

Experimentelle Ermittlung des statischen Verhaltens einer Motorspindel in Abhängigkeit der Temperatur

Dipl.-Ing., Michal Šilar

Ziel dieser Arbeit ist es, die Auswirkungen der Änderungen der Temperatur an statisches Verhalten einer Motorspindel experimentell zu ermitteln. Der Fokus liegt dabei vor allem auf die statische Steifigkeit, die bisher aus dieser Sicht nur wenig untersucht wurde. In Rahmen dieser Arbeit wurde das komplette Konzept für die experimentellen Untersuchungen der Radialsteifigkeit an der vorhandenen Motorspindel erarbeitet. Weiterhin wurden die Messungen durchgeführt und Messdaten ausgewertet. Die gewonnenen Ergebnisse werden auch hinsichtlich der Ursachen kommentiert.

- *Motorspindel*
- *Statische Steifigkeit*
- *Thermische Belastung*

1. Baugruppe Motorspindel

Motorspindeln d. h., Spindeln bei denen der Antriebsmotor an der Spindelwelle integriert ist, kommen bei Werkzeugmaschinen heutzutage oft zum Einsatz, da sie im Vergleich zu den konventionellen Spindeln gewisse Vorteile aufweisen [1]:

- Ruhiger Lauf: durch stabile Wuchtverhältnisse
- Guter Gleichlauf: gute Drehzahlregelung
- Hohe Genauigkeit der Lageregelung
- Geringeres Gewicht: kompaktere Abmessungen
- Geringerer Konstruktionsaufwand, da alle Funktionen integriert sind
- Umfangreiche Kompatibilität zum elektrischen Antriebssystem, da Spindel, Antriebsverstärker und NC aus einer Hand projektiert und geliefert werden.

Motorspindel (Bild 1.1) stellt eine komplexe Einheit dar, die gleichzeitig zu den Schlüsselkomponenten einer Werkzeugmaschine gehört und die Genauigkeit der Werkzeugmaschinen im Wesentlichen beeinflusst. An Motorspindeln werden somit hohe Anforderungen gestellt. Außer einer bestmöglichen Bearbeitungsgenauigkeit müssen die Motorspindeln zudem an die erforderliche Produktivitätssteigerung angepasst werden. Es gibt auch einen Trend, immer mit den höheren Schnittgeschwindigkeiten zu zerspanen, was die Motorspindeln mit einer erhöhten Motorleistung fordert. Bei der Bearbeitung von Leichtmetallen, wie z. B. bei den Aluminiumstrukturbauteilen aus dem Vollmaterial, können bei noch höheren Schnittgeschwindigkeiten neue Qualitätsmaßstäbe (z. B. Oberflächengüter) gesetzt werden. Infolge der großen Geschwindigkeiten verringern sich die Zerspanungskräfte um ca. 30%. Damit sind auch dünnwandige Werkstücke mit hoher Formgenauigkeit herstellbar. Außerdem ergeben sich eine Steigerung des Zeitspannvolumens und eine dadurch verursachte Senkung der Fertigungszeiten und –kosten [2]. Negative Folgen dieser Leistungssteigerung sind extreme mechanische und thermische Belastungen der Lager und der einzelnen Spindelkomponenten sowie die Massen- und Gewichtsvergrößerung der Motorspindeln.

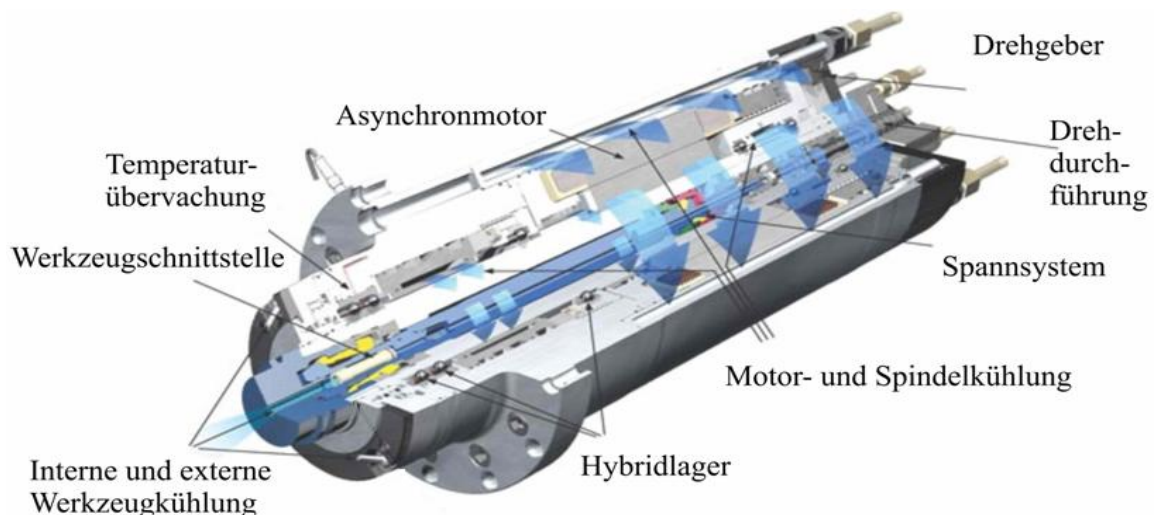


Bild 1.1 Motorspindel [3]

2. Die zu untersuchende Motorspindel

2.1. Kenngröße

Die zu untersuchende Motorspindel ist eine für Fräs- und Bohrprozesse vorgesehene Motorspindel der Baureihe 2SP1255 von der Firma Weiss Spindeltechnologie GmbH. Es handelt sich um eine schnell drehende, durch einen Asynchronmotor angetriebene Motorspindel mit Spindellager. Zur Werkzeugaufnahme ist dieser Motorspindel mit Steilkegel (SK 40) ausgerüstet. Zum Werkzeugwechsel dient ein automatisches Werkzeugspannsystem, das durch Druckluft betätigt wird. Die Motorspindel verfügt über folgende Kenngröße (Tabelle 2.1) und besitzt folgende Kennlinie (Bild 2.1):

