

Schnelldrehende Motorspindelsysteme  
mit  
Synchronreluktanzmotor und starrer Lageranstellung

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

**Markus Weber, M. Sc.**

aus Hameln

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Matthias Weigold  
Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Hans-Christian Möhring  
Tag der Einreichung: 30.04.2024  
Tag der mündlichen Prüfung: 27.06.2024



# Vorwort des Herausgebers

Motorspindelssysteme bilden für viele zerspanende Fertigungsprozesse, welche auf Hochgeschwindigkeits- oder Hochleistungsbearbeitung abzielen, die Kernkomponente in Werkzeugmaschinen als auch neuerdings in Anwendungsbereichen mit Industrierobotern. Motorspindeln wandeln durch den integrierten Elektromotor die bereitgestellte elektrische Energie in die für die Zerspanungsarbeit erforderliche mechanische Energie um. Die Forschungsarbeiten zu Motorspindelssystemen sind traditionell geprägt von der Zielsetzung stetiger Produktivitätssteigerungen und gleichermaßen kontinuierlicher Verbesserung in den erreichbaren Bearbeitungsqualitäten. Nun kommen im Zuge verstärkter Nachhaltigkeitszielsetzungen, Ziele des energieeffizienten Betriebs und der Materialsubstitution kritischer Rohstoffe hinzu. Bei der Entwicklung neuer Systeme bestehen hohe Anforderungen an die statische und dynamische Steifigkeit, eine hohe dynamische Rundlaufgenauigkeit und minimale Wellenverlagerungen im Betrieb, da diese Eigenschaften die Fertigungsgenauigkeit und Produktivität maßgeblich beeinflussen. Hinzu kommen neue Anforderungen an den Wirkungsgrad und die Kompaktheit der Systeme. An diesem Punkt setzt die vorliegende Dissertation von Herr Markus Weber auf. Das übergeordnete Ziel seiner Dissertation ist die Entwicklung eines Antriebssystems, welches diese Systemanforderungen in ein neuartiges Motorspindelssystem mit Synchronreluktanzantrieb und starrer Lageranstellung für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung ermöglicht.

Darmstadt, im Juni 2024

Prof. Dr.-Ing. Matthias Weigold



## Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen der TU Darmstadt. Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Weigold danke ich für die wissenschaftliche Betreuung und Diskussion der Arbeit. Auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring gilt mein Dank für die bereitwillige Übernahme des Korreferats und die fachlichen Anregungen.

Einen großen Anteil am Gelingen der Arbeit hatten die Partner im AiF ZIM-Projekt Dr. Gebert Technologie und Wälzlager GmbH, Herr Dr. Karl Gebert und Frau Gabriele Laugisch, sowie die Partner der ATE Antriebstechnik und Entwicklungs GmbH & Co. KG, Herr Stefan Heinz, Marco Laubenberger und Daniel Schindler.

Den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts danke ich für die stete Unterstützung bei der täglichen Arbeit. Angefangen beim Support, über die Buchhaltung hin zur IT und der Mechanischen Werkstatt. Für die vielen hilfreichen Ratschläge und Diskussionen rund um die Elektronikentwicklung der Telemetrieinheit zur rotorintegrierten Temperaturmessung und Messdatenerfassung gilt mein besonderer Dank dem ehemaligen Leiter der Elektronikwerkstatt Hans-Jürgen Hermann.

Darüber hinaus gilt mein Dank allen Kolleginnen und Kollegen, mit denen ich in Forschungsprojekten oder sonstigen Nebenaktivitäten zusammenarbeiten durfte. Besonders hervorheben möchte ich meinen langjährigen und sehr geschätzten Bürokollegen und Freund Florian Unterderweide. Ein großes Dankeschön geht ebenfalls an meine studentischen Hilfskräfte Patrick Fehn, Melvin Barreiro und Aaron Kappes für ihre aktive Unterstützung und Hilfsbereitschaft. Insbesondere möchte ich den ehemaligen Studenten Matthias Deffaa und Fuzhang He danken, die durch das Anfertigen ihrer Abschlussarbeiten in enger Abstimmung mit dem Betreuer zu vielen neuen Erkenntnissen beigetragen haben.

Ein herzliches Dankeschön gilt meiner Mutter Jutta Weber für Verbesserung des sprachlichen Stils. Für das Studium und meine Promotion gab mir meine Familie stets den nötigen Rückhalt und Ansporn. Es ist schön zu wissen, dass man mit euch immer einen festen Ankerpunkt hat und sich stets auf eure Unterstützung verlassen kann.

Der größte Dank gilt jedoch dir, Nora. Ohne deine Unterstützung, deine Geduld mit meiner Arbeit sowie beim Verbessern der Präsentation und insbe-

sondere den Verzicht von dir an vielen Wochenenden und Abenden wäre diese Arbeit so nicht möglich gewesen.

Nürnberg, im Juni 2024

Markus Weber

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>xi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Motivation</b>	<b>5</b>
2.1 Anspruchsvolle Fertigungstechnologien in der zerspanenden Metallbearbeitung . . . . .	5
2.2 Schäden in Motorspindeln vermeiden und Zuverlässigkeit erhöhen . . . . .	11
2.3 Energieeffiziente und ressourcenschonende Motorspindelssysteme	15
2.4 SynRM-Potenzial für eine alternative starre Lagergestaltung .	19
<b>3 Grundlagen, Stand der Wissenschaft und Technik</b>	<b>23</b>
3.1 Aufbau von Motorspindeln . . . . .	23
3.1.1 Allgemeine Anforderungen an Spindelwellen und Umbauteile . . . . .	24
3.1.2 Werkstoffe für Spindelwellen . . . . .	26
3.1.3 Lagerung von Spindelwellen . . . . .	31
3.1.4 Wälzlager - Aufbau und Betriebsverhalten . . . . .	32
3.1.5 Grundlegende Beschreibung zum Aufbau und Bewegungsverhalten von Wälzlagern . . . . .	36
3.1.6 Wälzlagerschmierung . . . . .	45
3.1.7 Lageranordnungen . . . . .	49
3.1.8 Lagerungsanordnung und Lageranstellung, Anstellungsverfahren . . . . .	54
3.2 Antriebssysteme für Motorspindeln . . . . .	60
3.2.1 Anforderungen an elektrische Antriebe für Motorspindeln	60
3.2.2 Auswahl elektrischer Antriebe für Motorspindeln . . .	61
3.2.3 Asynchronmotor . . . . .	64
3.2.4 Permanentmagneterregte Synchronmotoren . . . . .	66
3.2.5 Synchronreluktanzmotoren . . . . .	70
3.2.6 Zusammenfassung Stand der Technik Antriebssysteme und Synchronreluktanzmotor . . . . .	80
3.3 Elektrische Leistungsversorgung von Motorspindeln . . . . .	81

<b>4</b>	<b>Zielsetzung und Vorgehensweise</b>	<b>89</b>
4.1	Zielsetzung . . . . .	89
4.2	Lösungskonzeption und Aufgabenstellung . . . . .	90
4.2.1	Problemstellungen zur technischen Realisierbarkeit des angestrebten Motorspindel­systems . . . . .	90
4.2.2	Problemstellungen und Nachteile in Bezug auf Lösungs- ansätze nach Stand der Technik . . . . .	91
4.2.3	Lösungsansätze . . . . .	93
4.2.4	Aufgabenstellung . . . . .	95
4.3	Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit . . . . .	98
4.4	Anforderungsdefinition . . . . .	101
4.5	Erstellung des Designentwurfs . . . . .	101
4.5.1	Auswahl der Wälzlager . . . . .	103
4.5.2	Definition des Lastfalls . . . . .	105
4.5.3	Abschätzung der ersten biegekritischen Drehzahl des Designentwurfs . . . . .	106
4.5.4	Optimierung des Designentwurfs . . . . .	107
<b>5</b>	<b>Auslegung des Synchronreluktanzantriebs</b>	<b>111</b>
5.1	Einführung - Bezugssysteme und Modellbildung . . . . .	111
5.1.1	Bezugssysteme elektrischer Maschinen . . . . .	111
5.1.2	Modellgleichungen der SynRM . . . . .	112
5.1.3	Elektrische Verluste in SynRM . . . . .	114
5.2	Auslegungskriterien für SynRM . . . . .	118
5.3	Auslegungsmethodik für SynRM . . . . .	124
5.4	Analytische Berechnung des SynRM-Entwurfdesigns . . . . .	127
5.4.1	Eingangsdaten und Zielgrößen der Auslegung . . . . .	127
5.4.2	Vorstellung ausgewählter SynRM-Konfigurationen . . . . .	129
5.5	Numerische elektromagnetische Anpassung des Entwurfs . . . . .	134
5.6	Numerische mechanische Anpassung des Zieldesigns . . . . .	138
5.6.1	Auswahl des Blechwerkstoffs . . . . .	139
5.6.2	Maßnahmen im Rotorquerschnitt zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit . . . . .	140
5.6.3	Anpassung der Rotorgeometrie durch Radial- und Tan- gentialstege . . . . .	146
5.6.4	Simulation des Synchronreluktanzmotors zur Verlust- und Leistungsprognose . . . . .	149
5.7	Steigerung der Drehzahlfestigkeit des Rotorblechpakets . . . . .	154
5.7.1	Verguss der Flussperren . . . . .	155
5.7.2	Auslegung und Wirkung von Stützblechen . . . . .	156



5.7.3	Axiale Stäbe aus UHM-CFK . . . . .	158
5.7.4	Axialdruck - Bemessung der Vorspannkraft . . . . .	159
5.7.5	Axialdruck mittels Wellenmutter . . . . .	161
5.7.6	Axialdruck durch Stangen mit Verschraubung . . . . .	167
5.7.7	Einfluss der Welle-Nabe-Verbindung auf die Drehzahl- festigkeit . . . . .	170
5.7.8	Schleuderversuche zur experimentellen Validierung . .	179
<b>6</b>	<b>Auslegung des Spindel-Lager-Systems</b>	<b>191</b>
6.1	Vorauslegung . . . . .	191
6.1.1	Machbarkeitsanalyse . . . . .	191
6.1.2	Definition von Lastfällen . . . . .	193
6.1.3	Vorauslegung der Lagerstellen . . . . .	194
6.2	Qualifizierung des Werkstoffs Ni42 . . . . .	196
6.2.1	Anforderungen an die Randschichthärte der Spindelwelle	197
6.2.2	Verfahren zum Randschichthärten von Ni42 . . . . .	198
6.2.3	Härteprüfung von Materialproben aus Ni42 . . . . .	200
6.2.4	Fazit zur Qualifizierung von Ni42 als Spindelwellen- werkstoff . . . . .	202
6.3	Berechnung der starren Lageranstellung . . . . .	202
6.3.1	Modell der Motorspindel mit starrer Lagerung und SynRM	202
6.3.2	Berechnungen zur starr angestellten Lagerauslegung .	203
6.4	Simulative Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens	211
<b>7</b>	<b>Thermische Modellbildung des starren Spindel-Lager-Systems mit Synchronreluktanzantrieb</b>	<b>215</b>
7.1	Vorgehensweise zur numerischen thermischen Modellerstellung	215
7.2	Wärmequellen . . . . .	216
7.2.1	Elektrische Verluste des SynRM . . . . .	216
7.2.2	Lagerreibungsverluste . . . . .	217
7.2.3	Luftreibungsverluste . . . . .	219
7.3	Wärmesenken . . . . .	220
7.3.1	Wärmeabgabe an die Umgebung . . . . .	220
7.3.2	Wärmeabgabe durch Flüssigkeitskühlung . . . . .	221
7.4	Wärmeübertragung . . . . .	221
7.4.1	Wärmetransport in und zwischen Bauteilen . . . . .	221
7.4.2	Wärmeübergang in der Kühlhülse . . . . .	221
7.4.3	Wärmeübergang im Luftspalt . . . . .	222
7.4.4	Wärmeübergang in Wälzlagern . . . . .	222
7.5	Thermische Modellberechnungen . . . . .	224

7.6	Ergebnisse der numerischen Modellberechnungen . . . . .	226
7.6.1	Verlustaufteilung . . . . .	226
7.6.2	Stationäre Temperaturverteilung . . . . .	229
7.6.3	Lageranalyse . . . . .	230
<b>8</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>233</b>
8.1	Motorspindelprüfstand . . . . .	233
8.2	Identifikation der Motorparameter . . . . .	237
8.2.1	Experimentelle Vorgehensweise . . . . .	239
8.2.2	Identifizierte Induktivitäten . . . . .	239
8.3	Systemwirkungsgrad und Leistungsfaktor . . . . .	245
8.3.1	Experimentelle Vorgehensweise . . . . .	246
8.3.2	Ergebniskennfelder . . . . .	247
8.3.3	Aufteilung der Verlustanteile . . . . .	249
8.4	Thermisches Betriebsverhalten . . . . .	254
8.4.1	Experimentelle Vorgehensweise . . . . .	254
8.4.2	Thermisches Verhalten im Leerlauf . . . . .	256
8.4.3	Thermisches Verhalten unter Last . . . . .	260
8.5	Dynamisches Betriebsverhalten . . . . .	263
8.5.1	Rundlauf im Betrieb . . . . .	263
8.5.2	Frequenzganganalyse . . . . .	267
8.6	Fazit zu den experimentellen Untersuchungen . . . . .	269
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>275</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>281</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>315</b>
A.1	Berechnungen zum Einsatzpotenzial von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln . . . . .	315
A.2	Toleranzklassen und Passungswahl für schnelldrehende Motorspindeln . . . . .	316
A.3	Auslegung der elastischen Federvorspannkraft . . . . .	316
A.4	Analytisches Modell des Spindel-Lager-Systems . . . . .	321
A.5	Berechnungsablauf zur analytischen SynRM-Vorauslegung . . . . .	327
A.6	Statistische Versuchsplanung zur Auslegung optimierter SynRM-Rotoren . . . . .	329
A.7	Werkstoffdaten des Elektrobands NO20HS . . . . .	331
A.8	Werkstoffdaten der Spindelwellen . . . . .	333
A.9	Härtevergleichstabelle . . . . .	336

