

Durch abgestimmte Massedämpfer erzielen FORTiS™ Messsysteme eine erstklassige Vibrationsbeständigkeit

Im Jahr 1907 bezeichnete der amerikanische Ingenieur Frederick Winslow Taylor Maschinenvibrationen als das „undurchsichtigste und heikelste aller Probleme, mit denen ein Maschinist konfrontiert ist“. Aufgrund unserer umfangreichen Erfahrung in der Fertigung, die wir in fast fünf Jahrzehnten sowohl hier bei Renishaw als auch durch die enge Zusammenarbeit mit unserem weltweiten Kundenstamm gesammelt haben, können wir seinem Standpunkt nur beipflichten. Trotz der Fortschritte, die in mehr als einem Jahrhundert gemacht wurden, und der Entwicklung der modernen, hochwertigen und schnellen CNC-Werkzeugmaschinen, die heute zur Verfügung stehen, können und werden Vibrationen auftreten. Typische Anwendungen, bei denen sie auftreten können, sind schwere Schruppschnitte, intermittierendes Schneiden, dünnwandige Bauteile und die Bearbeitung besonders harter und exotischer Werkstoffe. Die richtige Wahl der Werkzeuge und Optimierung von Vorschüben und Drehzahlen sind wesentliche Maßnahmen zur Reduzierung und Dämpfung von Vibrationen. Um eine optimale Leistung des Bewegungssteuerungssystems der Maschine und somit deren Produktivität zu gewährleisten, müssen die Zykluszeit, die Genauigkeit und Qualität der Endbearbeitung in Einklang gebracht werden.

Paul Maxted – Leiter des Bereichs Industrial Metrology Applications – Renishaw plc.

Problem

Werkzeugmaschinen können erhebliche Vibrationen während des Betriebs erzeugen und hohe Belastungen durch Vibrationen können die Messgenauigkeit von gekapselten Positionsmesssystemen, die auf diesen Maschinen installiert sind, beeinträchtigen. Die Qualität der Achspositionsmessung kann sich direkt auf Aspekte der Prozessqualität – beispielsweise die Genauigkeit der Merkmale und die Oberflächengüte – auswirken. Verbesserungen bei der Positionsmessung, die den Einfluss von Vibrationen verringern, können zu einer deutlich höheren Fertigungsqualität beitragen. Die Hauptursachen für Vibrationen in Werkzeugmaschinen sind:

i. Werkzeugrattern, das unter bestimmten Bedingungen während des Schneidvorgangs auftreten kann. Beispielsweise können zu hohe Schnittkräfte beim Fräsen von harten Werkstoffen zu einer Durchbiegung des Werkstücks oder Werkzeugs führen.

ii. Inhomogenität beim zu bearbeitenden Werkstoff und Kantenbildung an den Schneidwerkzeugen. Durch einen plötzlich steigenden Schwierigkeitsgrad bei der Bearbeitung wird eine stoßartige Kraft erzeugt, die Vibrationen erzeugt.

iii. Intermittierendes Schneiden, wie es beim Fräsen üblich ist, wodurch stoßartige Kräfte erzeugt werden, die zu Vibrationen führen.

iv. Störungen durch Unwucht der rotierenden Massen, Veränderungen in der Dämpfung des Getriebes, beispielsweise durch Lagerverschleiß, oder mangelhafte Werkstückaufspannung.

v. Verschlissene oder schlecht gewartete Werkzeugmaschinen und schlechte Auswahl der Schneidwerkzeuge, nicht optimierte Spindeldrehzahlen und Vorschubgeschwindigkeiten.

Lösung

Renishaws umfassende Erfahrung mit Werkzeugmaschinen hat zu erfolgreichen Partnerschaften mit großen Werkzeugmaschinenherstellern und Endanwendern geführt. Das FORTiS™ Messsystem in geschlossener Bauweise wurde entwickelt, um bekannte Probleme mit Werkzeugmaschinenvibrationen und deren Auswirkungen auf die Positionsmessung zu lösen. Beim FORTiS Messsystem verbessern drei Konstruktionsmerkmale die Unempfindlichkeit gegenüber mechanischen Vibrationen und die Fähigkeit des Messsystems, das Auftreten von Störungen mit hoher Amplitude im Positionsregelkreis zu verhindern:

1. Herkömmliche optische Messsysteme in geschlossener Bauweise verfügen über einen Führungsmechanismus mit empfindlichen Rollenlagern und Federn, der die Abtastkopfeinheit trägt, während sie die Maßverkörperung abfährt (siehe Abbildung 2a). Bei jeder Antriebsfrequenz unterscheiden sich die Amplitude und Phase der Schwingungen der Maschinenführung (v_g), die den Abtastkopf trägt, von denen der Maßverkörperung des Messsystems und seines Gehäuses (v_m), die auf der Montagefläche der Maschine befestigt sind; diese Amplituden- und Phasendifferenz muss von den flexiblen Elementen und Aufnahmen des Schlittens absorbiert werden (siehe Abbildung 1). FORTiS Messsysteme verwenden eine berührungslose Konstruktion, welche die Abtastkopfeinheit wirksam von ihrem Gehäuse isoliert (siehe Abbildung 2b).