P _N S1	M _N S1	n _N	I _N S1	P _N S6-40%	M _N S6-40%	P _N S1	M _N S1	n _N	I _N S1	I _{max}	n _{max}
[kW]	[Nm]	[1/min]	[A]	[kW]	[Nm]	[kW]	[Nm]	[1/min]	[A]	[A]	[1/min]
Sternbetrieb						Dreieckbetrieb					
11,7	140	800	30	16,7	200	11,7	62	1800	29	51	15000

Tabelle 2.1 Kenngröße der zu untersuchenden Motorspindel

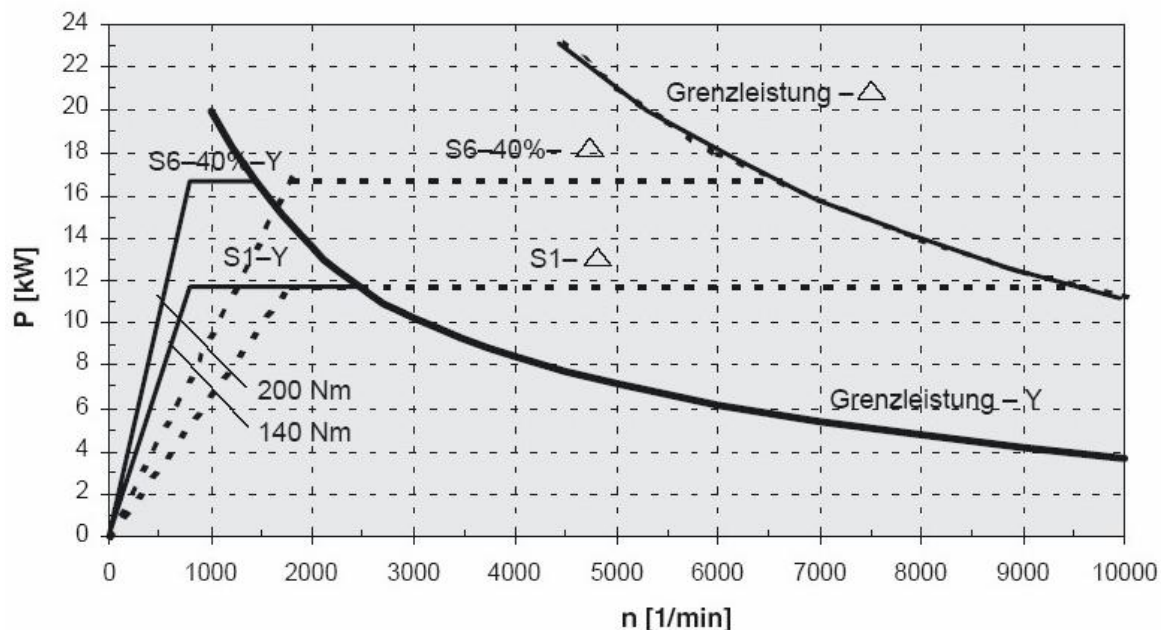


Bild 2.1 Kennlinie der zu untersuchenden Motorspindel [1]

2.2. Konstruktive Gestaltung der Lagerung

Die Lageranordnung der zu untersuchenden Motorspindel ist im Bild 2.2 proportional abgebildet. Es handelt sich um eine elastisch angestellte Tandem-O-Anordnung mit zwei unterschiedlichen Baugrößen der Präzisions-Spindellager. Es geht um die Hochgeschwindigkeitslager mit Stahlkugeln. Die Bezeichnung des Lagers im vorderen Lagerpaar ist HS7014-E-T-P4S und im hinteren HS7012-E-T-P4S. Durch die elastische Anstellung der Schrägkugellager wird eine konstante Vorspannung über der Drehzahl gewährleistet. Das hintere Lagerpaar ist ein durch einen Federpaket angestelltes Loslager und

das vordere Lagerpaar stellt ein Festlager dar. Diese Tandem-O-Anordnung hat sich bei Motorspindeln bewährt, weil sie aufgrund der Lage der Wirkungslinien der Kraftweiterleitung über die Wälzkörper eine größere Einspannwirkung für die Welle aufweist, sodass diese Anordnung sich besonders zur Aufnahme hoher Kraglasten eignet. Sie kann weiterhin Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen [4].

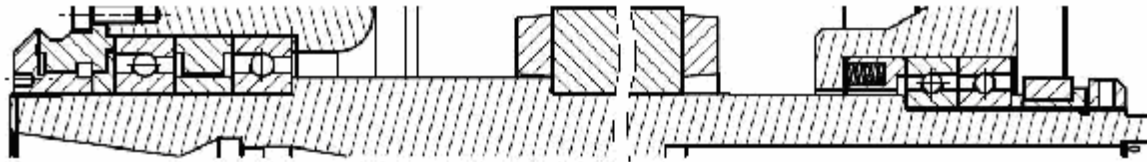


Bild 2.2 Konstruktive Gestaltung der Lagerung

3. Theorie zum Einfluss des Temperaturanstieges auf die Motorspindel

Die entstehenden Wärme infolge der Verluste im Motor der auftretenden Reibung in den Lagern und im Betrieb die Prozesswärme führen zu den thermisch bedingten Verformungen und beeinflussen die Arbeitsgenauigkeit der Maschine[2].