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Formelzeichen

Variable	Einheit	Bezeichnung
$a$	-	Anzahl paralleler Spulengruppen
$a_e$	m	Radiale Schnitttiefe, Eingriffsbreite
$a_p$	m	Axiale Schnitttiefe, Zustelltiefe
$A$	A/m	Strombelag
$A_m$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche im Eisenkreis
$A_{m(IR AR)}$	m <sup>2</sup>	Mittelwert der Kontaktflächen der beiden Lagerlaufbahnen am Innen- und Außenring
$A_{WR}$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche des Wuchtrings pro Pol
$A_{WM}$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche der Krafteinleitung durch die Wellenmutter pro Pol
$A_W$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche der Wand
$\hat{A}_1$	A/m	Grundwellenamplitude des Strombelags
$b_{seg}$	m	Breite der Eisensegmente zur Flussführung im SynRM-Rotor
$b_{th,i}$	$\sqrt{\frac{W}{m \cdot K} \cdot \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{J}{K}}$	Wärmeindringkoeffizient in Abh. vom Werkstoff i
$B$	Tesla [T]	magnetische Flussdichte
$\hat{B}$	T	Amplitude der Flussdichte
$B_{Fe}$	T	Flussdichte im Eisenkreis
$B_{rs}$	T	Flussdichte in den Abschnitten der Rotoreisensegmente
$B_{st}$	T	Flussdichte in den Statorzähnen
$B_{sy}$	T	Flussdichte in den Abschnitten des Statorjochs
$\hat{B}_\delta$	T	Amplitude der Luftspaltflussdichte
$\hat{B}_{\delta 1}$	T	Grundwellenamplitude der Flussdichte im Luftspalt
$c_f$	-	dimensionsloser Reibungswert in Abh. von der Reynoldszahl
$c_i$	J/K	Wärmekapazität in Abh. vom Werkstoff i

Variable	Einheit	Bezeichnung
$c_{KM}$	kJ/kgK	spezifische Wärmekapazität des Kühlmittel-Stoffgemisches
$C$	-	<i>Esson</i> 'sche Ausnutzungsziffer
$C_{Hy}$	W/kg	Hystereseverlustkoeffizient
$C_{Wb}$	W/kg	Wirbelstromverlustkoeffizient
$d$	m	Durchmesser, allgemein
$d$	-	Raumachse $d$ des rotorfesten dq-Koordinatensystems
$d_m$	m	mittlerer Lagerdurchmesser
$d'_m$	m	Teilkreisdurchmesser
$d_{R,i}$	m	Rotorinnendurchmesser
$d_{S,i}$	m	Statorinnendurchmesser
$D_B$	m	Wälzkörperdurchmesser
$D_h$	m	hydraulischer Durchmesser
$D_H$	m	Hülsendurchmesser des Spindelgehäuses
$D_P$	m	Teilkreisdurchmesser des Lagers
$D_{R,a}$	m	Rotoraußendurchmesser
$D_{S,a}$	m	Statoraußendurchmesser
$D_T$	m	Werkzeugdurchmesser
$D_W$	m	Spindelwellenaußendurchmesser
$D_{WM,a}$	m	Außendurchmesser der Wellenmutter
$e$	m	radiale Lagerluft
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$f$	Hertz [Hz]	Frequenz, allgemein
$f_0$	-	spezifischer Lagerbeiwert in Abh. vom Lager
$f_1$	-	spezifischer Lastbeiwert in Abh. vom Lager
$f_r$	Hz	Drehfrequenz des Rotorfelds (Asynchronmotor)
$f_{PWM}$	Hz	Taktfrequenz der Pulsweitenmodulation
$f_S$	Hz	Drehfrequenz des Statorfelds (Asynchronmotor)
$f_z$	m	Zahnvorschub
$F_a$	N	Axialkraft, allgemein
$F_r$	N	Radialkraft, allgemein
$F_{ax,WR}$	N	Axialkraft auf den Wuchtring pro Pol
$F_{F\_B}$	N	Fliehkraft auf den Wälzkörper
$F_{F\_IR}$	N	Fliehkraft auf den Lagerinnenring
$F_V$	N	Vorspannkraft
$h$	m	Gesamtlänge des Rotorpakets zur Berechnung des Massenträgheitsmoments
$h_{F,min}$	m	Minimale Breite der Flusssperrern
$h_s$	m	Höhe der Statornut
$h_{so}$	m	Höhe der Nutöffnung

Variable	Einheit	Bezeichnung
$h_y$	m	Höhe des Statorrückens (Stator-Joch)
$I$	Ampere [A]	elektrischer Strom, allgemein
$I_d, I_q$	A	Real- und Imaginärteil des komplexen Stromraumzeigers in rotorfesten (dq)-Koordinaten
$I_B$	$m^4$	Flächenträgheitsmoment der Kugel
$I_S$	A	Stator-Strangstrom
$I_{ZK}$	A	Zwischenkreisgleichstrom
$J$	$A/m^2$	Stromdichte
$J_{Nut}$	$A/m^2$	Nut-Stromdichte
$k$	N/m	Steifigkeit
$k_c$	$N/mm^2$	spezifische Schnittkraft
$k'_c$	-	CARTER-Faktor zur Beschreibung der effektiven aktiven Eisenlänge
$k_F$	-	Anzahl der Flusssperren
$k_w$	-	Wicklungsfaktor
$l_a$	m	Summe der Breite aller Flusssperren eines Pols der SynRM
$l_{Fe}$	m	(Netto-) Länge der aktiven Eisenteile
$l_m$	m	Länge des magnetischen Flusses im Eisen
$l_0$	m	Ausgangslänge
$\Delta l$	m	thermisch bedingte Längenänderung
$L$	Henry [H]	Induktivität allgemein
$L_d, L_q$	H	Real- und Imaginärteil des komplexen Raumzeigers der absoluten Induktivitäten in rotorfesten Koordinaten
$L_m$	H	Magnetisierungsinduktivität für einen Vollpol-Rotor
$L_{md}, L_{mq}$	H	Magnetisierungsinduktivitäten in der d- und q-Achse bei Modellierung der Eisenverluste
$L_{cq}$	H	Induktivitätsanteil der q-Achse der SynRM infolge zirkulierender Streuflüsse, Streuinduktivität
$L_{fq}$	H	Induktivitätsanteil der q-Achse der SynRM infolge des Flusses der durch die Flusssperren verläuft
$L_{Lager}$	$W/(m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit des Lagers
$m$	-	Strangzahl / Anzahl Phasen
$m$	kg	Masse
$m_f$	-	Verhältnis der PWM-Taktfrequenz zur Drehfeldfrequenz des Stators
$m_{Fe}$	kg	Masse elektromagnetisch aktiver Eisenbereiche zur Berechnung der Eisenverluste

Variable	Einheit	Bezeichnung
$M$	Nm	Drehmoment, allgemein
$M_0$	Nm	lastunabhängiges Drehmoment im Wälzlager
$M_1$	Nm	lastabhängiges Drehmoment im Wälzlager
$M_{el}$	Nm	Elektrisches Drehmoment des Elektromotors
$M_{Kreisel}$	Nm	Kreiselmoment
$M_L$	Nm	Lastmoment
$M_R$	Nm	Reibmoment
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_{\text{syn}}$	$\text{min}^{-1}$	Synchrondrehzahl
$n_B$	$\text{min}^{-1}$	Kugeldrehzahl um die Lagerdrehachse
$n_B^B$	$\text{min}^{-1}$	Kugeldrehzahl um den Kugelmittelpunkt
$n_{IR}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl des Lagerinnenrings um die Lagerdrehachse
$n_{\text{max}}$	Nm	maximale Drehzahl
$n_S$	-	Anzahl an Schrauben zum Aufbringen der Zusammenpresskraft
$N_S$	-	Strangwindungszahl der Statorwicklung
$Nu$	-	Nusselt-Zahl, allgemein
$P$	W	Wirkleistung, allgemein
$P_1$	N	dynamisch äquivalente Belastung
$P_{me}$	W	mechanische Leistung
$P_{me,el}$	W	mechanische, innere Leistung des Elektromotors
$P_{el}$	W	elektrische Wirkleistung
$P_{el,ZK}$	W	elektrische Wirkleistung des Gleichspannungs-Zwischenkreises
$P_S$	m	Gewindesteigung der Schrauben
$P_V$	W	Verlustleistung
$P_{V,el}$	W	elektrische Verlustleistung
$P_{V,Cu}$	W	Kupferverlustleistung, ohm'sche Verluste
$P_{V,Ex}$	W	Zusatzverlustleistung
$P_{V,Fe}$	W	Eisenverlustleistung
$P_{V,Fe,sp}$	W	spezifische Eisenverlustleistung
$P_{V,Hy}$	W	Hystereseverlustleistung
$P_{V,Lager}$	W	Lagerreibungsverlustleistung
$P_{V,Luft}$	W	Luftreibungsverlustleistung
$P_{V,Reib}$	W	Reibungsverlustleistung
$P_{V,Wb}$	W	Wirbelstromverlustleistung
$q$	-	Raumachse $q$ des rotorfesten dq-Koordinatensystems
$q$	-	Lochzahl (Anzahl Nuten je Pol und Strang)

Variable	Einheit	Bezeichnung
$Q_{OR}$	N	Normalkraft am Lageraußenring
$Q_{IR}$	N	Normalkraft am Lagerinnenring
$Q_S, Q_R$	-	Anzahl der Nuten im Stator bzw. Rotor
$\dot{Q}_{FK}$	W	Wärmestrom durch freie Konvektion
$\dot{Q}_{KM}$	W	Wärmestrom durch erzwungene Konvektion der Flüssigkeitskühlung
$\dot{Q}_S$	W	Wärmestrom durch Strahlung
$Q_W$	W	Wärmestrom durch Wärmeleitung
$r$	m	Radius, allgemein
$r_a$	m	Außenradius, allgemein
$r_i$	m	Innenradius, allgemein
$R_m$	A/Vs	magnetischer Widerstand, Reluktanz
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze
$R_S$	Ohm [ $\Omega$ ]	Stator-Strangwiderstand
$s$	-	Schlupf
$S$	W	Scheinleistung
$S_F$	-	Sicherheitsfaktor Zusammenpresskraft auf das Rotorpaket
$S_n$	-	Sicherheitsfaktor für die zu ertragende Maximaldrehzahl
$S_M$	-	Sicherheitsfaktor gegen Rutschen für das Drehmoment in der Welle-Nabe-Verbindung
$S_{SR}$	-	Sicherheitsfaktor für die Schraubenanzugs-kraft
$t$	s	Zeit
$T$	Celsius [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Temperatur, allgemein
$T_0$	$^{\circ}\text{C}$	Bezugstemperatur
$\Delta T$	$^{\circ}\text{C}$	Temperaturdifferenz, allgemein
$u_r$	m	radiale, drehzahlbedingte Aufdehnung
$U$	Volt [V]	elektrische Spannung, allgemein
$U_{a0}, U_{b0}, U_{c0}$	V	auf den Zwischenkreis-Nullpunkt bezogene Phasenspannungen
$U_d, U_q$	V	Real- und Imaginärteil des komplexen Spannungsraumzeigers in rotorfesten Koordinaten
$U_{\Delta}$	V	Vergleichsspannung für die PWM des Umrichters
$U_{\max}$	V	maximal zulässige Spannung (Spannungsgrenze)

Variable	Einheit	Bezeichnung
$U_R$	V	Spannungsabfall über dem Stator-Strangwiderstand
$U_{\text{Steuer}}$	V	Steuerspannung für die PWM des Umrichters
$U_{ZK}$	V	Zwischenkreisspannung
$U_\nu, U_{\text{ph-ph}}$	V	verkettete Spannung zwischen zwei Phasen
$v_B^I$	mm/s	Kugelumfangsgeschwindigkeit
$v_{B\_set}^I$	mm/s	Kugelsatzumfangsgeschwindigkeit
$v_b$	m/s	Bohrgeschwindigkeit
$v_f$	mm/min	Vorschubgeschwindigkeit
$v_g$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_r$	m/s	Rollgeschwindigkeit
$v_{sp}$	cm <sup>3</sup> /min/kW	spezifisches Zeitspanvolumen
$v_w$	m/s	Wälzgeschwindigkeit
$\dot{V}$	L/min	Volumenstrom des Kühlmittel-Stoffgemisches
$w_t$	m	Zahnbreite
$x_F$	-	Faktor für Flussperrenbreite
$X_R$	-	Verhältnis von Statorinnen- zu Statoraußenradius
$z$	-	Schneidenanzahl des Werkzeugs
$Z_p$	-	Polpaarzahl



