druckschwelle wird die maximal übertragbare Zylinderkraft bestimmt. Mithilfe der Newton-Euler-Gleichungen wird daraus die resultierende vertikale Kraft an der Kranspitze berechnet, die bei Auftreten dieser Zylinderkraft wirken würde. Dabei werden die übrigen am Hub beteiligten Zylinder als ideal starr angenommen und die Gewichtskräfte der einzelnen Krankomponenten (i) in der Momentenbilanz berücksichtigt. Dieser Berechnungsvorgang wird für alle am Hub beteiligten Zylinder (j) wiederholt. Die maximale Hublast entspricht der geringsten vertikalen Kraft an der Kranspitze, die sich aus der Berechnung der einzelnen analysierten Aktuatoren ergibt. Bei einer höheren Belastung würde der jeweils maßgebende Zylinder nachgeben und da-

durch die Beanspruchung der Kranstruktur wieder reduzieren.

$$m_{Hub} = \min(m_{Hub-j}) \quad (2)$$

$$m_{Hub-j} = \frac{1}{g \cdot l_{C-Y}} \left[\begin{aligned} &+ F_{Zyl-j,max,Y} \cdot l_{Zyl-j-Z} \\ &- F_{Zyl-j,max,Z} \cdot l_{Zyl-j-Y} \\ &+ \sum m_{SP-i} \cdot g \cdot l_{SP-i,Y} \end{aligned} \right] \quad (3)$$

$$F_{Zyl-j,max} = p_{Zyl-j,max} \cdot A_{Zyl-j} \quad (4)$$

m_{Hub}	... maximale Hublast
m_{Hub-j}	... maximale Hublast auf der Grundlage des untersuchten Zylinders j
m_{SP-i}	... Masse der Krankomponente i
g	... Erdbeschleunigung
$F_{Zyl-j,max}$	... Maximale Kraft die über den untersuchten Zylinder j übertragen werden kann
$F_{Zyl-j,max,Y}$	... Kraftkomponente in Y-Richtung der Kraft $F_{Zyl-j,max}$
$F_{Zyl-j,max,Z}$	... Kraftkomponente in Z-Richtung der Kraft $F_{Zyl-j,max}$
$l_{Zyl-j-Z}$	... Vertikaler Abstand zwischen dem Drehpunkt und dem Angriffspunkt des untersuchten Zylinders j
$l_{Zyl-j-Y}$	... Horizontaler Abstand zwischen dem Drehpunkt und dem Angriffspunkt des untersuchten Zylinders j
l_{C-Y}	... Horizontaler Abstand zwischen dem Drehpunkt und der Kranspitze
$l_{SP-i,Y}$	... Horizontaler Abstand zwischen dem Drehpunkt und dem Massenmittelpunkt der Krankomponente i
$p_{Zyl-j,max}$	... Druck, auf den das Druckbegrenzungsventil des Zylinders j welcher an der Hubbewegung beteiligt ist, eingestellt wird.
A_{Zyl-j}	... Kolbenfläche des Zylinders j , welcher an der Hubbewegung beteiligt ist

5.3 Kraftkomponenten in X-Richtung

Die Basisgrößen der Kraftkomponenten in X-Richtung werden auf Basis der Schrägstellung des Krans definiert. [2, Abschnitt 5.2.3.2.3] [2, Abschnitt 5.2.2.4] Für die vorliegenden Berechnungen wurde die maximal zulässige Schrägstellung α den Herstellerangaben des untersuchten Krans entnommen.

$$F_{C_X_Dyn} = F_{C_X_Basis} \cdot \Phi_{C_X} \quad (5)$$

$$F_{C_X_Basis} = m_{Hub} \cdot g \cdot \tan(\alpha) \quad (6)$$

- Φ_{C_X} ... Dynamikbeiwert, der die mechanischen Einflüsse auf der Grundlage dynamischen Bewegungsabläufe beschreibt. (Entspricht Φ_{5h} der Norm EN 12999)
- α ... maximal zulässige Schrägstellung des Krans

5.4 Kraftkomponenten in Y-Richtung

Die Basisgrößen der Kraftkomponenten in Y-Richtung entsprechen der Fliehkraft bei maximaler Winkelgeschwindigkeit. Zur Bestimmung der dynamischen Größe wird die Basisgröße mit einem Dynamikbeiwert aus einem Tabellenwerk erhöht. [2, Abschnitt 5.2.3.2.4]

$$F_{C_Y_Dyn} = F_{C_Y_Basis} \cdot \Phi_{C_Y} \quad (7)$$

$$F_{C_Y_Basis} = m_{Hub} \cdot l_{C_Y} \cdot \omega_{max}^2 \quad (8)$$

- Φ_{C_Y} ... Dynamikbeiwert, der die mechanischen Einflüsse auf der Grundlage dynamischen Bewegungsabläufe beschreibt (entspricht in der Norm EN 12999 dem Wert eins).
- ω_{max} ... Maximale Winkelgeschwindigkeit des Schwenkwerkes

Die Berechnung der maximale Winkelgeschwindigkeit wird in der Norm nicht näher spezifiziert. Daher wurde sie im Zuge dieser Arbeit auf Grundlage des maximalen Volumenstroms, welchen die Pumpe liefern kann, berechnet.

$$\omega_{max} = \frac{\dot{V}_{max}}{A_{SZ} \cdot n_{SZ} \cdot l_{SZ_Y}} \quad (9)$$