Trotz aller Bemühungen wie etwa die Maßnahmen zur Verringerung der Wärmeentwicklung, ist es trotz der thermisch günstigen Lageranordnung und den Verbesserungen des thermischen Verhaltens der Motorspindel noch nicht gelungen, die negativen thermischen Einflüsse ganz zu kompensieren. Die unterschiedlichen Temperaturen und die dadurch unterschiedlichen Ausdehnungen zwischen dem Innen- und Außenlagerring und zwischen der Spindelwelle und dem Gehäuse verursachen die Verformungen. Bei der zu untersuchenden Motorspindel hat der Temperaturanstieg einen axialen Längenzuwachs zur Folge. Die Abschätzung der Änderung der Lagersteifigkeit kann nicht eindeutig getroffen werden. Im Allgemeinen nimmt die Steifigkeit mit der steigenden Vorspannung zu. Durch die Erwärmung der Motorspindel dehnt sich die durch den Stator erwärmte Spindelwelle mehr aus, als das durch den Kühlkreis gekühlte Gehäuse. Diese Differenz hätte bei der Tandem-O-Anordnung zur Steifigkeitsverringerung geführt, wenn die Spindel nur durch die starre Anstellung der Vorspannung verfügt hätte. Aufgrund der elastischen Anstellung sollte aber diese Differenz kompensiert werden und Steifigkeit theoretisch unverändert bleiben. Weiterhin wird die Vorspannung des Lagers auch durch unterschiedliche Ausdehnungen der Innen- und Außenlagerringe beeinflusst. Dabei ist zu erwarten, dass die Steifigkeit wegen einer größeren Ausdehnung des Innenringes (als Außenringes) mit der steigenden Temperatur zunimmt

4. Experimentelle Untersuchungen

4.1. Konzept

4.1.1. Konstruktiver Aufbau des Prüfstandes

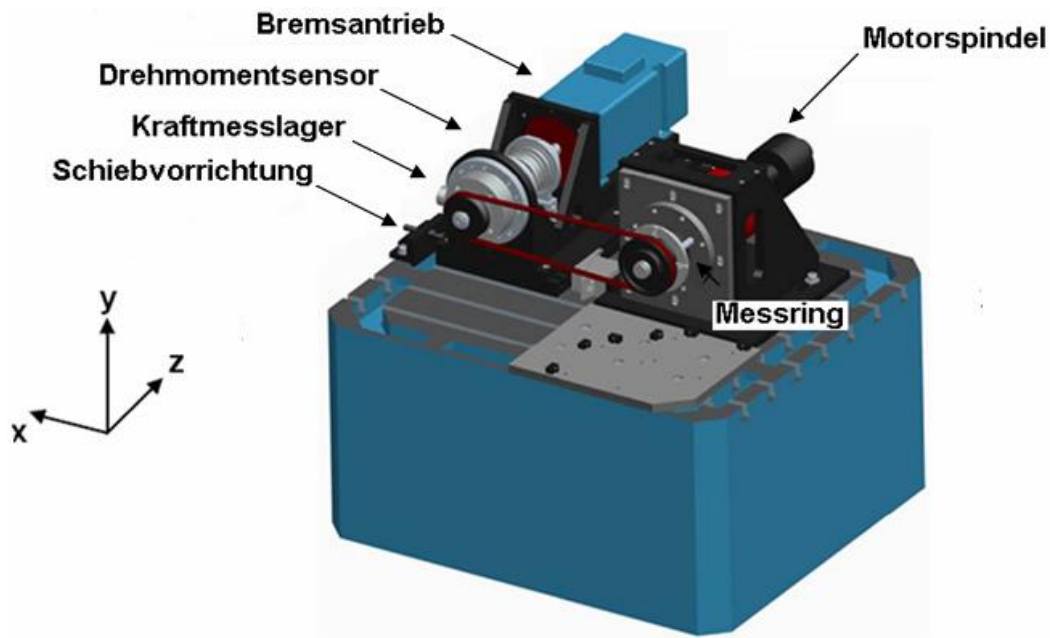


Bild 4.1 Konstruktiver Aufbau des Prüfstandes

Der Versuchstand besteht aus einem Maschinenbett, der Motorspindel, einem Bremsantrieb und deren Aufnahmeteile und der Sensoren und deren Halterung. Zur Momentübertragung zwischen dem Bremsantrieb und der Motorspindel dient ein Riementrieb. Der Bremsantrieb liegt auf einem Schiebtisch. Durch eine Schiebvorrichtung, die zur Verschiebung des Schiebtisches dient, werden die Vorspannung des Riemens und damit auch die Radialkraft in x-Richtung angebracht. Die Momentbelastung wird durch unterschiedliche Drehzahlen beider Antriebe eingestellt.

4.1.2. Temperatursensoren

Die Temperatur wird durch mehrere Sensoren an den unterschiedlichen Stellen innerhalb und außerhalb der Motorspindel erfasst. Zwei Sensoren werden an den Motorspindeloberflächen in der Nähe der vorderen und der hinteren Lagerung angebracht. In der Motorspindel wird die Temperatur in der Nähe des Außenringes des vorderen Lagerpaars und in der Statorwicklung gemessen. Im Bild 4.2 wird gezeigt, wie der Temperatursensor in die Nähe der Lagerung eingebaut wurde. In eine von sechs Schrauben, die zur Befestigung der vorderen Deckel der Motorspindel dienen, wurde eine kleine Bohrung ausgeführt. In diese Bohrung wurde der Temperaturfühler rein gesteckt und abgedichtet. Durch die Sensorik des Kühlaggregats wird auch die Temperatur des Kühlmediums an dem Vor- und Rücklauf gemessen. Ebenfalls wird auch der Durchfluss in den beiden Leitungen gemessen. Im Bild 4.3 wird die Anordnung der übrigen Sensoren schematisch abgebildet.

