

22. Internationale Kranfachtagung 2014
„Der Kran in Materialflusstechnik und Logistik“

**Dynamische Lasten beim Betrieb eines
Kettenzuges;
eine neue Auslegungsberechnung im Vergleich zur
EN 818/7**

Ass.Prof. DI Dr.techn. Christian Landschützer



Ass.Prof. Christian Landschützer
Institut für Technische Logistik, TU Graz
Inffeldgasse 25e
8010 Graz
ÖSTERREICH

Seite bitte leer lassen

Dynamische Lasten beim Betrieb eines Kettenzuges; eine neue Auslegungsberechnung im Vergleich zur EN 818/7

Beim Betrieb von Rundstahlkettenzügen treten dynamische Lastüberhöhungen mit teilweise mehr als 150 % sowohl im Heben und Senken (Resonanz) als auch beim Anfahren auf. Zur Ermittlung der Dynamik existiert neben simulatorischen Methoden in der EN 818/7 auch ein normativer Anhang zur Ermittlung der dynamischen Lasten, die direkt in die dortige Kettendurchmesserberechnung Eingang finden, aber stets mit Messwerten abzugleichen sind.

Der vorliegende Beitrag liefert ein Berechnungsschema, das mit Hilfe der „Eckdaten“ des Kettentriebes die Anfahrstoßkraft und die dynamische Maximalkraft der Resonanz errechnen lässt. Ein Vergleich mit dem Schema der EN 818/7 zeigt, dass diese stets viel zu große Kräfte liefert und dass dessen Gültigkeitsbereich stark eingeschränkt ist. Eine Validierung der Erkenntnisse mit Messungen bestätigt die Gültigkeit.

1 Einleitung

Am Institut für Technische Logistik der TU Graz werden die Gewerke der Materialflusstechnik vielseitig und mit unterschiedlichen Methoden betrachtet. Kettenzüge spielen als Serienhebezeuge v.a. in der Produktionslogistik eine entscheidende Rolle. Am Institut wurde dieses Hebezeug in der vergangenen Zeit umfangreich erforscht woraus Erkenntnisse zum dynamischen Verhalten [2], [3], [4], Grundlagen zur Theorie des Polygoneffekts [5] und ein Prototyp einer Auslegungssoftware für den optimalen Einsatz von Kettenhebezeugen und ein Versuchsfeld hervorgegangen sind [6].

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus [2], worin ein Simulationsmodell für die Abbildung des Betriebs eines einsträngigen Kettenhebezeugs erstellt wurde, wird hier die Ermittlung der dynamischen Maximalkräfte im Kettentrieb in Form einer anwendungstauglichen Analytik (für den Einsatz in ingenieurmäßigen Berechnungsverfahren wie Dimensionierung nach Schema ohne Simulation und PC) dargelegt. In der erwähnten Arbeit sind die beschreibenden Gleichungen zur Dynamik aufgestellt und mit unterschiedlichen Simulationsprogrammen numerisch gelöst. Dieses Simulationsmodell dient hier der Ermittlung von realen Lasten an unterschiedlichsten Bauformen, um umfangreiche Messungen an den Kettenzügen zu ersetzen. Da mit der EN 818/7 [1] eine Norm zur Dimensionierung von Rundstahlketten existiert, wird folgend die Berechnung der dynamischen Kräfte darin kritisch erfasst und der erarbeiteten Analytik, Simulation und Messung gegenübergestellt.

Mit den so errechneten dynamischen Kräften ist es für die Kettenauslegung erstmals möglich, durch die aus [2], [3] bekannten Schwingfrequenzen – die ebenfalls analytisch errechenbar sind – eine Betriebsfestigkeitsrechnung ohne Simulationsaufwand durchzuführen. Die Dauerfestigkeitswerte von Rundstahlkettengliedern sind bei den Herstellern der Ketten vorliegend, da die EN 818/7 eine Prüfung zur dynamischen Grenzbeanspruchung fordert. Zur Betriebsfestigkeitsberechnung ermittelt man die Größe der dynamischen Kräfte mit der Analytik dieses Abschnittes, und aus den

Resonanzfrequenzen bei bekannten Resonanzkettenlängen folgt die Anzahl der Schwingspiele. Diese Schritte sind für den Anfahrstoß und die durchfahrenen Resonanzen sowohl beim Heben als auch beim Senken durchzuführen. Die Ableitung eines geeigneten Klassierungsverfahrens (z. B. eines einfachen Mehrstufenschwingbeanspruchungsverfahrens) ist hier nicht Thema, da lediglich die Möglichkeiten aufgezeigt werden, die sich aus den Berechnungen ergeben können. Mittels Schadensakkumulation kann dann eine Schädigung errechnet werden.

2 Berechnungsmöglichkeiten zur Ermittlung dynamischer Lasten an Kettenzügen

2.1 Modellbildung und Ermittlung der dynamischen Größen durch Simulation

Für die Ableitung der Analytik zur Berechnung der dynamischen Kräfte wurde aus den in [2] aufgestellten und gelösten Gleichungen ein Simulationsmodell weiterentwickelt, das eine automatisierte Auswertung der relevanten Dynamik beinhaltet. Selbstverständlich wurden validierte Simulationsmodelle und Parameter verwendet, deren Ermittlung und Beschreibung ebenfalls in oben genannter Arbeit einsichtig ist; sie wurden einzeln als auch im Gesamtsimulationsmodell verifiziert. Für die Variantenrechnungen mit abweichenden Kettenzugmodellen wurden keine Gesamtvalidierungen vorgenommen, sondern die einzelnen Parameter gesondert validiert (v.a. Kettensteifigkeit), da sich vom validierten Gesamtmodell [2], [3] aus Ähnlichkeitsüberlegungen auf gültige ähnliche Modelle mit gleicher Struktur schließen lässt.

