

Dynamischer Massenausgleich mit Servoantrieben

Massenkraftausgleich – Schwingungsminderung - Dynamik

Kurzfassung:

In schnelllaufenden Maschinen mit ungleichmäßigen Bewegungen treten oft hohe dynamische Gestellkräfte auf, die den Aufstellort der Maschine inakzeptabel hoch belasten oder die Verarbeitungsqualität der Maschine beeinträchtigen.

Typischerweise werden zum teilweisen oder vollständigen Ausgleich dieser dynamischen Kräfte Zusatzmassen, zusätzliche Koppelgetriebe und/oder zusätzliche Kurvengetriebe verwendet.

Solche mechanischen Lösungen zum Massenausgleich erhöhen den konstruktiven Aufwand für die Gesamtmaschine drastisch. Oft sind die Ausgleichsmechanismen mindestens ebenso aufwändig wie der eigentliche Arbeitsmechanismus.

Der Beitrag möchte einen Ansatz vorstellen, um den vollständigen oder teilweisen dynamischen Massenausgleich mit Servoantrieben (elektronischen Kurven) zu erreichen. Dieser Ansatz bietet sich vor allem dann an, wenn der dynamische Massenausgleich eigentlich gar nicht vorgesehen war, sondern nachträglich in eine nicht ausreichend gut laufende Maschine eingebracht werden soll, und wenn in der Maschine ohnehin Servotechnik eingesetzt wird.

1. Einleitung

Die Idee zu diesem Beitrag gab die Auslegung und Inbetriebnahme einer schnelllaufenden Verpackungsmaschine.

Bild 1 zeigt eine ähnliche Maschine, die mit 400 Takten/min Stangen scheibenförmiger Drops in Papier oder Folie einwickeln soll. Von links werden die Dropsstapel mit einer getakteten Kette in die Faltstation transportiert. Ein Paar aus Unter- und Oberstempel stößt diese Stangen kontrolliert durch die Papierabschnitte und führt sie mit dem Papier in Greiferzangen ein. Die Greiferzangen werden auf einem Schaltstern an verschiedenen Faltstationen vorbeigetaktet, die die Faltungen an den Stirnseiten der Dropsrollen durchführen.

Zur Vereinfachung der Darstellung wurden hier nur wenige kurvengesteuerte Bewegungen der Maschine berücksichtigt:

- die durch Schrittgetriebe bewegte Kette zum Heranbringen der Dropsstapel
- der kurvengesteuerte Oberstempel
- der kurvengesteuerte Unterstempel und
- der durch Schrittgetriebe bewegte Faltkopf.

Die stirnseitigen faltwerkzeuge und die Schließbewegungen der Greiferzangen sind nicht mehr dargestellt.

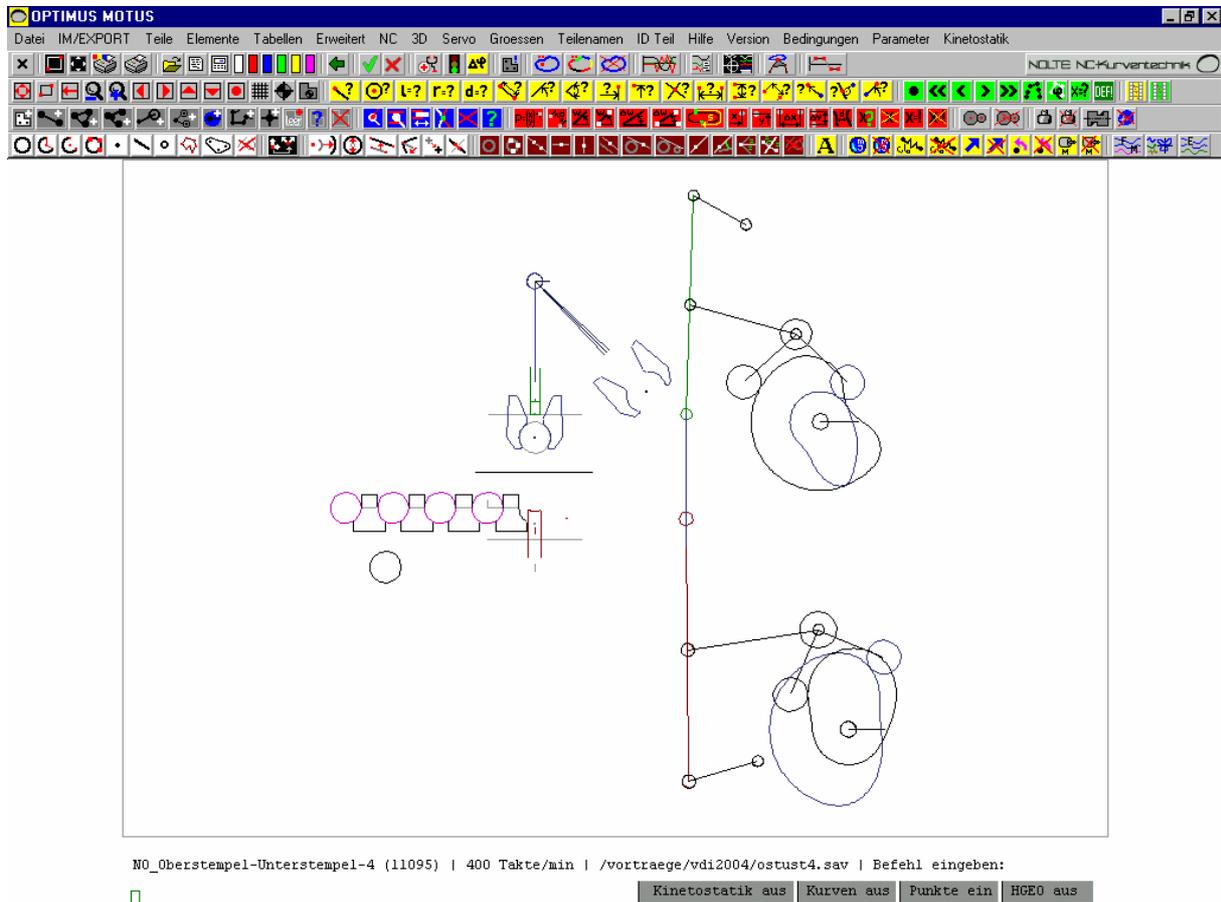


Bild 1: Verpackungsmaschine für Dropsrollen (auf wenige Bewegungen reduziert)

Zur Auslegung der Verpackungsmaschine wurde eine Kollisionsoptimierung für alle Bewegungen durchgeführt, d.h. die Bewegungsabläufe wurden möglichst harmonisch und schwingungshemmend so gestaltet, daß die Maschine mit höchstmöglicher Taktzahl arbeiten kann und gerade eben keine Kollisionen auftreten. Zum Einsatz kamen dabei Bewegungsgesetze mit stetiger dritter Ableitung (Bild 2). Denkbar wäre auch die Verwendung von HS-Profilen für besonders schwingungsgefährdete Bewegungen.