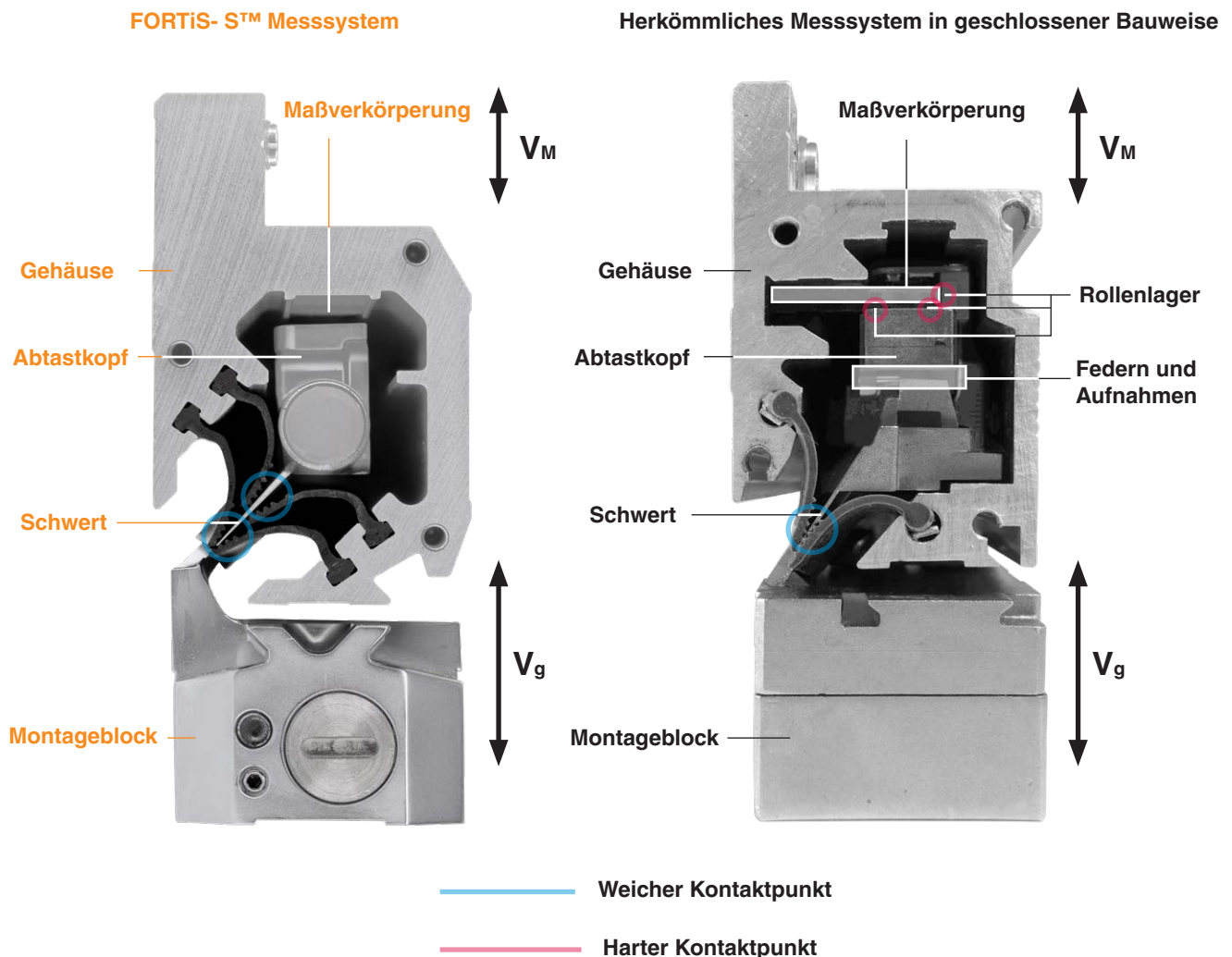


Abbildung 1: Vertikale Querschnitte durch ein FORTiS-S Messsystem und ein herkömmliches gekapseltes Messsystem.

2. Herkömmliche gekapselte optische Messsysteme verwenden einen Glasmaßstab mit relativ hoher Masse und Aufhängung an einer Gehäusesseite. Um unerwünschte Schwingungen im Gehäuse durch Vibrationen des freitragenden Maßstabs zu vermeiden, verwendet das FORTiS Messsystem einen leichten Stahlmaßstab, der über seine gesamte Länge an der Innenseite des Gehäuses befestigt ist.

3. Das dritte schwingungsreduzierende Konstruktionsmerkmal des FORTiS Messsystems ist die Verwendung einer abgestimmten Massedämpfung. Ein abgestimmter Massedämpfer (Tuned Mass Damper, TMD) ist eine mechanische Vorrichtung, die an einer bestimmten Stelle in einer Struktur angebracht wird, um Resonanzschwingungen stark zu dämpfen. Zwei TMDs werden eingesetzt, um Vibrationen an der vertikalen und horizontalen Achse entgegenzuwirken.

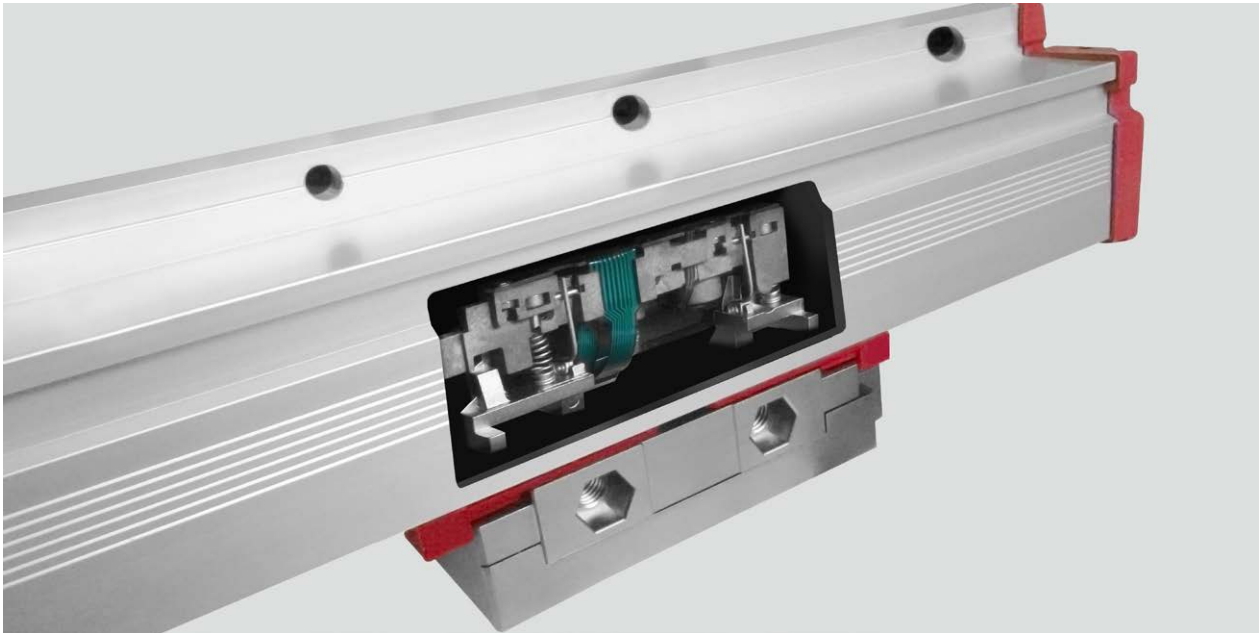


Abbildung 2a: Herkömmliches Messsystem in geschlossener Bauweise mit Ausschnitt, der die Abtastkopfeinheit und den tragenden Führungsmechanismus innerhalb des Gehäuses zeigt. Beachten Sie, dass der Abtastkopfmechanismus vollständig den Verunreinigungen ausgesetzt ist, die in das Gehäuse eindringen.



Abbildung 2b: FORTiS-S Messsystem in geschlossener Bauweise mit Ausschnitt, der die berührungslose, geschützte Abtastkopfeinheit in ihrem Gehäuse zeigt.

Eine Einführung in die abgestimmte Massedämpfung

Abgestimmte Massedämpfer werden in einer Vielzahl von technischen Anwendungen eingesetzt, bei denen es darauf ankommt, mechanische Schwingungen in einem Objekt mit einer genau definierten Resonanzfrequenz zu dämpfen. Das vielleicht bekannteste Beispiel für den Einsatz von TMDs ist der Bau von gigantischen Wolkenkratzern wie dem berühmten Taipei 101, in dem ein großer, abgestimmter Massendämpfer eingesetzt wird, um die durch starke Winde oder Erdbeben verursachten Schwingungen des Gebäudes zu reduzieren (siehe Abbildung 3). Andere Beispiele für abgestimmte Massedämpfer sind Stromübertragungsleitungen, Flugzeugtragflächen, Kurbelwellen von Autos, Brücken und das FORTiS Messsystem.

Der Abtastkopf des FORTiS Messsystems verfügt über eine abgestimmte Massedämpfung sowohl in vertikaler (Z-Achse) als auch in horizontaler (Y-Achse) Richtung. Das Konstruktionsprinzip des FORTiS TMDs besteht aus zwei O-Ringen, angebracht auf Zapfen an den Enden einer dämpfenden Masse, die sich in einer aufgeriebenen Tasche befindet, um die Kompression der O-Ringe zu steuern (siehe Abbildung 4).

Dank umfangreicher Entwicklungsarbeit an den TMDs konnte das FORTiS Messsystem die Spitzenbeschleunigung an dem von den Befestigungspunkten am weitesten entfernten Ende des Abtastkopfes (dem Optikschlitten) um das 5,3-Fache reduzieren.

