

Regelung hochdynamischer Antriebssysteme mit ausgeprägten mechanischen Resonanzen

Dr. Ladislav Kucera, Triamec AG, Cham, Schweiz

Control of highly dynamic motion systems with strong mechanical resonances

This paper demonstrates how highly dynamic motion systems with strong mechanical resonances can be successfully controlled. The key point is a consequent reduction of lag time, which basically requires a very high sampling rate of the control and a nearly lag-free sensor and actor data exchange. This allows for active damping of the mechanical resonances, with much better success compared to mechanical dampers or notch filter designs. As a result, the bandwidth of the closed-loop system increases significantly. This could be proven with several practical setups in an industrial motion application and led to the development of a 100kHz sampled drive series TS100.

Low latency control for the successful suppression of mechanical resonances

1 Hochdynamische Antriebstechnik

Um den stetig steigenden Anforderungen an Produktivität und Genauigkeit gerecht zu werden, setzen immer mehr Maschinenbauer anstelle konventioneller Kugellagerungen neuere Technologien wie Luftlager oder Filmlager ein. Dem Vorteil der geringeren Reibung steht jedoch ein Verlust an Lagerdämpfung gegenüber, wodurch ein hochdynamisches System mit ausgeprägten mechanischen Resonanzen entsteht.

Solche Resonanzen können dazu führen, dass sich eine luftgelagerte Achse nicht besser als eine konventionelle Achse verhält. Der Grund liegt in der praktisch fehlenden Systemdämpfung, die durch den Regler nur ungenügend kompensiert werden kann. Der typische Effekt ist ein Verlust an Regelsteifigkeit, und die Achse neigt zum Schwingen. Das kommt daher, dass mit der schwachen Dämpfung auch die mechanischen Resonanzüberhöhungen zunehmen und damit deutlicher auftreten.

Die Untersuchung einer solchen Achse hat gezeigt, dass nur eine geregelte Bandbreite von 150Hz erreicht werden konnte, obwohl die Achse mechanisch für mindestens 450Hz ausgelegt war. Das Problem war eine ausgeprägte Resonanz bei 1500Hz (siehe Bild 1). Die zu ersetzende Achse mit Kugellagern erreichte geregelt 200Hz.