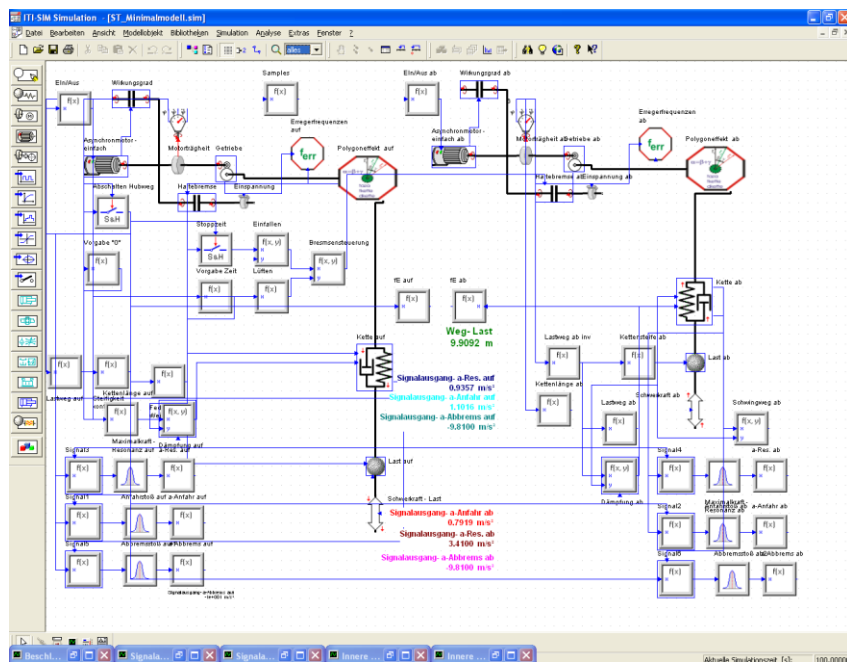


Bild 1: Simulationsmodell zur Erfassung dynamisch relevanter Größen in ITI-Sim®

Bild 1 zeigt die Struktur des Analyse-Simulationsmodells zur Ableitung der Analytik mittels Regression. Man erkennt je einen Kettentrieb für Heben und Senken mit identen Motoren und Strukturen für Federsteife und Dämpfung der Kette. Ein Prüfalgorithmus im Programm

sorgt dafür, dass das Anfahren beim Heben in geeigneter Distanz von der I. Resonanzkettenlänge erfolgt, um nicht abgeklungene Schwebungseinflüsse auszuschließen und vergrößert gegebenenfalls die Startkettenlänge.

2.2 Auslegungsberechnung aus Regressionsanalysen der Simulation

Mit dem Simulationsmodell wurden u.a. die Kettenzugbauarten eines Herstellers und beliebige Neukombinationen eines ausgewählten Kettenzugtypes mit Variation der Taschenzahl z und Hubgeschwindigkeit v zur Ableitung der Gleichungen verwendet. Somit werden gesamt 70+14 Varianten betrachtet, um eine gültige Analytik zu erhalten.

Die ermittelten Beschleunigungen werden zu einem Faktor $f_{dyn,max}$ umgeformt, wie er in der Fördertechnik verwendet wird (z. B. Stoßfaktoren,..), mit dem die statische Kraft zu multiplizieren ist (Gleichung 11). Für die durch Regression aufgestellte analytische Berechnung der dynamischen Kräfte am Kettenzug benötigt man folgende dimensionsbehaftete Parameter (s. auch Bild 2):

- Hubmasse m [kg]
- Hubgeschwindigkeit v [m/min]
- Motorleistung P [W]
- Kettendurchmesser d [mm]
- Taschenzahl des Antriebsrades z []
- Ketten-Tragfähigkeit (rechnerisch nach Anhang A.2.2 in EN 818/7)

$$WLL("T") \text{ [t]}$$

Man berechnet für die Resonanzkraft einen Ausnutzungsgrad P_a des Kettenzuges:

$$P_a = \frac{m}{WLL("T")} \quad (1)$$

Daraus den Faktor für die Ausnutzung der Kette f_a :

$$f_a = 0,4419P_a^2 - 1,066P_a + 1,494 \quad (2)$$

Weiters den Leistungsgrad des Kettenzuges P_{spez} :

$$P_{spez} = \frac{m \cdot g \cdot \frac{v}{60.000}}{P} \quad (3)$$

Daraus den Leistungsfaktor f_{spez} des Kettenzuges, der entscheidend für die Berechnung des Anfahrstoßes ist:

$$f_{spez} = -0,273P_{spez} + 1,247 \quad (4)$$

Ergibt die dynamische I. Resonanzkraft im Senkbetrieb F_{res} :

$$F_{res} = 9,81m f_a \left[v \left(-1,667 \cdot 10^{-4} z^3 + 4,202 \cdot 10^{-3} z^2 - 3,6 \cdot 10^{-2} z + 0,109 \right) - 9,167 \cdot 10^{-4} z^3 + 2,5 \cdot 10^{-2} z^2 - 0,23z + 1,772 \right] \quad (5)$$

und den Resonanzfaktor f_{res} :

$$f_{res} = \frac{F_{res}}{9,81m} \quad (6)$$

Die Kraft zufolge des Anfahrstoßes F_{An} beim Heben, nur wenig beeinflusst von der Länge der Kette außerhalb der I. Resonanz (längere Kette als I. Resonanzkettenlänge lt. Norm):