## Griechische Formelzeichen

Variable	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	°	Druckwinkel, allgemein
$\alpha_b$	°	Winkel für abgewinkelte Flussperrengeometrie
$\alpha_0$	°	Nenndruckwinkel
$\alpha_{OR}$	°	Betriebsdruckwinkel am Lageraußenring
$\alpha_{IR}$	°	Betriebsdruckwinkel am Lagerinnenring
$\alpha_{Kühl}$	W/(m <sup>2</sup> · K)	Wärmeübergangskoeffizient in der Kühllülse
$\alpha_{Lager}$	W/(m <sup>2</sup> · K)	Wärmeübergangskoeffizient im Lager
$\alpha_{LS}$	W/(m <sup>2</sup> · K)	Wärmeübergangskoeffizient im Luftspalt
$\alpha_T$	10 <sup>-6</sup> · 1/K	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\alpha_{T_0}$	1/K	Temperaturkoeffizient
$\beta$		Offsetwinkel nach MOGHADDAM zur Flussperrenpositionierung
$\delta, \delta_{LS}$	m	Luftspaltweite
$\delta$	m	Wanddicke
$\delta_r$	m	radiale, thermisch bedingte Verschiebung
$\epsilon$	°	Wälzwinkel
$\epsilon$	m	Exzentrizität des Massenschwerpunkts der Spindelwelle von der Rotationsachse
$\epsilon$	m	mechanische Dehnung
$\epsilon$	-	dimensionsloser Emissionsgrad der Wärmestrahlung (0 - 1) in Prozent
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\eta_{el}$	-	innerer Wirkungsgrad des Elektromotors
$\eta_{CDM}$	-	Wirkungsgrad des Antriebsmoduls
$\eta_{PDS}$	-	Wirkungsgrad des Antriebssystems
$\theta$	°	Stromwinkel
$\theta_{el}$	rad	elektrischer Rotorwinkel
$\theta_p$	°	Stromwinkel
$\Theta_p$	kg · m <sup>2</sup>	polares Massenträgheitsmoment der Spindelwelle mit Rotor
$\Theta_{xx}, \Theta_{yy}, \Theta_{zz}$	kg · m <sup>2</sup>	Massenträgheitsmomente des SynRM-Rotors
$\kappa$	-	Schmiegun
$\lambda$	W/(m ·	Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	-	Reibungskoeffizient
$\mu$	H/m	magnetische Permeabilität
$\mu_0$	-	magnetische Feldkonstante
$\mu_0$	-	Haftreibungskoeffizient

Variable	Einheit	Bezeichnung
$\mu_r$	-	relative Permeabilität
$\mu_{rs}$	-	relative Permeabilitätszahl in den Abschnitten der Rotoreisensegmente
$\mu_{st}$	-	relative Permeabilitätszahl in den Statorzähnen
$\mu_{sy}$	-	relative Permeabilitätszahl in den Abschnitten des Statorjochs
$\nu$	-	Querkontraktionszahl
$\xi$	-	Verhältnis der Induktivität von Längsrichtung zur Querrichtung, auch Schenkligkeit oder engl. Saliency Ratio
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte, allgemein
$\rho_{KM}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Kühlmittel-Stoffgemisches
$\sigma$	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )	STEFAN-BOLTZMANN-Konstante
$\sigma$	N/mm <sup>2</sup>	mechanische Spannung
$\sigma_{ax,WM}$	N/mm <sup>2</sup>	Axialdruck durch die Wellenmutter pro Pol
$\sigma_{ax,WR}$	N/mm <sup>2</sup>	Axialdruck auf den Wuchtring pro Pol
$\sigma_V$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichsspannung nach VON MISES
$\varphi$	rad	Phasenwinkel
$\Phi$	Weber [Wb]	magnetischer Fluss
$\Psi_d, \Psi_q$	Wb	Real- und Imaginärteil des komplexen Raumzeigers vom verketteten Statorfluss in rotorfesten Koordinaten
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit, allgemein
$\omega_0$	rad/s	Resonanzfrequenz der Spindelwelle
$\omega_B$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers
$\omega_{el}$	rad/s	elektrische Winkelgeschwindigkeit
$\omega_{mech}$	rad/s	mechanische Winkelgeschwindigkeit
$\omega_{bohr}$	rad/s	Bohrwinkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers im Wälzkontakt
$\omega_{roll}$	rad/s	Rollwinkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers im Wälzkontakt
$\omega_{w\ddot{a}lz}$	rad/s	Wälzwinkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers im Wälzkontakt
$\Omega$	rad/s	Kreisfrequenz der Spindelwelle
$\tau_{AC}$	N/m <sup>2</sup>	spezifischer Drehschub
$\tau_p$	mm	Polteilung

## Symbole

<b>Symbol</b>	<b>Bezeichnung</b>
<	Einreihiges Schrägkugellager, linksseitige Abstützung
>	Schrägkugellager, rechtsseitige Abstützung
<<	Tandem-Paar Schrägkugellager, linksseitige Abstützung
>>	Tandem-Paar Schrägkugellager, rechtsseitige Abstützung
<>	O-Anordnung
><	X-Anordnung
~	Federanstellung
=	Zylinderrollenlager
–	Wellenabschnitt
( <i>M</i> )	integrierter Elektromotor



## Abkürzungen

16MnCr6	Einsatzstahl für den Maschinenbau mit chemischen Anteilen an Mangan und Chrom (1.7131)
ASM	Asynchronmotor
AC	Alternating Current bezeichnet einen elektrischen Kreis mit Wechselspannungsquelle
BMBF	Bundesministerium für Bildung und Forschung
BMWK	Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz
CAD	Computer Aided Design
CDM	Complete Drive Module, Antriebsmodul
CFK	Carbonfaserverstärker Kunststoff, kohlenstofffaser-verstärkter Kunststoff (CFRP - Carbon Fiber-Reinforced Plastic)
CNC	Computerized Numerical Control, rechnergestützte numerische Steuerung
DC	Direct Current bezeichnet einen elektrischen Kreis mit Gleichspannungsquelle
DLC	Diamond-Like Carbon-Beschichtung
DIN	Deutsches Institut für Normung
EHD-Theorie	Elastohydrodynamische Schmierung
E-Modul	Elastizitätsmodul
EP	erweitertes Produkt
FEM	Finite-Elemente-Methode, Finite-Elemente-Modell
FE-	Finite-Elemente-
HM	Härte nach Martens
HPC	High Performance Cutting, Hochleistungszerspanung
HRC	Härte nach Rockwell, Skala C (Cone=Kegel)
HS	High Strength
HSC	High Speed Cutting, Hochgeschwindigkeitszerspanung
HSK	Hohlschaftkegel
HSM	High Speed Machining, Hochgeschwindigkeitsbearbeitung
HV	Härte nach Vickers
IGBT	Insulated-Gate-Bipolar-Transistor
IPMSM	permanentmagneterregte Synchronmaschine(n) mit vergrabenen bzw. innenliegenden Magneten (Interior Permanent Magnet Synchronous Machine)
ISO	International Organization for Standardization
KSS	Kühlschmierstoff
L	Lager
LS1	Lagersitz 1, vorne
LS2	Lagersitz 2, hinten
MOSFET	Metall-Isolator-Halbleiter-Feldeffekttransistoren

---

MPF	Maximum Power Factor, Maximaler Leistungsfaktor
MRCT	Maximum Rate of Change of Torque Control, Maximale Drehmoment-Änderungsrate
MSP	Motorspindel
MTPA	Maximum Torque per Ampere, Maximales Drehmoment pro Ampere
MTPV	Maximum Torque per Volt, Maximales Drehmoment pro Volt
NdFe	Neodym-Eisen-Magnet
Ni42	Eisenlegierung mit 42 % Nickelanteil (1.3917), Ausdehnungslegierung mit geringer Wärmeausdehnung, Handelsnamen: Alloy42, Invar42
PDS	Power Drive System, Antriebssystem
PEEK	Polyetheretherketon
PM	Permanentmagnet
PMASynRM	Permanentmagnetunterstützte Synchronreluktanzmaschine(n) / permanentmagnetunterstützter Synchronreluktanzmotor(en)
PMSM	Permanentmagneterregter Synchronmotor
PTFE	Polytetrafluorethylen
PVD	Physical Vapour Deposition, Beschichtungsverfahren nach der physikalischen Gasphasenabscheidung
PWM	Pulsweitenmodulation
SK	Steilkegel
SRM	Switched Reluctance Motor
SM	Synchronmaschine(n) / Synchronmotor(en) permanentmagneterregte Synchronmaschine(n) mit
SPMSM	Oberflächenmagneten (Surface Mounted Permanent Magnet Synchronous Machine)
SiC	Silizium-Carbid
SynRM	Synchronreluktanzmaschine(n) / Synchronreluktanzmotor(en)
TCP	Tool Center Point, Werkzeugmittelpunkt
VDW	Verein Deutscher Werkzeugmaschinen e. V.
WZM	Werkzeugmaschine

# 1 Einleitung

Motorspindeln sind die Kernkomponente einer Werkzeugmaschine. Sie unterliegen im Betrieb einem multiphysikalischen Belastungskollektiv aus statischen und dynamischen Kräften und Momenten, thermischer Erwärmung und elektrischer Leistungsversorgung. Über die Auslegung, Konstruktion, Fertigung und Montage muss den Anforderungen an das antriebsintegrierte Spindel-Lager-System entsprochen werden. Von zentraler Bedeutung ist die Anforderung an die Zuverlässigkeit der Lagerung im Betrieb die Rundlaufgenauigkeit im Bereich von  $2\ \mu\text{m}$  bis  $3\ \mu\text{m}$  bei einer Betriebsstundenzahl von bis zu 30000 Stunden [Khon01] zu gewährleisten. Die kontinuierliche Forschung und Entwicklung neuartiger Motorspindelssysteme ist geprägt von der stetigen Anforderung an Produktivitätssteigerungen bei gleichbleibender oder zunehmender Bearbeitungsqualität in der Zerspanung. Jedoch wandelt sich das Qualität-Kosten-Zeit-Dreieck zu einem Viereck unter dem Aspekt der Nachhaltigkeit. Dies geht mit der Anforderung an die Produktionstechnologie einher, einen Beitrag zur klimaneutralen Produktion unter Einbeziehung des gesamten Produktlebenszyklus zu leisten. Damit verbunden ist auch der Umbruch in der Antriebstechnologie von Fahrzeugsystemen mit Verbrennungskraftmaschinen hin zu elektrisch angetriebenen Antriebswellen. Die EU sieht ein Verbot von Verbrennern bis zum Jahr 2030 vor, um die  $\text{CO}_2$ -Äquivalente-Emissionen im Verkehrssektor zu senken. Im Jahr 2030 wird ein Anteil der rein elektrischen Antriebe von 22 % erwartet [Walt22]. Die Zerspanungsanteile aufgrund geringerer Bauteileanzahl und Downsizing-Aktivitäten nehmen durch Umstellung der Fahrzeugkonzepte zwischen 23 % bis 33 % ab und die Zerspanhauptzeiten sind um bis zu 72 % verringert [Abel09]. Die Anforderungen an eine Hochgeschwindigkeitsbearbeitung nehmen zu. Als Beispiel sind Bauteile aus Aluminium-Druckguss für Elektro- und Hybridfahrzeuge zu nennen. Aufgrund der Leichtbau- und Fertigungseigenschaften von Aluminium sind deren Anteile im Fahrzeug gewachsen. So fertigen Automobilzulieferer Gehäuse für Elektromotoren, Strukturbauteile und Batteriewannen im Aluminium-Druckgussverfahren mit anschließender zerspanender Nachbearbeitung mittels CNC-Bearbeitungszentren mit bis zu Fünf-Achs-Doppelspindler im Drei-Schicht-Betrieb [Gies17], [GF C22]. Die Anforderungen sind geringe Fertigungskosten und hohe Bearbeitungsqualitäten, welche durch eine hohe Zerspanleistung resultierend aus einer hohen Spindeldrehzahl erzielt werden. Charakteristisch für die Hochgeschwindigkeitsbearbei-

tung sind hohe Schnittgeschwindigkeiten. Für Aluminium-Legierungen ist der HSC-Bereich zwischen mehr als 1000 m/min und weniger als 10 000 m/min definiert [Schu96]. Typische Zerspanungsaufgaben am Elektro-Statorgehäuse sind das Überfräsen der Dichtflächen, das Fertigen von Bohrungen und Gewindeschneiden sowie die Fertigbearbeitung der Lagersitze und Statorbohrung. Hierfür entwickelte Werkzeugsysteme sind zum Teil sehr schwer und senken die biegekritische Eigenfrequenz von Motorspindeln bis in den Betriebsdrehzahlbereich ab. In der Abbildung 1.1 sind beispielhafte Komponenten und ein modernes Fertigungszellensystem dargestellt.