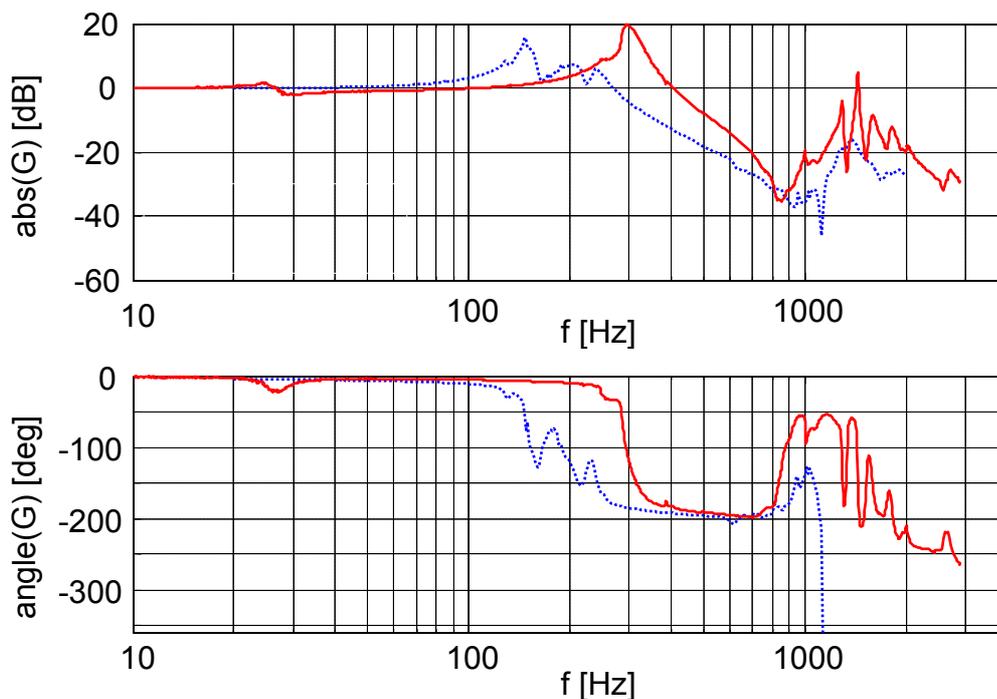


Bild 1 Bode-Diagramm einer Übertragungsfunktion $G=F/F_{soll}$ (Ist-Kraft über Soll-Kraft) eines hochdynamischen Antriebs. Dieser Plot zeigt die Achse bei einem Kontakt mit der Prozessunterlage (Erzeugung einer Anpresskraft). Hierbei sieht man, dass sich die Steifigkeit des neuen Antriebs im Vergleich zum alten von 300Hz (-3dB Bandbreite) nach 450Hz verschoben hat. Auch ersichtlich ist, dass der neue Antrieb ausgeprägte Resonanzen mit hohen Güten im Bereich von 1500Hz aufweist.

rot durchgezogen: neuer Antrieb mit Filmlager

blau punktiert: alter Antrieb mit Kugellager

Es ist natürlich enttäuschend, wenn nach einer langen Entwicklung und vielen Verbesserungsmaßnahmen der neue Antrieb langsamer ist als der alte. Der Einsatz von Film- oder Luftlagern sollte aber einen Gewinn an Geschwindigkeit und Genauigkeit bringen. Wie kann man nun diesen Vorteil auch realisieren? Es bieten sich drei Verfahren an, die in den folgenden Kapiteln eingehend erläutert und bewertet werden.

2 Koppelmasse

Eine verbreitete Methode zur Brechung von Resonanzen ist das Anfügen einer Koppelmasse. Die Idee beruht darin, die Koppelmasse mit der zu unterdrückenden Resonanzfrequenz anzuregen. Dadurch spaltet sich die Resonanz in zwei Teil-Resonanzen auf.

Wenn die Koppelmasse am Stator angebracht wird, kann mit grossen Zusatzmassen gearbeitet werden. Bei kaskadierten Achsen ist es aber in der Regel nicht möglich, die Resonanz über ein stationäres Antriebselement zu bedämpfen. In diesem Fall muss die Koppelmasse an den beweglichen Antriebsteil befestigt werden, was aber im Gegensatz zur Forderung nach Leichtbau steht. Bei kompakten Konstruktionen ist

es auch schwierig, einen geeigneten Platz zu finden, wo die Koppelmasse eine optimale Wirkung entfalten kann.

Die Koppelmasse besteht aus einer Masse und einem elastischen Element, welches vorzugsweise auch dämpfend wirkt. Denn eine Aufspaltung der Resonanz ohne eine Reduktion der Resonanzgüte dürfte kaum von Nutzen sein. Leider besitzen technische Materialien (z.B. Butylkautschuk) mit reproduzierbaren mechanischen Eigenschaften und geringer Temperaturdrift schlechte Dämpfungseigenschaften. Materialien mit guten Dämpfungseigenschaften (z.B. Schockabsorber für Turnschuhe) altern sehr schnell und haben eine sehr hohe Temperaturdrift.

Umfangreiche Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Koppelmasse im Einzelfall sehr gut funktionieren kann. In einer Serie unterdrückt eine Koppelmasse im Mittel um einen Faktor von 2 bis 3. Es gibt aber immer wieder Fälle, wo die Koppelmasse aus produktionstechnischen Streuungen versagt und keine Dämpfung erzeugt. Die Folge sind dann „gute“ und „schlechte“ Maschinen.

Die Koppelmasse ist eine billige Massnahme zur Unterdrückung von Resonanzen. Sie ist aber schwer auszulegen und braucht Erfahrungswerte. Nutzen bringen vor allem Koppelmassen am stationären Teil des Antriebs, da die Platzverhältnisse günstiger sind und das Gewicht der Zusatzmasse keine Rolle spielt. Die Koppelmasse wirkt nicht zu 100%. Deshalb sollte sie nur als ergänzende Massnahme verstanden werden.