$$F_{An} = 9,81m f_{spez} (1,6 \cdot 10^{-2} v + 1,022) \quad (7)$$

und den Anfahrfaktor f_{An} :

$$f_{An} = \frac{F_{An}}{9,81m} \quad (8)$$

Es folgt die dynamische Maximalkraft $F_{dyn,max}$ beim Betrieb als Maximum von Resonanzkraft und Anfahrstoßkraft – bei kleinen Taschenzahlen und kleinen Geschwindigkeiten vornehmlich aus der Resonanz, bei großen Taschenzahlen und höheren Geschwindigkeiten vornehmlich aus dem Anfahren:

$$F_{dyn,max} = \text{Max} \begin{cases} F_{res} \\ F_{An} \end{cases} \quad (9)$$

und der dynamische Faktor $f_{dyn,max}$:

$$f_{dyn,max} = \text{Max} \begin{cases} f_{res} \\ f_{An} \end{cases} \quad (10)$$

Somit kann man die in der Fördertechnik bekannte Schreibweise mit Überhöhungsfaktor für die dynamische Maximalkraft beim Betrieb eines Kettenzuges $F_{dyn,max}$ wählen:

$$F_{dyn,max} = f_{dyn,max} m g \quad (11)$$

Im Unterschied zur EN 818/7 werden in der hier vorgestellten Berechnung keine Messwerte benötigt, die dann mit Faktoren multipliziert werden; die Dynamik des Hebezeuges ist hier rein analytisch beschrieben.

Durch die Berechnung der dynamischen Kräfte beim Betrieb eines Kettenzuges mittels aus der Simulation abgeleiteter Analytik, deren Größe durch die Messungen validiert wurde und somit als hinreichend genau gilt, kann man erstmals eine durchgängige rechnerische Auslegung von Kettendrahtdurchmessern für Hebezeuge in Angriff nehmen. Die Werte aus der Simulation können dabei die von der Norm vorgeschriebenen Messungen am Hebezeug ersetzen. Die erreichte Rechengüte und Genauigkeit ist gleichwertig jener durch Messungen erreichbaren, wenn man beachtet, dass das eventuell durch unsichere Parameterwerte ungenaue Rechenergebnis größenordnungsmäßig dadurch nicht ungenauer wird, als ein durch mechanisch-physikalische Messmittel erfasstes Messergebnis, das stets Messfehler beinhaltet.

Das vorgestellte Rechenschema ist vornehmlich für die Auslegung von Kettenzügen mit ihrer maximalen Tragfähigkeit bestimmt, da hier die maximalen Kräfte des Betriebs auftreten. Für teilbelastete Kettenzüge kann das Schema auch verwendet werden, die Abweichung ist dann aber nicht mehr kleiner 5%. Bild 2 stellt den obigen Rechenprozess dar, wie er in eine Software implementiert werden kann.