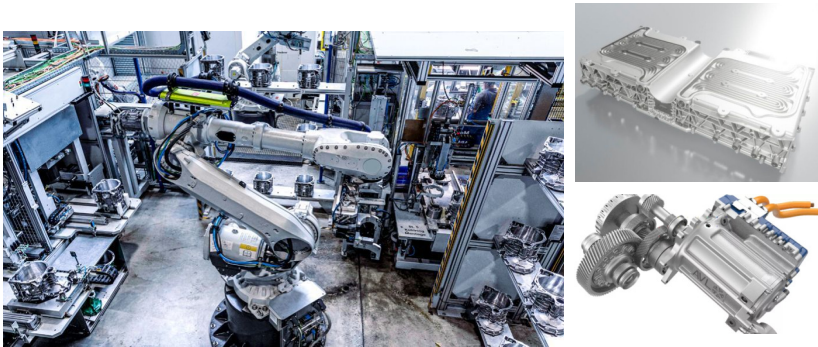


Abbildung 1.1: Modernes Fertigungssystem für Komponenten der Elektromobilität - hier Batteriewanne und Statorgehäuse, Bildquellen:[GF C22], [Deim19]

Für Druckguss-Maschinen sind entsprechende Werkzeuge aus hochfesten Warmarbeitsstählen wie X40CrMoV5-1 (1.2344) oder Sonderwerkstoffen aus Hartmetallen wie im Presswerkzeugbau zu fertigen. An Formwerkzeuge in der Automobilindustrie werden hohe Anforderungen an die Oberflächenqualität bei geringen Fertigungszeiten gestellt [Abel17b], [Abel17a]. Gegenüber der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung steht die Hochleistungszerspanung, welche sich durch hohe Zeitspanvolumina bei hohen Schnittkräften für die Schruppbearbeitung auszeichnet. Zur Bearbeitung schwer zerspanbarer Werkstoffe kommen typischerweise Motorspindeln mit hohem Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen und gegenüber der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung erhöhten Zahnvorschüben zum Einsatz [Erke09]. Hochdynamische Frässtrategien, wie das trochoidale oder zirkulare Fräsen, ermöglichen heute auf dynamischen 5-Achs-Bearbeitungszentren ebenso eine Volumenzerspanung. Dabei wird die Antriebsleistung des Spindel systems resultierend aus Drehmoment und hoher



Drehzahl sowie die axiale Steifigkeit voll ausgenutzt. Die moderne Fertigungstechnik ist gekennzeichnet von den Entwicklungen in der Elektromobilität und Bedarf schnelldrehender ( $> 20\,000$  U/min), energieeffizienter Motorspindelssysteme in steifer, kompakter Bauweise mit hoher Rundlaufgenauigkeit, geringen thermischen Verlagerungen und hoher Zuverlässigkeit. In dieser Dissertation wird ein System entwickelt und experimentell untersucht, welches diese Systemanforderungen in ein neuartiges Motorspindelssystem mit Synchronreluktanzantrieb und starrer Lageranstellung für die Hochdrehzahlanwendung überführt. Es wird die Forschungsfrage gestellt, ob dieses integrierte Lösungskonzept die multiplen Anforderungen in einem Motorspindelssystem erfüllen und einen Beitrag zur Steigerung der Energieeffizienz leisten kann.



## 2 Motivation

Die Motivation für diese Arbeit lässt sich in drei wesentliche Bereiche gliedern. Die Anforderungen an Motorspindelssysteme sind geprägt von modernen Fertigungstechnologien, angestrebten Qualitätsverbesserungen und Nachhaltigkeitsaspekten.

### 2.1 Anspruchsvolle Fertigungstechnologien in der zerspanenden Metallbearbeitung

Zur Steigerung der Produktivität bei gleichbleibenden oder gar zunehmenden Qualitätsanforderungen sind Weiterentwicklungen der Fräsebahnen (z.B. Trochoidales Fräsen kombiniert mit der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung), der Bahnprogrammierung (Interpolationstakt der CNC-Steuerung von 1 ms bis 4 ms) hin zu hochdynamisch verfahrbaren Maschinenstrukturen zu beobachten. Mit dem trochoidalen oder zirkularen Fräsen ist die Hochleistungszerspanung mit den Charakteristiken der Hochgeschwindigkeitszerspanung möglich.

Die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung oder Hochgeschwindigkeitszerspanung (engl.: *High Speed Machining (HSM)* oder *High Speed Cutting (HSC)*) ist seit den 90er Jahren bekannt. Getrieben durch performante speicherprogrammierbare Steuerungen und motorintegrierte Spindel-Lager-Systeme sind dynamisch verfahrbare Linearachsen bei gleichzeitig hohen Drehzahlen verfügbar [Schu92; Schu96]. Für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung ist die Erkenntnis von Bedeutung, dass die thermo-mechanische Interaktion an der Werkzeugschneide mit zunehmender Schnittgeschwindigkeit einen Scheitelwert erreicht und bei weiterer Steigerung die Erwärmung an der Schneide wieder rückläufig ist [Schu96]. Als Konsequenz lassen sich hohe Zeitspanvolumina durch Erhöhung der Schnittgeschwindigkeit anstatt der Erhöhung der Spannungsdicke erzielen. Der Vorteil ist eine hohe Fertigungsgenauigkeit, verringerte Spandicken und daraus resultierend geringere Zerspankräfte [Kauf87]. Die Werkzeugbelastung ist geringer und mit ihr verbunden die Belastung für die Spindellager [Gebe96]. Das Verfahren lässt sich sowohl für das Konturfräsen (Eckfräsen oder auch Besäumen), Schruppen und Schlichten anwenden, als auch mit dem modernen zirkularen Fräsen für hohe Hauptzeiten und Ferti-

gungsgenauigkeiten bei geringen Schnittkräften kombinieren.

Kauffeld beschreibt die Bedeutung der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung für Aluminiumlegierungen in der Automobilindustrie und befasst sich mit den Einflussgrößen auf den Fräsprozess bei der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung von dünnwandigen Gusswerkstücken aus Leichtmetall-Legierungen [Kauf87]. Fiedler untersucht die Schwingungsanfälligkeit des Systems Maschinenspindel-Werkzeug-Werkstück für eine prozessstabile HSC-Bearbeitung von Aluminium-Knetlegierungen im Anwendungsbereich der Luftfahrt für Strukturintegralbauteile [Fied03]. Ziel der Untersuchungen ist es, die Auswirkung der mit hohen Drehzahlen einhergehenden proportional höheren Zahneingriffsfrequenzen auf das erzwungene (Unwuchtkräfte) und selbsterregte (regeneratives Rattern) Schwingverhalten durch im Prozess durchgeführte Systemidentifikation und daraufhin abgeleitete Stabilitätskarten vorherzusagen. Erzwungene Schwingungen und Prozessinstabilitäten hoher Schwingungsamplituden entstehen in Frequenzbereichen der Eigenfrequenzen des Spindel-Werkzeugsystems, weshalb die Eigenfrequenzen des Spindellager-Systems für eine unterkritische Bearbeitung möglichst hoch liegen sollten [Fied03].

Das trochoidale oder zirkulare Fräsen ist die Überlagerung der Vorschubbewegung mit einer Kreisbewegung. Es ist gegenüber dem konventionellen Fräsen mit charakteristisch großen Werkzeugeingriffswinkeln und kontinuierlichem Zahneingriff vorteilhaft. Die Zerspankräfte sind gering und hohe Werkzeugstandzeiten bei gleichzeitig hohen Zeitspanvolumina aufgrund hoher axialer Schnitttiefen sind erzielbar [Mein09]. In [Webe17b] untersucht *Weber* die Auswirkung des trochoidalen Fräsens im Vergleich zum linearen Fräsen auf die statische und dynamische Wälzlagerbelastung anhand einer Mehrkörpersimulation der Motorspindel auf Basis von messtechnisch ermittelten Zerspankräften für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung von hochfester Aluminiumlegierung EN AW 7075-T6. Es zeigt sich, dass die axialen Schnitttiefen bis zu  $2 \cdot D_T$  von Schaftfräsern bei einer Schnittgeschwindigkeit von  $v_c = 1000 \text{ m/min}$  im durchgeführten Vergleich zum höchsten Zeitspanvolumen und geringsten radialen Zerspankräften führen. Jedoch wird die Motorspindel axial in Höhe der Vorspannkraft stark belastet, was sich in maximaler Lagerbeanspruchung bis  $2000 \text{ N/mm}^2$  äußert. Insgesamt kann die Zerspanleistung hin zu höheren Spindeldrehzahlen und geringeren Drehmomenten maximiert werden. Das verwendete Spindelsystem erfordert hierfür eine S1-Leistung bis  $17 \text{ kW}$  und maximaler Drehzahl bis  $20000 \text{ U/min}$ . Für die trochoidale Anwendung ist die Vorspannung der Motorspindellagerung in O-Anordnung so zu bemessen,

dass die elastische Federanstellung für eine nahezu konstante Vorspannung des zweiten Lagers sorgt und im prozessnahen, ersten Lager die Vorspannung aufgrund der hohen Axialkraft nicht verloren geht.

Für die Bearbeitung von Freiformflächen und Hinterschnitten in komplexen Werkstückgeometrien kommen mehrachsige Maschinenstrukturen mit dynamischer Mehrachs-Simultan-CNC-Steuerung zum Einsatz. Damit lassen sich mehrere Achsen zeitlich synchronisiert dynamisch positionieren. Neben der 5-achsigen Bauweise von klassischen Werkzeugmaschinen, bspw. mit Fahrständer oder Gantry-Bauweise mit Schwenk- und Drehtisch, kommen Bearbeitungszentren mit Schwenk-Fräskopf-Spindeln oder das Zerspanen mit Industrierobotern zum Einsatz (siehe Abbildung 2.1). An die Achskinematik von Werkzeugmaschinen angelehnt existieren Robotersysteme, bei denen die sechste Achse des standardisierten Industrieroboters eliminiert und die Motorspindel direkt in die Roboterhand integriert wird [Abel07b].

Der Anteil der Industrieroboter an industriellen Prozessen stieg um 22 % gegenüber 2018 auf ein Allzeithoch von jährlich 517 385 Neuinstallationen [IFR 22]. Bis 2025 wird eine jährliche Zunahme um 7 % erwartet. Die Anzahl für die Zerspanung angewendeter Robotersysteme lag gemessen an der Gesamtzahl installierter Industrieroboter von ca. 304 000 im Jahr 2016 bei 1,4 % [Ver19]. Die Anzahl an Neuinstallationen im Bereich „Processing“ liegt im Jahr 2021 bei 7000 Stück. Kommerziell am Markt angebotene Systeme sind - neben speziell aus Forschungsprojekten entwickelte Systeme - der ABB IRB 6660 [ABB 20], KUKA FORTEC 500 [KUKA20] und STÄUBLI TX200L HSM [Stäu20]. Sie kommen in der Metallbearbeitung für das Anfasen, Tieflochbohren, Fräsen, Schleifen, Besäumen und Entgraten zum Einsatz [Baie20]. Darüber hinaus werden sie zur Bearbeitung von leicht zerspanbaren Materialien, wie z.B. Naturstein, Holz und faserverstärkte Kunststoffe genutzt. Der Einsatz von Industrierobotern in der Zerspanung ist vor dem Hintergrund der um zwei Drittel geringeren Investitionskosten gegenüber Werkzeugmaschinen und der hohen Flexibilität und Größe des Arbeitsraumes von Interesse [Hähn20].

Die Motorspindel als Endeffektor besitzt eine im Vergleich zum Industrieroboter höhere statische Steifigkeit in den Raumrichtungen um den Faktor 100 bis 1000 [Weig08; Baie20]. Die dynamische Nachgiebigkeit variiert mit der Achsstellung des Roboters im Arbeitsraum. Die Eigenfrequenzen sind darüber hinaus besonders abhängig vom Rotorfabrikat und der Masse des Endeffektors. Sie liegen nach WEIGOLD für einen REIS RV 130 HSC im Bereich von 10,4 Hz bis 58,9 Hz [Weig08]. Geringe Drehzahlen bis ca. 4000 U/min

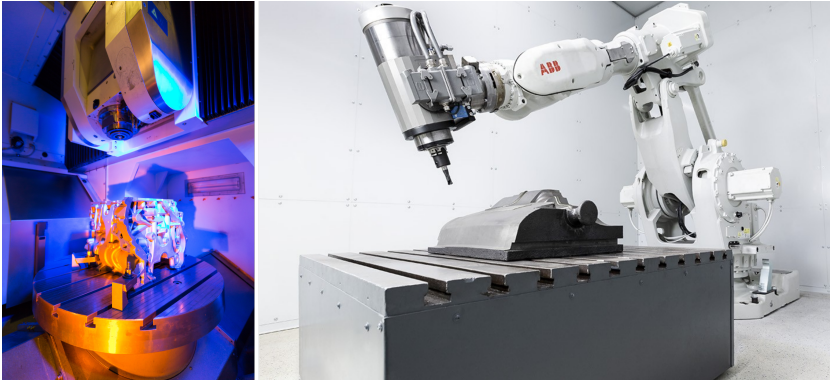


Abbildung 2.1: Dynamische Bearbeitungssysteme mit schwenkbaren Motorspindeln, Bildquellen: PTW TU Darmstadt

regen die Roboterstruktur mit der 1. Ordnung infolge der Unwucht zu Betriebsschwingungen an. Im Bearbeitungsprozess in Wechselwirkung mit dem Werkstoff treten selbsterregte Schwingungen infolge der Zahneingriffsfrequenz als Rattern auf. Für schwerzerspanbare Werkstoffe wie Titanlegierungen im Luftfahrtbereich werden hohe Drehzahlen empfohlen [Cord19]. Für Aluminiumlegierungen verwenden die Autoren hingegen niedrigere Drehzahlen. Nach WEIGOLD bietet die Hochgeschwindigkeitszerspannung Vorteile für die Anwendung mit Industrierobotern. Durch die hohen Schnittgeschwindigkeiten resultieren geringe spezifische Schnittkräfte, was zu einer verminderten Werkzeugabdrängung führt [Weig08]. In [Ehm16] werden die systematischen und stochastischen Einflussgrößen auf die Positionier- und Bahngenauigkeit aufgeführt – darunter auch die des Endeffektors. Für die Anwendung der Motorspindel als Endeffektor sind die Rundlaufgenauigkeit, Unwucht, statische und dynamische Nachgiebigkeit sowie die thermischen Einflüsse von hoher Bedeutung.