- A_{SZ} ... Kolbenfläche des Schwenkzylinders
- n_{SZ} ... Anzahl an Schwenkzylinder
- $\dot{V}_{max}$... Maximaler Volumenstrom der Pumpe
- l_{SZ_Y} ... Abstand zwischen dem Schwenkzylinder und der Drehachse des Schwenkwerkes

5.5 Kraftkomponenten in Z-Richtung

Die Basisgrößen der vertikalen Kräfte werden auf Grundlage der Gewichtskräfte definiert. Dabei wird die maximale

Hublast an der Kranspitze als repräsentativ herangezogen. Um auf die Dynamische-Größe zu schließen wird die Basisgröße mit einen Dynamikbeiwert aus einem Tabellenwerk multipliziert. [2, Abschnitt 5.2.2.2]

$$F_{C_Z_Dyn} = F_{C_Z_Basis} \cdot \Phi_{C_Z} \quad (10)$$

$$F_{C_Z_Basis} = m_{Hub} \cdot g \quad (11)$$

- Φ_{C_Z} ... Dynamikbeiwert, der die mechanischen Einflüsse auf der Grundlage dynamischer Bewegungsabläufe beschreibt. (Entspricht Φ_2 der Norm EN 12999)

6 MKS-Modell

Um die Aussagekraft des normgerechten Berechnungsansatzes kritisch hinterfragen zu können, sind entsprechend belastbare Referenzgrößen erforderlich. Aus diesem Grund wurde ein MKS-Modell aufgebaut, das diese Funktion übernimmt. Die Entscheidung dafür basiert auf mehreren Aspekten:

- Die Versuchsreihen können mithilfe des MKS-Modells präzise und reproduzierbar durchgeführt werden. Dadurch lassen sich einzelne Einflussparameter gezielt variieren, was die Ableitung kausaler Zusammenhänge wesentlich erleichtert.
- Darüber hinaus ermöglicht das Modell die automatisierte Durchführung einer Vielzahl von Simulationen. Dies führt zu einer umfangreichen Datenbasis, wodurch Zusammenhänge robuster identifiziert werden können.
- Da im Rahmen dieser Arbeit der Festigkeitsnachweis gegen Gewaltbruch untersucht wird, ist die Abbildung kritischer Lastfälle erforderlich. Experimentelle Untersuchungen solcher Grenzbereiche wären jedoch mit erheblichen finanziellen sowie sicherheitstechnischen Risiken verbunden.
- Zudem wird im Zuge der Modellerstellung das Systemverständnis signifikant vertieft. Sämtliche Einflussgrößen werden mathematisch beschrieben und anhand von Messungen validiert. Dieses vertiefte Verständnis ermöglicht im weiteren Verlauf fundiertere und physikalisch präzisere Schlussfolgerungen.

6.1 Modellaufbau

Das Modell wurde in der Simulationsumgebung Simulink unter Einsatz der Simscape-Toolbox erstellt. Als Eingangsgrößen dienen der Volumenstrom der Hydraulikpumpe und die Schieberstellungen des Ventilblocks. Auf Grundlage dieser Eingangsgrößen werden die Bewegungsabläufe des

Krans vorgegeben. Für die weitere Auswertung werden die Kräfte an der Kranspitze C als maßgebliche Ausgangsgrößen des Modells herangezogen (Abb. 4). Das Modell bildet ein gekoppeltes hydraulisch-mechanisches System und gliedert sich entsprechend in ein hydraulisches und ein mechanisches Teilsystem.

Das hydraulische Teilsystem umfasst das Verhalten des Steuerventilblocks, der hydraulischen Leitungen, der Druckbegrenzungsventile und der Hydraulikzylinder. Damit wird der Zusammenhang zwischen den hydraulischen Eingabeparametern und den Bewegungen der Aktuatoren festgelegt.

Die mechanischen Komponenten bestehen aus den Auslegern, den mechanischen Komponenten der Hydraulikzylinder und dem Kreuzgehänge mit Hublast. Die Ausleger werden als elastische Komponenten modelliert. Zur Reduktion des Berechnungsaufwands wird das Craig-Bampton-Verfahren eingesetzt. Die Hydraulikzylinder und das Kreuzgehänge der Hublast werden als starre Körper modelliert, wobei Reibungseffekte in den zugehörigen Gelenken berücksichtigt werden. Die Kranstruktur ist am unteren Ende über das Schwenkwerk mit der Grundstruktur verbunden. Im Schwenkwerk greifen die hydraulischen Aktuatoren an, die die Schnittstelle zwischen dem hydraulischen und dem mechanischen Teilsystem bilden und die Schwenkbewegung des Krans erzeugen. Zusätzlich wird die Reibung zwischen Kransäule und Grundstruktur berücksichtigt.

6.2 Parametrisierung und Validierung

Das MKS-Modell wurde anhand experimenteller Messdaten parametrisiert und validiert. Im Rahmen der Parametrisierung werden die für das mechanische und hydraulische System relevanten Modelleigenschaften bestimmt. Die Parametrisierung umfasst dabei insbesondere:

- das Dämpfungsverhalten der Kranstruktur auf Grundlage von Ausschwingversuchen,
- das Reibungsverhalten im Schwenkwerk, im Hub- und Knickzylinder sowie im Kreuzgehänge der Hublast,
- das Drosselverhalten des Wegeventils und der Druckbegrenzungsventile.