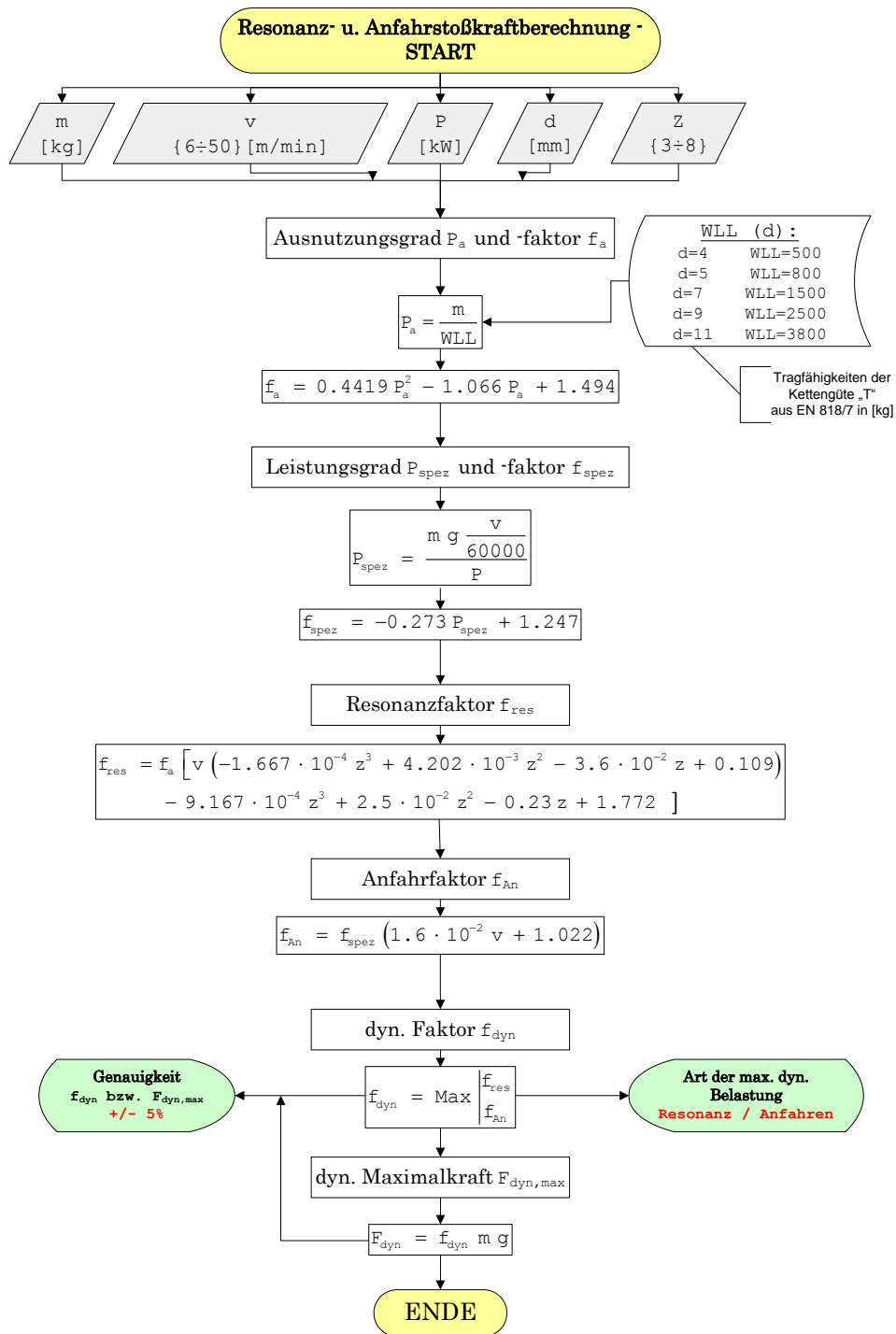


Bild 2: Berechnungsschema zur Ermittlung dynamischer Größen an Kettenhebezeugen

3 EN 818/7 [1] und die Berechnung dynamischer Lasten darin zur Dimensionierung von Kettendurchmessern

Die EN 818/7 ist hinsichtlich der Auslegung von Kettendrahtdurchmessern ident mit der FEM 9.671 [7] und trägt den Titel: „Kurzgliedrige Rundstahlketten für Hebezwecke – Sicherheit. Teil 7: Feintolerierte Hebezeugketten, Güteklasse T (Ausführung T, DAT und DT)“

Darin wird neben Geometrie- und Werkstoffkennwerten auch ein Verfahren zur Dimensionierung von Kettendrahtdurchmessern von Hebezeugketten in Rundstahlkettenzügen dargelegt. Hauptsächlich bezieht sich dieses Normungswerk aber auf die mechanischen Festigkeitseigenschaften der Kette in Form und Zusammensetzung. Das Verfahren zur Berechnung der dynamischen Kräfte ist lediglich im Anhang der Norm angegeben (normativer Status) und lässt aus den allgemeinen Randbedingungen des Kettentriebes dynamische Kräfte errechnen, die Messwerten gegenübergestellt werden, und so eine teils rechnerisch teils messtechnische Dimensionierungsgrundlage für den Kettendrahtdurchmesser bildet. Mit geeigneten Sicherheiten behaftet wird die Kette dann auf die ertragbare Nennspannung dimensioniert (Bild 3).

Dieses Verfahren wird kritisch hinterfragt, da es einerseits einen sehr eingeschränkten Genauigkeitsbereich aufweist und andererseits Messwerte zur Berechnung benötigt. In Zeiten der PC-Simulation mit modernen Programmen wie z.B. ITI-Sim[®] bzw. dessen Nachfolger SimX[®] (ITI-GmbH, Dresden) erscheint es auch hier sinnvoll, die Messungen für eine Grunddimensionierung auszuklammern und einen einfachen Algorithmus mit definiertem Genauigkeitsbereich abzuleiten, um dem Anwender die Simulationsergebnisse und -erkenntnisse in brauchbarer Form zur Verfügung zu stellen (Abschnitt 2).

Der Mindestdurchmesser der Hebezeugkette laut Norm richtet sich nach folgenden Einflussgrößen:

- Betriebsverhältnisse
- Ausführung der Hebezeugkette
- Taschenzahl des Antrieb-Taschenrades
- Kettengeschwindigkeit
- vorgewählte Hebezeugketten-Nenndicke d_n'
- Stoßfaktor
- Faktor für Spannungsausschlag entsprechend der Ausführung der Hebezeugkette
- Polygoneometrie des Antrieb-Taschenrades

Man berechnet einen Durchmesser d_1 zufolge der maximalen Kraft in resonanten Bereichen und einen Durchmesser d_2 zufolge des Anfahrstoßes bei Anheben oder Senken aus schlaffer oder straffer Kette (s. auch Bild 3). Es ist die Berechnung von 7 dimensionslosen Faktoren mit folgenden Größen nötig:

- σ_{Lim} : Nennspannung bei dynamischer Grenzbeanspruchung [N/mm²]
 - σ_b : Nennspannung bei Mindest-Bruchkraft [N/mm²]
 - z : Taschenzahl des Kettenrades [N/mm²]
 - v : Hubgeschwindigkeit in [m/min]
 - d_n' : Kettenenddurchmesser (Vorauslegung) [mm]
 - S_1 : statische Sicherheit []
 - S_2 : dynamische Sicherheit []
- beide nach Tabelle B.9 [1] und abhängig von Triebwerksgruppe ($M_2 - M_8$) im Bereich zwischen S_1 : 5÷14 und S_2 : 3,6÷7,1 (sic!).