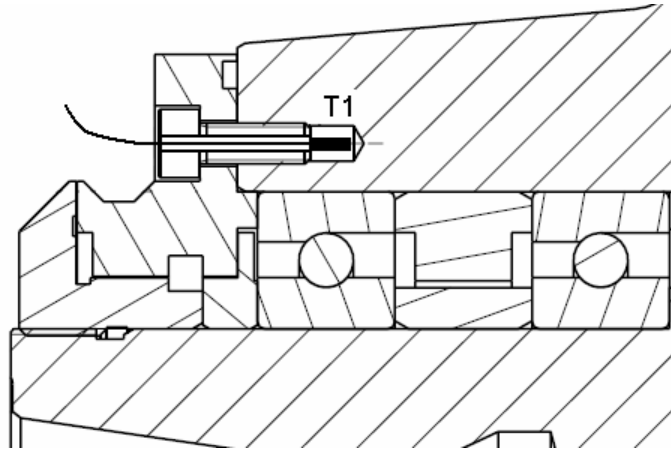


Bild 4.2 Einbau des Temperatursensor in der Nähe der vorderen Lagerung

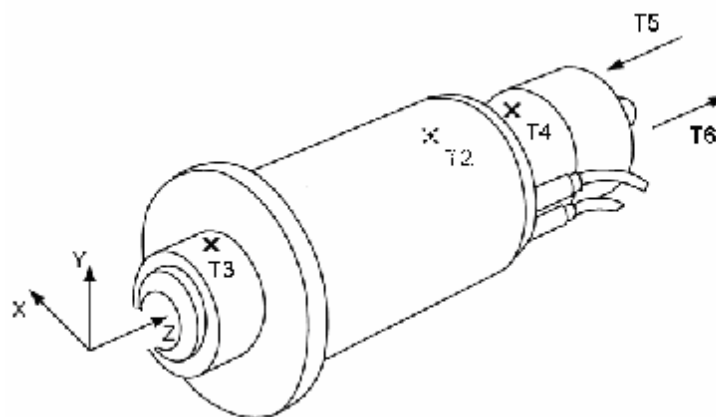


Bild 4.3 Anordnung der Temperatursensoren

4.1.3. Bewegungssensoren

Die Ermittlung der axialen und radialen Bewegungen sowie der beiden Verkipnungen des Spindelflanschs erfolgt durch sechs kapazitive Messaufnehmer, die in einer Messvorrichtung zusammengefasst sind. Diese besteht aus einem ringförmigen Grundkörper, an dem jeweils in einem Winkel von 90° Halterungen der vier Sensoren für axiale Bewegung angebracht sind. Durch die zwei übrigen um 45° versetzt angeordneten kapazitiven Aufnehmer wird der Abstand zur Kegelfläche des Spindelflansches überwacht. Die Anordnung der Sensoren wird im Bild 4.4 schematisch dargestellt.

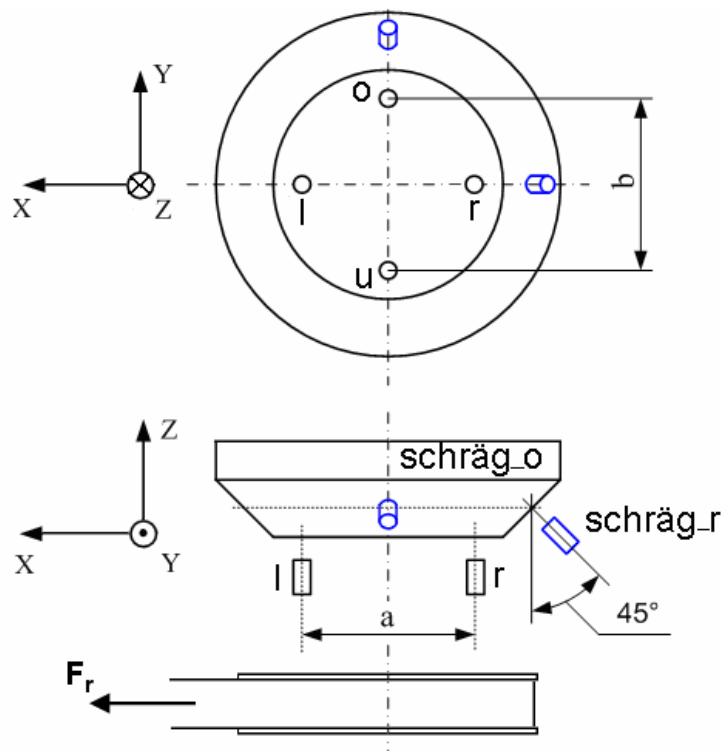


Bild 4.4 Anordnung der Bewegungssensoren

4.1.4. Versuchsplan

Der ganze Messprozess besteht aus der Erwärmungs- und Messphase. Bei der Erwärmungsphase wird die Motorspindel durch die am Anfang ausgewählten Betriebsbedingungen so lange betrieben, bis zur Erreichung der Beharrungstemperatur. Die Betriebsbedingungen sind durch die Drehzahlen, die übertragenden Radialkräfte sowie Drehmomente charakterisiert. Die Radialbelastung entsteht aus der Vorspannungskraft des Riemens und das Drehmoment entsteht aus dem Drehzahlunterschied der beiden durch den Riemen gekuppelten Antriebe. Die weitere Möglichkeit, wie man die Temperatur beeinflussen kann, stellt das Kühlaggregat dar. Bei den Messungen wird angestrebt, die möglichst höchste Temperatur der Motorspindel zu erreichen. Dabei können die Variablen nur in zulässigen Grenzen eingestellt werden, um kein Teil des Versuchstandes zu überlasten und somit zu beschädigen. Die Beharrungstemperatur wird durch die konstanten Werte an den Temperatursensoren im Statorwicklung und in der vorderen Lagerungsstelle erkannt. In der ersten Phase dieser Untersuchung wird die Radialsteifigkeit bei der Raumtemperatur, die eine minimale Temperatur darstellt, und bei der maximalen Beharrungstemperatur gemessen. Weiterhin wird dieser Temperaturbereich zwischen diesen Grenztemperaturen geteilt und die Radialsteifigkeit bei den mehreren aufeinander steigenden Temperaturen gemessen. Nach jeder Erwärmungsphase kommt die Messungsphase. Die eigene Messung der Radialsteifigkeit erfolgt an der stehenden Motorspindel. Die Motorspindel wird während der ganzen Messung in derselben Winkelposition durch die Steuerung festgehalten, um auszuschließen, dass sich die Spindelwelle nicht umdrehen kann. Der Radialkraft wird in den Schritten nach 500 N durch Verschiebung des Bremsantriebes eingestellt. Es kann aber nicht von der 0 N ausgegangen werden, da bei Messung der Radialsteifigkeit immer eine minimale Radialkraft an der Motorspindel bewirken muss. Damit wird gewährleistet, dass die Messung durch die Umkehrspanne nicht negativ beeinflusst werden kann. Statt 0 N wird der Ausgangskraft von