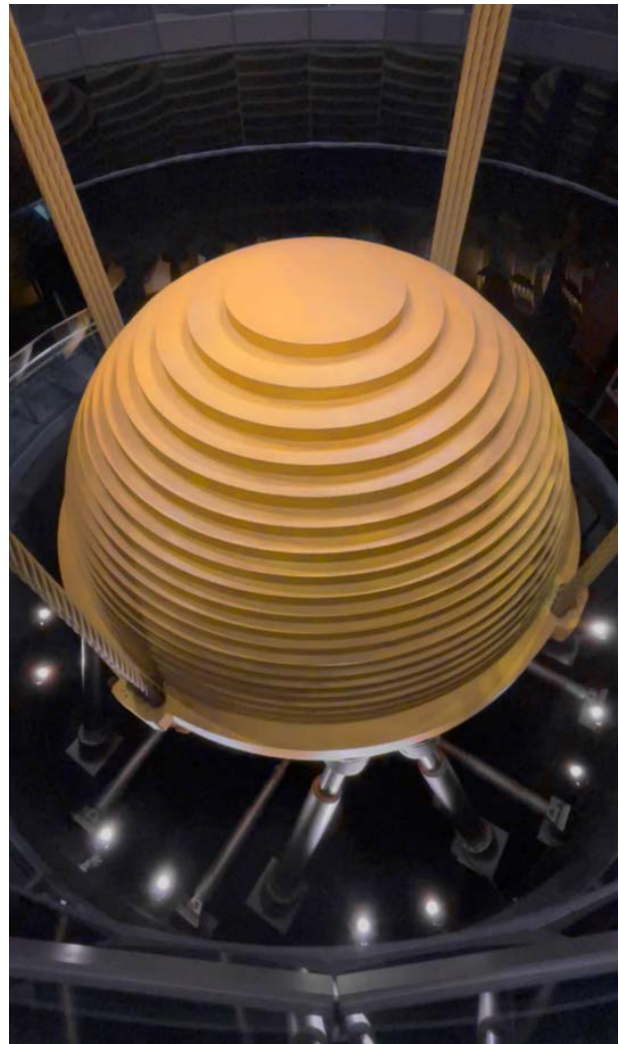


Abbildung 3: TMD-System auf dem Wolkenkratzer Taipei 101.

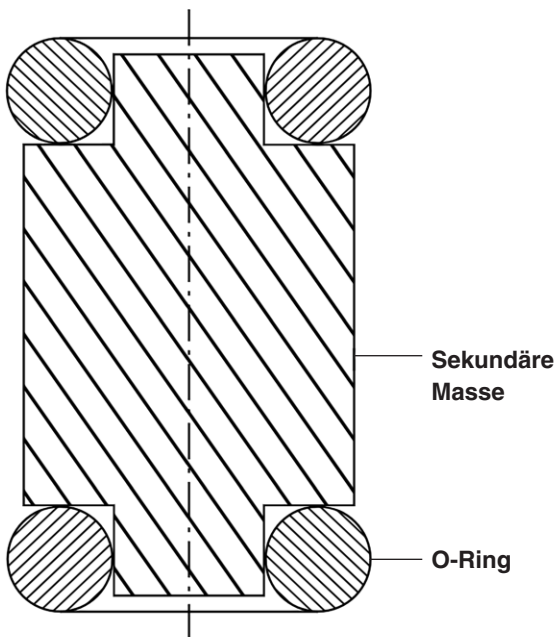


Abbildung 4: Vertikaler Schnitt durch den für das FORTiS Messsystem entwickelten TMD mit Darstellung der O-Ringe an beiden Enden.

Abgestimmte Massedämpfer in der Theorie

Dieser Abschnitt behandelt die grundlegende Theorie eines abgestimmten Massendämpfers für ein System mit einem Freiheitsgrad (DoF). Ein Problem, mit dem Maschinenbau- und Bauingenieure häufig konfrontiert sind, ist die Resonanz, wenn ein System in Reaktion auf eine einwirkende Anregung („Erreger“) Schwingungen mit hoher Amplitude erzeugt.

Resonante Systeme können als angeregter, einfacher harmonischer Oszillator verstanden werden, beispielsweise eine Masse (m) auf einer steifen Feder (k), wie in Abbildung 5 dargestellt. In diesem Fall gilt die bekannte Gleichung der einfachen harmonischen (sinusförmigen) Bewegung, wobei x die lineare Verschiebung aus dem statischen Gleichgewicht (Ruhelage) darstellt.

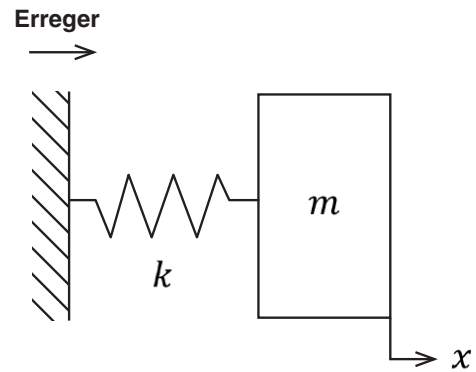


Abbildung 5: Masse–Feder-System mit 1 Freiheitsgrad

Gleichung 1: $m\ddot{x} + kx = input$

Gleichung 1 impliziert, dass eine Masse auf einer Feder als Antwortverhalten eine sinusförmige Eigenfrequenz hat, wie in Gleichung 2 dargestellt:

Gleichung 2: $frequency (Hz) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m}$

Liegt die Frequenz eines System-Erregers, entweder eine Kraft oder eine Verschiebung, nahe an der Resonanzfrequenz von Gleichung 2, so führt dies zu starkem Resonanzverhalten mit potenziell zerstörerischen Folgen, wie in Abbildung 6 dargestellt.

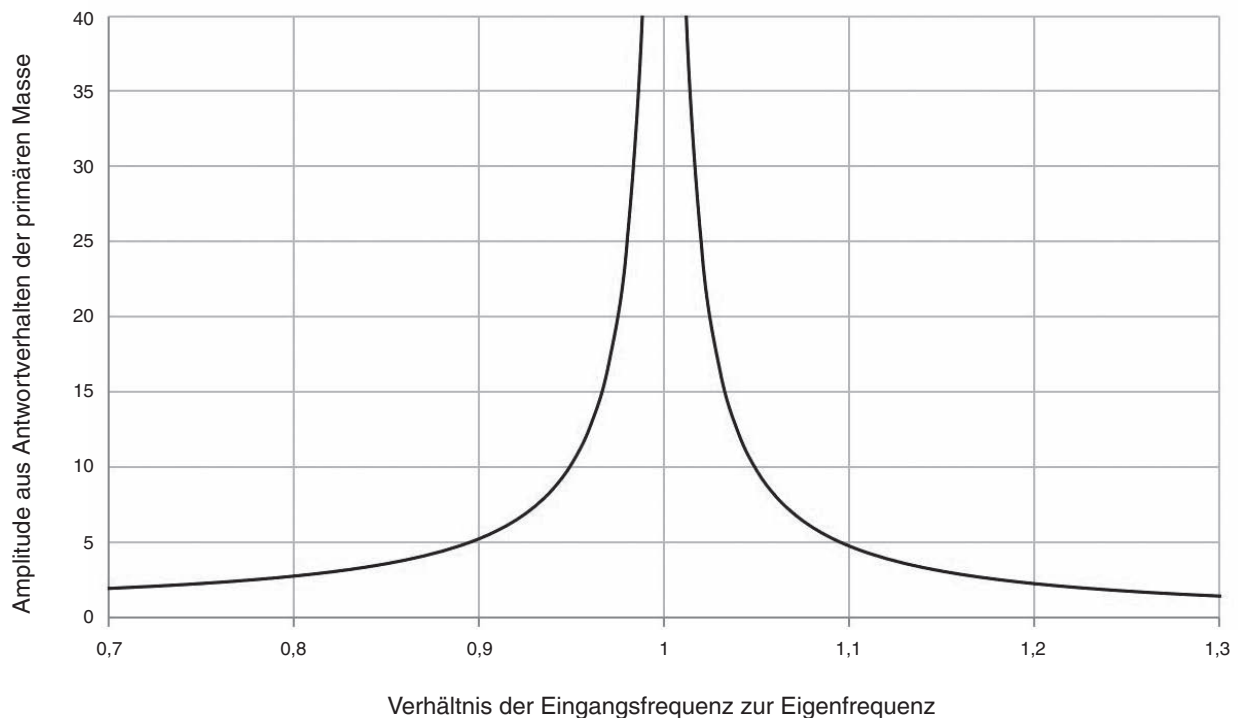


Abbildung 6: Resonanzverhalten einer Masse auf einer Feder

Eine gängige und in vielen Fällen angemessene Strategie besteht darin, eine mechanische Dämpfung hinzuzufügen und die Eigenfrequenz des Systems von der Anregungsfrequenz (auch „Erregerfrequenz“ genannt) weg zu verschieben.