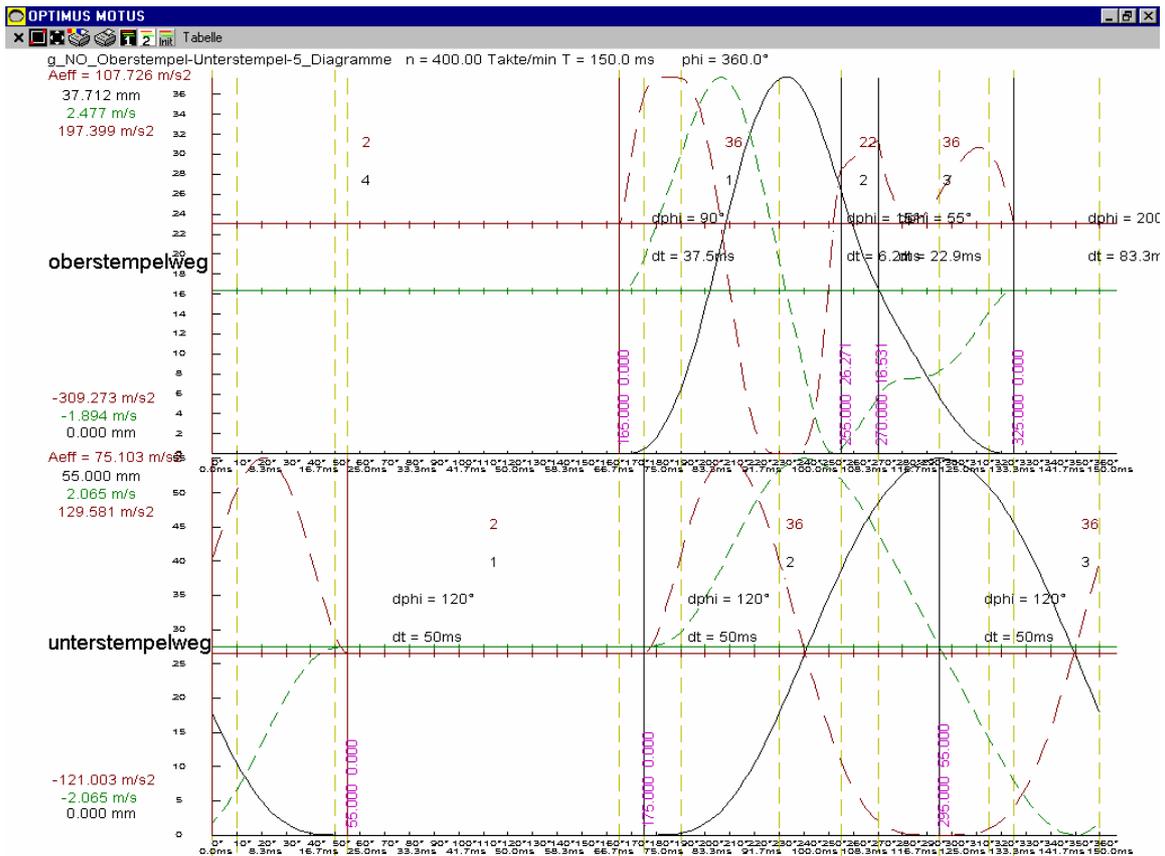


Bild 2: Bewegungsdiagramm für Oberstempel und Unterstempel mit Beschleunigungen bis etwa 310 m/s²

2. Das Problem

So weit ist die Welt noch in Ordnung.

Leider trat bei der Inbetriebnahme der Maschine ein Problem zutage, mit dem die Konstrukteure mangels Information nicht gerechnet hatten: die Maschine sollte nicht wie üblich auf dem festen Hallenboden der Betriebsstätte aufgestellt werden, sondern auf einem in halber Höhe eingezogenen Zwischenboden. Diese als Metallkonstruktion ausgeführte Empore mit den darauf ruhenden Maschinen hatte in Vertikalrichtung eine sehr niedrige Eigenfrequenz von ca. 20 Hertz. Bei einer Taktzahl von 400/min entspricht das etwa der dritten Harmonischen. Beim Betrieb der Verpackungsmaschine geriet also der gesamte Aufstellort der Maschine in Schwingungen, die man dem Betriebspersonal, das sich in dem Bereich ja über Stunden aufhalten muß, nicht zumuten konnte.

Da man auch bei HS-optimierten Bewegungen in der Regel wenigstens 5 oder 6 Harmonische für die Bewegungsgestaltung benötigt, konnte man die angefachte Resonanz am Aufstellort nicht durch bloße Bewegungsoptimierung beseitigen.

Die erste Idee zur Verbesserung war, einfach den Aufstellort zu versteifen. Die niedrigste Eigenfrequenz hätte dann aber wenigstens ca. 80 Hertz betragen müssen. Da unter dem eingezogenen Zwischenboden andere Maschinen standen, erwies sich die Umsetzung dieser Idee als nicht sehr attraktiv.

3. Der Lösungsansatz

Es wurde also ein Mechanismus für den Ausgleich der dynamischen Massenkkräfte benötigt.