200 N festgelegt. Die Kraft wird bis 4.000 N vergrößert und dann wieder in den Schritten bis zu 200N verringert. Nach jeder Krafteinstellung wird ein paar Sekunden gewartet, damit wird die Motorspindel an die Kraft angepasst, und Werte von sechs kapazitiven Sensoren zu Ermittlung der Bewegung von dem Spindelkopf abgetastet. Die ganze Messung wird so schnell wie möglich durchgeführt, um die Temperaturdifferenz zwischen dem Anfang und dem Ende der Messung möglichst klein halten zu können.

4.2. Auswertung

4.2.1. Temperatur Verläufe

Vor der eigenen Auswertung der Radialsteifigkeit wird die Aufmerksamkeit der Erwärmung geschenkt. In der Grafik (Bild 4.5) werden die Temperaturverläufe während eines ununterbrochenen Erwärmungsprozesses an den vorhandenen Sensoren dargestellt. Aus der Grafik wird klar, dass in der Statorwicklung der größte Teil der Wärme entsteht. Die Temperatur an diesem Sensor hat einen besonders steilen Anstieg und erreicht auch die größten Werte. Die drei übrigen Sensoren zeigen ähnliche Temperaturen. Voraussichtliche Ursache kann an der Gestaltung des Kühlkreis liegen, in dem das Kühlmittel in einer Spirale von hinten nach vorne und wieder zurück strömt und die Temperatur an den betreffenden Sensoren beeinflusst. Das Kühlaggregat besitzt keine stetige Regelung sondern eine Regelung zwischen der unteren und der oberen Temperatur, was in der Grafik aus den Sprüngen merkbar ist.