3 Kammfilter

Auch elektrische Kammfilter werden gerne zur Unterdrückung von Resonanzen eingesetzt. In diesem Fall sollte man aber eher von Ausblenden sprechen, denn die Resonanz wird nicht im eigentlichen Sinn bedämpft.

Kammfilter unterdrücken typischerweise einen schmalbandigen Frequenzbereich, in dem sich die Resonanzfrequenz befindet. Um die Resonanzfrequenz in realen Anlagen auch wirklich zu treffen, muss der Sperrbereich des Filters aufgeweitet werden. Dies hat aber einen vorgelagerten Tiefpass zur Folge, der sich auf die Regelung auswirkt. Stimmt zudem die Sperrfrequenz nicht exakt mit der Resonanzfrequenz überein, sinkt der Grad der Unterdrückung.

In der Regelungstechnik wird vom Kompensieren von Polen durch Nullstellen abgeraten, da dies in der Praxis nur begrenzt gut funktioniert. Und genau das wird mit dem Kammfilter gemacht. Die Kompensation kann mit adaptiven Methoden verbessert werden, indem die Resonanzfrequenz stetig gemessen und die Sperrfrequenz des Kammfilters nachgeführt wird. Dies ist aber ausgesprochen kompliziert und benötigt ein eigenes Regelsystem.

Auch wenn die Resonanzfrequenz in der Regelung ausblendet wird, so ist diese im System trotzdem vorhanden und kann angeregt werden. Die Anregung erfolgt entweder durch die Sollvorgabe (Bahnplanung) oder direkt durch äussere Störeinflüsse. Das Ziel einer Regelung besteht darin, nicht den Antrieb, sondern den

Prozesspunkt ruhig zu halten. Und dies kann mit dem Kammfilter nicht erreicht werden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass ein Kammfilter das Problem nicht wirklich löst. Die Massnahme ist nicht so leicht einzusetzen, wie es auf den ersten Blick scheint, und es braucht viele Erfahrungswerte, bis das Kammfilter in der Serie brauchbar verwendet werden kann.

4 Aktive Resonanzunterdrückung

Die aktive Unterdrückung einer Resonanz mit Mitteln der Regelungstechnik wird normalerweise verworfen, da die Anforderungen an die Abtastrate über den Möglichkeiten von herkömmlichen Motion-Controllern liegen.

Mit heutigen signalverarbeitenden Prozessoren lässt sich aber durchaus ökonomisch ein Motion-Controller mit Abtastraten bis zu 100kHz realisieren. Das eröffnet gerade im Bereich der aktiven Schwingungsunterdrückung neue Perspektiven. Im folgenden Kapitel soll dies untersucht werden.

4.1 Abtastrate und Totzeit

Der eingangs beschriebene Antrieb mit mehreren Resonanzen bei 1500Hz wurde ursprünglich mit 6kHz geregelt und verfügte über eine Signallaufzeit von der Erfassung des Encoders bis zum Stellen des Motorenstroms von 260 μ s. Im Folgenden wird diese Zeit als „Totzeit“ bezeichnet. Sie setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Abtastung mit Halteglied
- Erfassung der Sensorsignale (Encoder / Tacho)
- Rechendauer
- Verzögerungen der Stellsignale (Motorenstrom)
- PWM-Zyklus-Zeit

Bei den 260 μ s konnten 80 μ s der Abtastung, 60 μ s der Rechendauer und die restlichen 120 μ s dem Sensor-/Aktorbus zugeordnet werden. Da es sich um einen linearen Verstärker handelte, gab es keine PWM-Verzögerungen. Mit der gegebenen Totzeit ist eine aktive Unterdrückung der Resonanz undenkbar. Es lässt sich theoretisch und praktisch aber zeigen, dass mit deutlich weniger Totzeit (z.B. 25 μ s) aktive Unterdrückung nicht nur möglich ist, sondern sogar sehr gut funktioniert.