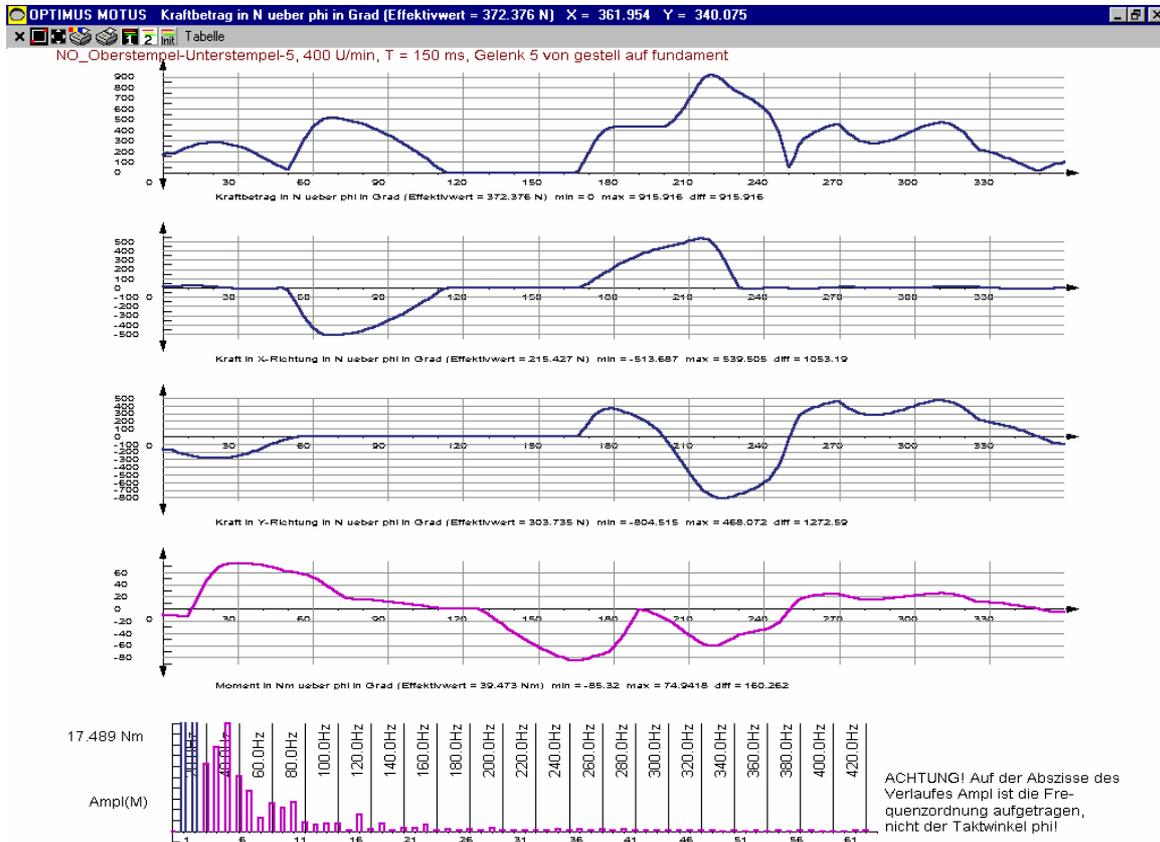


Bild 3 zeigt die dynamischen Kräfte und Momente, die durch die Massenträgheiten in den Arbeitsmechanismen der Verpackungsmaschine auf das Fundament wirken:

Klassischerweise werden für den dynamischen Ausgleich von Trägheitslasten Kurven- oder Koppelgetriebe verwendet, um Zusatzmassen gewissermaßen im Gegenteil zu bewegen, so daß die Summe der Horizontalkräfte, Vertikalkräfte und Momente (bezogen auf einen Referenzpunkt) Null werden.

Da Maschinen möglichst kompakt gebaut werden, um Hallenplatz zu sparen, und da Ausgleichsmechanismen oft recht aufwändig in der Konstruktion sind, ist es nachträglich oft sehr schwierig, die Ausgleichsmechanismen im noch verfügbaren Platz unterzubringen.

So ist die Idee aufgekommen, Servoantriebe für den dynamischen Ausgleich zu verwenden, da sie kompakt sind, ohne Bindung an eine mechanische Welle an jeder Stelle der Maschine angebaut werden können und Bewegungen genauso flexibel umsetzen können wie Kurven.

4. Der erste Versuch

Zum Ausgleich könnte je Koordinate (X und Y) ein Servoantrieb mit pendelnder Abtriebsmasse verwendet werden (Bild 4).

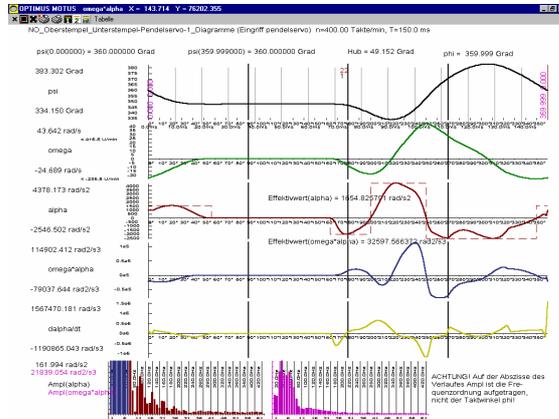
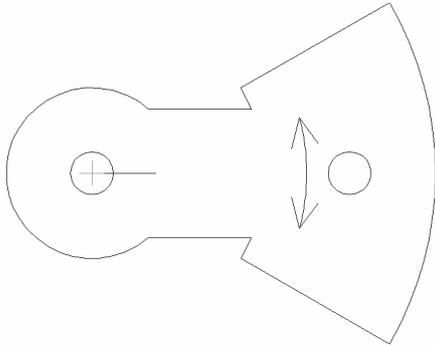


Bild 4: Servoantrieb mit pendelnder Abtriebsmasse und Bewegungsdiagramm für die vertikale Ausgleichsbewegung

Wenn der Pendelwinkel klein ist (ca. ± 25 Grad), dann sind die durch den Kreisbogen entstehenden zusätzlichen Anregungen der jeweiligen Querkoordinate klein. Sollten diese Queranregungen zu groß sein, so können sie bei der Gestaltung der Ausgleichsbewegung für diese Querkoordinate als zusätzliche auszugleichende Anregung berücksichtigt werden. Der auszugleichende Kraftverlauf kann proportional als Beschleunigungsverlauf der Servo-Ausgleichsbewegung herangezogen werden, so daß Skalieren und zweimaliges Integrieren reicht, um auf die Sollverläufe für die Programmierung des Servoantriebs zu kommen.

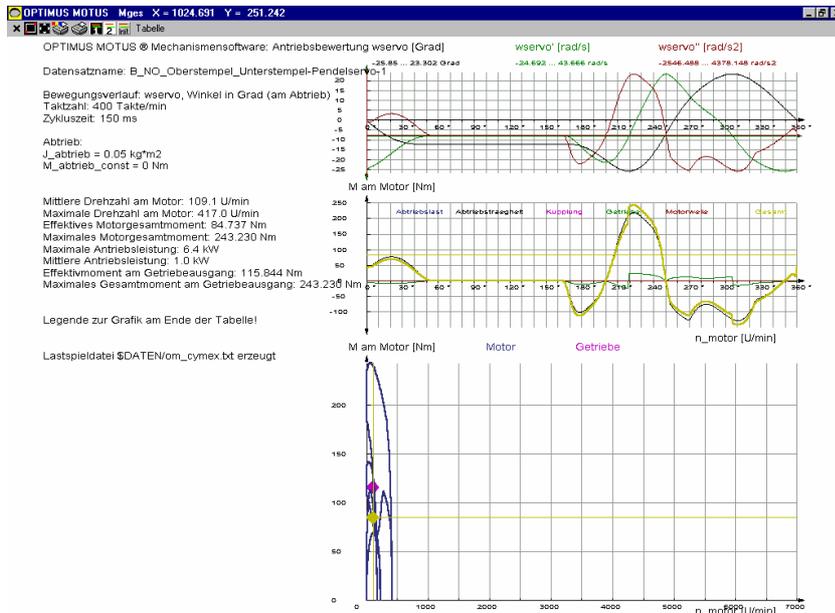


Bild 5: Antriebsauslegung für den vertikal pendelnden Ausgleichsservoantrieb

In Vertikalrichtung wird die betrachtete Maschine hauptsächlich durch Ober- und Unterstempel angeregt. Am Oberstempel wird eine bewegte Masse von 2 kg angenommen, am Unterstempel eine Masse von 2.2 kg.