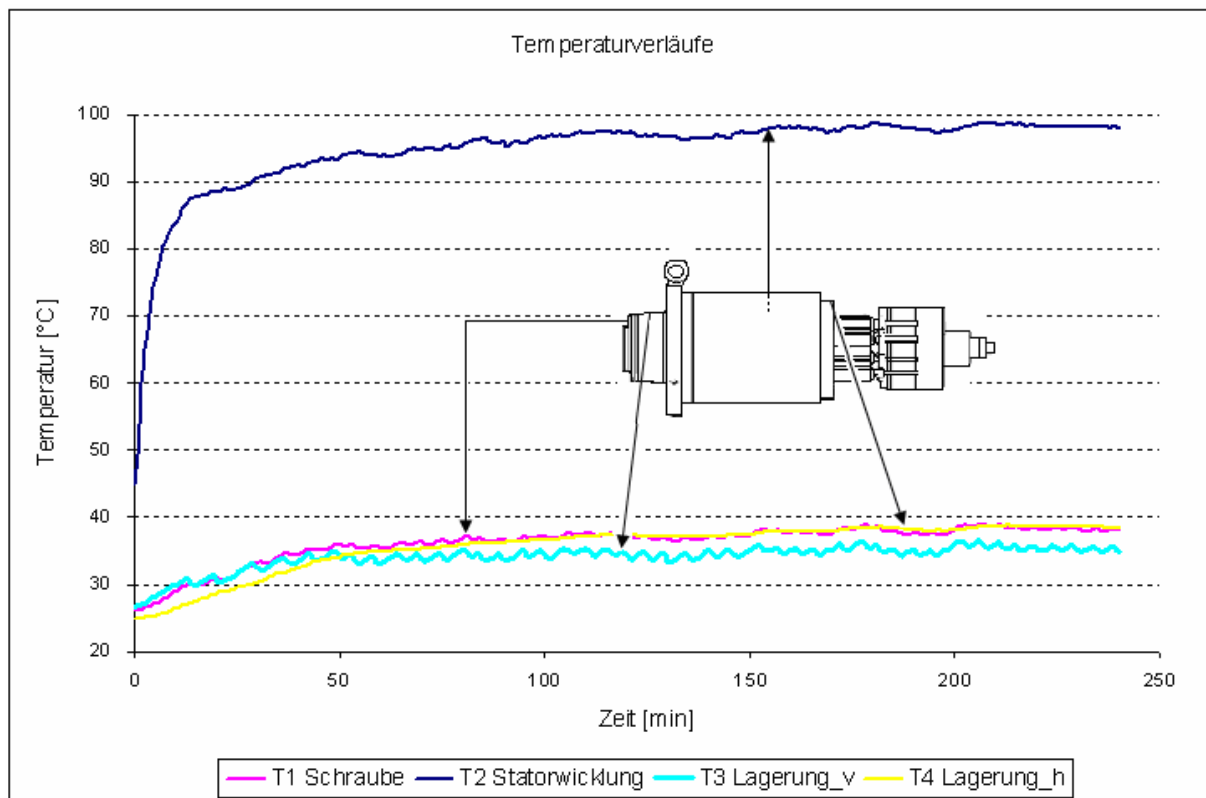


Bild 4.5 Temperaturverläufe bei Erwärmungsphase

4.2.2. Verformungskurven

Bei jeder Messung wurde die Verformungskurve der Motorspindel entlang der Belastungskraft aufgetragen. Bilder 4.6 und 4.7 zeigen eine Messung, wobei die Verformungskurven bei der minimalen und der maximalen Temperatur ermittelt wurden. Aus einem Vergleich dieser Verformungskurven wurde festgestellt, dass die Belastungs- und Entlastungsverformungskurve im Kaltzustand (Bild 4.6) gegeneinander größere Abstände als im Warmzustand (Bild 4.7) aufweisen. Diese Erkenntnis kann noch verallgemeinert werden, um eine Aussage zu treffen, dass der Abstand beider Kurven umso kleiner ist, je größer die Betriebstemperatur der Motorspindel erreicht wurde. Eine Möglichkeit zur Erklärung dieser Hysterese, die mit der steigenden Temperatur verkleinert wird, ist die Viskosität des Schmierfettes, die mit der steigenden Temperatur ebenfalls kleiner wird. Das hat eine Wirkung an Reibung zwischen den Rollkörpern und Laufbahnen. Ein bei niedrigen Temperaturen dickflüssiges Fett klemmt fester an den Kontaktstellen und somit ermöglicht es eine größere Verschiebung der Rollkörper. Dagegen das erwärmte dünnflüssige Fett wird leicht aus den Trennflächen ausgepresst. Das hat zur Folge eine nur sehr kleine Verschiebung der Rollkörper, die in der Ausgangsposition fester gehalten werden. Eine weitere Erklärungsmöglichkeit sind die Passungen der Lager. In diesen Passungen können auch die Deformationen auftreten. Bei den kleineren Betriebstemperaturen ist Übermaß zwischen der Spindelwelle und dem Lager bzw. zwischen dem Gehäuse und dem Lager kleiner und somit können sich die Teile gegeneinander verschieben. Mit der steigenden Betriebstemperatur und wegen der unterschiedlichen Temperatur zwischen einzelnen Teilen steigt auch dieses Übermaß, und somit werden diese unerwünschten Verschiebungen eliminiert.