Auf Grundlage des parametrisierten Modells erfolgt anschließend die Validierung anhand experimenteller Messdaten. Der Validierungsschritt umfasst dabei:

- die elastische Durchbiegung der Kranstruktur unter statischer Belastung,
- das dynamische Verhalten des Kreuzgehänges bei definierten Bewegungsabläufen,

- die Aktuatorbewegungen, die sich aus den hydraulischen Eingangsgrößen ergeben,
- die Kräfte an der Kranspitze während dynamischer Schwenk-, Hebe- und Senkvorgänge.

Auf Grundlage dieser Validierung wird das MKS-Modell für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Schwenkvorgänge als Referenzmodell herangezogen. Die berechneten Kräfte an der Kranspitze bilden damit die Grundlage für die Bewertung des normgerechten Berechnungsansatzes.

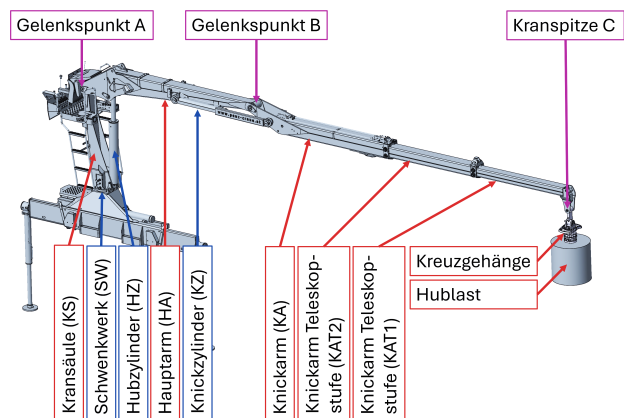


Abbildung 4: Bestandteile des MKS-Modells

7 Gegenüberstellung: MKS-Modell / EN 12999

In diesem Abschnitt wird der normgerechte Berechnungsansatz (EN) den, im Zuge von Schwenkbewegungen auftretenden Belastungen, gegenübergestellt. Dafür werden mit Hilfe des MKS-Modells eine Vielzahl von Bewegungsabläufe analysiert. Somit kann die Präzision des normgerechten Ansatzes überprüft werden.

7.1 Planung der Versuchsreihe

Es wurde eine Vielzahl von Schwenkbewegungen mittels MKS-Modell des Krans simuliert. Im Zuge der Versuchsreihe werden dabei drei Parameter variiert, um ein möglichst breites Ergebnisfeld zu erhalten.

- Der Volumenstrom, welchen die Pumpe liefert
⇒ Es wird angenommen, dass die Pumpe mit einem konstanten Volumenstrom von beispielsweise 50, 67, 83 oder 100% des maximalen Volumenstromes ($\dot{V}_{max}$) liefert. Im Zuge der weiteren Auswertung werden die Volumenströme im Verhältnis zum maximalen Volumenstrom, den die Pumpe liefern kann, dargestellt.

- Der Schaltzustand des Ventils
 ⇒ Wird das Ventil geöffnet, beginnt der Kran zu schwenken. Nach dem anschließenden Schließen des Ventils bremst der Kran, schwingt aus und kommt schließlich zum Stillstand. Während der Versuchsreihe wird die Schaltzeit variiert. Diese entspricht der Zeit, während der das Ventil geöffnet ist und somit eine Schwenkbewegung ausgeführt wird. Es werden Bewegungsabläufe untersucht, bei denen das Ventil beispielsweise 0,4, 0,8, 1,2, ... Sekunden geöffnet ist.
- Die Kranstellung
 ⇒ Im Zuge der Analysen werden drei repräsentative Kranstellung untersucht (Abb. 5: KS1, KS2, KS3). Somit kann der Einfluss der Elastizität der Kranstruktur und des Abstandes der Hublast zum Drehpunkt untersucht werden.

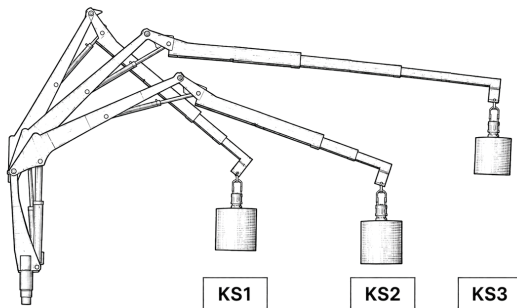


Abbildung 5: Kranstellungen

Die Hublast mit der die Kranspitze beansprucht wird, wird kranstellungsabhängig berechnet. Die Hublast entspricht der idealisiert reibungsfrei berechneten maximalen Hublast an der Kranspitze. Dieser Wert wird auf der Grundlage der Druckbegrenzungsventile in Anlehnung an die Normberechnung der maximalen Hublast berechnet (Kap.: 5.2).

7.2 Repräsentativer Zeitpunkt des Bewegungsablaufes

Da sich die Last an der Kranspitze im Zuge jedes Bewegungsablaufes auf Grundlage dynamischer Einflüsse verändert, kommt auch die Auswertung zu jedem Zeitpunkt des Bewegungsablaufes zu einem anderen Ergebnis. Aus diesem Grund ist es wichtig einen repräsentativen Zeitpunkt zu definieren, zu dem der Beanspruchungszustand für die weitere Analyse bestimmt wird. Im Folgenden wurden die jeweiligen Maxima der Komponenten der Kraft an der Kranspitze untersucht. Somit kann die höchste Belastung der Kranstruktur in alle drei Raumrichtungen erfasst werden.