Dieser Ansatz ist allerdings nicht immer durchführbar. Ein Wolkenkratzer in Stahlskelettbauweise schwankt mit seiner Eigenfrequenz, und es gibt nichts in der Nähe, was als Anker zur Verstärkung oder Dämpfung dienen könnte. In solchen Fällen – wenn die Zugänglichkeit eine Herausforderung darstellt – ist ein abgestimmter Massendämpfer eine mögliche Lösung.

Die Masse des im FORTiS Messsystem integrierten Abtastkopfes wird durch das Schwert getragen, das aufgrund seiner geringen Dicke wie eine Feder wirkt und die Dichtigkeit gewährleistet. Vibrationen durch externe Bearbeitungsvorgänge können unerwünschte Resonanzen hervorrufen, sofern sie nicht durch den Einsatz von TMDs im Abtastkopf kontrolliert werden.

Die Herstellung von TMDs in der Praxis erfordert sorgfältige Entwicklungsarbeit. Das grundlegende Konzept lässt sich jedoch veranschaulichen, indem wir mit dem ungedämpften Masse-Feder-System und dem Problem der Resonanz bei dessen Eigenfrequenz beginnen.

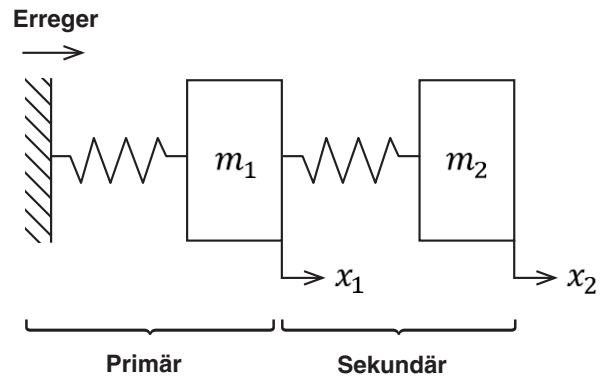


Abbildung 7: Masse–Feder-System mit 2 Freiheitsgrad

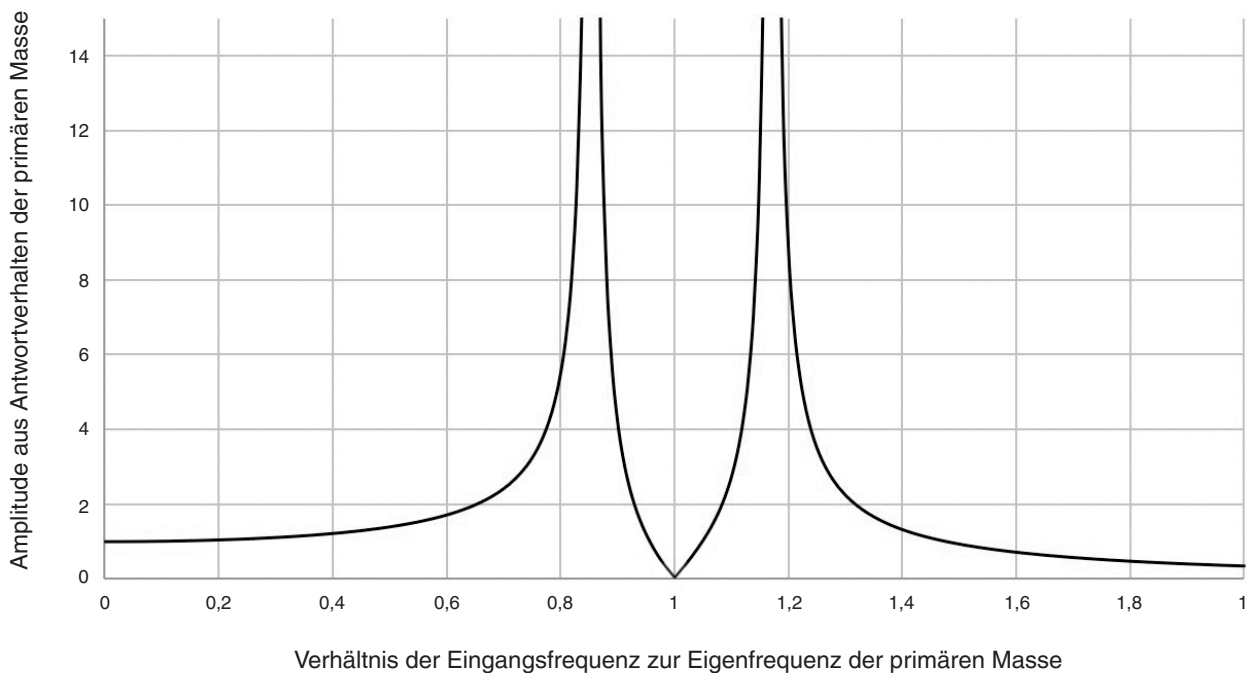


Abbildung 8: Resonanzverhalten eines ungedämpften Masse-Feder-Systems mit 2 Freiheitsgraden

Angenommen, eine relativ kleine sekundäre Masse (m_2) ist mit der primären (ursprünglichen) Masse (m_1) durch eine Feder verbunden, die der sekundären Masse die gleiche Eigenfrequenz verleiht. Das in Abbildung 7 dargestellte Gesamtsystem hat nun „zwei Freiheitsgrade“, was dazu führt, dass sich die ursprüngliche Resonanzspitze in zwei Spitzen teilt. Bei der ersten (niedrigeren) Eigenfrequenz bewegen sich beide Massen synchron und in dieselbe Richtung, während sie sich bei der zweiten Eigenfrequenz in entgegengesetzte Richtungen bewegen.

Außerdem hat die primäre Masse eine Amplitude von null, wenn sie mit der ursprünglichen Eigenfrequenz angestoßen wird, während die sekundäre Masse mit endlicher Amplitude schwingt. So wird die Resonanz der primären Masse auf Kosten von zwei neuen unbegrenzten Resonanzen in unterschiedlicher Frequenz unterdrückt, wie in Abbildung 8 zu sehen ist.

Unkontrolliert könnten diese Resonanzen zerstörerisch sein, aber der Hauptvorteil des TMD besteht darin, dass sie direkt an Ort und Stelle durch einen Dämpfer über die Feder, die die sekundäre Masse trägt, kontrolliert werden können (siehe Abbildung 9).

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der TMD drei grundlegende Konstruktionsparameter hat, die regulierbar sind: das Verhältnis zwischen sekundärer und primärer Masse (m_2/m_1), das Verhältnis der Eigenfrequenz zwischen sekundärer und primärer Masse (Abstimmungsfrequenz) und der Dämpfungsfaktor des Dämpfers.