Um die vertikale Anregung der Verpackungsmaschine mit einem Pendelwinkel von ca. 50 Grad auszugleichen, wird eine Ausgleichsmasse von 2.6 kg auf einem Schwerpunkt-Radius von 120 mm benötigt. Das auf den Drehpunkt bezogene Massenträgheitsmoment für eine solche Ausgleichsmasse liegt je nach Ausgestaltung bei ca. $0.05 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Bei 400 Takten/min muß der Servomotor bei maximal 417 U/min ein Moment von 243 Nm aufbringen (Bild 5).

Leider konnten wir dafür in Katalogen keinen Servoantrieb mehr finden, so daß der Ausgleich so nicht realisiert werden kann.

5. Der zweite Ansatz mit umlaufenden Servoantrieben

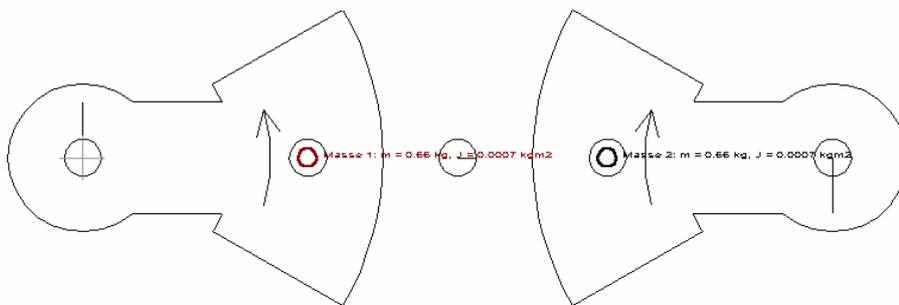


Bild 6: umlaufende Servoantriebe zum dynamischen Ausgleich

Bild 6 zeigt eine Alternative mit umlaufenden Servoantrieben zum Massenausgleich. Für vertikale und horizontale Anregungen wird je ein Räderpaar benötigt. Die beiden Räder eines Paares arbeiten gegenläufig synchron. Auf beiden ist die gleiche exzentrische Ausgleichsmasse auf dem gleichen Radius angebracht. Durch die symmetrische Anordnung treten nur dynamische Kräfte in der gewünschten Koordinatenrichtung auf.

Durch den Umlauf beider Räder bekommt man den Ausgleich der ersten Harmonischen quasi „geschenkt“, denn bei gleichmäßigem und daher momentenfreiem Umlauf der Räder ergibt sich eine sinusförmige Ausgleichskraft.

Durch den Umlauf der Räder werden im Vergleich zum pendelndem Servo die Wälzlager im Servo geschont, da sie nicht wegen kleiner Pendelwinkel zusätzlichem Verschleiß ausgesetzt sind.

Schwieriger als beim pendelnden Servo ist aber die Berechnung der Sollbewegung für den dynamischen Ausgleich. Zwischen Servoantriebs-Drehbewegung und ausgleichender Kraftwirkung liegt nicht nur die zweimalige Ableitung, sondern auch eine Transformation mit der Sinusfunktion.

Deshalb wird das Bewegungsdiagramm für den Ausgleichsservo mit Hilfe eines numerischen Algorithmus auf Basis von HS-Profilen iterativ ermittelt (Bilder 7 bis 10).

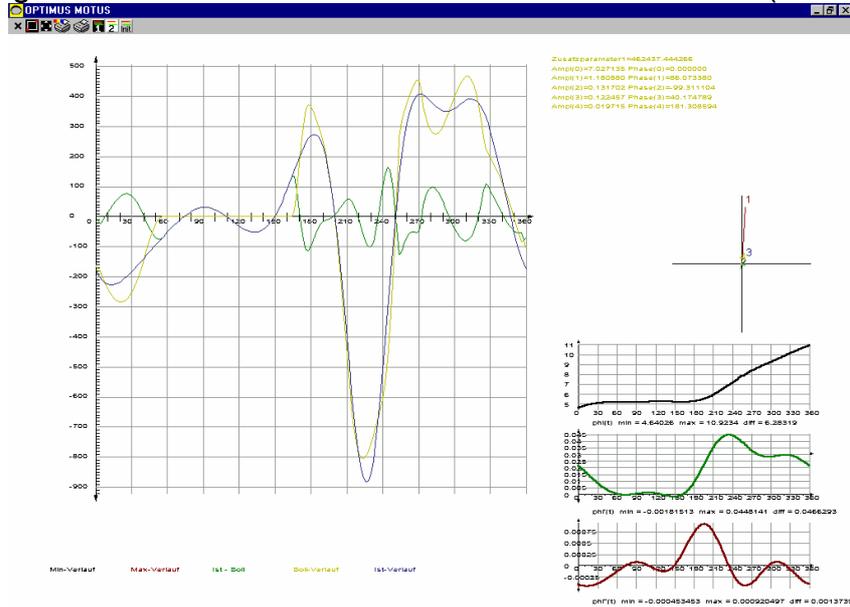


Bild 7: numerische Optimierung des Bewegungsdiagramms für den umlaufenden Ausgleichsservo für den vertikalen Trägheitsausgleich (Zwischenstand der Iteration)