- c_1 : der Faktor für Ketten-Ausführung und Triebwerksgruppe (ISO 4301-1 [1]) (Anm.: c_1 formt lediglich die Auslegungsgleichung gemäß F/F_{lim} um und ist demzufolge kein „echter“ Einflussfaktor):

$$c_1 = \sqrt{\frac{2}{\sigma_{Lim} \pi}} \quad (12)$$

- c_2 : der Faktor für Taschenzahl des Antrieb-Taschenrades:

$$c_2 = \frac{z^2}{10} \quad (13)$$

- c_3 : der Faktor für Kettengeschwindigkeit:

$$c_3 = \left(\frac{v}{60}\right)^2 \cdot 100 \quad (14)$$

- c_4 : der Faktor für vorgewählte Ketten-Nenndicke d_n' (Anm.: iteratives Berechnungsverfahren)

$$c_4 = \frac{\pi^2 \cdot 100}{4,5 d_n' g} \quad (15)$$

- c_5 : der Stoßfaktor des Hebezeuges mit Anhaltswerten nach Tabelle B.8 [1] oder aus Messungen am Hebezeug. Tatsächliche c_5 müssen am starr aufgehängten Hebezeug gemessen werden und ersetzen wenn größer als c_6 den Faktor c_5 aus Tabelle (Gleichung 21)!

- c_6 : der Faktor für Spannungsausschlag entsprechend der Ketten-Ausführung:

$$c_6 = \frac{\sigma_{Lim} S_1}{\sigma_b} \quad (16)$$

- c_7 : der Überhöhungsfaktor aus Polygoneometrie des Antrieb-Taschenrades:

$$c_7 = \frac{1}{\cos\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} \quad (17)$$

Im Abgleich mit der dynamischen Sicherheit S_2 (und einer hineinbezogenen „Unsicherheit“ von 3%) benötigt man die Maximalkraft von den 3 Varianten für F^* für Gleichung 22:

$$F = m g \quad (18)$$

$$F^* = \left(1 + 0,015 \frac{c_3 c_4}{c_2}\right) c_7 F \quad (19a)$$

$$F^* = F_{dyn} c_7 \quad (19b)$$

$$F^* = F c_5 \quad (19c)$$

darin ist F_{dyn} der größte Wert aus der Messung im Kettenstrang am starr aufgehängten Serienhebezeug während eines Spieles mit voller Traglast des Hubwerkes einschließlich der ersten Resonanz oder:

$$F_{dyn} c_7 \geq c_6 F \quad (20)$$

Gelten muss weiters:

$$c_5 \geq c_6 \quad (21)$$

Endlich eingesetzt zur Berechnung der dynamischen Sicherheit

$$z_{pd} = \frac{d_n^2 \pi \sigma_b}{2 F^*} \geq 0,97 S_2 \quad (22)$$

Es sei angemerkt, dass die Norm nur Zugspannung im geraden Abschnitt des Kettengliedes berücksichtigt. Für eine seriöse Spannungs- und Festigkeitsermittlung in der Rundstahlkette sei auf die Literatur verwiesen [8], [9], [10] die Zugspannungsüberhöhungen um den Faktor 4 und Druckspannungsüberhöhungen um den Faktor 7 gegenüber der vereinfacht berechneten Zugspannung im geraden Gliedabschnitt liefert. Daraus erklären sich die sehr hohen Sicherheitsfaktoren für z_{ps} und z_{pd} (s.o.).

4 Betrachtung der EN 818/7

Die Betrachtung der Norm bezieht sich nur auf die Berechnung der dynamischen Kräfte, die mittels des vorgestellten Simulationsmodelles durch Regressionsanalyse analytisch auf 5% genau ermöglicht wird (also exklusive Gleichung 22). Man erhält mit der Analytik aus Abschnitt 2 ein realitätsnahes F^* , basierend auf real auftretenden maximalen dynamischen Kräften. Das weitere Procedere der Norm – der Abgleich mit den Sicherheitsfaktoren z_{ps} und z_{pd} , sowie die Werkstoffkennwerte – bleibt von den Überlegungen hier unbeeinflusst.

Der Einfluss von c_7 ist kritisch zu hinterfragen, ob die tatsächlich gemessene Maximalkraft F_{dyn} (Glg. 19b) noch mit einem (unsicheren) Faktor multipliziert werden muss! Die dynamischen Maximalkräfte im Betrieb $F_{Sim,max}$ (auftretend bei der I. Resonanz) werden immer beim Senken erreicht, während die maximalen Anfahrstoßkräfte $F_{Sim,A,max}$ beim Heben der unterstützten Last aus schlaffer Kette auftreten – ermittelt am unten dargelegten Simulationsmodell.

Es wird vorgeschlagen, die Messung und multiplikatorische Vergrößerung der maximal im Betrieb auftretenden dynamischen Kraft aus der Norm herauszunehmen und mit den Gleichungen für die Berechnung des Anfahrstoßes und der I. Resonanz aus dieser Arbeit zu ersetzen (Bild 2). Damit würden auch die Berechnung der Faktoren c_2 bis c_7 , die nur in eingeschränktem Ausmaß die dynamischen Verhältnisse richtig widerspiegeln, entfallen. Es ist auffallend, dass dieses EN-Berechnungsschema für eine real existierende Kettenzugreihe gut stimmt, für nicht ausgeführte Kombinationen von Hubgeschwindigkeit, Last und Taschenzahl aber keinesfalls stimmt (s. Abschnitt 5). Offensichtlich wurde die Berechnung mit den Faktoren c_2 bis c_7 an einer realen Kettenzugbaureihe abgeleitet; sie kann aber nicht zur Neuauslegung „exotischerer“ Kombinationen verwendet werden, wie unten gezeigt wird. Sinn einer Auslegungsberechnung sollte es aber sein, in einem definiertem Bereich (in der Norm nicht festgelegt) annähernd gleich gute Ergebnisse zu erhalten. Auch hieraus begründet sich der nun folgend vorgeschlagene Weg der Maximalkraftberechnung mit den abgeleiteten Ansätzen.