Der Nachteil dieses Ansatzes besteht darin, dass der resul-

tierende Kraftzustand ein unrealistisch hohes Niveau annehmen kann. Das ist der Fall, da in der Realität die Maxima der Kraftkomponenten nur sehr selten zum exakt gleichen Zeitpunkt auftreten. Eine geeignete Methodik zur besseren Kombination dieser Lastanteile ist daher im Rahmen zukünftiger Arbeiten noch zu entwickeln. Im Kontext der vorliegenden Untersuchungen hat diese Annahme jedoch nur einen geringen Einfluss auf die Ergebnisse. Da ausschließlich Schwenkbewegungen analysiert wurden, liegen die jeweiligen Beanspruchungsmaxima zeitlich in der Regel sehr nahe beieinander (Abb. 6). Somit bleiben die Abweichungen auf Grundlage dieser Annahme vergleichsweise gering.

Anzumerken ist noch, dass das Maximum der zusammengesetzten Kraft an der Kranspitze ebenfalls nicht als repräsentative herangezogen werden kann. Die verschiedenen Kraftkomponenten rufen unterschiedliche Beanspruchungszustände der Kranstruktur hervor (z.B.: Biegung um andere Achsen, Torsion, ...). Somit muss die betragsmäßig maximale zusammengesetzte Kraft nicht zwingend den kritischsten Lastfall abbilden.

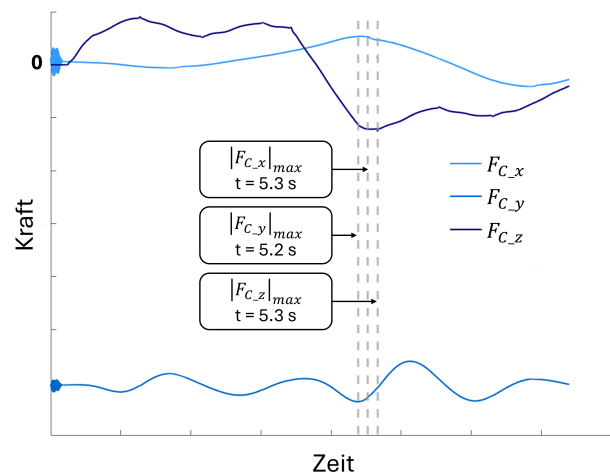


Abbildung 6: Zeitpunkte der auftretenden Lastmaxima an der Kranspitze C

7.3 Auswertung der Versuchsreihe

Nachdem die repräsentativen Kräfte aus den MKS-Simulationen bestimmt wurden, kann deren Zusammenhang mit den untersuchten Einflussparametern analysiert werden. Zu diesem Zweck werden die repräsentativen Kräfte in Abhängigkeit von der Schaltzeit dargestellt (Abb. 7). Zusätzlich wird der Pumpenvolumenstrom variiert, wobei die Ergebnisse für die unterschiedlichen Volumenströme jeweils als separate Linie dargestellt werden.

Parallel zur MKS-Analyse wird für jeden untersuchten Bewegungsablauf die entsprechende Berechnung nach EN 12999 durchgeführt. Dabei wird die zum Zeitpunkt der je-

weiligen repräsentativen Belastung vorliegende Kranstellung herangezogen. Auf dieser Grundlage werden die normgerechten Kräfte bestimmt und den Ergebnissen des MKS-Modells gegenübergestellt.

Weiters wurden die Abweichungen $\delta_{FC,n}^{(m)}$ zwischen den Ergebnissen der normgerechten Berechnung und den entsprechenden Ergebnissen des MKS-Modells ermittelt. Die resultierenden Abweichungen der unterschiedlichen Versuchsreihen können in der folgenden Tabelle eingesehen werden (Tab. 1).

$$\delta_{FC,n}^{(m)} = \left(\frac{|F_{C,n,EN,m}|}{|F_{C,n,MKS}|} - 1 \right) \cdot 100 \%, \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } n &\in \{X, Y, Z\}, \\ m &\in \{\text{Basis}, \text{Dyn}\}. \end{aligned}$$

7.4 Interpretation der Ergebnisse der Versuchsreihen

7.4.1 Kraftkomponenten in X-Richtung

Für die Kraftkomponenten in X-Richtung zeigen sich deutliche Abweichungen zwischen den Ergebnissen des MKS-Modells und dem normgerechten Berechnungsansatz (Abb. 7). Für die untersuchten Kranstellungen und Pumpenvolumenströme liegen die Abweichungen der dynamischen Kräfte nach EN 12999 zwischen -74% und -80% (Tab. 1)). Der normgerechte Ansatz unterschätzt die im MKS-Modell auftretenden Lastspitzen damit deutlich.

Die Größenordnung dieser Abweichungen zeigt, dass die auftretenden Differenzen nicht allein durch eine Anpassung des Dynamikbeiwerts erklärt werden können. Vielmehr ist bereits die zugrunde gelegte Basisgröße des normgerechten Berechnungsansatzes kritisch zu hinterfragen. Daher wird in Kapitel 8 ein alternativer Berechnungsansatz formuliert, bei dem die Basisgröße auf Grundlage der Druckbegrenzungsventile bestimmt wird.