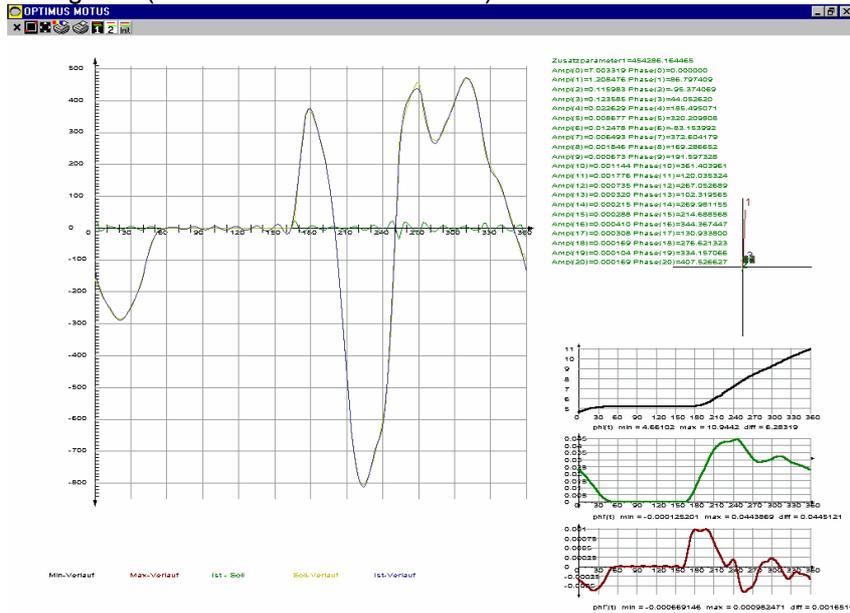


Bild 8: numerische Optimierung des Bewegungsdiagramms für den umlaufenden Ausgleichsservo für den vertikalen Trägheitsausgleich (Endstand der Iteration mit 20 Harmonischen)

Bei 20 berücksichtigten Harmonischen gehen die Maximalwerte der anregenden Kräfte in diesem Beispiel auf etwa 5 % der ursprünglichen Maximalwerte zurück. Mit steigender Zahl der berücksichtigten Harmonischen konvergiert die Restanregung des Fundaments gegen Null.

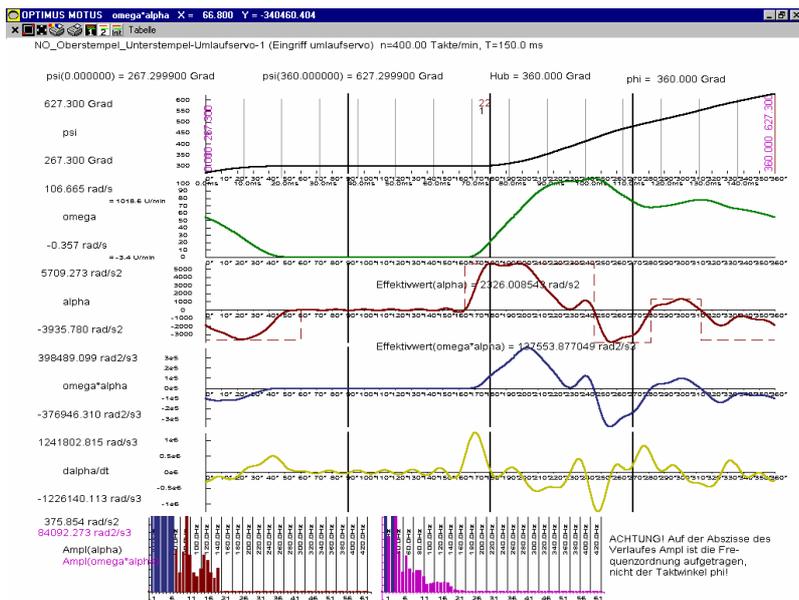


Bild 9: Bewegungsdiagramm für den umlaufenden Ausgleichsservo (Vertikalrichtung)

Das so gefundene Bewegungsdiagramm für den Ausgleichsservo ist unabhängig vom Radius, auf dem die Ausgleichsmasse angebracht ist. Ausgleichsmasse und Schwerpunktradius müssen so angepaßt werden, daß die dynamischen Ausgleichswirkungen den richtigen Betrag haben. Das Produkt aus Ausgleichsmasse und Schwerpunktradius entspricht dem ersten Optimierungsparameter des numerischen Algorithmus.

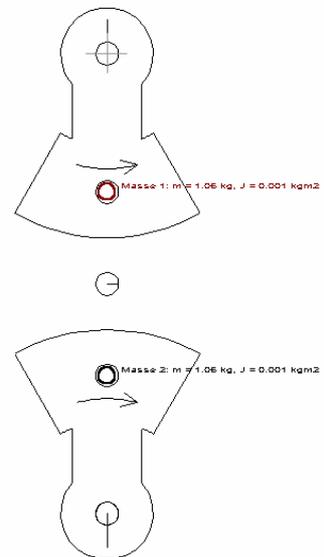
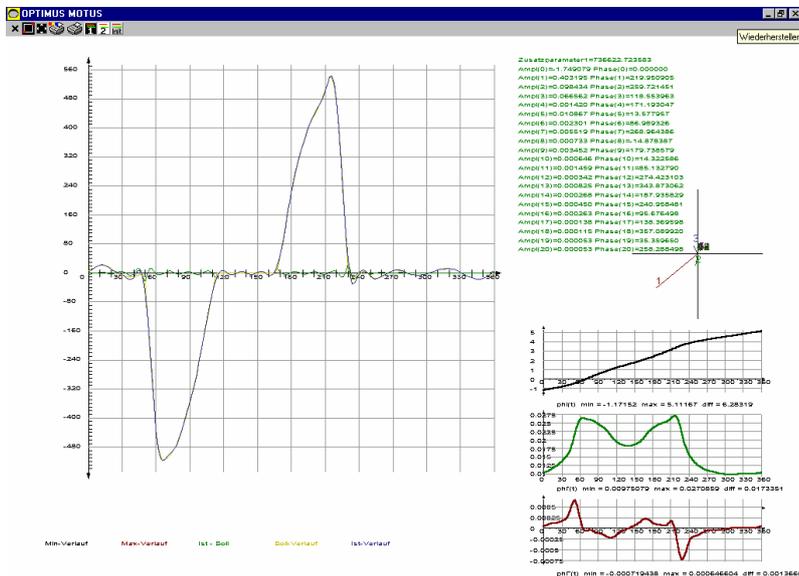


Bild 10: Endstand der numerischen Optimierung für den horizontal ausgleichenden Servo