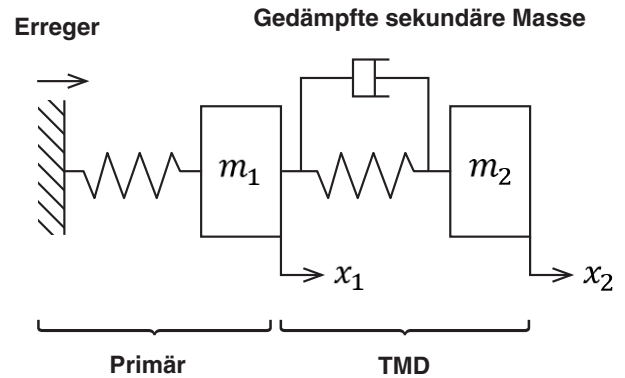


Abbildung 9: Abgestimmtes Massedämpfungssystem mit 2 Freiheitsgraden

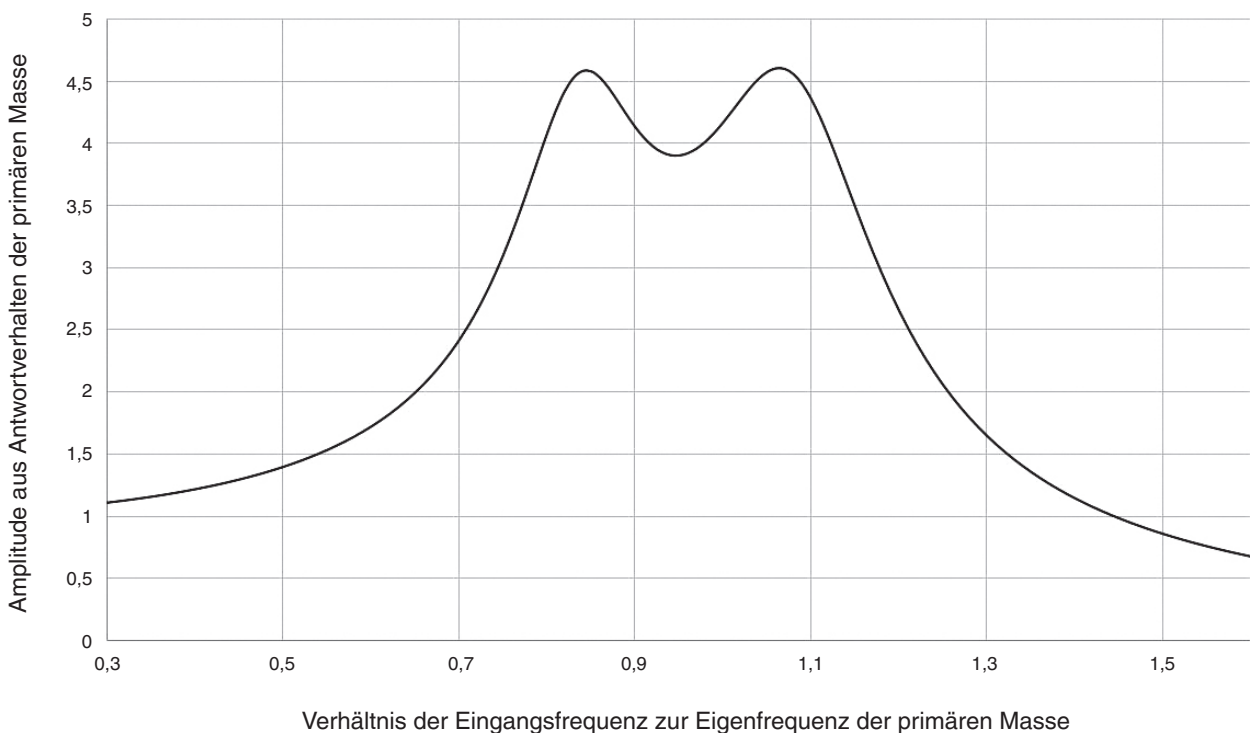


Abbildung 10: Zeigt das Ergebnis unter der Annahme eines Massenverhältnisses von 10 % nach optimaler Abstimmung des sekundären Massestücks auf 91 % der ursprünglichen Resonanzfrequenz und mit gut gewählter Dämpfung. Die Reaktion des primären Massestücks ist nun immer um das 4,6-Fache niedriger als die Reaktion in der Ruhelage, im Gegensatz zu den unbegrenzten Reaktionen in den Abbildungen 6 und 8.

Für die sekundäre Masse gibt es praktische Grenzen, mit einer sekundären Masse von nur 10 % der primären Masse lassen sich aber gute Ergebnisse erzielen. Die optimale Abstimmungsfrequenz liegt um einen Wert, der ausschließlich vom Massenverhältnis bestimmt wird, unter der Eigenfrequenz der primären Masse. Letztendlich wird der Dämpfungsfaktor für die sekundäre Masse so gewählt, dass die beiden Spitzenreaktionen minimiert werden und die Amplitudenreaktion bei allen anderen Frequenzen kontrolliert wird.

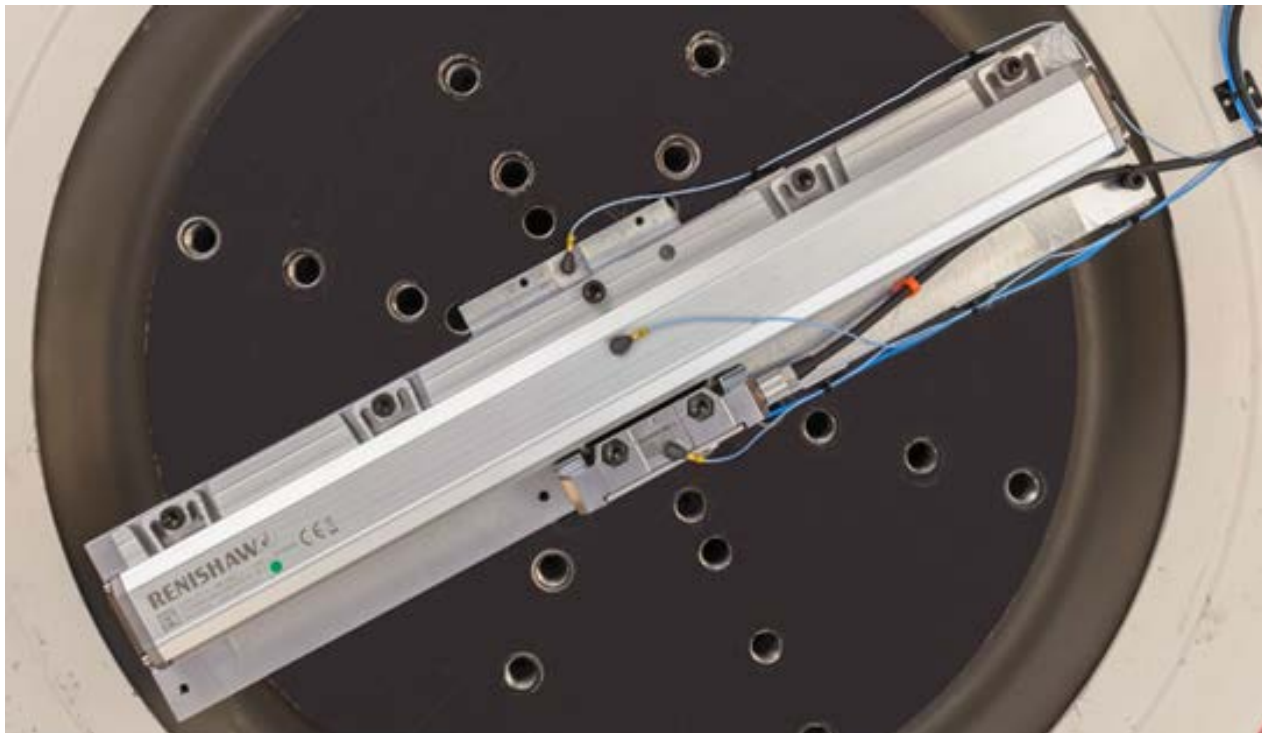
Eine der ersten großen Herausforderungen, denen wir uns bei der Entwicklung der TMDs gegenüberstehen, bestand darin, die Eigenschaften der verschiedenen O-Ring-Kandidaten unter dynamischen Bedingungen vorherzusagen. Ich benötigte diese Daten für Simulationstests, um die optimale Gummihärte zur Ausbreitung des Frequenzverhaltens auszuwählen und das System weniger anfällig für Maßabweichungen bei den verschiedenen Komponenten zu machen.