Bild 3 gibt einen Überblick über den gesamten Auslegungsprozess für den Kettendrahtdurchmesser (Bereiche in grau) dem die Ermittlung der dynamischen Lasten (neu vs. EN) alleinig rechnerisch oder rechnerisch/messtechnisch vorgeschaltet ist.

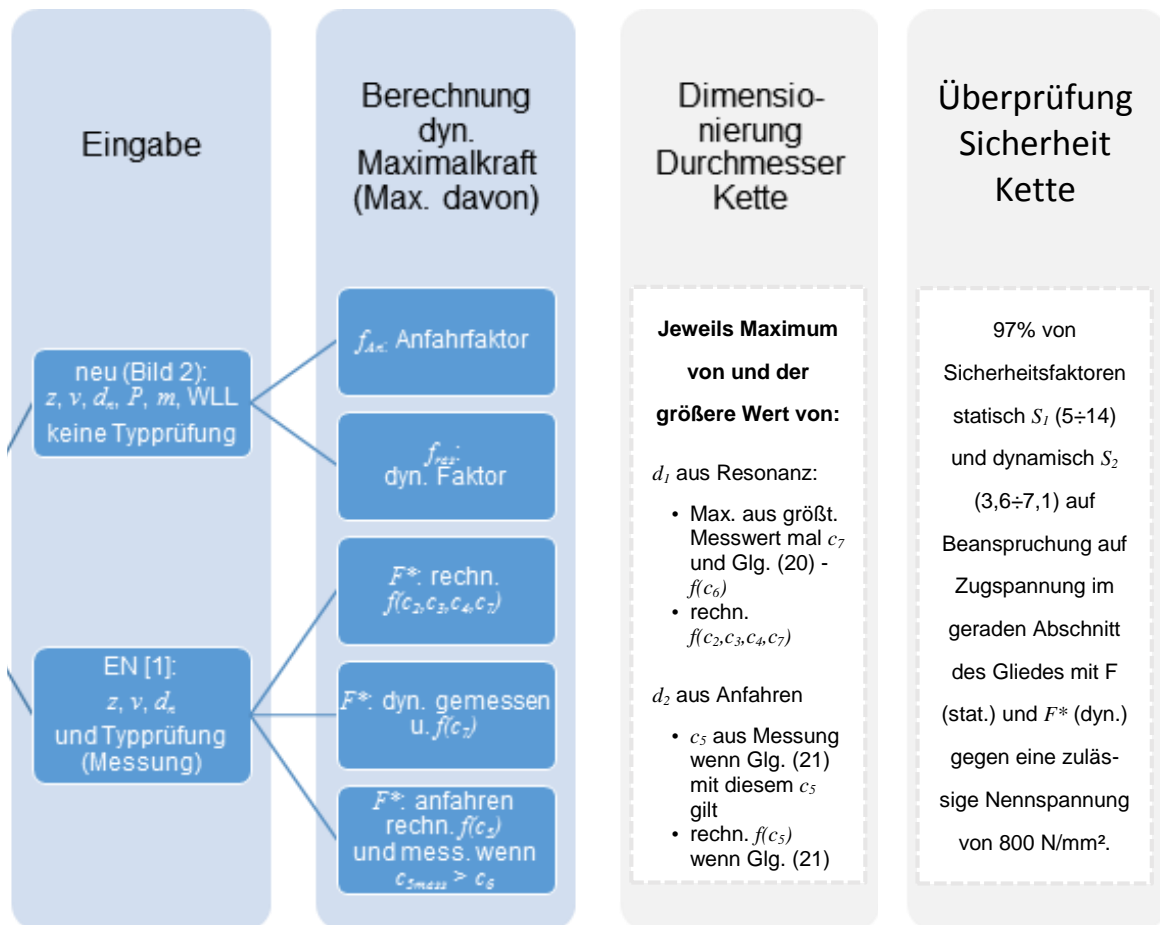


Bild 3: Vergleich des Berechnungsganges nach EN 818/7 und Analytik

5 Vergleich der Auslegungsberechnung mit der EN 818/7

Wie oben erwähnt, wurde der Ansatz an Kettenzügen unterschiedlichster Bauart, die einerseits real existieren, und andererseits bisher nicht gebaut wurden und somit auszulegen sind, überprüft (der Gültigkeitsbereich der Auslegungsberechnung ist Bild 4 und 5 zu entnehmen). Als Vorgriff auf die Ergebnisse sei schon hier erwähnt, dass die Berechnungen wie angenommen mit einer Genauigkeit von $\pm 5\%$ (in Ausnahmen $\pm 6\%$) stimmen. Dies ist im Gegensatz zur Norm für jede Kettenzugvariante des Gültigkeitsbereichs der Fall.

Zum Verständnis der folgenden Bilder ist noch ein kurzer Blick in das Rechenschema der Norm nötig. Möchte man die Norm als reine Auslegungsberechnung, ohne Vorhandensein von Messwerten verwenden, so kann man über die darin abgeleiteten Faktoren, die ja die dynamischen Verhältnisse widerspiegeln, arbeiten. Im Falle der dynamischen Resonanzmaximalkraft benötigt man die Faktoren c_2, c_3, c_4 und c_7 zur rein rechnerischen Berechnung von F^* (Gleichung 19a). Dies ist in den Bildern als Eintrag „ $f_{res, rech}$ “ vermerkt. Dieser Wert kann dann mit der oben abgeleiteten analytischen Berechnung und f_{res} in