Hohe Massenträgheiten, bedingt durch den Endeffektor und die Auskrantung des Achssystems, reduzieren die Achsdynamik. Allerdings erfordern sie je nach Achse eine harte oder weiche Reglerparametrierung zur Achspositionierung und Minderung der Schwingungsanfälligkeit [Hähn20, S. 99–102]. Eine harte Reglerparametrierung kann hohe Stellströme in den Roboterachsen zur Folge haben, wodurch Stromwärmeverluste zu thermischen Positionsfehlern führen können. In [Möll19] und [Schn16] wird die Kompensation von thermisch bedingten Positionsfehlern auf die Positioniergenauigkeit von Industrierobotern

untersucht. Eine Übersicht zu verwendeten Schnittparametern für Fräsbearbeitungen und abgeschätzten Spindelleistungen aus den Arbeiten von WEIGOLD [Weig08], HÄHN [Hähn20], BAIER [Baie20] gibt Tabelle 2.1. Die Werte sind im Vergleich zur Bearbeitung mit Werkzeugmaschinen sehr gering, was auf die hohe Nachgiebigkeit der Parallelkinematik des Industrieroboters KUKA KR 300 R2500 ultra zurückzuführen ist, um Bearbeitungsgenauigkeiten bis zu 0,1 mm Abweichung erzielen zu können [Hähn20]. HÄHN und BAIER verwenden für ihre Zerspanungsversuche als Endeffektor eine Motorspindel der FRANZ KESSLER GmbH mit einem 27 kW Synchronmotor im S1-Betrieb und maximaler Drehzahl von 28 000 U/min. WEIGOLD verwendet für seine spanenden Untersuchungen eine Modifikation des sechsachsigen Vertikalknickarmroboters RV130 der Firma REIS ROBOTICS (RV130HSC). Die Motorspindel ist vom Typ SD 4084 der PRECISE PRÄZISIONSPINDELN GmbH mit einer maximalen Drehzahl von 40 000 U/min, einem S1-Antriebsmoment von 2 Nm und einer S1-Antriebsleistung von 5,5 kW [Weig08].

Tabelle 2.1: Leistungsanforderung an Motorspindeln für die Zerspanung mit Industrierobotern

	WEIGOLD	HÄHN	BAIER	BAIER	BAIER	BAIER
<b>Werkstoff</b>	EN AW- 2017 A	EN AW- 2017 A	Inconel 718 (Ni- Basis)	Invar 36 (Fe- Basis)	Hartmetall Duramat ProGen 6-09	Stahlguss S 235 JR
<b>Anwendung</b>	Auto- mobil- bau	Luft- fahrt	Luftfahrt	Luftfahrt	Formen- bau	Formen- bau
<b>Drehzahl <math>n</math> in U/min</b>	30 000	13 000	1275	2800	1590	1590
<b>Durchmesser <math>D_T</math> in mm</b>	16	16	10	10	12	12
<b>Zähnezahl <math>z</math></b>	2	3	4	4	4	4
<b>Vorschub <math>v_f</math> in mm/min</b>	8000	400	300	105	60	60
<b>Schnitttiefe <math>a_p</math> in mm</b>	2	8,5	0,3	0,5	1,4	1,4
<b>Schnittbreite <math>a_e</math> in mm</b>	16	16	3,5	0,3	12	12
<b>Drehmoment <math>M_L</math> in Nm</b>	1,64	1,53	1,73	0,01	1,69	0,44
<b>Leistung <math>P_{el}</math> in kW</b>	5,15	2,08	0,23	0,003	0,28	0,07

Fräsköpfe sind am Z-Verfahrenschlitten montierte Dreh-Schwenk-Systeme zur Aufnahme und Führung von Motorspindeln im Arbeitsraum von Werkzeugmaschinen mit integrierter Medienzuführung zur Schmierung und Kühlung. Damit führt die Motorspindel die Drehbewegung der 4. Achse und zeitgleich die Schwenkbewegung der 5. Achse zusätzlich zu den drei Linearbewegungen aus. In der Folge resultieren dynamische Kräfte auf die Lagerung und drehzahlabhängige, rückstellende Kreismomente infolge gyroskopischer Effekte [Gasc02]. In den Fertigungsbereichen des Flugzeug- und Fahrzeugbaus kommen Fräsköpfe u. a. für die HSC-Bearbeitung großer Werkstücke aus Aluminium zum Einsatz. Anforderungen an Fräsköpfe als auch an Motorspindel-systeme in diesem Bereich sind die Kompaktheit, hohe Struktursteifigkeit mit hohen Dämpfungseigenschaften und hohe Genauigkeit durch spielfreie Antriebe [Tram23]. Problematisch wirken sich insbesondere die Erwärmung und die axiale und radiale Verlagerung aufgrund des vorhandenen radialen Führungsspiels und die unter Drehzahl erweichende Federanstellung im Loslager (engl.: *Ball Bearing Softening Effect*) auf die Positioniergenauigkeit des Werkzeugmittelpunkts (engl.: *Tool Center Point (TCP)*) seitens der Motorspindel aus. Beispiele für am Markt verfügbare Spindel-systeme zur Anwendung in dynamischen Bearbeitungsmaschinen sind die HCS 170 - 28000/42 von GMN PAUL MÜLLER INDUSTRIE GmbH & Co. KG [GMN 23b] und MFW-1709/24 von FISCHER SPINDLE GROUP AG [Fisc23]. Die technischen Leistungsdaten der Spindeln sind in Tabelle 2.2 gegenübergestellt. Die Verläufe von Drehmoment und Leistung über der Drehzahl sind in Abbildung 2.2 dargestellt.

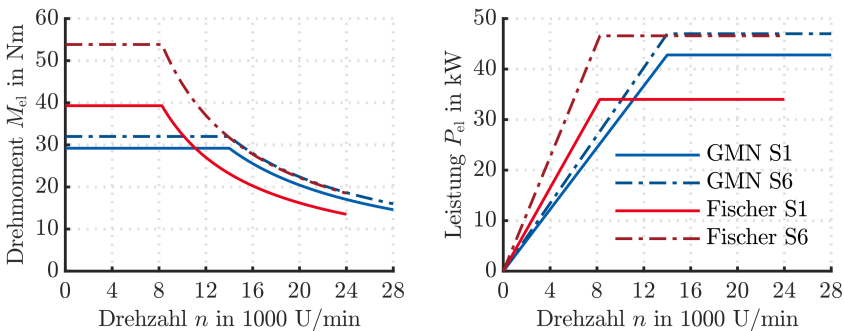


Abbildung 2.2: Drehzahl-Drehmoment- und Drehzahl-Leistungs-Diagramm der Motorspindeln von GMN und FISCHER für Dreh-Schwenk-Fräskopf-anwendungen



Tabelle 2.2: Technische Leistungsdaten beispielhafter Motorspindeln für die Anwendung in Dreh-Schwenk-Fräsköpfen nach [Tram23]

	FISCHER MFW-1709/24	GMN HCS 170 28000/42
<b>Leistung S1, <math>P_{el}</math> in kW</b>	34,0	42,8
<b>Max. Drehzahl, <math>n_{max}</math> in U/min</b>	24 000	28 000
<b>Drehmoment S1, <math>M_{el}</math> in Nm</b>	39,3	29,2
<b>Werkzeugschnittstelle</b>	HSK-A63	HSK-A63
<b>Hülsendurchmesser, <math>D_H</math> in mm</b>	170	170
<b>Motorart</b>	PM-Synchronmotor	PM-Synchronmotor
<b>Lagerschmierung</b>	Fett	Öl-Luft oder Fett ( $n_{max}$ reduz.)

Zusammenfassend sind Spindelsysteme für eine hohe Achsdynamik kompakt und leicht auszuführen. Andererseits sollte eine ausreichend hohe Masse und Dämpfung vorliegen, um die Eigenfrequenzen und Schwingamplituden des dynamisch bewegten Dreh-Schwenk-Systems niedrig zu halten. Die Eigenfrequenzen des Motorspindelnsystems hingegen sollten möglichst hoch sein, um einen großen nutzbaren Betriebsdrehzahlbereich dazwischen zu erzielen. Verlustarme Spindelsysteme bieten zusätzlich den Vorteil einer geringen thermischen Verlagerung.

## 2.2 Schäden in Motorspindeln vermeiden und Zuverlässigkeit erhöhen

Die Lagerung in Motorspindeln ist im Betrieb einem Belastungskollektiv ausgesetzt, das abhängig ist von den Bearbeitungskräften, Fliehkräften und thermischen Einflüssen. Die Erweiterung des Kenntnisstands über die genauen Zusammenhänge und Auswirkungen der während der Fräsbearbeitung auftretenden Gesamtbelastung auf die Spindellagerung ist nach wie vor Gegenstand der Forschung. Als Beispiel sei das Projekt *DynaLast* genannt [Brec20]. Dieses Wissen ist entscheidend für die Lagerauslegung und damit für die Konstruktion der Motorspindel und deren Zuverlässigkeit zur Erreichung einer

hohen Anzahl an Betriebsstunden [Krei08]. Kritische Lagerzustände können im Voraus abgeschätzt, Wartungsintervalle der Motorspindel besser geplant und Schäden vermieden werden. Dass die Systemkomponente Motorspindel einer Werkzeugmaschine wartungsintensiv ist, wurde anhand einer Studie von rund 400 verbaute Spindeln in Bearbeitungszentren nachgewiesen [Abel06]. So sind die Spindellager als besonders anfällig für Systemausfälle identifiziert worden (siehe Abbildung 2.3).

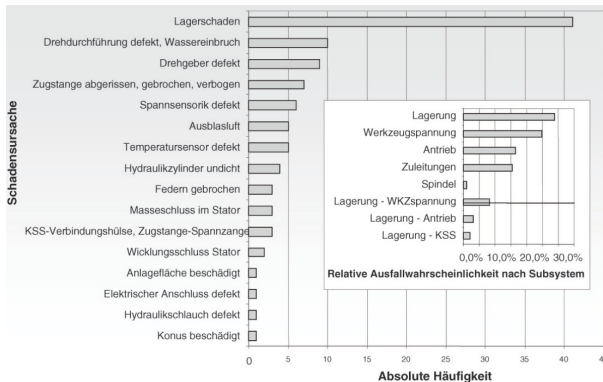


Abbildung 2.3: Reale Ausfallursachen am System „Motorspindel“ aus [Abel06]

Die Ergebnisse in Abbildung 2.3 zeigen eine erhöhte relative Ausfallwahrscheinlichkeit für Spindellagerungen von fast 30 % gegenüber anderen Motorspindelsubsystemen auf. Des Weiteren konnte eine Beziehung zwischen der axialen Zustellung und den Instandhaltungskosten durch Lagerausfälle identifiziert werden. In Abbildung 2.4 ist einerseits eine Zunahme der Verlustzone und andererseits ein Anstieg der relativen Maschinenkosten mit steigenden Schnitttiefen für ein fiktives Rechenbeispiel dargestellt. Hohe Zustelltiefen reduzieren die Hauptzeit und steigern das Zeitspannvolumen. In der Folge sinken die direkten Kosten. Jedoch steigt die Spindellagerbelastung an und die Lagerlebensdauer sinkt [Abel06]. Insbesondere die Loslagerfunktion wird bei hohen axialen Schnitttiefen beansprucht [Webe17b]. Die resultierenden hohen axialen Zugkräfte führen zu einer relativen Verlagerung der Spindelwelle gegenüber dem Spindelgehäuse in Richtung negativer Maschinen-Z-Achse. Die Axialkräfte besitzen einen statischen und aufgrund der Zahneingriffsfrequenz des drehenden Werkzeugs einen dynamischen Kraftanteil. Die Loslagerung erfährt diese axiale statische und dynamische Belastung ebenfalls, wodurch

im Schiebesitz eine statische Verlagerung und dynamische Mikrobewegungen stattfinden.