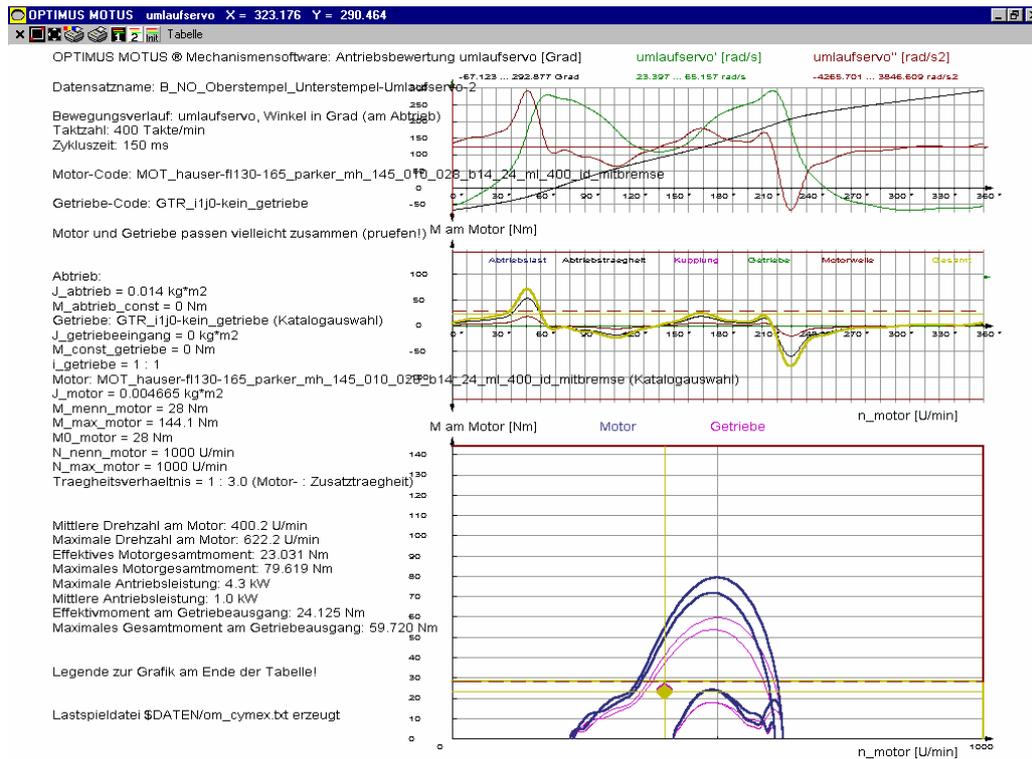


Bild 11: Antriebsauslegung für den vertikal ausgleichenden Servo

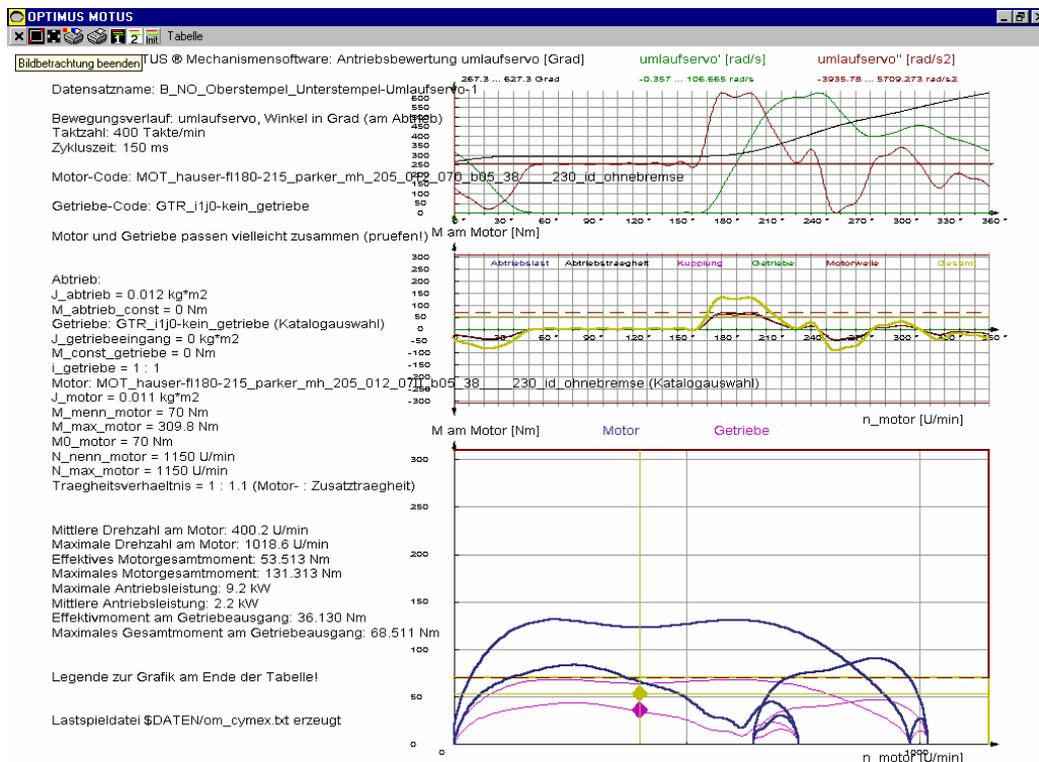


Bild 12: Antriebsauslegung für den horizontal ausgleichenden Servo

Für die umlaufenden Servoantriebe werden hier Ausgleichsmassen von 2 x 0.66 kg (vertikal) bzw. 2 x 1.06 kg (horizontal) auf einem Schwerpunktradius von 60 mm vorgesehen. Inklusive Zahnrädern wird hier ein reduziertes Gesamt-Massenträgheitsmoment von 0.012 kg•m² (vertikal) bzw. 0.014kg•m² (horizontal) am jeweiligen Motor- bzw. Getriebeausgang angenommen. Die Bilder 11 und 12 zeigen die zugehörigen Servoantriebsauslegungen für diese Anordnungen. Es finden sich hier zwar brauchbare Servoantriebe, die mit den dynamischen Belastungen fertig werden. Der Antrieb für den vertikalen Ausgleich fällt mit 2.2 kW Nennleistung aber für eine Verpackungsmaschine sehr groß aus.