In Bild 2 ist leicht zu erkennen, wie stark eine Totzeit von 260 μ s die Phase im Bereich der Resonanz absenkt. Mit einer Totzeit von 25 μ s sieht der Phasenverlauf bedeutend vorteilhafter aus.

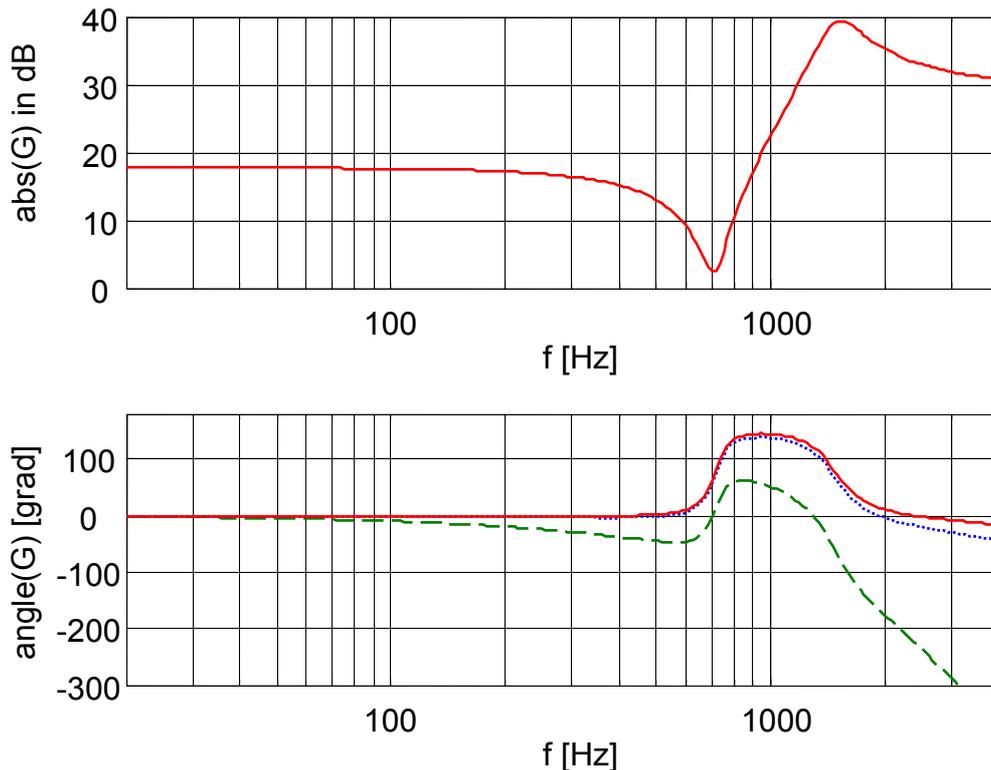


Bild 2: Bode-Diagramm $G=a/F$ (Beschleunigung pro Kraft) eines modellierten Antriebssystems mit einer einfachen Resonanz. Im Amplitudenverlauf ist die Wirkung von Totzeit nicht sichtbar. Im Phasenverlauf dagegen bewirkt die Totzeit eine Senkung der Phase bei höheren Frequenzen

rot durchgezogen keine Totzeit
 blau punktiert 25µs Totzeit
 grün gestrichelt 260µs Totzeit

In vielen Antriebssystemen wird die Regelung kaskadiert realisiert. Hierbei bilden der Stromregler den schnellsten, der Geschwindigkeitsregler den zweitschnellsten, der Positionsregler den drittschnellsten und der Integralanteil den langsamsten Regelkreis. Eine solche Aufteilung ist sicher sinnvoll, wenn es an Rechenleistung mangelt. Trotzdem stellt sich die Frage, ob eine solche Aufteilung wirklich sinnvoll ist, wenn genügend Rechenleistung vorhanden ist.

In Bild 3 fällt zuerst auf, dass der PID-Regler mit grosser Totzeit überproportional abfällt. Es ist ein bekanntes Verfahren, die Geschwindigkeitsrückführung (D-Anteil) mit geringer Totzeit auszustatten. Wie zu sehen ist, ergibt sich ein enormer Bandbreitengewinn.