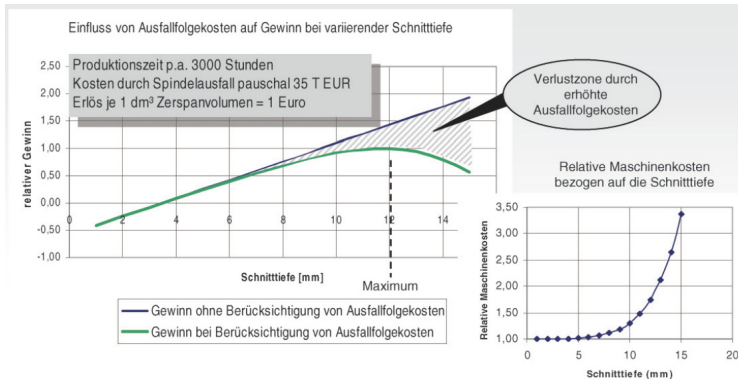


Abbildung 2.4: Einfluss der axialen Schnitttiefe auf die Maschinenkosten aus [Abel06]

Nach [Abel06] entsprechen die Gesamtkosten einer Werkzeugmaschine im Laufe ihres Lebenszyklus nach 10 Jahren etwa dem Dreifachen ihrer Anschaffungskosten. Der Anteil der ausfallbedingten Instandhaltungskosten an diesen Gesamtkosten liegt bei rund 25 %. Aus dieser Kenntnis erwächst die Motivation, die Betriebsbelastungen in Motorspindellagern vorherzusagen und sensorische Systeme zur Zustandsüberwachung in Motorspindeln zu integrieren [Krei08].

Exemplarisch wird in [Berc22] eine Echtzeit-Motorspindelüberwachung auf Basis des Mehrkörpersimulationsmodells aus [Webe17b] vorgestellt. Die Überwachungsalgorithmik berechnet im Takt von 1 ms parallel zum Bearbeitungsprozess die vorliegenden Lagerkräfte und Flächenpressungen mittels eines antrainierten Modells des maschinellen Lernens. Einen Beitrag zur Reduzierung der Instandhaltungskosten können neben Systemen zur vorbeugenden Wartung auch belastungsoptimierte Spindelkonstruktionen leisten. Einen Ansatz bieten Systeme zur variabel einstellbaren Lagervorspannung, wobei auf die Ausführung der Loslagerung ein besonderes Augenmerk gelegt wird (siehe Abschnitt 3.1.8).

Das Loslager führt minimale axiale Gleitbewegungen im Bereich von tausendstel bis hundertstel Millimeter durch und nimmt je nach Ausführung und

Anstellungsart radiale als auch axiale statische und dynamische Belastungen auf. Die Spalte zur Gleitführung, die Schmierung, abrasive Ablagerungen, und die Relativgeschwindigkeit der Körper beeinflussen die Reibung und damit die Lebensdauer des Loslagersubsystems [Butz07]. Ausfallursachen für Wälzlagerungen sind auf Schmierungsprobleme, Verunreinigungen und auch Montagefehler zurückzuführen [Scha13, S. 11] (siehe Abbildung 2.5). Eine typische Ursache für Wälzlagerschäden sind zu feste als auch zu lose Passungen bzw. Vorspannung. Die Relativbewegung zwischen Ring und Sitzfläche bei einer losen Passung führt zu Passungsrost und abrasivem Verschleiß. Der Schmierstoff verschmutzt durch Korrosionspartikel. Bei stillstehenden Gehäusesteilen ist die Loslagerfunktion infolge Passungsrost gestört. Montagefehler, welche Fluchtungsfehler sowie Unsauberkeiten und kleinste Vorschädigungen in Spalten zur Folge haben können, beeinflussen die Vorspannung und damit den Lagerlauf negativ [Scha13, S. 12], [Bart99]. Auffälligkeiten im Betriebsverhalten äußern sich durch einen unruhigen Lauf, ungewöhnliche Geräusche oder ein gestörtes Temperaturverhalten [Scha13, S. 12]. Die Loslagerfunktion versagt durch Klemmen. Typische Schadensbilder sind die Reibkorrosion bzw. Passungsrost und Fressspuren bzw. Gleitverschleiß. Passungsrost ist als braun-schwarze Flecken oder Abrieb auf den Sitzflächen, in Lager-nähe und im Schmierstoff erkennbar. Ursachen für Passungsrost sind unter anderem Formstörungen der Passflächen, Wellendurchbiegungen und Gehäuseverformungen. Merkmale von Gleitverschleiß sind Kaltverschweißungen an den Passflächen.

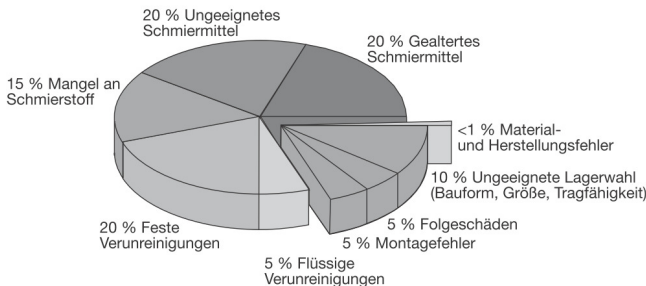


Abbildung 2.5: Ausfallursachen für Wälzlager nach [Enge79] aus [Scha13]

Die Gestaltung von Loslagern unterliegt zusammenfassend besonderen Herausforderungen [Butz07]:

- Gleiche Toleranzanforderungen wie an die Maß- Form- und Lagertoleranzen der Fertigung der Wälzlager über die Gesamtfläche des zylindrischen Sitzes,
- Beherrschung der Toleranzkette der axial, und mit leichtem Radialspiel, zueinander bewegten Teile unter mechanischen und thermischen Beanspruchungen,
- Sicherstellen der Gleit- bzw. Laufeigenschaften zwischen den Kontaktkörpern durch geeignete Schmierung und Oberflächenqualität sowie ggf. durch Verwendung von Werkstoffen mit verbesserten Gleiteigenschaften,
- Sauberkeit der Spalte in den Reibkontakten.

Maßnahmen zur Abhilfe, wie die Vergrößerung axialer Anlageflächen, das Verwenden einer möglichst engen Führungsspalte, trockene Passflächen und beschichtete Passflächen sind kostspielig und durch Versuchsreihen aufwendig hinsichtlich der Funktionalität zu validieren.

## 2.3 Energieeffiziente und ressourcenschonende Motorspindelsysteme




Der europäische Grüne Deal definiert das Ziel, die Netto-Treibhausgasemissionen aller Sektoren bis 2030 um 55 % gegenüber 1990 zu senken und als EU bis 2050 klimaneutral zu sein [Euro19]. Der Anteil des Sektors Industrie am Endenergieverbrauch in der EU liegt im Jahr 2021 bei 26 % [Euro23]. In Deutschland beträgt der Anteil 28 %. Die emittierten CO<sub>2</sub>-Äquivalente des Industriesektors an den gesamten Treibhausgasemissionen der EU betragen im Jahr 2020 22 % [Agen21]. Dies zeigt exemplarisch den Bedarf zur Energieeinsparung und Optimierung des Ressourceneinsatzes in der metallverarbeitenden Industrie auf. Welchen Beitrag Effizienzsteigerungen im Bereich der Werkzeugmaschinenindustrie leisten können, wird in den nachfolgend genannten Projekten untersucht.

Untersuchungen zum Energiebedarf von Werkzeugmaschinen und ihrer Subsysteme stammen aus Projekten wie MAXIEM (2008 – 2012) [Abel13a]. Eine spezifische Betrachtung der Energieeffizienz des Motorspindel systems inklusive Leistungsversorgung, Wälzlager und Schmierung wird im Projekt ENERGIE MSP (2009 - 2012) vorgenommen [Abel13b]. Die systemerweiterte, ganzheitliche Betrachtung einer energieeffizienten Produktion unter Einbeziehung der nutzbaren, energetischen Kälte- und Wärmepotenziale aus industriellen

Prozessen der Metallverarbeitung gelingt im Projekt ETA-FABRIK (2013 - 2017). Das Energieeinsparpotenzial der Gesamtsystembetrachtung auf Fabrikebene durch die Neuplanung des Fabrikbaus inklusive technischer Gebäudeausrüstung und technologischer Umsetzung von Einzelmaßnahmen liegt bei rund 45 % [Abel19]. Die Minimierung thermisch bedingter Verlagerungsfehler im Bearbeitungsprozess von Werkzeugmaschinen ist Gegenstand thermoenergetischer Betrachtungen im Sonderforschungsprojekt TRANSREGIO 96 der Deutschen Forschungsgesellschaft (2011 - 2023) [Deut23].

Die durchschnittliche Leistungsaufnahme im Betriebszustand einer Werkzeugmaschine beträgt 9,73 kW. Dies ist der arithmetische Mittelwert von Daten aus verschiedenen Quellen der genannten Forschungsprojekte zusammengefasst in [Webe19a] (siehe Tabelle 2.3). Im Schnitt entfallen dabei rund 19 % des Energieverbrauchs auf die Motorspindel im Bearbeitungsprozess [Paus09].

Tabelle 2.3: Elektrische Leistungsbedarfe verschiedener Bearbeitungsmaschinen im Betriebszustand [Webe19a]

Forschungsprojekt	Werkzeugmaschine	Elektr. Leistungsbedarf in „Working“	Anteil Antriebe	Anteil Kühlsystem
MAXIEM	Bearbeitungszentrum 	14,2 kW	27,4 %	26,0 %
	Vertikaldrehmaschine 	5,8 kW	29,0 %	28,8 %
ETA-FABRIK	Vertikalschleifmaschine 	9,2 kW	20,9 %	21,5 %

Eine Marktanalyse des PTW aus dem Jahr 2018 hat ergeben, dass auf dem Markt der Motorspindelhersteller rund 69 % der angebotenen Katalogspindeln mit einem Asynchronmotor (ASM) ausgeführt sind. Die verbleibenden 31 % sind Motorspindeln mit permanentmagneterregten Synchronmotoren (PMSM) [Bart18].

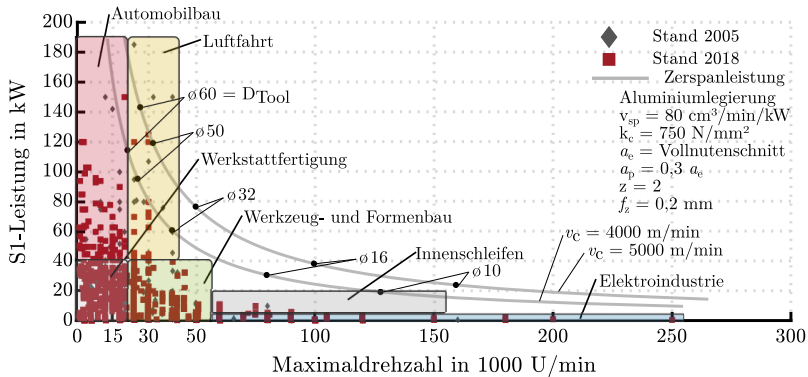


Abbildung 2.6: Marktanalyse zu Motorspindelvarianten in Abhängigkeit der maximalen Drehzahl und der S1-Leistung, vgl. [Abel10; Denk20a]

Im Vergleich zu einer baugleichen Referenzspindel mit Asynchronmotor zeigt SIELAFF in [Siel17] auf, dass der Wirkungsgrad der Motorspindel mit Synchronreluktanzmotor (SynRM) in allen Betriebspunkten um etwa 5 %-Punkte höher ist. Die Verluste und Rotortemperatur im Grunddrehzahlbereich sind um rund 50 % geringer als die des konventionellen asynchronen Motorspindelantriebs (siehe Abbildung 2.7). Im Feldschwähebereich mit zunehmender Drehzahl sind die Rotorverluste der untersuchten SynRM-Motorspindel ebenfalls um bis zu 50 % geringer, wobei die Rotortemperatur - bedingt durch die drehzahlabhängigen Lager- und Rotorverluste - Werte von bis zu 90 °C annimmt und damit eine um 20 % geringere Temperatur als die Referenzmotorspindel aufweist. Charakteristisch für die SynRM ist die Rotorausführung ohne Permanentmagnete bzw. Metalle der Seltenen Erden. Da die Preise für Seltene Erdmaterialien und damit für Permanentmagnete hohen Schwankungen unterliegen, kann durch den Verzicht eine ressourcenschonende Antriebsvariante mit gewisser Preisunabhängigkeit insbesondere vom asiatischen Markt erzeugt werden. Beispielsweise verzeichnete der Preis für eine Tonne von Neodymiumoxid ein Allzeithoch im Jahr 2011. In den zurückliegenden

fünf Jahren ist ein Trend zum langfristigen Preisanstieg zu beobachten. Dies liegt unter anderem an der gestiegenen Nachfrage durch die Industrie der Elektromobilität und politischen Marktregulierungen seitens China [Eink23].