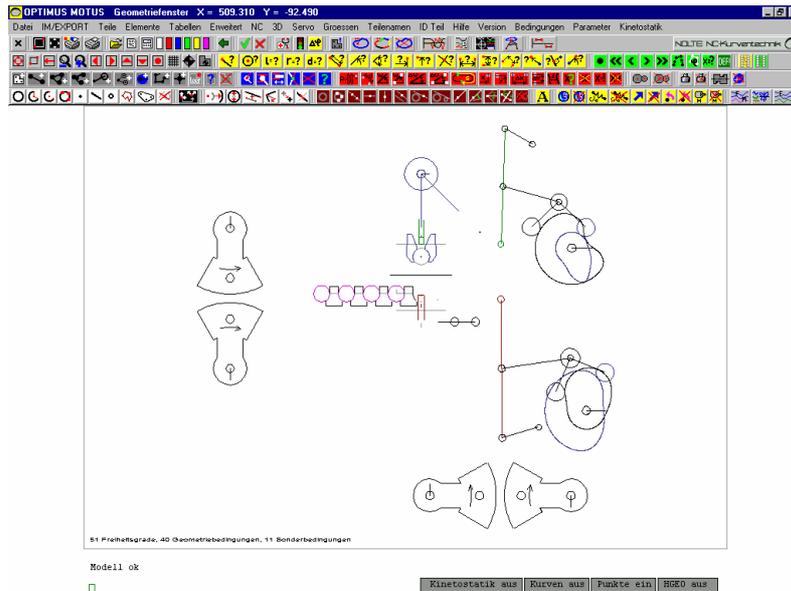


Bild 13: Verpackungsmaschine mit vertikalem und horizontalem Massenausgleich

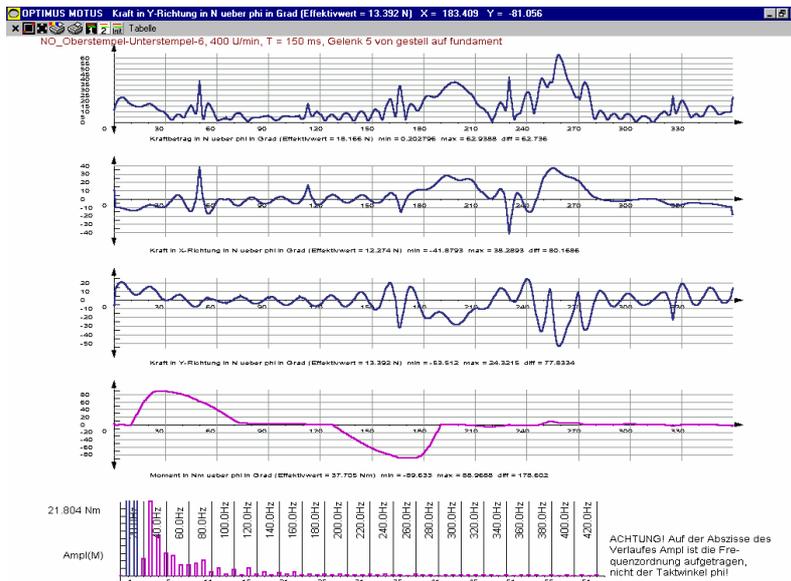


Bild 14: Restkräfte und Momentenverlauf am Fundament nach horizontalem und vertikalem Massenkräftausgleich

6. Ausgleich des Moments auf das Fundament

Zum Schluß muß noch das auf das Fundament wirkende dynamische Moment ausgeglichen werden, bezogen auf einen beliebigen Referenzpunkt. Zum Ausgleich reicht eine Schwungmasse mit geeignetem Massenträgheitsmoment, die drehbar in jenem Referenzpunkt gelagert ist.

Das Bewegungsdiagramm für diesen Momentenausgleichs-Servo ergibt sich durch Skalieren und zweimaliges Integrieren des auszugleichenden Momentenverlaufes (siehe Bild 14, zweitunterstes Diagramm), ähnlich wie beim Kräfteausgleich mit pendelndem Servoantrieb.

Im Beispiel muß das Gesamt-Massenträgheitsmoment der Motorwelle (Eigen- + Fremdträgheitsmoment) $0.0129 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ betragen. Auch hier findet sich ein Servomotor für die Ausgleichsbewegung, aber auch hier nur ein relativ großer mit 1.6 kW Nennleistung (Bild 15).

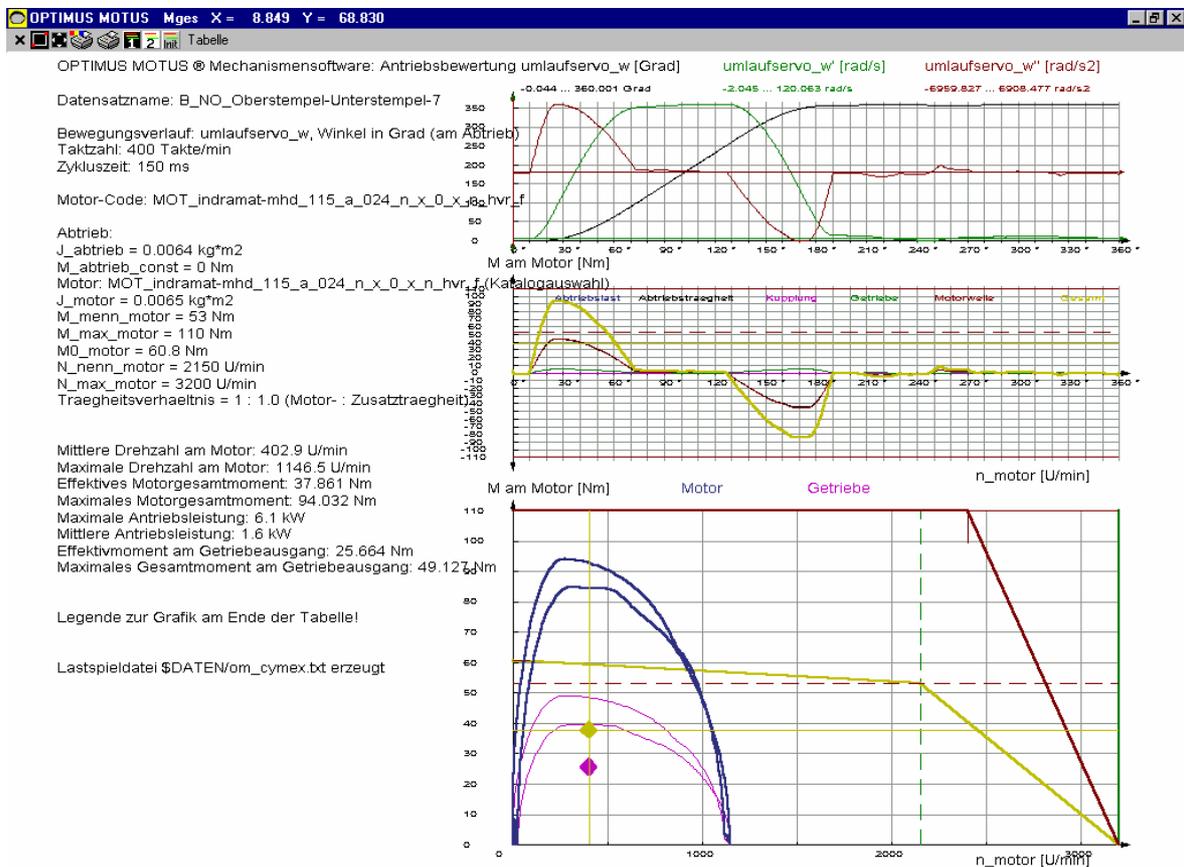


Bild 15: Auslegung des Servoantriebs für den Gestellmomentenausgleich

Bild 16 zeigt die Gesamtanordnung aus Verpackungsmaschine und drei Servo-Ausgleichsmechanismen, die durch die Pfeile für die jeweilige Umlaufrichtung gekennzeichnet sind. Bild 17 zeigt die Restkräfte und -momente auf das Fundament nach dem Ausgleich der dynamischen Massenkräfte und -momente.