Eine zweite große Herausforderung bestand darin, die Eigenschaften des gewählten Materials für eine Finite-Elemente-Analyse zu definieren. Schließlich mussten wir das System, das wir mithilfe von Testdaten validierten, optimieren und abstimmen. Die endgültige Konstruktion ergibt die besten modalen Parameter über den Resonanzfrequenzbereich des Abtastkopfs; das übrige harmonische Verhalten des abgestimmten Massendämpfers ist auch bei unterschiedlichen Vibrationen nützlich.

Krys Jurczyk – Leitender Maschinenbauingenieur FORTiS

Vibrationen auf dem Prüfstand: Sinusvibrationstest

FORTiS Messsysteme wurden getestet, um die Abweichung des absoluten Positionswerts gegenüber dem Ausgangswert zu messen, wenn sie einer gesweepeten Sinusschwingung („Sweeps“ bestimmen die Frequenzen, bei denen das Produkt das stärkste Antwortverhalten zeigt) in einem Frequenzbereich von 50 Hz bis 2 000 Hz ausgesetzt wurden, wobei der Test bei Schwingungsamplituden von 1 g, 3 g, 5 g, 10 g, 15 g, 20 g und 25 g wiederholt wurde. In weiteren Prüfungen, die nicht Gegenstand dieses White Papers sind, wurde der Test wiederholt, um den Bereich von 30 g bis 75 g abzudecken. Darüber hinaus wurden zusätzliche Prüfungen mit hohen zufälligen Vibrationseinflüssen („Random vibration“) durchgeführt.

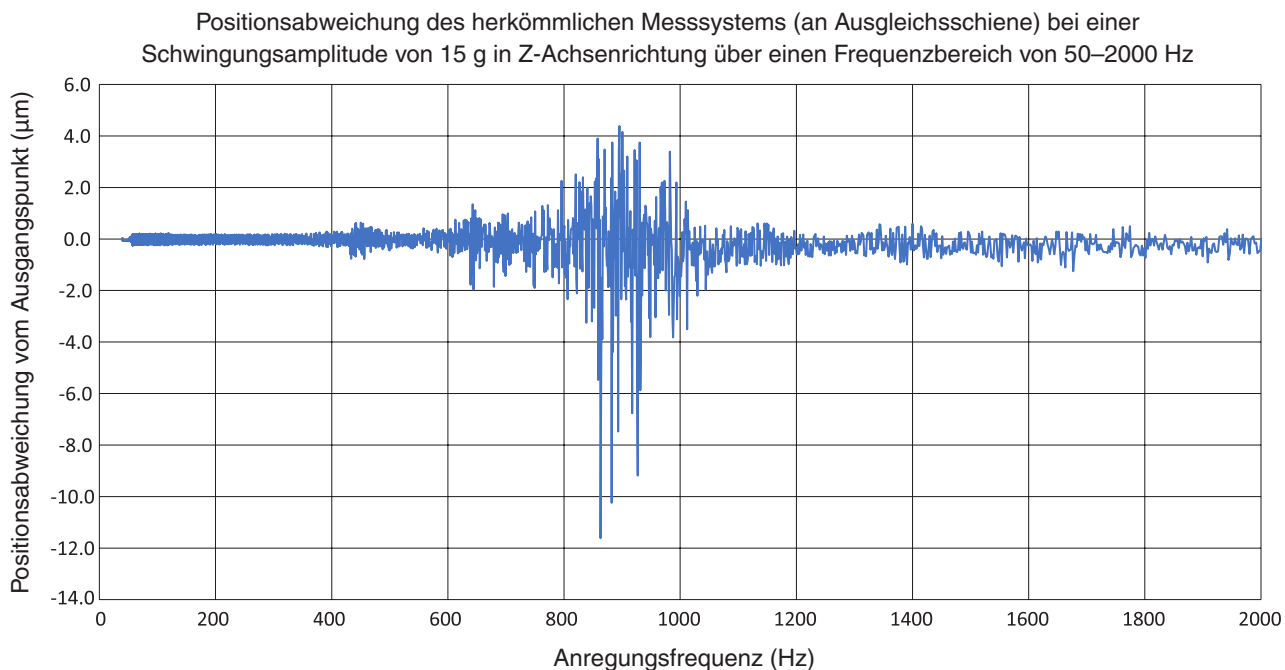
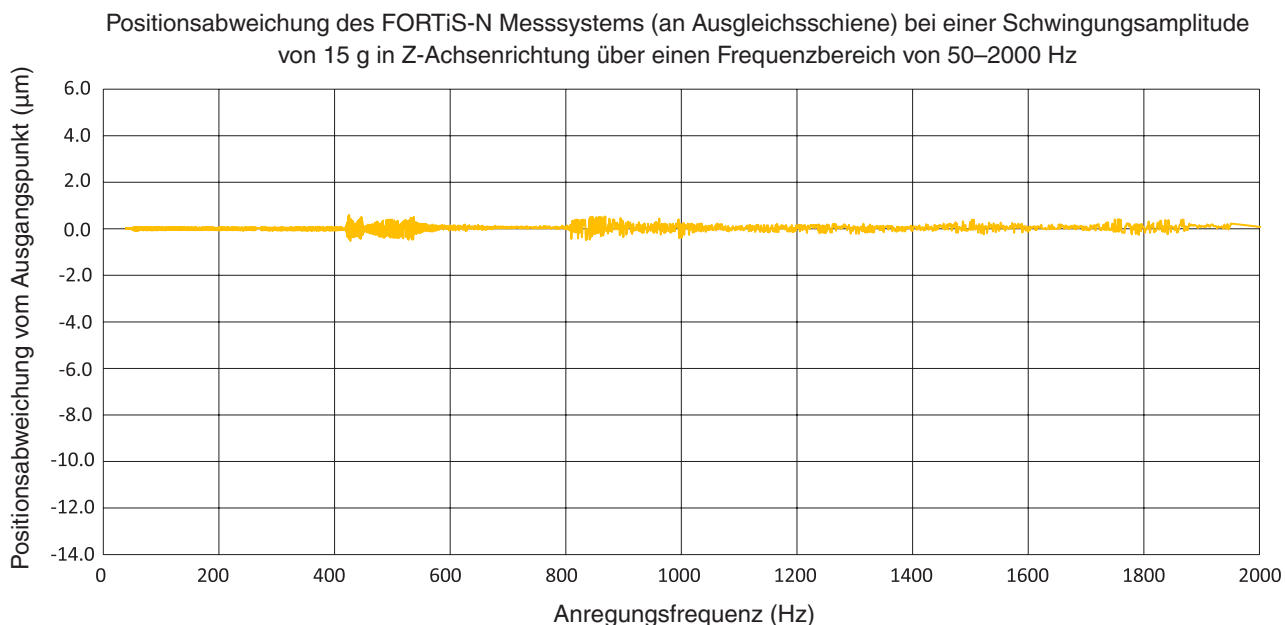


Die Tests wurden mit FORTiS-S Messsystemen und FORTiS-N™ Messsystemen durchgeführt, die direkt auf einem Installationsgrund befestigt waren, sowie mit FORTiS-N Messsystemen, die an einer Ausgleichsschiene angebracht waren. Das FORTiS-N Messsystem verwendet die gleiche Technologie wie das FORTiS-S Messsystem, besitzt aber ein schmaleres Stranggussprofil für Anwendungen mit begrenzten Platzverhältnissen.