7.4.2 Kraftkomponenten in Y-Richtung

Für die Kraftkomponenten in Y-Richtung zeigen sich ebenfalls deutliche Abweichungen zwischen dem MKS-Modell und dem normgerechten Berechnungsansatz (Abb. 7). Über die untersuchten Kranstellungen und Pumpenvolumenströme liegen die Abweichungen der dynamischen Kräfte nach EN 12999 zwischen -80% und -38% (Tab. 1)). Der normgerechte Ansatz unterschätzt somit auch in Y-Richtung die im MKS-Modell auftretenden Lastspitzen deutlich.

Die Belastungen in Y-Richtung werden grundsätzlich durch die bei der Schwenkbewegung auftretenden Fliehkräfte hervorgerufen. Nach EN 12999 wird hierfür ein Dy-

namikbeiwert von $\Phi = 1$ angesetzt [2, Abschnitt 5.2.3.2.4]. Der normgerechte Ansatz beschreibt damit einen stationären Zustand bei kontinuierlicher Schwenkbewegung, in dem sich die Hublast in der zur jeweiligen Winkelgeschwindigkeit gehörenden Gleichgewichtslage befindet. Jeder Schwenkvorgang beginnt jedoch mit einer Beschleunigungsphase, während der die Winkelgeschwindigkeit bis zu ihrem Maximalwert ansteigt. Mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit verlagert sich auch die Gleichgewichtslage der Hublast weiter nach außen. Aufgrund ihrer Trägheit folgt die Hublast dieser Veränderung nicht unmittelbar. Sobald die maximale Winkelgeschwindigkeit erreicht ist, setzt sich die Auslenkbewegung daher zunächst fort. Die Hublast überschwingt die zugehörige Gleichgewichtslage und beginnt anschließend um diese zu pendeln. Auf Grundlage dieser physikalischen Zusammenhänge wird davon ausgegangen, dass die Fliehkraft grundsätzlich eine geeignete Basisgröße darstellt, die zusätzlichen dynamischen Effekte der Beschleunigungsphase und der Pendelbewegung jedoch nicht ausreichend berücksichtigt werden.

7.4.3 Kraftkomponenten in Z-Richtung

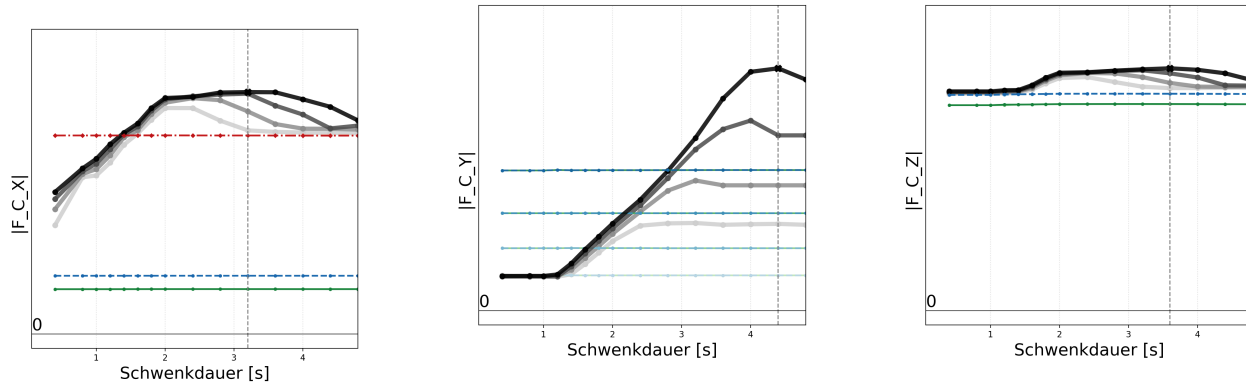
Für die Kraftkomponenten in Z-Richtung ergeben sich mit Abweichungen zwischen -14% und 0% vergleichsweise geringe Unterschiede zwischen dem MKS-Modell und dem normgerechten Berechnungsansatz (Tab. 1)).

Zu beachten ist jedoch, dass der hierfür verwendete Dynamikbeiwert Φ_2 nach EN 12999 die dynamischen Auswirkungen von Hebe- und Senkvorläufen der Hublast beschreibt [2, Abschnitt 5.2.2.2]. Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen werden hingegen ausschließlich Schwenkvorgänge ohne überlagerte Hub- oder Senkbewegung betrachtet. Für die Bestimmung von Φ_2 wird daher eine maximale Hubgeschwindigkeit von $v_{h,\max} = 0$ angesetzt.

8 Alternativer Berechnungsansatz für Kraftkomponenten in X-Richtung (NEU)

Bei der Analyse der Kräfte in X-Richtung konnte eine starke Abweichung der Ergebnisse des MKS-Modells und des normgerechten Ansatzes aufgezeigt werden. Daher wurde ein neuer Berechnungsansatz (NEU) erarbeitet, welcher diese Kräfte genauer abbildet.