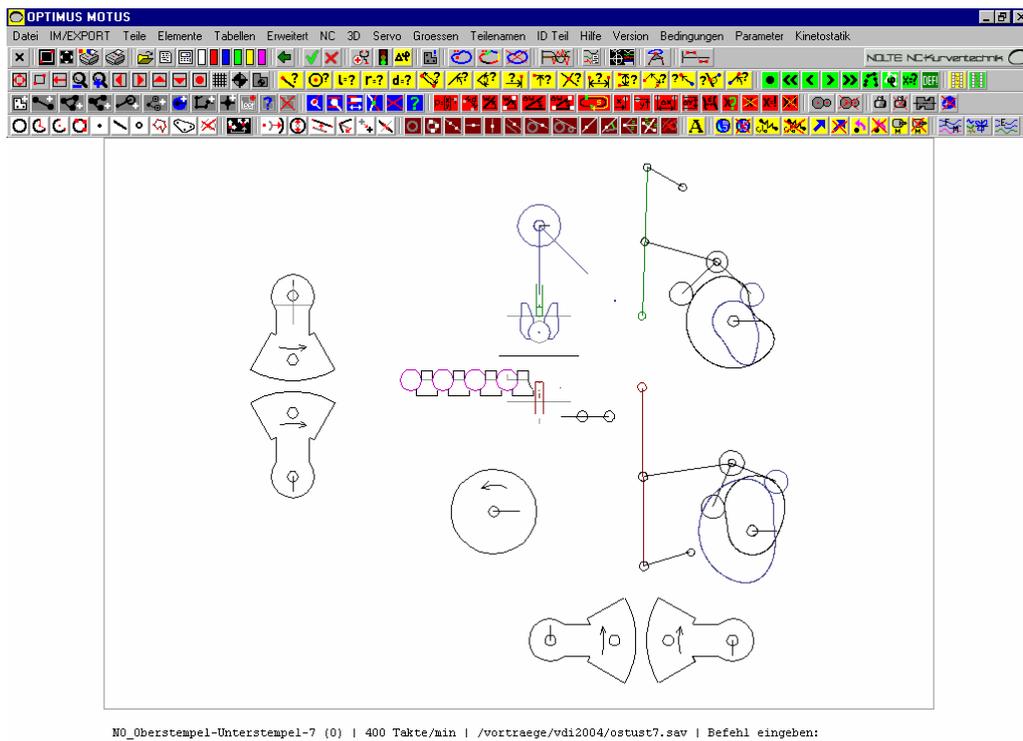


Bild 16: Gesamtanordnung aus Verpackungsmaschine und drei Ausgleichsmechanismen

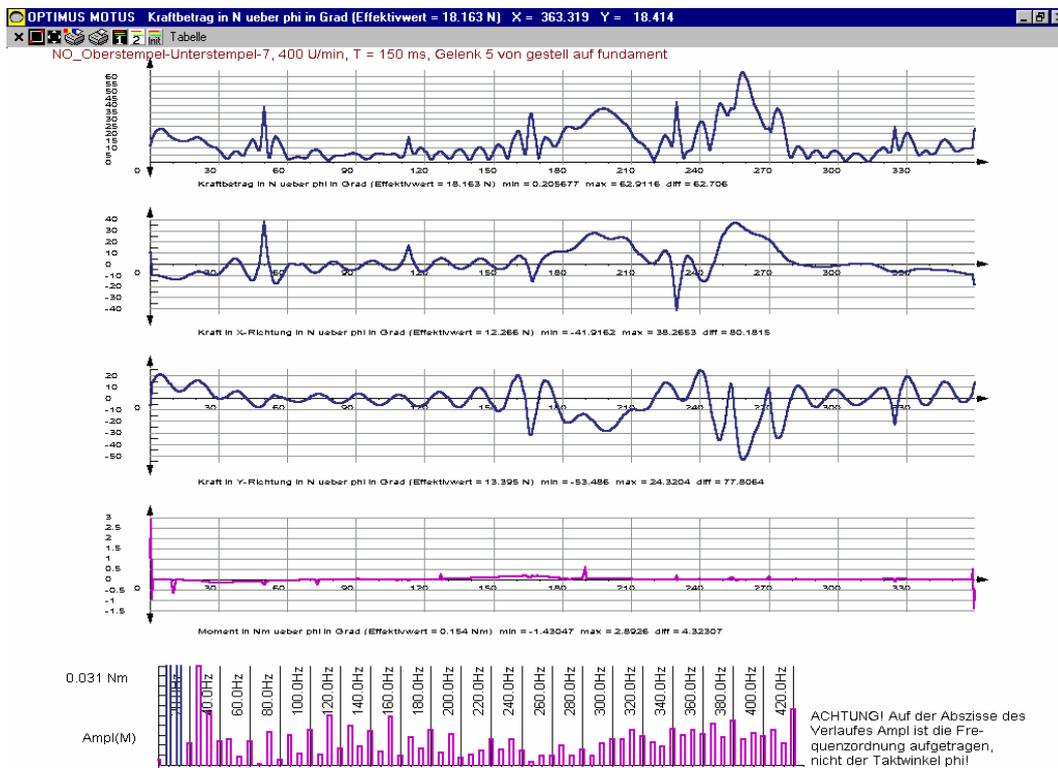


Bild 17: Restkräfte und –momente auf das Fundament

7. Fazit

Der vorliegende Beitrag stellt eine Alternative vor, wie mit Hilfe von Servoantrieben ein vollständiger Ausgleich dynamischer Trägheitswirkungen durchgeführt werden kann.

Die elektronische Kurve der Servosteuerung ersetzt dabei eine sonst verwendete mechanische Kurve. Umlaufende Ausgleichs-Servoantriebe verringern die Baugröße der Servomotoren und erhalten die Relativbewegungen in den Lagern der Motorwelle.

Trotzdem sind in praktischen Anwendungen oft große Motoren erforderlich, um die benötigten Ausgleichs-Trägheitskräfte zu erzeugen.

Wegen der elektronischen Synchronisierung können die Ausgleichsmechanismen an beliebigen noch freien Stellen der Maschine montiert werden. Deshalb bieten sich Ausgleichs-Servoantriebe an, wenn der Massenausgleich nachträglich angebracht werden muß, ohne daß dies vorher geplant und in der Konstruktion berücksichtigt wurde.

8. Literatur

- [1] VDI-Richtlinie 2149, Blatt 1: „Getriebedynamik, Starrkörper-Mechanismen“. Weißdruck November 1999.