Zum Vergleich wurden Tests mit herkömmlichen gekapselten Messsystemen eines Wettbewerbers durchgeführt, die in Passform, Form und Funktion gleichwertig waren.

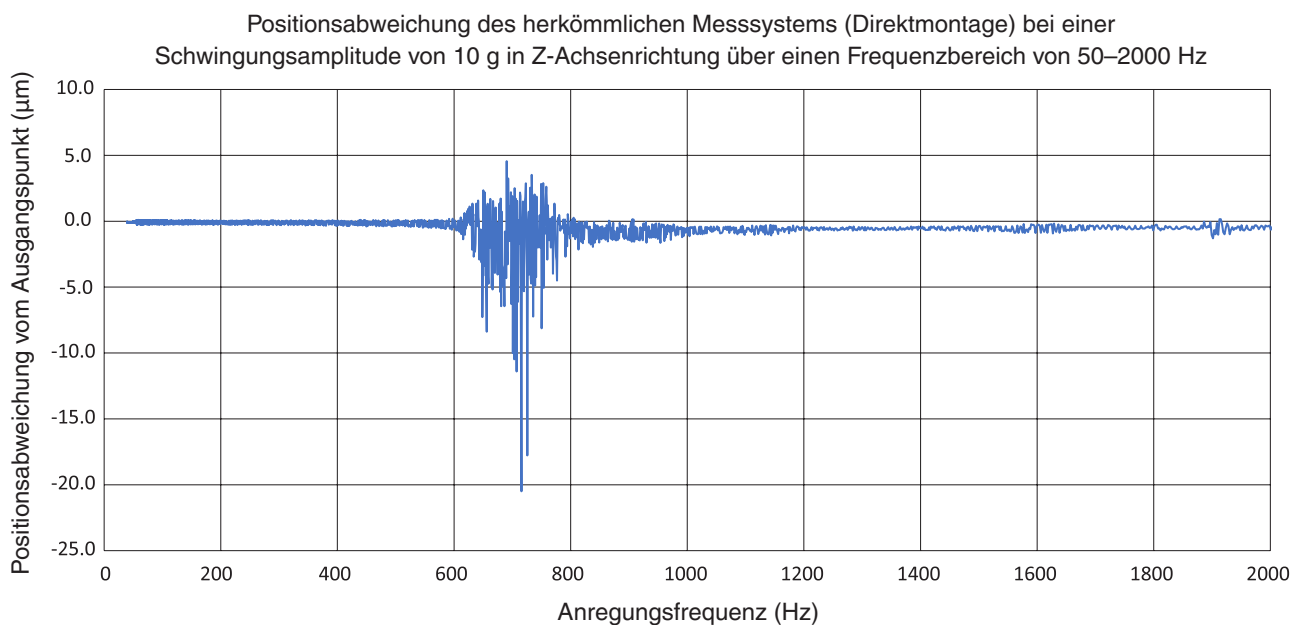
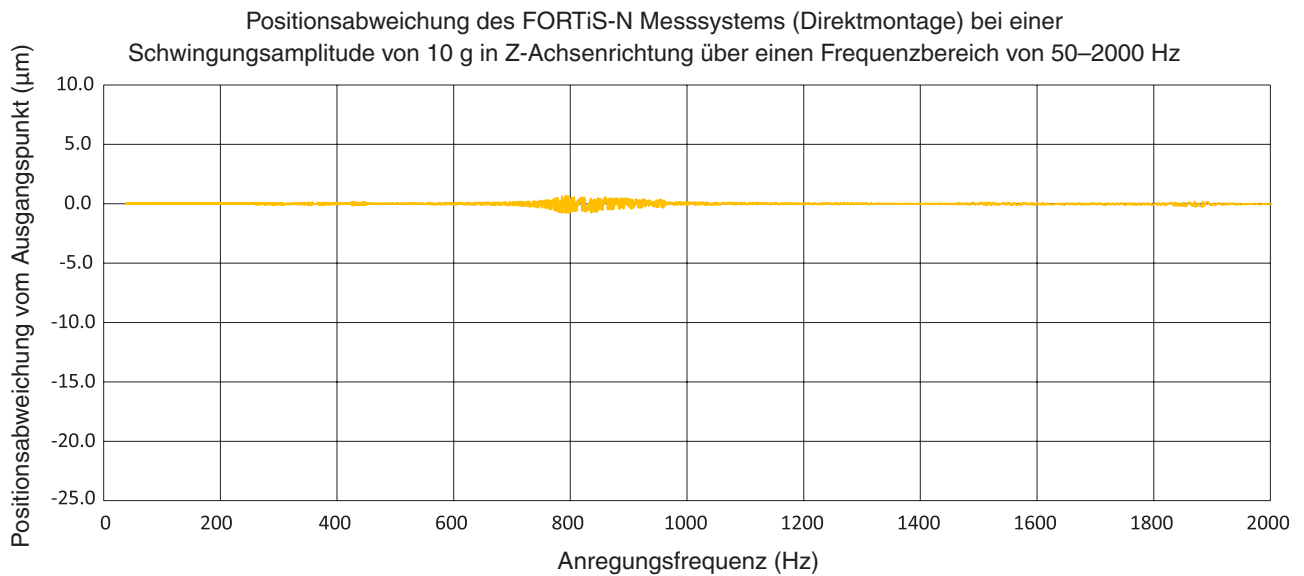
FORTiS-N Messsystem im Vergleich zum Mitbewerber (installiert auf Ausgleichsschiene)

Die folgenden Diagramme zeigen die Positionsabweichung eines FORTiS-N Messsystems im Vergleich zum herkömmlichen gekapselten Messsystem eines Wettbewerbers. Bei beiden Tests wurden die Messsysteme an einer Ausgleichsschiene montiert. Die Amplitude des Sinusvibrationstest-Profiles beträgt 15 g in Z-Achsenrichtung (in der Maßverkörperung des Messsystems).