Gleichung 16 verglichen werden – vgl. auch Gleichung 19a:

$$f_{res,rech} = \left(1 + 0,015 \frac{c_3 c_4}{c_2} \right) c_7 \tag{23}$$

Hebezeug		Simulation	Auslegung	EN 818/7	
m [kg] \ v [m/min] \	z [] \ d_n [mm]	Art	f_{dyn}	$f_{res,rech}$	EN
Abweichung zur Kraftermittlung in Simulation in [%]					
125\16\4\4	Res	4	0	41	
250\8\4\4	Res	0	6	41	
320\6\4\4	Res	3	11	41	
500\8\5\5	Res	0	13	24	
500\12\5\5	Res	2	37	24	
1000\8\5\7,1	Res	2	14	24	
1000\12\5\7,1	Res	3	39	24	
800\16\5\7,1	Res	3	45	24	
630\20\5\7,1	Res	6	51	24	
500\25\5\7,1	Res	7	53	24	
1600\8\4\9	Res	1	8	41	
1600\8\6\9	Res	0	21	15	
1600\12\6\9	An	1	47	15	
2500\8\5\11,3	Res	2	12	24	
		2x > 5% u. 1x versch. Art	13x > 5% u. 10x versch. Art	14x > 5% u. 1x versch. Art	

Bild 4: Vergleich dynamische Maximalkraft an Kettenzugbaureihe (Legende s. Bild 5)

		Simulation																									
		Art								Hebezeug: 1600 kg, 9 mm, 2,3 kW, "T"																	
$v \setminus z$		4	5	6	7	8	9	10	Legende:																		
6	Res	Res	Res	Res	An	An	An	An	Res: dynamische Maximalkraft während I. Resonanz																		
8	Res	Res	Res	An	An	An	An	An	An: dynamische Maximalkraft beim Anfahren																		
10	Res	Res	An	An	An	An	An	An	rot dargest. Werte sind phänomenolog. versch. Art - Res/An																		
12,5	Res	Res	An	An	An	An	An	An	(Maximalkr. nicht zufolge in Sim ermittelten Res o. An)																		
16	Res	Res	An	An	An	An	An	An																			
20	Res	Res	An	An	An	An	An	An																			
25	Res	Res	An	An	An	An	An	An	unterstr. Werte zufolge c_5 aus tats. gemess. Max.kraft anfahren (hier Sim)																		
31,5	Res	Res	An	An	An	An	An	An																			
40	Res	An	An	An	An	An	An	An	Farbskala gelb bei 6%, Maximum rot																		
50	Res	An	An	An	An	An	An	An																			
		Auslegung								EN 818/7																	
		f_{dyn}								$f_{res,rech}$					EN												
		Abweichungen zur Kraftermittlung in Simulation in [%]																									
$v \setminus z$		4	5	6	7	8	9	10	4	5	6	7	8	9	10	4	5	6	7	8	9	10					
6		1	1	1	2	3	3	3	11	6	11	14	15	15	15	41	24	15	14	15	15	15					
8		1	0	1	1	1	1	1	8	14	21	23	23	23	23	41	24	15	10	10	10	10					
10		2	0	1	1	1	1	1	13	27	35	35	35	35	35	41	24	15	6	5	5	5					
12,5		2	1	1	1	1	1	1	22	38	46	46	46	46	46	41	24	13	3	1	1	1					
16		2	2	1	1	1	1	1	28	48	54	54	54	54	54	41	24	10	1	0	0	0					
20		2	1	2	2	2	2	2	37	60	64	64	64	65	65	41	24	8	0	0	0	0					
25		2	2	3	2	2	2	2	43	70	72	72	72	72	72	41	24	5	0	0	0	0					
31,5		1	1	2	2	2	2	2	48	79	80	80	80	80	80	41	24	3	0	0	0	0					
40		3	2	2	2	2	2	2	50	86	86	86	86	86	86	41	22	0	0	0	0	0					
50		2	2	2	2	2	2	2	61	92	92	92	92	92	92	61	36	7	0	0	0	0					
		2x > 2% u. 3x versch. Art								70x > 5% u. 18x versch. Art										46x > 5% u. 25x versch. Art, 0% weil c_5 f. An aus Messung (hier Sim) F_{dyn} - Glg. 19b.							

Bild 5: Vergleich dynamische Maximalkraft an Kettenzugvariation

Die Spalte mit der Überschrift EN gibt die Resonanzkraft nach Norm aus (Bild 3 bzw. Maximum von Gleichung 19a bis 19c), wo darin die vorgeschriebenen Messwerte durch entsprechende Simulationsergebnisse ersetzt sind.

Das gleiche Procedere könnte für den Anfahrstoß vollzogen werden, wird aber in den Ergebnisbildern nicht explizit dargestellt. Es wird noch unterschieden, ob die dynamische Maximalkraft aus der Resonanz oder dem Anfahren stammt (phänomenologischer Unterschied bzw. Unterschied der Art) mit „An“ für Maximum im Anfahrstoß und „Res“ für jenes in Resonanz.

Szenario	Übereinstimmung (Ü)	Abweichung	Fazit
Kettenzugbaureihe (Bild 4)	<ul style="list-style-type: none"> - <u>Art:</u> gute Ü. Sim - Analytik, gute Ü. EN - Sim - <u>Größe:</u> gute Ü. Sim - Analytik 	<ul style="list-style-type: none"> - <u>Art:</u> EN $f_{res,rech}$ - Sim sehr oft - <u>Größe:</u> EN $f_{res,rech}$ u. EN - Sim sehr groß 	EN-Faktoren ungeeignet, EN-Auslegung (mit Mess. F_{dyn}) ungeeignet, Analytik geeignet.
Kettenzugvariation (Bild 5)	<ul style="list-style-type: none"> - <u>Art:</u> gute Ü. Sim - Analytik, gute Ü. EN - Sim - <u>Größe:</u> gute Ü. Sim - Analytik, gute Ü. EN bei großen v u. z 	<ul style="list-style-type: none"> - <u>Art:</u> EN $f_{res,rech}$ - Sim sehr oft - <u>Größe:</u> EN $f_{res,rech}$ - Sim sehr groß EN bei kleinen v u. z sehr groß 	EN-Faktoren ungeeignet, EN-Auslegung (mit Mess F_{dyn}) bedingt geeignet, Analytik geeignet.