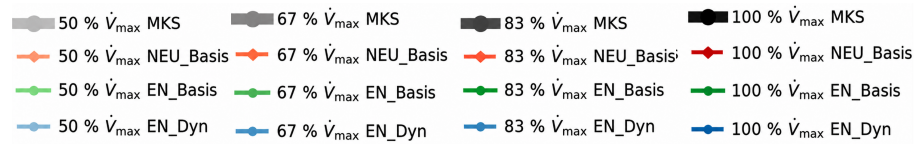
Diesem Ansatz liegt folgender Grundgedanke zugrunde: Wird eine Schwenkbewegung abrupt abgebremst, bewegt sich die Hublast aufgrund ihrer Trägheit in Form einer Pendelbewegung weiter. Dadurch wird eine Kraft in X-Richtung an der Kran Spitze auf die Kranstruktur übertragen. Zu diesem Zeitpunkt befindet sich das Wegeventil des Schwenkwerks in Sperrstellung. Die auftretende Trägheitskräfte führen dadurch zu einem Druckanstieg in der belasteten Zylinderkammer. Wird der Schwellwert des maßgebenden sekundären Druckbegrenzungsven-



(a) X-Richtung

(b) Y-Richtung

(c) Z-Richtung



(d) Legende

Abbildung 7: Kräfte an der Kranspitze in der Kranstellung 1

Kranstellung 1				Kranstellung 2				Kranstellung 3			
$\dot{V}/\dot{V}_{max}$	$\delta_{FC,X}^{(Dyn)}$	$\delta_{FC,Y}^{(Dyn)}$	$\delta_{FC,Z}^{(Dyn)}$	$\dot{V}/\dot{V}_{max}$	$\delta_{FC,X}^{(Dyn)}$	$\delta_{FC,Y}^{(Dyn)}$	$\delta_{FC,Z}^{(Dyn)}$	$\dot{V}/\dot{V}_{max}$	$\delta_{FC,X}^{(Dyn)}$	$\delta_{FC,Y}^{(Dyn)}$	$\delta_{FC,Z}^{(Dyn)}$
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
50	-78	-80	-7	50	-74	-60	-7	50	-78	-57	0
67	-79	-73	-11	67	-75	-52	-9	67	-79	-46	-1
83	-79	-67	-13	83	-76	-49	-10	83	-79	-45	-2
100	-80	-62	-14	100	-76	-42	-10	100	-79	-38	-2

Tabelle 1: Abweichungen der dynamischen Kräfte nach EN 12999 von den MKS-Ergebnissen

$\dot{V}/\dot{V}_{max}$	$\delta_{FC,X}^{(Basis)}$					
	Kranstellung 1		Kranstellung 2		Kranstellung 3	
	EN	NEU	EN	NEU	EN	NEU
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
50	-83	+8	-80	-12	-83	-14
67	-84	+2	-81	-16	-84	-18
83	-84	-2	-81	-17	-84	-20
100	-85	-6	-82	-18	-84	-21

Tabelle 2: Gegenüberstellung der Abweichungen der Basisgrößen der Ansätze EN12999 und NEU von den MKS-Ergebnissen in X-Richtung

tils überschritten, öffnet dieses und ermöglicht eine weitere Schwenkbewegung.

Die Basisgröße des neuen Ansatzes entspricht somit jener Kraft an der Kranspitze in X-Richtung, die bei unbetätigtem Schwenkantrieb eine konstante Schwenkbewegung mit maximaler Winkelgeschwindigkeit hervorruft.

8.1 Mathematische Grundlagen

Im ersten Schritt wird das maximale Schwenkmoment $M_{SZ,max}$ berechnet, das durch die hydraulischen Aktuatoren erzeugt werden kann. Hierzu werden die maximalen Zylinderkräfte $F_{SZ,max}$ auf Grundlage des Schwellwerts des sekundären Druckbegrenzungsventils $p_{SZ,max}$ bestimmt. Zusätzlich wird der strömungsabhängige Druckanstieg $\Delta p_{Drossel}$ zwischen dem Schwenkzylinder und dem Druckbegrenzungsniveau des sekundären Druckbegrenzungsventils berücksichtigt. Aus dem resultierenden Zylinderdruck und der wirksamen Kolbenfläche A_{SZ} ergibt sich die maximale Zylinderkraft. Die Kräfte der n_{SZ} Schwenkzylinder erzeugen über ihren radialen Abstand $l_{SZ,Y}$ von der Schwenkachse das maximale Schwenkmoment $M_{SZ,max}$.

Im zweiten Schritt wird daraus die Basisgröße des neuen Ansatzes $F_{C,X,NEU,Basis}$ bestimmt. Hierfür wird das Schwenkmoment über den horizontalen Abstand $l_{C,Y}$ der Kranspitze von der Schwenkachse in eine äquivalente Kraft in X-Richtung umgerechnet. Zusätzlich wird das Reibmoment $M_{Reib,SW}$ im Schwenkwerk berücksichtigt. Für die Reibung wird angenommen, dass der betrachtete Lastzustand aus einer vorhergehenden Bewegung in jener Richtung erreicht wird, bei der das Reibmoment die übertragbare Belastung unterstützt. Dadurch erhöht sich das maximal übertragbare Moment und damit die resultierende Kraft an der Kranspitze.

Abschließend wird die Basisgröße mit dem mechanischen Dynamikbeiwert $\Phi_{C,X}$ multipliziert, um die dynamische Kraft $F_{C,X,NEU,Dyn}$ zu bestimmen.

$$F_{C,X,NEU,Dyn} = \Phi_{C,X} \cdot F_{C,X,NEU,Basis} \quad (13)$$

$$F_{C,X,NEU,Basis} = \frac{M_{SZ,max} + M_{Reib,SW}}{l_{C,Y}} \quad (14)$$

$$M_{SZ,max} = F_{SZ,max} \cdot n_{SZ} \cdot l_{SZ,Y} \quad (15)$$

$$F_{SZ,max} = (p_{SZ,max} + \Delta p_{Drossel}) \cdot A_{SZ} \quad (16)$$

Bestimmung der Drossel effekte: Der zusätzliche Druckanstieg $\Delta p_{Drossel}$ setzt sich aus den Druckverlusten in der hydraulischen Verbindung zwischen Schwenkzylinder und sekundärem Druckbegrenzungsventil sowie aus dem Drosselverhalten des geöffneten Druckbegrenzungsventils zusammen:

$$\Delta p_{Drossel} = \Delta p_{Pipe}(\dot{V}_{max}) + \Delta p_{Valve}(\dot{V}_{max}) \quad (17)$$