Weniger bekannt ist der Umstand, dass ein schneller P-Anteil ebenfalls viel ausmacht und die Bandbreite nochmals signifikant steigert. Es überrascht, dass sogar ein schneller Integralanteil eine sichtbare Steigerung ausmacht. Es sind zwar nicht mehr die grossen Sprünge wie beim D- und P-Anteil, aber immerhin doch 5-10%. Wenn man bedenkt, welchen Aufwand es sonst bedeuten würde, einen bereits optimierten Antrieb in diesem Mass zu versteifen, leichter zu machen oder mit einem

stärkeren Antrieb zu versehen, so ist dies eine praktisch geschenkte Leistungssteigerung.

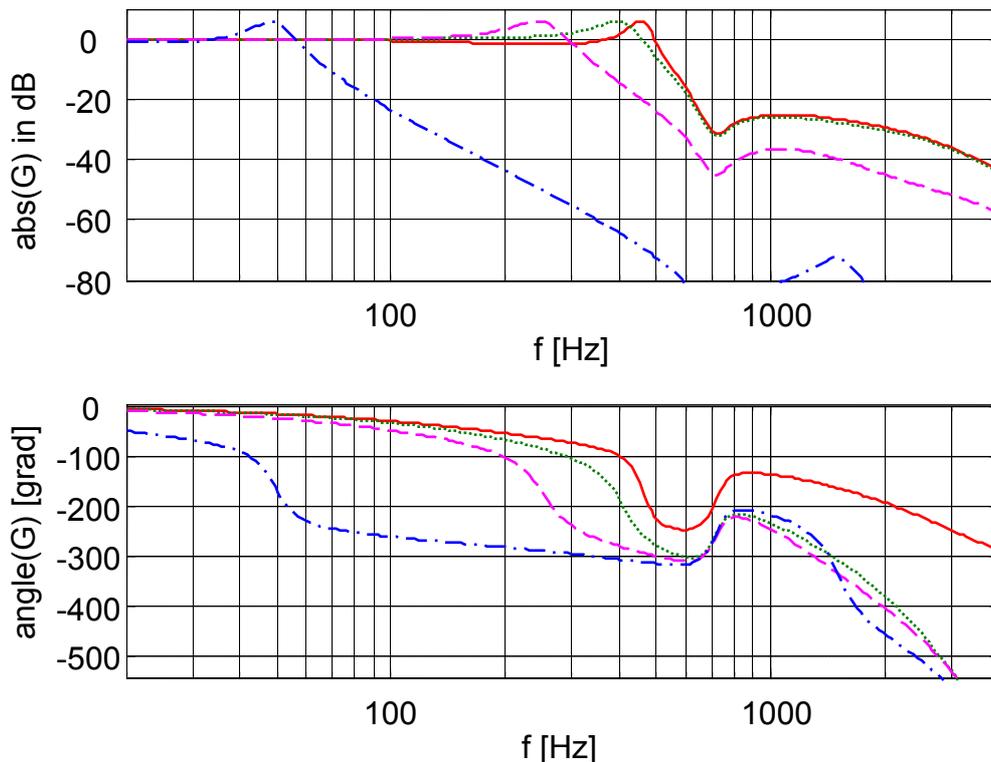


Bild 3 Bode-Diagramm $G=x/x_{soll}$ (Position pro Sollposition) einer Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises. Wie leicht ersichtlich ist, steigt die Bandbreite des geschlossenen Regelkreises mit jedem Element des PID-Reglers, das mit weniger Totzeit behaftet ist.

rot durchgezogen	D mit 25µs, P mit 25µs, I mit 25µs Totzeit
grün punktiert	D mit 25µs, P mit 25µs, I mit 260µs Totzeit
violett gestrichelt	D mit 25µs, P mit 260µs, I mit 260µs Totzeit
blau strichpunktiert	D mit 260µs, P mit 260µs, I mit 260µs Totzeit

4.2 Realisierung einer hochfrequenten Regelung

Aus dem vorigen Kapitel geht klar hervor, dass die Totzeit massiv reduziert werden muss, um eine optimale Performance aus einem hochdynamischen Antrieb herauszuholen. Um von den 260µs zu den 25µs zu gelangen, ist es unumgänglich, die Signallaufzeiten von 120µs über den Sensor-/Aktor-Bus auf 5µs zu reduzieren. Dies bedeutet, dass die Regelung nicht zentral, sondern lokal auf dem Antrieb platziert werden muss, wo der Encoder und der Sollstrom ohne Verzögerung erfasst bzw. gestellt werden kann.