Nachfolgend wird eine Abschätzung des Energieeinsparpotenzials durch den Einsatz von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln beschrieben. Die Vorgehensweise ist im Abschnitt A.1 dargelegt. Aufgrund der Voruntersuchungen von SIELAFF wird ein Energieeinsparpotenzial durch Einsatz der Reluktanz-Antriebstechnologie von 5 % bis 7 % abgeschätzt. Hierbei sind Energieeinsparungen durch einen potenziell verminderten Kühlleistungsbedarf seitens des Maschinenrückkühlers nicht eingeschlossen [Webe19a]. Die Substitution von Asynchronmotoren durch Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln in neu produzierten, spanenden Werkzeugmaschinen in Deutschland kann zu einer Energieeinsparung von 2,4 GWh pro Jahr führen. Dies ist das Ergebnis eigener Abschätzungen auf Basis der Zahlen des Werkzeugmaschinenmarktes aus dem Jahr 2018. Hierfür ist in Abbildung 2.6 ein für SynRM technisch relevanter Drehzahl- und Leistungsbereich von max. 160 kW Leistung und max. 50 000 U/min angenommen worden.

Durch diese Maßnahme ist eine Energieeinsparung von 139 kWh/Jahr pro Maschine annehmbar. Bei einem derzeitigen Industriestrompreis von 40,11 Cent/kWh [Heid23] folgt eine Kostenersparnis von rund 56 €/Jahr pro Maschine. Mit einem Industriestrompreis vor dem Krieg in der Ukraine mit durchschnittlich 19,19 Cent/kWh in den Jahren 2019 bis 2021 [Heid23] folgt eine jährliche Kostenersparnis von 10,71 €. Mit einem angenommenen durchschnittlichen Verkaufspreis von 10 000 € für ein SynRM-Motorspindelnsystem resultiert mit den Produktionszahlen des Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e. V. (VDW) ein jährliches Marktvolumen von rund 169 Mio. € im Bereich der neu produzierten Bearbeitungszentren. Das Nachrüsten (engl. Retrofit) von Motorspindeln mit Synchronreluktanzantrieben bietet ein zusätzliches Marktpotenzial. Dass sich allein der Einsatz der Synchronreluktanzantriebe in Motorspindeln aufgrund der Energieeinsparung wirtschaftlich kaum rechnen würde, zeigen die Näherungswerte auf. Dies ist auch das Ergebnis bei Betrachtung des reinen Austauschs eines netzgespeisten Norm-Antriebs der Energieeffizienzklasse EI1 zu EI2 nach IEC 60034-30-1 für die Kühlschmierstoffhochdruckpumpe (KSS-HD) in einem Universal-Bearbeitungszentrum [Abel13a]. Vielmehr müssen weitere Vorteile für Synchronreluktanzantriebe in Motorspindeln in die Betrachtung einbezogen werden, um den praktischen Einsatz in Werkzeugmaschinen voranzutreiben.



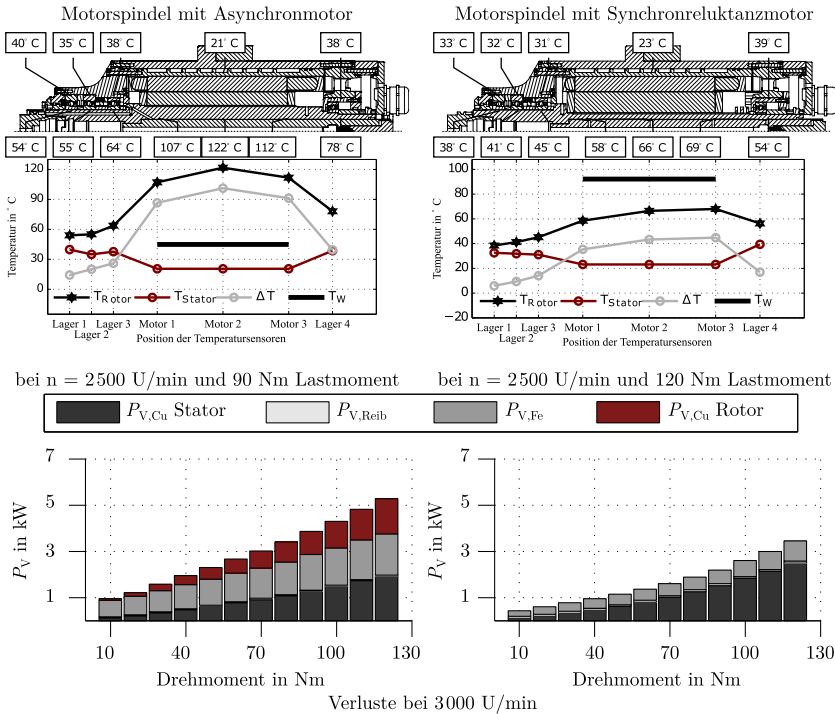


Abbildung 2.7: Stationäre Temperatur- und Verlustverteilung für die Asynchronmotorspindel (links) und die Synchronreluktanzmotorspindel (rechts) im Grunddrehzahlbereich im S1-Betrieb in Anlehnung an [Siel17]

## 2.4 SynRM-Potenzial für eine alternative starre Lagergestaltung

So zeigt SIELAFF in [Siel17] auf, dass die Absenkung des Temperaturniveaus der Motorspindel mit SynRM mit einer Reduktion der axialen Verlagerung um 44 % bei gleichzeitig höherer Ausgangsleistung um 33 % einhergeht. Dies würde sich unmittelbar positiv auf die Bearbeitungsqualität auswirken. Die zum Spindelwellenwachstum thermisch bedingte Ausgleichsbewegung des elastisch angestellten Loslagers geht im Vergleich zur ASM um ca. 58 % von  $-40 \mu\text{m}$  auf  $-17 \mu\text{m}$  zurück (siehe Abbildung 2.8). Zusätzlich äußert sich das niedrigere Temperaturniveau in reduzierten Temperaturdifferenzen zwischen

Lagerinnen- und Lageraußenringen im Bereich des Loslagers von maximal  $28^\circ\text{C}$  mit ASM und maximal  $15^\circ\text{C}$  mit SynRM. Die Minimierung des Temperaturniveaus, und damit verbunden der axialen dominanter und auch radialen Wärmedehnungen der Spindelwelle, bewirkt eine reduzierte Lagerbeanspruchung. [Siel17, S.145]

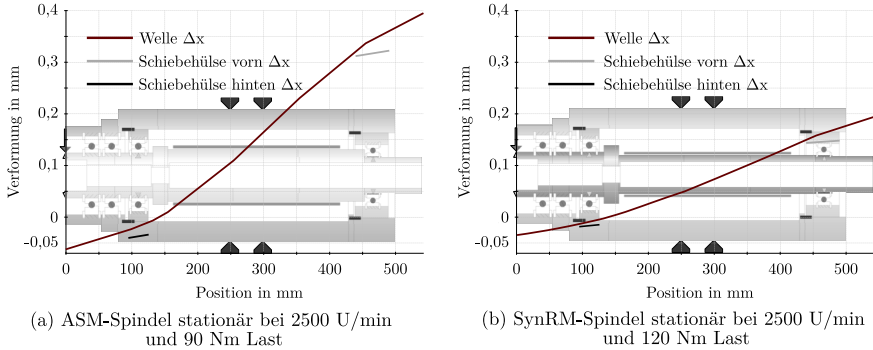


Abbildung 2.8: Temperaturbedingte Verlagerung der Plananlage im stationären Betriebszustand gemäß Abbildung 2.7 aus [Siel17, S.144]

Anhand einer numerischen Berechnung mit den gemessenen Temperaturen stellt SIELAFF fest, dass die Flächenpressung - als Maß für die Betriebssicherheit der Lagerung - bis 12000 U/min von maximal  $1930\text{ N/mm}^2$  mit ASM auf maximal  $1885\text{ N/mm}^2$  mit SynRM absinken [Siel17, S.145].

Wie beschrieben ist die Gestaltung der Loslagerfunktion stark von thermischen und demzufolge konstruktiven, fertigungstechnischen und montagetechischen Einflüssen abhängig, was nicht zuletzt die Ausfallwahrscheinlichkeit der Loslagerfunktion und in der Folge die Wahrscheinlichkeit eines Lager Schadens erhöht. Als Ergebnis dieser Erkenntnisse schließt SIELAFF daher auf die Möglichkeit der Anpassung der Lagergestaltung, um das Spindel-Lager-System robust zu gestalten. Die in SIELAFF fokussierte Universalspindeln für die Fräsbearbeitung mit  $n \cdot d_m = 1,5 \cdot 10^6\text{ mm/min}$  sind nicht zwangsläufig mit elastischer Lageranstellung im Bereich des zur Spindelnase vorderen Festlagers auszuführen. [Siel17, S.145]

Infolge der geringeren Temperaturdifferenz ließe sich bspw. das Radialspiel verringern, da die thermisch bedingte, radiale Spindelwellen- und Lagerinnenringaufweitung geringer ausfällt. Des Weiteren zeigt sich, dass die axiale

Spindelwellenausdehnung im vorderen Lagerbereich relativ zum Gehäuse so gering ist, dass die axiale Verlagerung durch die Summe des Axialspiels der in O-Anordnung angestellten Lager und der sich verändernden Lagerkinematik unter geringer thermischer Last kompensiert werden kann. Der thermisch neutrale Lagerabstand wird für den kleinen Lagerabstand des Festlagers in Tandem-O-Anordnung ( $\langle\langle-\rangle\rangle$ )<sup>1</sup> erreicht. Eine elastische Federanstellung ist nicht mehr nötig und die störungsanfällige Loslagerfunktion mit Schiebesitz oder Kugelführungsbüchse kann entfallen. Die Umgestaltung der Lagerung von ( $\langle\langle-\sim\rangle\rangle$ -(SynRM)-=) führt auf ein Spindel-Lager-System der Form ( $\langle\langle-\sim\rangle\rangle$ -(SynRM)-=). Statt dem Zylinderrollenlager (Symbol: =) wäre auch ein starr angestelltes O-Lagerpaar ( $\langle\rangle$ ) mit Schiebesitz am Außenring möglich, wobei dies wiederum die Nachteile einer Loslagerfunktion aufwiese. SIELAFF bewertet das dynamische Betriebsverhalten der neuen Lagergestaltung anhand des Campbell-Diagramms in Abbildung 2.9. [Siel17, S.145 f.]

Die Variante mit elastischer Lageranstellung weist das typische erweichende Lagersteifigkeitsverhalten mit zunehmender Drehzahl auf, wie ausführlich in [Krei08] beschrieben. Die starre Lageranordnung führt hingegen zu einem drehzahlinvarianten Lagersteifigkeitsverhalten mit tendenziell steigenden Eigenfrequenzen für steigende Drehzahlen. Aufgrund des thermisch neutralen Lagerabstands unterliegt die Wälzlagerkinematik mehrheitlich den drehzahlbedingten Effekten, wodurch die Vorspannung zunimmt. Insgesamt ist das starr angestellte Spindel-Lager-System statisch steifer. Im Betriebsdrehzahlbereich der starr angestellten Lagerung bis 16 000 U/min finden sich keine kritischen Frequenzen. Insbesondere die für Betriebsschwingungen infolge der Unwucht beim Zusammenfall mit der 1. Ordnung sorgende biegekritische Eigenfrequenz wird zu Drehzahlen oberhalb von 25 000 U/min verschoben. Dies wirkt sich positiv auf die Prozessstabilität hinsichtlich einer verminderten Ratterneigung durch selbsterregte Schwingungen beim Fräsen infolge der Zahneingriffsfrequenz aus. SCHIFFLER führt Berechnungen zu Stabilitätskarten beim Fräsen mit und ohne Berücksichtigung der drehzahlabhängigen Lagersteifigkeit durch. Der Abfall der Eigenfrequenzen über der Drehzahl reduziert die Stabilitätsgrenzen hin zu verminderten axialen Zustelltiefen [Schi11].