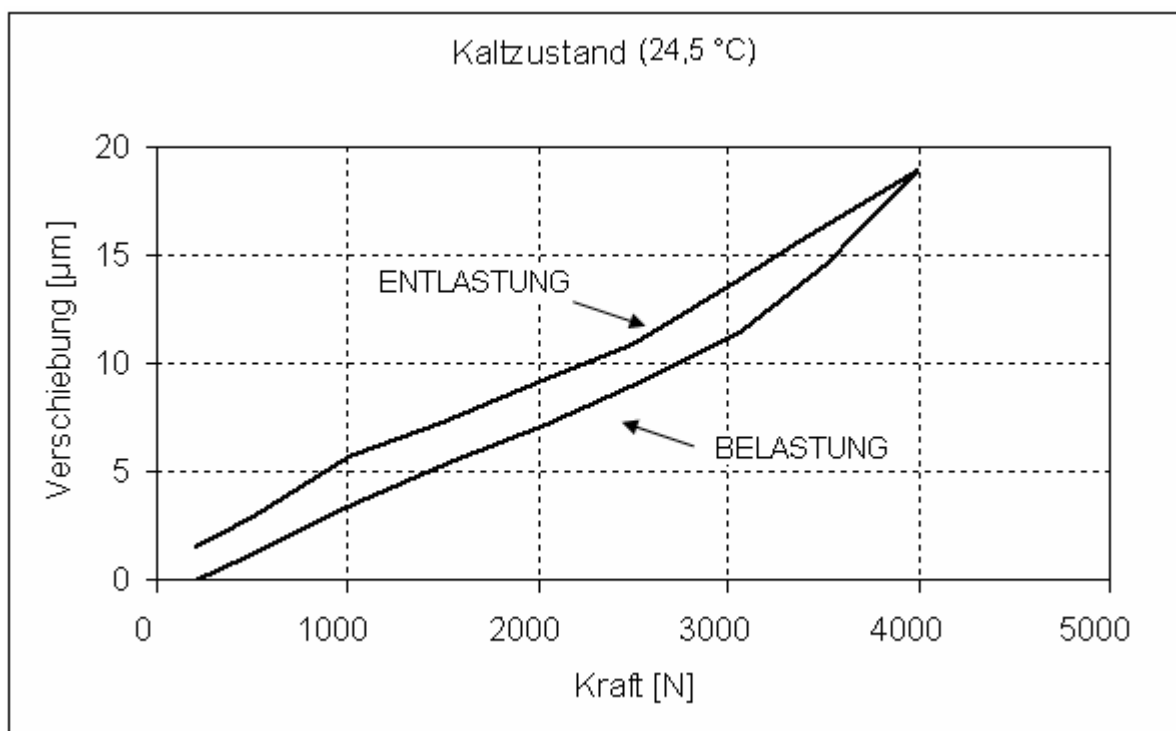


Bild 4.6 Verformungskurve der Motorspindel bei der Raumtemperatur

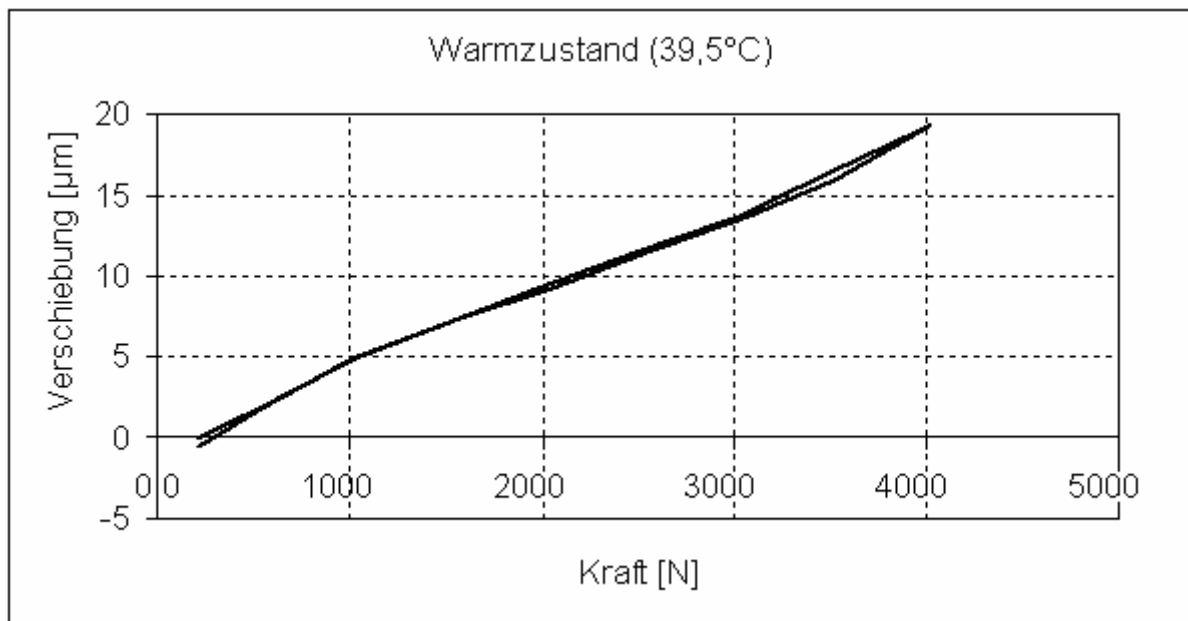


Bild 4.7 Verformungskurve der Motorspindel bei der maximalen Betriebstemperatur

4.2.3. Radialsteifigkeit

Die Radialsteifigkeit ist in jedem Kraftbereich unterschiedlich groß. Der gesamte Kraftbereich lässt sich aus der Sicht der Radialsteifigkeit in drei Unterbereiche teilen. Am Anfang, im Bereich kleinerer Kräfte, erreicht die Radialsteifigkeit vergleichsweise kleinere Werte. Im Bereich der mittleren Kräfte liegt die Radialsteifigkeit höher und in dem letzten Bereich der größeren Kräfte nimmt die Steifigkeit wieder ab. Was im Allgemeinen die Änderung der Steifigkeit mit der steigenden Temperatur angeht, kann leider keine eindeutige Aussage getroffen werden. Es gibt Bereichen, in denen die Radialsteifigkeit mit der steigenden Temperatur zunimmt, annähernd gleich groß bleibt und abnimmt. Auch hierbei bietet sich eine ähnliche Verteilung nach der Kraft wie im Fall der Beurteilung des Verlaufes der Steifigkeit entlang der Kraft an. Im Bereich der kleineren Kräfte weist die Radialsteifigkeit bei einer hohen Temperatur kleinere Werte auf. Im mittleren Bereich ändert sich die Steifigkeit vergleichsweise wenig. Dieser Kraftbereich stellt auch einen Übergangsbereich in dem hohen Bereich dar, bei der die Radialsteifigkeit mit der hohen Temperatur zunimmt.

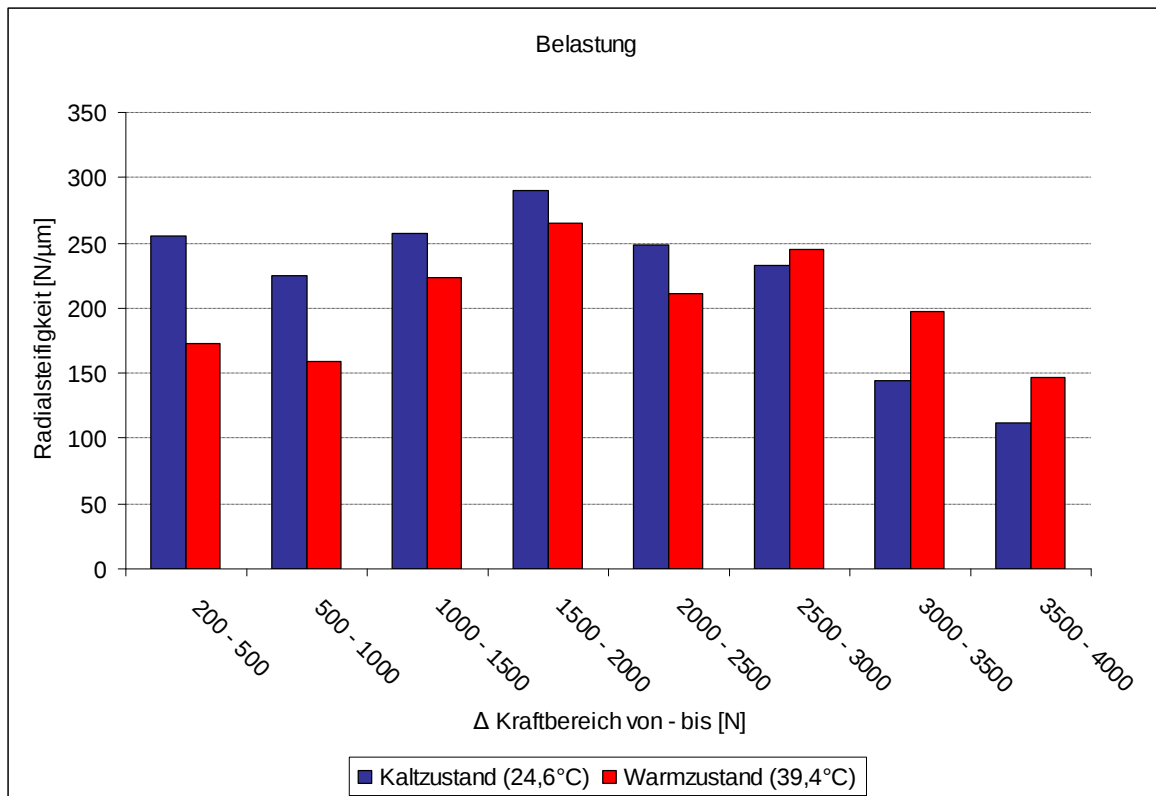


Bild 4.8 Änderungen der Radialsteifigkeit beim Kaltzustand und Warmzustand

Im bild 4.9 wird gezeigt Änderungen der Radialsteifigkeit bei den mehreren nacheinander gehenden Betriebszuständen. Durch diese Messungen kann auch nachgewiesen werden, dass die thermisch bedingten Änderungen der Radialsteifigkeit entlang des ganzen Kraftbereiches durch keine allgemein geltenden Regeln charakterisiert werden kann.