Anschließend muss die Abtastrate auf 50kHz angehoben werden, was nur noch 10µs Totzeit verursacht. Weitere 5µs werden für eine 100kHz PWM-Frequenz

benötigt. Damit bleiben noch $5\mu\text{s}$ für die Berechnung des PID-Reglers und des Stromreglers.

Neben der schnellen Positionsregelung sind auch besondere Maßnahmen in der Stromregelung notwendig. Praktische Erfahrungen haben gezeigt, dass Messfehler schnell zu unlösbaren regelungstechnischen Problemen führen können. Deshalb ist eine hochwertige Strommessung von zentraler Bedeutung.

Bei der Positionsmessung mit Analog-Encodern ist es sehr wichtig, Ellipsenfehler hinreichend gut zu korrigieren. Diese führen sonst zu einer geschwindigkeitsabhängigen Geräuschentwicklung und zu einer Reduktion der Bahntreue.

Die Bahnplanung ist rechenintensiv und muss in einem tieferen Takt gerechnet werden (z.B. 10kHz). Der schnellere Positionsregler würde ohne einen Interpolator die „Treppen“ der Bahnplanung ausregeln, was einerseits einen gewaltigen Lärm verursacht (klingt wie ein rostiges Scharnier) und andererseits den Antrieb stark erwärmt.

Mit all diesen Massnahmen konnte die Bandbreite des eingangs beschriebenen Antriebs von 150Hz auf 450Hz gesteigert werden. Der D-Anteil konnte um den Faktor 2.5, der P-Anteil um den Faktor 10 und der I-Anteil ebenfalls um den Faktor 10 erhöht werden. Die Resonanz bei 1500Hz wurde um einen Faktor 10 gedämpft.

5 TS100 – Drive mit minimaler Totzeit

Triamec stellt mit der TS100 Serie erstmals einen Drive vor, der die Forderung nach minimaler Totzeit konsequent umsetzt und sich damit für hochdynamische Systeme eignet. Es ist ein Drive im Leistungsbereich 100V / 10A cont. / 16A peak.

5.1 Positionsmessung

Hochdynamische Antriebssysteme benötigen in der Regel einen hochauflösenden analogen Encoder. Die Drives der TS100-Serie werten analoge Encoder mit bis zu 600kHz und einer Interpolation von 14Bit aus. Ellipsenfehler (sin/cos) können in Offset, Amplitude und Phase korrigiert werden. Digitale Encoder mit bis zu 20MHz (80 Millionen Inkremente pro Sekunde) können ebenfalls angeschlossen werden.

5.2 Strommessung und -regelung

Die Strommessung misst alle drei Phasen im Pfad zwischen Verstärker und Motor (High-Side Messung). Die Wandlung erfolgt kontinuierlich (mehrere Abtastungen pro PWM-Zyklus) und löst den Strom mit 12Bits auf. Ein 20MHz-FIR-Filter mit bis zu 4000 Tabs ermöglicht eine Messbandbreite von 40kHz und unterdrückt die PWM-Frequenz inklusive allen höheren Harmonischen.

Sowohl Stromregelung (PI-Regler) als auch die Space-Vector-Modulation werden mit **100kHz** abgetastet. Damit lässt sich eine Stromregler-Bandbreite von bis zu 15kHz

realisieren, was weit über den Möglichkeiten herkömmlicher Drives liegt. Mit der Space-Vector-Modulation wird die Sternpunkt-Spannung des Motors rotiert, woraus ein Spannungsgewinn von 15% resultiert. Mehr Spannung ergibt einen schnelleren Stromanstieg bzw. einen höheren maximalen Ruck (Ableitung der Beschleunigung).