Die Rohrreibungsverluste Δp_{Pipe} können mit der Darcy-Weisbach-Gleichung bestimmt werden [19]. Der Druckanstieg am geöffneten Druckbegrenzungsventil Δp_{Valve} kann aus den entsprechenden Herstellerkennlinien in Abhängigkeit vom Volumenstrom ermittelt werden. Zur Vereinfachung werden beide Anteile für den maximalen Pumpenvolumenstrom $\dot{V}_{max}$ bestimmt und zu dem konstanten Referenzwert $\Delta p_{Drossel}$ zusammengefasst. Diese Vereinfachung stellt eine Näherung für die im Überlastfall auftretenden Strömungsverhältnisse dar und kann im Rahmen weiterer Untersuchungen präzisiert werden.

8.2 Bewertung des neuen Berechnungsansatzes

Für die Bewertung werden die in Kapitel 7 definierten Versuchsreihen erneut herangezogen. Dabei wird die Basisgröße des neuen Berechnungsansatzes den entsprechenden Lastspitzen des MKS-Modells gegenübergestellt (Abb. 7a).

Der normgerechte Basisansatz (EN_Basis) unterschätzt die auftretenden Kräfte in X-Richtung für alle untersuchten Kranstellungen und Pumpenvolumenströme deutlich. Die Abweichungen liegen zwischen -80% und -85% . Mit dem neuen Berechnungsansatz reduzieren sich diese auf einen Bereich zwischen $+8\%$ und -21% (Tab. 2). Die Basisgröße des neuen Ansatzes bildet somit die im MKS-Modell auftretenden Kräfte wesentlich genauer ab als die Basisgröße des normgerechten Ansatzes.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Arbeit wurden die während dynamischer Schwenkvorgänge auftretenden Kräfte an der Kranspitze eines Holz-Ladekrans untersucht. Hierzu wurden die nach EN 12999 berechneten Kräfte den mit einem parametrisierten und validierten MKS-Modell bestimmten Kräften gegenübergestellt. Im Rahmen der Simulationen wurden die Kranstellung, die Schaltzeit und der Pumpenvolumenstrom variiert. Die Gegenüberstellung zeigt deutliche Unterschiede zwischen den nach EN 12999 berechneten Kräften und den Ergebnissen des MKS-Modells.

Für die Kräfte in X-Richtung zeigt sich, dass bereits die Basisgröße des normgerechten Ansatzes die auftretenden Belastungen deutlich unterschätzt. Daher wurde für diese Koordinatenrichtung ein neuer quasistatischer Berechnungsansatz formuliert. Der Schwellwert der sekundären Druckbegrenzungsventile dient dabei als Ausgangspunkt für die Bestimmung der Basisgröße. Während die Basisgröße nach EN 12999 Abweichungen zwischen -80% und -85% aufweist, liegen diese beim neuen Ansatz zwischen $+8\%$ und -21% . Die Basisgröße des neuen Ansatzes bil-

det die MKS-Ergebnisse damit deutlich genauer ab als die Basisgröße nach EN 12999.

Für die Kräfte in Y-Richtung wird die Fliehkraft grundsätzlich als geeignete Basisgröße angesehen. Die zusätzlichen dynamischen Effekte während des Schwenkvorgangs werden durch den Normansatz jedoch nicht ausreichend berücksichtigt.

Für die Kräfte in Z-Richtung liegen die Abweichungen der dynamischen Kräfte nach EN 12999 zwischen -14% und 0% . Der normgerechte Ansatz bildet diese Kraftkomponente damit vergleichsweise gut ab. Zu berücksichtigen ist jedoch, dass der verwendete Dynamikbeiwert Φ_2 in EN 12999 grundsätzlich für Hebe- und Senkvorgänge definiert ist. Da im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich Schwenkvorgänge ohne überlagerte Hubbewegung untersucht wurden, wurde für die Bestimmung von Φ_2 eine maximale Hubgeschwindigkeit von $v_{h,\max} = 0$ angesetzt.

Der neue Berechnungsansatz gilt zunächst ausschließlich für den untersuchten Holz-Ladekran und den betrachteten Bereich an Kranstellungen und Betriebsparametern. Für eine weiterführende Bewertung der Übertragbarkeit sind daher zusätzliche Untersuchungen mit einem breiteren Spektrum an Kranstellungen, Betriebsbedingungen und Krantypen erforderlich. Weiters sollte der neu formulierte Berechnungsansatz im Rahmen zukünftiger Arbeiten experimentell validiert und insbesondere die vereinfachte Berücksichtigung der strömungsabhängigen Druckverluste weiter untersucht werden.

Danksagung

Die in diesem Beitrag dargestellten Untersuchungen wurden in Kooperation mit Penz crane GmbH, Aichdorf/Fohnsdorf, Österreich, erarbeitet.