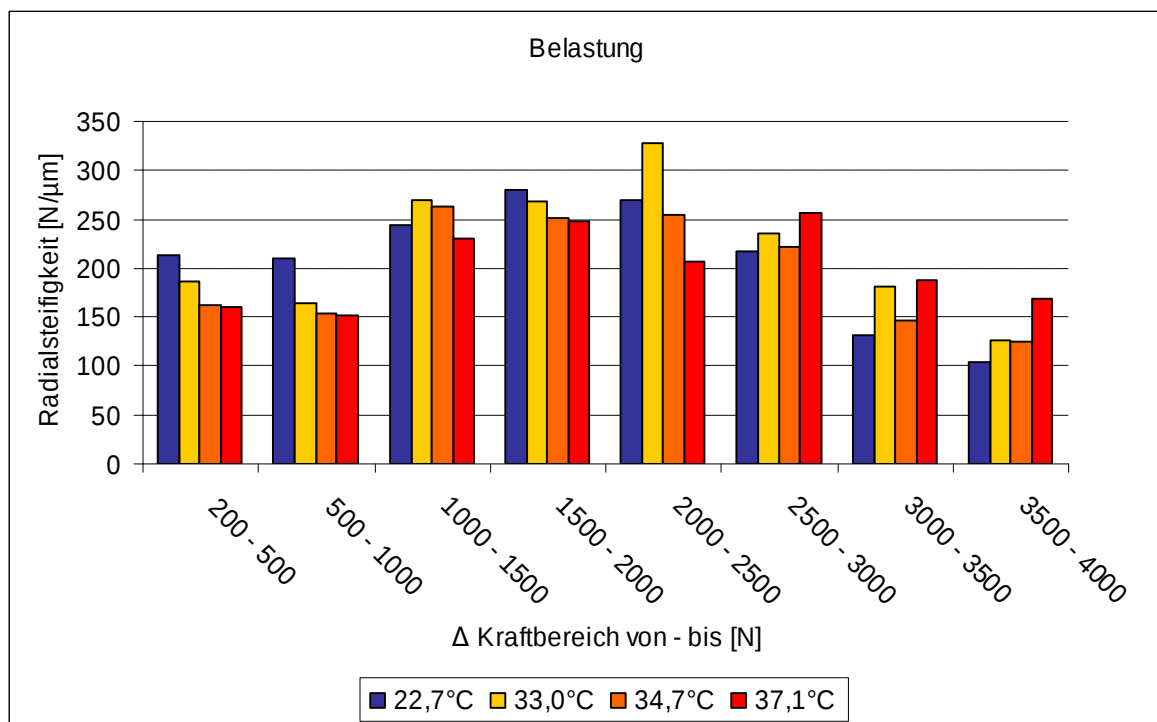


Bild 4.9 Änderungen der Radialsteifigkeit mit der steigenden Temperatur

Aus der Sicht bei der Fräsbearbeitung auftretenden Radialkräften ist interessant vor allem Verhalten der Motorspindel in Bereich der kleineren Kräfte. Aus den Angaben der Hersteller [18] ist zu entnehmen, dass die Dauerradialkraft die Grenze von 1,5 kN nicht überschreiten sollte. Wird von diesem Wert ausgegangen und die Radialsteifigkeit für diesen Bereich errechnet, werden folgende Ergebnisse gewonnen:

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta f} = \frac{1500 - 200}{f_{1500} - f_{200}} \quad [\text{N}/\mu\text{m}] \quad \text{gl. (1)}$$

c Radialsteifigkeit [N/μm]

ΔF ... Änderung der Kraft [N]

Δf Verformung [μm]

Messung Nr. 1				
Temperatur	23 °C	33 °C	34,7 °C	37,1 °C
Radialsteifigkeit	223 N/μm	200 N/μm	191 N/μm	177 N/μm

Tabelle 4.2 Änderung der Radialsteifigkeit bei den verschiedenen Betriebszuständen in Bezug auf den zulässigen Kraftbereich (Laut der Angaben der Hersteller)

5. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird experimentell untersucht, wie sich das statische Steifigkeit einer Motorspindel bei unterschiedlicher Betriebstemperatur ändert. Die gewonnenen Ergebnisse haben gezeigt, dass der Einfluss der Temperatur an das statische Verhalten auch bei den entsprechenden konstruktiven Gegenmaßnahmen immer von großer Bedeutung ist. Über die Änderung der Radialsteifigkeit in Abhängigkeit der Temperatur kann leider im ganzen Kraftbereich keine allgemein gültige Aussage getroffen werden. Zuerst im Bereich der kleineren Kräfte sinkt die Steifigkeit mit der Temperatur. Am anderen Ende des Kraftbereichs nimmt dagegen die Steifigkeit mit der Temperatur zu. Um diesen negativen Einfluss der Änderungen von der Temperatur zu kompensieren und somit die statische Steifigkeit konstant zu halten, sollten konstruktive Maßnahmen und/oder technischen Lösungen entworfen werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Siemens AG: SIMODRIVE ECS Motorspindel 2SP1, Projektierungshandbuch, Ausgabe 03/2007
- [2] Ramadan, K., B.: Methode zur Auslegung und dynamischen Optimierung von Hauptantrieben spanender Werkzeugmaschinen, Dissertation, Technische Universität Chemnitz, Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2000
- [3] www.cytecsystems.de/cytecsystems/german/index.htm
- [4] Weck, M.: Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnungen Band 2, Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2005