5.3 Positionsregelung

Der Positionsregler besteht aus einem PID-Regler mit zwei frei programmierbaren Filterelementen (z.B. zur Realisierung eines Kammfilters). Wegen der aus Bild 3 gewonnenen Erkenntnisse werden konsequent alle Elemente des PID-Reglers mit **50kHz** abgetastet. Die maximale Totzeit des TS100 (Abtastung, Rechendauer, Encoderauswertung und Spannungsausgang) beträgt **25µs**.

5.4 Bahnplanung

Die Bahnplanung wird mit **10kHz** aktualisiert und mittels eines Interpolators sechster Ordnung in den 50kHz-Takt des Positionsreglers übertragen. Die Limite für Ruck, Beschleunigung und Geschwindigkeit können ohne Einschränkungen vorgegeben werden. Die Bahn kann zu jedem beliebigen Zeitpunkt reprogrammiert werden. Die Berechnung der neuen Trajektorie erfolgt innerhalb eines Bahnplaner-Taktes, d.h. alle 100µs könnten neue Bahn-Parameter vorgegeben werden.

Die sehr schnelle Reprogrammierbarkeit ermöglicht Sensor-Geführte Bewegungen oder das Wechseln der Bahn aufgrund von Echtzeit-Ereignissen (z.B. Touchdown-Erkennung mit anschließender Kraftregelung).

5.5 Programmierbarkeit

Hochdynamische Antriebssysteme bestehen häufig aus mehreren Achsen, die gekoppelt werden müssen. Diesbezüglich bietet der TS100 die passende Hardware- und Software-Unterstützung. Mit einem Ethernet-basierten seriellen Echtzeitbus (Tria-Link) lassen sich Drive-Daten im Bahnplaner-Takt (10kHz) gegenseitig austauschen. Der Tria-Link ist fehlertolerant ausgelegt (Unterbruch einer der beiden Verbindungen ist zulässig) und hat eine Datenrate von 200Mbit/s.

Die Programmierung erfolgt in der Programmiersprache C# und wird im Visual Studio von Microsoft entwickelt und kompiliert. Das Konzept ermöglicht eine äusserst einfache Realisierung von elektronischen Getrieben, Nockenwellen und fliegenden Sägen bis hin zu vollwertigen Robotersteuerungen mit Berechnung der Kinematik und Dynamik.

6 Zusammenfassung

Um die Produktivität einer Anlage weiter steigern zu können, setzen Konstrukteure immer häufiger Leichtbau und reibungsfreie Lagerungsmethoden (Film- und Luftlager) ein. In der Folge entsteht ein hochdynamisches Antriebssystem mit ausgeprägten Resonanzen, die zusammen mit konventionellen Steuergeräten grosse regelungstechnische Probleme verursachen.

Klassische Verfahren wie Koppelmassen und Kammfilter eignen sich nur bedingt zur Problemlösung. Mit Hilfe von theoretischen und praktischen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass eine aktive Unterdrückung der Resonanz mit der Positionsregelung möglich ist, wenn sich die Totzeit in der Regelung drastisch verkleinern lässt.

In einer konkreten Applikation wurde diese Forderung konsequent umgesetzt, wobei die Totzeit von $260\mu\text{s}$ auf $25\mu\text{s}$ gesenkt werden konnte. In der Folge konnte die Bandbreite der Positionsregelung von 150Hz auf 450Hz angehoben werden. Diese Strategie wurde bei einem Kunden auf drei verschiedenen hochdynamischen Achstypen mit Erfolg umgesetzt und ist heute Bestandteil einer Serienmaschine.

Die Erfahrungen aus verschiedensten Kundenprojekten haben zur Entwicklung des TS100 geführt. Es ist ein Drive, der alle Hardware- und Software-Elemente aufweist, um speziell hochdynamische Achssysteme regeln zu können. Mit dem TS100 bringt die Firma Triamec den vermutlich schnellsten vollwertigen Drive auf den Markt.