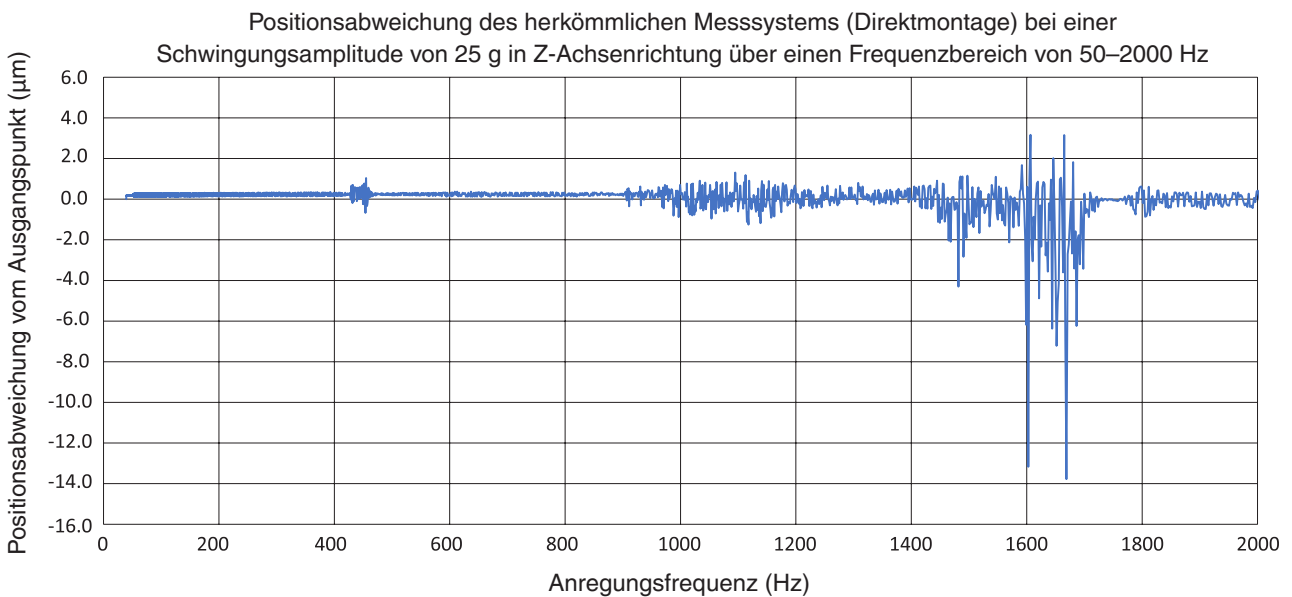
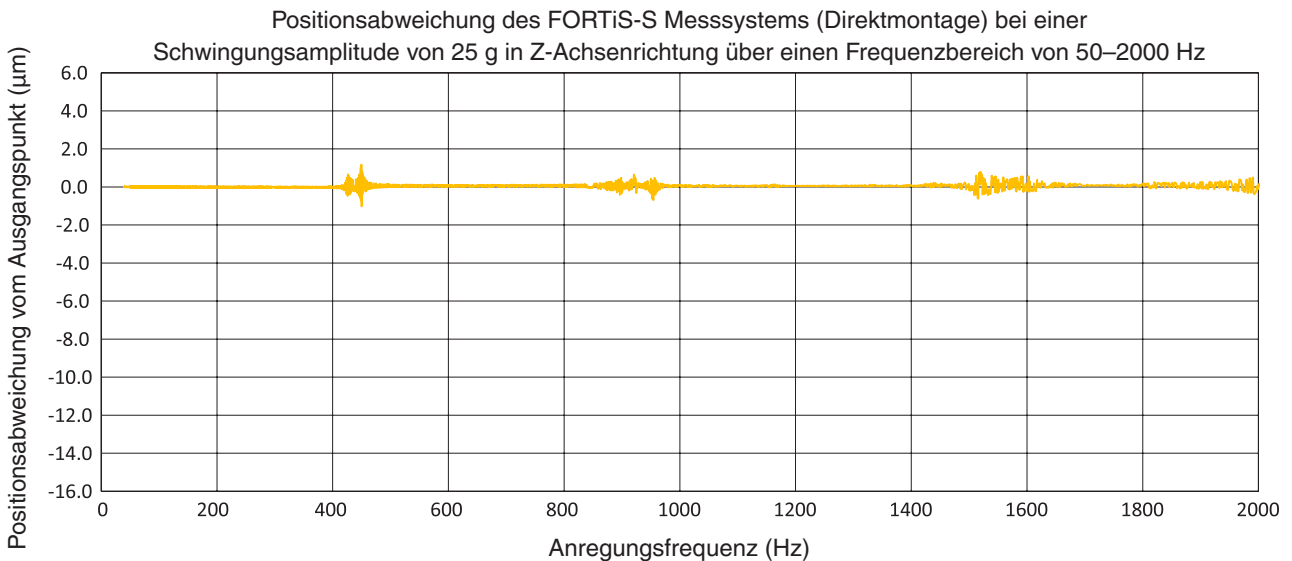


FORTiS-N Messsystem im Vergleich zum Mitbewerber (Direktmontage)

Eine zweite Reihe von Diagrammen zeigt die Positionsabweichung eines FORTiS-N Messsystems im Vergleich zum herkömmlichen Messsystem eines Wettbewerbers, wobei beide Messsysteme direkt auf dem Installationsuntergrund (Prüfspannmittel) montiert sind. Bei dieser Prüfung beläuft sich die in Z-Achsenrichtung wirkende Schwingungsamplitude auf 10 g.



Eine dritte Reihe von Diagrammen zeigt die Positionsabweichung eines FORTiS-S Messsystems im Vergleich zum herkömmlichen Messsystem eines Wettbewerbers. Diese Messsysteme in Standardgröße sind beide direkt auf dem Installationsuntergrund (Prüfspannmittel) montiert. Bei dieser Prüfung beläuft sich die in Z-Achsenrichtung wirkende Schwingungsamplitude auf 25 g.



Zusammenfassung

In diesem Fachbeitrag erfahren Sie, warum FORTiS Messsysteme eine gute Positionsstabilität und einen zuverlässigen Betrieb ermöglichen, während sie gleichzeitig breit schwankenden Schwingungsamplituden im vollen Frequenzbereich zwischen 50 Hz und 2 000 Hz ausgesetzt sind. FORTiS Messsysteme haben sich auch in Umgebungen mit hoher Vibrationsbelastung als langlebig erwiesen.

Die hervorragende Vibrationsbeständigkeit des FORTiS Messsystems wird im Vergleich mit herkömmlichen gekapselten Messsystemen, die keine abgestimmte Massendämpfung aufweisen, unter Beweis gestellt. FORTiS Messsysteme bieten daher eine überragende Positionsstabilität für eine verbesserte Prozessregelung in Werkzeugmaschinen-Anwendungen.

www.renishaw.com/contact



#renishaw

+49 7127 9810 germany@renishaw.com

ZWAR HABEN WIR UNS NACH KRÄFTEN BEMÜHT, FÜR DIE RICHTIGKEIT DIESES DOKUMENTS BEI VERÖFFENTLICHUNG ZU SORGEN. SÄMTLICHE GEWÄHRLEISTUNGEN, ZUSICHERUNGEN, ERKLÄRUNGEN UND HAFTUNG WERDEN JEDOCH UNGEACHTET IHRER ENTSTEHUNG IM GESETZLICH ZULÄSSIGEN UMFANG AUSGESCHLOSSEN.

RENISHAW BEHÄLT SICH DAS RECHT VOR, ÄNDERUNGEN AN DIESEM DOKUMENT UND AN DER HIERIN BESCHRIEBENEN AUSRÜSTUNG UND/ ODER SOFTWARE UND AN DEN HIERIN BESCHRIEBENEN SPEZIFIKATIONEN VORZUNEHMEN, OHNE DERARTIGE ÄNDERUNGEN IM VORAUS ANKÜNDIGEN ZU MÜSSEN.

© 2024 Renishaw plc. Alle Rechte vorbehalten.
Renishaw behält sich das Recht vor, technische Änderungen ohne Vorankündigung vorzunehmen.
RENISHAW und das Messtaster-Symbol, wie sie im RENISHAW-Logo verwendet werden, sind eingetragene Marken von Renishaw plc im Vereinigten Königreich und anderen Ländern. apply innovation sowie Namen und Produktbezeichnungen von anderen Renishaw Produkten sind Schutzmarken von Renishaw plc und deren Niederlassungen.
Alle anderen Handelsnamen und Produktnamen, die in diesem Dokument verwendet werden, sind Handelsnamen, Schutzmarken, oder registrierte Schutzmarken, bzw. eingetragene Marken ihrer jeweiligen Eigentümer.

Artikel-Nr.: PD-6517-0002