Bild 6: Interpretation der Berechnungsqualität von EN 818/7 und Analytik hinsichtlich Größe und Art der dynamischen Kraft

Bild 6 fasst die Abweichungen der Analysen Norm/Auslegung überblicksartig zusammen. Prinzipiell kann festgehalten werden, dass die Norm in der rein rechnerischen und rechnerisch/messtechnischen Variante stets zu große dynamische Kräfte ausgibt. Somit sind auch die eingesetzten Ketten zu massiv, was das am Markt befindliche Produktspektrum bestätigt.

6 Kurzbewertung und Ausblick

Es zeigt sich somit als Gesamtfazit, dass eine rein rechnerische Auslegung nach EN ohne Messung der F_{dyn} nicht sinnvoll möglich ist. Die Auslegung mit der Messung von F_{dyn} und der zusätzlichen Berücksichtigung von Faktoren aus EN ist in einzelnen Fällen bedingt geeignet, ergibt aber stets zu große Werte.

Die vorgestellte Analytik bleibt bis auf 2 von 84 Fällen weit unter 6% Abweichung und gibt in 80 von 84 Fällen die dynamische Maximalkraft phänomenologisch richtig aus.

Es hat sich gezeigt, dass der Anfahrstoß weitestgehend von der Hubgeschwindigkeit und marginal von der installierten Motorleistung abhängig ist. Die dynamische Resonanzkraft ist hauptsächlich von der Taschenzahl des Kettenrades abhängig, weiters von der Hubgeschwindigkeit und marginal von der Hubmasse in Bezug zur Tragfähigkeit der Kette.

Mit dem vorgestellten Ansatz steht den Entwicklern und Betreibern von Kettenhebezeugen ein Auslegungswerkzeug zur Verfügung, mit dem die dynamischen Kräfte am Kettentrieb

ohne Messung mit guter Genauigkeit vorab berechnet werden können.

Durch die Implementation in ein Gesamtauslegungsprogramm [6], das am Institut für Technische Logistik als Prototyp bereits existiert und auch die Kettenlängen der Resonanzbereiche [4] ausgibt, kann der Auslegungsvorgang und v.a. die Produkteinsatzplanung besser an die Erfordernisse der Einsatzumgebung angepasst werden.

Die durchgeführten Simulation dienen in erster Linie dem erfahrenen Berechner, da der Einarbeitungs- und Erstellungsaufwand groß ist; das vorgestellte Auslegungsschema soll dem entgegenwirken. Ansätze zur „einfacheren“ Verwendung von Simulationen durch „weniger erfahrene“ Benutzer nach dem Vorbild der guided-Simulation und Simulation-templates werden am Institut ebenso vorangetrieben, um die Möglichkeiten durch Simulation einem breiteren Kreis zugänglich zu machen.

7 Danksagung

Dank geht an die Firma STAHL CraneSystems GmbH in Künzelsau und namentlich Herrn DI Jürgen Weingärtner für die langjährige Zusammenarbeit und die Bereitstellung von Messobjekten und ihre wertvollen Betriebs- und Einsatzerfahrungen.

8 Literatur

- [1] EN 818/7-2002 D, Kurzgliedrige Rundstahlketten für Hebezwecke - Sicherheit, Februar 2002.
- [2] C. LANDSCHÜTZER: Analyse von Schwingungen an einsträngigen Elektrokettenzügen – Dissertation TU Graz, Graz, 2004.
- [3] C. LANDSCHÜTZER: Schwingungssimulation von Rundstahl-Elektrokettenzügen – Konstruktion April 4-2010, S. 59-66, Springer.
- [4] C. LANDSCHÜTZER: A new way to calculate for chain lengths with maximal dynamic forces at electric chain hoist – Proceedings of the XX International Conference on Material Handling, Constructions and Logistics - MHCL'12 (2012), S. 303 - 308, Belgrade.
- [5] C. LANDSCHÜTZER: Der Polygoneffekt bei Rundstahlkettentrieben. 21 (2013), S. 21 – 35, Internationale Kranfachtagung 2013; Bochum.
- [6] L. MOOSHAMMER: Auslegungssoftware für polygoneffekterregte Schwingungen bei Kettenzügen, Diplomarbeit TU Graz, 2008.
- [7] FEM 9.671-1998, Rules for the design of series lifting equipment; Chain qualities, selection criteria and requirements, 10/1998.
- [8] J. OSER: Spannungsverteilung und Federsteifigkeit von Rundgliederketten (I+II). Deutsche Hebe- und Fördertechnik (dhf), 1982/83, S. 29-33, S. 39-40.
- [9] G.B. PHILLIP: Die Rundstahlkette als Element der Leistungsübertragung bei Förderern im StREBBau. Dissertation RWTH-Aachen, 1999.
- [10] J. SEBULKE: Theoretische und experimentelle Ermittlung der Federkonstante von Rundstahlketten. fördern und heben (f+h), 1981, S. 105-108.