LITERATUR

- [1] R. Griemert and P. Römisch, *Fördertechnik: Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen*, 12th ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [2] *Krane - Ladekrane*, DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM) Std. DIN EN 12999, May 2025, ersetzt DIN EN 12999:2021-11. Legt Mindestanforderungen für Gestaltung, Berechnung, Prüfung und Betrieb hydraulischer Ladekrane fest. Harmonisierte Norm zur Maschinenrichtlinie 2006/42/EG. [Online]. Available: <https://www.dinmedia.de>
- [3] *Krane - Konstruktion allgemein - Teil 1: Allgemeine Prinzipien und Anforderungen*, DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM) Std. DIN EN 13001-1, Jun. 2015, gilt in Verbindung mit DIN EN 13001-2, DIN EN 13001-3-1, DIN EN 13001-3-2, DIN EN 13001-3-3. Ersetzt DIN EN 13001-1:2009-12. Harmonisierte Norm zur Maschinenrichtlinie 2006/42/EG. [Online]. Available: <https://www.dinmedia.de>
- [4] *General principles on reliability for structures*, ISO/TC 98 Bases for design of structures Std. ISO 2394, Mar. 2015, ersetzt ISO 2394:1998. Legt allgemeine Prinzipien zur Zuverlässigkeit und Sicherheitsbewertung von Tragwerken fest. [Online]. Available: <https://www.iso.org>
- [5] M. Stölzner, M. Kleeberger, W. A. Günthner, and J. Fottner, "Schwingungsmodell zur abbildung der dynamischen beanspruchung von gittermast-fahrzeugkranen und lkw-ladekranen," *Logistics Journal: Proceedings*, no. 14, Nov. 2018. [Online]. Available: <https://proc.logistics-journal.de/article/view/911>
- [6] M. J. Stölzner, "Dynamische belastungen von kran-tragwerken," Dissertation, Technische Universität München, München, 2024.
- [7] E. Papadopoulos, B. Mu, and R. Frenette, "Modeling and identification of an electrohydraulic articulated forestry machine," in *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. IEEE, 1997, pp. 60–65.
- [8] P. M. La Hera and D. O. Morales, "Modeling dynamics of an electro-hydraulic servo actuated manipulator: A case study of a forestry forwarder crane," in *Proceedings of the 2012 World Automation Congress (WAC)*. IEEE, 2012, pp. 1–6.
- [9] D. Rupar, J. Hladnik, and B. Jerman, "Loader crane inertial forces," *FME Transactions*, vol. 44, no. 3, pp. 291–297, 2016.
- [10] R. Shen, X. Zhang, and C. Zhou, "Dynamic simulation of the harvester boom cylinder," *Machines*, vol. 5, no. 2, p. 13, 2017.
- [11] A. Urbaś, "Computational implementation of the rigid finite element method in the statics and dynamics analysis of forest cranes," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 46, pp. 750–762, 2017.
- [12] Q. Khadim, Y. S. Hagh, D. Jiang, L. Pyrhönen, S. Jaiswal, V. Zhidchenko, X. Yu, E. Kurvinen, H. Handroos, and A. Mikkola, "Experimental investigation into the state estimation of a forestry crane using the unscented kalman filter and a multiphysics model," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 189, p. 105405, 2023. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X23001763>
- [13] V. Mergl and J. Kašpárek, "Verifying the lifting and slewing dynamics of a harvester crane with possible levelling when operating on sloping grounds," *Forests*, vol. 13, no. 2, p. 357, 2022.
- [14] B. Jerman, P. Podržaj, and J. Kramar, "An investigation of slewing-crane dynamics during slewing motion

- development and verification of a mathematical model,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 46, pp. 729–750, May 2004.
- [15] B. Jerman and J. Kramar, “A study of the horizontal inertial forces acting on the suspended load of slewing cranes,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 50, no. 3, pp. 490–500, 2008. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020740307001506>
- [16] B. Jerman and A. Hribar, “Dynamics of the mathematical pendulum suspended from a moving mass,” *Tehnički vjesnik*, vol. 20, pp. 59–64, Feb. 2013.
- [17] M. Kleeberger, S. Schneidler, and W. A. Günthner, “Untersuchung der dynamischen beanspruchungen bei gittermast-fahrzeugkranen und vergleich mit der quasistatischen auslegung der norm,” in 22. *Internationale Kranfachtagung: Krane in Materialflusstechnik und Logistik*, K. Richter, A. Katterfeld, P. Horn, A. Gercke, and D. Pfeiffer, Eds. Magdeburg: LOGiSCH GmbH, 2014.
- [18] M. Stölzner, M. Kleeberger, M. Moll, and J. Fottner, “Investigation of the dynamic loads on tower cranes during slewing operations,” in *Proceedings of the 10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications – Volume 1: SIMULTECH, INSTICC*. SciTePress, 2020, pp. 59–67.
- [19] H. Sigloch, *Technische Fluidmechanik*, 11th ed. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2022, xV, 590 Seiten.

Dipl.-Ing. Jonathan Reisinger, B.Sc., Universitätsassistent am Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung der Technischen Universität Wien.

Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Decker, Senior Scientist am Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung der Technischen Universität Wien.

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig, Universitätsprofessor am Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung der Technischen Universität Wien.

Adresse: Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, Forschungsgruppe Konstruktionslehre und Fördertechnik, Technische Universität Wien, Getreidemarkt 9, BD04, 4. Stock, 1060 Wien, Österreich, Telefon: +43 1 588 0130720, Fax +43 1 588 01 30799, E-Mail: jonathan.reisinger@tuwien.ac.at