Für die Anwendung in motorintegrierten Spindel-Lager-Systemen ist die starre Anstellung der vorderen Lagerung gegenüber der hinteren Lagerung nach Stand der Technik i.d.R nicht umsetzbar. Vereinzelt findet sich eine solche Lagerung in langsam drehenden Schleifspindeln geringer Drehmomente. Schnelllaufende Motorspindeln mit hohen Drehmomenten erfordern prinzipbedingt

<sup>1</sup>Symbolerklärung siehe Abschnitt Formelzeichen und Abkürzungen

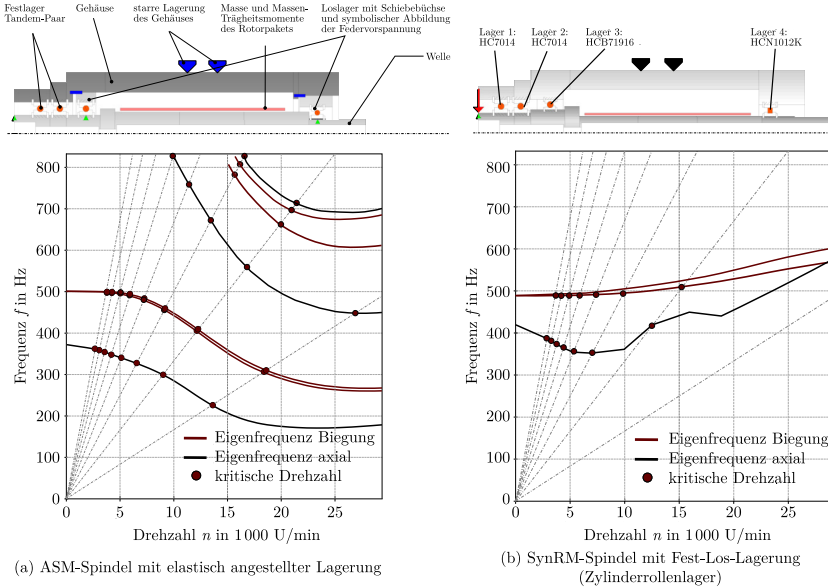


Abbildung 2.9: Schnittdarstellung zur Berechnung der elastisch (links) und starr (rechts) angestellten Spindel-Lager-Systeme mit den zugehörigen Campbell-Diagrammen zur Bewertung der Auswirkung auf das dynamische Betriebsverhalten [Siel17, S.148]

lange Aktivteile der Motoren und lange Spindelwellen und führen proportional zum drehmomentbildenden Strom zu erhöhten Stromwärmeverlusten im Stator und Rotor. Damit ist eine Abstimmung der Spindelwellenausdehnung auf den thermisch kompensierten Lagerabstand nach Stand der Technik nur bedingt möglich [Siel17, S.145]. Dabei wären die in SIELAFF aufgezeigten Potenziale zusätzlich zur Steigerung der Energieeffizienz ein erheblicher Anreiz zur Markteinführung von Synchronreluktanz-Motorspindeln insbesondere für den verfahrenstechnisch wachsenden Bereich der Hochgeschwindigkeitszerspanung in dynamischen Dreh-Schwenk-Achssystemen. Dadurch ist diese Arbeit motiviert ein Lösungskonzept für eine starr angestellte Lagerung mit integriertem Synchronreluktanzantrieb für schnelldrehende Motorspindeln auszugestalten, einen Demonstrator zu entwickeln und diesen experimentell einem konventionell elastisch gelagerten Spindelsystem in wissenschaftlichen Untersuchungen gegenüberzustellen.

# 3 Grundlagen, Stand der Wissenschaft und Technik

## 3.1 Aufbau von Motorspindeln

Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen dienen der kinematischen und rotatorischen Relativführung von Werkzeug zu Werkstück. Dabei nehmen sie die Bearbeitungskräfte über die geometrische Fixierung von Werkstück oder Werkzeug auf und wandeln die zur Bearbeitung nötige elektrische Energie in mechanische Energie um. Geringe statische, dynamische und thermische Verlagerungen sind im Allgemeinen wesentliche Anforderungen, um höchste Bearbeitungsgenauigkeiten und beste Oberflächenqualitäten zu erzielen. In Abbildung 3.1 sind die Komponenten einer Motorspindel dargestellt. Charakteristisch für Motorspindeln ist die Platzierung des elektrischen Antriebs zwischen den Lagerstellen auf der Spindelwelle. Eine historisch bekannte und heute noch verwendete Variante stellen fremdgetriebene Hauptspindeleinheiten dar. Der Antrieb sitzt außerhalb und treibt bspw. über einen Zahnriemen oder eine Kupplung die Spindelwelle an. In den folgenden Abschnitten werden die für diese Arbeit wichtigen Komponenten Spindelwelle, Spindellagerung, Werkzeugsystem, Motorkühlung und Elektromotor erläutert.

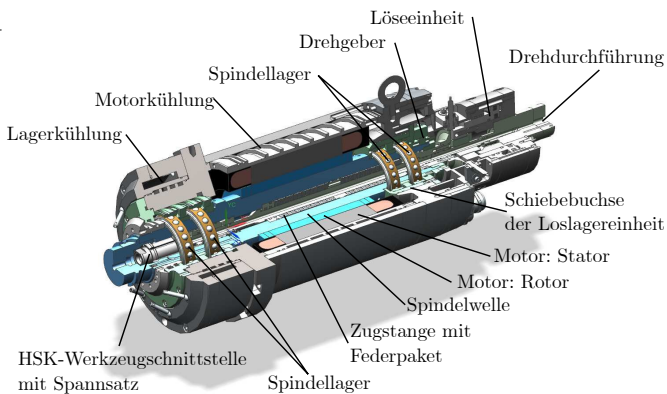
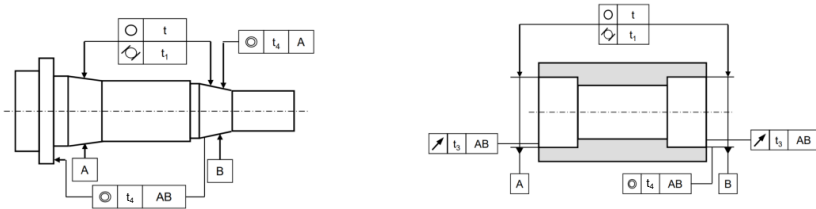


Abbildung 3.1: Komponenten von Motorspindeln

### 3.1.1 Allgemeine Anforderungen an Spindelwellen und Umbauteile

An die Bauteile der Motorspindel für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung werden höchste Anforderungen hinsichtlich der Maß-, Form- und Lagetoleranzen gestellt. Die Werte in Abbildung 3.2 geben einen Überblick. Die engen Toleranzen sind Angaben für die zerspanende Bearbeitung als auch für die Qualitätsprüfung in der Montage und sollen die Funktionen eines präzisen Plan- und Rundlaufs, hoher Wuchtgüte sowie geringer statischer und dynamischer Nachgiebigkeit an der Wirkstelle erfüllen. Zusammengefasst definieren sie die Arbeitsgenauigkeit des Spindel-Lager-Systems [Uhl08]. Die wesentlichen Umbauteile sind die Spindelwelle, das vordere und hintere Lagerschild sowie die Kühlhülse.



Eigenschaft	Symbol	Zulässige Toleranz		P4 für d = 60 mm
		Genauigkeitsklasse		
		P4	P2	
Rundheit	○ t	IT2/2	IT1/2	1,5 µm
Zylinderform	◇ t <sub>1</sub>	IT2/2	IT1/2	1,5 µm
Planlauf	∕ t <sub>3</sub>	IT4/2	IT3/2	4 µm
Konzentrität	◎ t <sub>4</sub>	IT4	IT3	8 µm
Rauheit R <sub>a</sub> (µm)				
Wellen Ø ≤ 80mm		0,2	0,1	
Wellen Ø > 80mm		0,4	0,2	

Eigenschaft	Symbol	Zulässige Toleranz		P2 für d = 60 mm
		Genauigkeitsklasse		
		P4	P2	
Rundheit	○ t	IT2/2	IT1/2	1 µm
Zylinderform	◇ t <sub>1</sub>	IT2/2	IT1/2	0,5 µm
Planlauf	∕ t <sub>3</sub>	IT4/2	IT3/2	2,5 µm
Konzentrität	◎ t <sub>4</sub>	IT4	IT3	5 µm
Rauheit R <sub>a</sub> (µm)				
Gehäuse Ø ≤ 80mm		0,4	0,4	
Gehäuse Ø > 80mm		0,4	0,4	

Abbildung 3.2: Toleranzen der Lagerumbauteile [SKF 14]

Die Spindelwelle ist ein funktionsintegriertes Bauteil. Am vorderen Spindelende nimmt es über die genormte Werkzeugschnittstelle das Spannfutter mit eingesetztem Bearbeitungswerkzeug auf. An gleicher Stelle befindet sich die sogenannte Schleuderscheibe, welche ein stufenförmiges Profil aufweist und in der Paarung mit dem Gehäuse im vorderen Lagerbereich eine Labyrinthdichtung darstellt. Die Labyrinthdichtung hat die Funktion den Eintritt von Kühlschmierstoffen und Spänen aus dem Bearbeitungsraum in die Spindel zu verhindern. Gleichzeitig verhindert sie auch den Austritt von Schmieröl aus der Spindel. Die Spindelwelle verfügt über zwei oder mehr Lagerstellen,

die je nach Anwendungsfall und Anforderungen unterschiedliche Lagerarten tragen können. Die Spindelwelle besitzt bspw. einen tolerierten, kraftschlüssigen Presssitz als Welle-Nabe-Verbindung für den elektrischen Rotor. Am hinteren Spindelende befinden sich weitere Bauteile, wie das Zahnrad des Drehgebers für die Bestimmung der Rotorwinkellage oder eine Abstützung für den Überlastschutz der Lagerung beim Lösevorgang des Werkzeugwechsels. Die Spindelwelle ist als Hohlwelle ausgeführt, sodass sie innenliegend das Werkzeugspannsystem aufnimmt und den Translationsfreiheitsgrad für dessen Betätigung zum Einziehen und Auswerfen von Werkzeugspannfuttern aus der Hohlenschaftkegel-Aufnahme (HSK) ermöglicht. Eine weitere bekannte Werkzeugschnittstelle ist die Steilkegel-Aufnahme (SK).

Die genannten Komponenten und Schnittstellen bestimmen hierbei maßgeblich die Dimensionierung der Spindelwelle. Die sich aus dem Bearbeitungsprozesse ableitenden Anforderungen an die Motorspindel lassen sich auf die jeweiligen Funktionen dieser Komponenten herunterbrechen, wodurch sich deren räumliche Ausprägung definiert. Auf die in dieser Arbeit relevanten Anforderungen und Bauteildimensionierungen wird im Kapitel 5 eingegangen. Wesentlich ist, dass dadurch die Länge und die Innen- und Außendurchmesser der Segmente der Spindelwelle festgelegt werden. Dies beeinflusst entsprechend eines statisch bestimmt gelagerten Biegebalkens der Elastostatik die Biegeeigenfrequenzen und deren zugehörige Eigenformen der Schwingungen.

Die Zerspanleistung kann anhand des Zeitspanvolumens berechnet werden. Das Zeitspanvolumen ist das Produkt aus axialer Schnitttiefe, radialer Schnittbreite und Vorschubgeschwindigkeit des Werkzeugs relativ zum Werkstück und beschreibt, wie viel Werkstückvolumen pro Zeiteinheit zerspanend abgetragen wird. Die wirkenden Kräfte an den Werkzeugschneiden sind wiederum abhängig von der Eingriffsfläche der Schneiden im Werkstück, welche sich aus der Spannungsdicke und der axialen Schnitttiefe in Abhängigkeit von der Winkelstellung der jeweilig im Eingriff befindenden Schneide als Integral berechnet [Alti95]. Folglich kann die Zerspanleistung über einen hohen Werkzeugeingriff oder über hohe Drehzahlen eingestellt werden. Entsprechend unterscheiden sich die Anforderungen an die Dimensionierung der Spindelwelle zur Bereitstellung der erforderlichen Zerspanleistung sowie der Aufnahme der Bearbeitungskräfte und den Anforderungen zum dynamischen Betriebsverhalten und Drehzahl.

Das dynamische Betriebsverhalten wird vom Elastizitätsmodul des Werkstoffs der Spindelwelle beeinflusst. Die Wahl des Werkstoffs oder gar einer Werkstoffkomposition kann somit gezielt zur Einstellung der statischen und

dynamischen Nachgiebigkeit der Spindelwelle genutzt werden. Jedoch werden weitere Anforderungen an die Wahl des Spindelwellenwerkstoffs hinsichtlich dessen fertigungstechnischer Verarbeitung, thermischer Behandlung und thermomechanischer Eigenschaften gestellt. Die fertigungstechnische Verarbeitung einer Spindelwelle wird festgelegt durch die verwendeten Fertigungsprozesse wie Drehen und Schleifen, die Bearbeitungsschritte wie Plan- und Längsdrehen, Hartdrehen, Außenschleifen und Innenschleifen mit den zugehörigen Bearbeitungswerkzeugen für das Erzielen der Form- und Lagetoleranzen sowie der Oberflächengüte. Die thermische Behandlung durch zum Beispiel Härten ist erforderlich, um die Festigkeit des Werkstoffs gänzlich oder durch Randschichthärten in speziellen Bauteilbereichen einzustellen. Die Auswahl des Spindelwellenwerkstoffs hängt folglich mit den Anforderungen zum dynamischen Betriebsverhalten und statischen Belastungen sowie den produktionsstechnischen Anforderungen zusammen. Letztere sind ausschlaggebend für die Qualität, Produktivität, Kosten und Nachhaltigkeit der Spindelwellenfertigung. Die Konstruktion der Spindelwelle mit ausgewähltem Werkstoff muss die Anforderungen an die statische Bauteil- und Betriebsfestigkeit nach DIN 743 erfüllen [DIN743]. Eine softwaregestützte Festigkeitsberechnung erbringt den Nachweis.

### 3.1.2 Werkstoffe für Spindelwellen

Allgemeine Anforderungen an den Werkstoff sind die Festigkeit, Härtebarkeit und Duktilität [inge23b]. Die Festigkeit ist definiert als die Widerstandsfähigkeit gegen Bauteilversagen durch Bruch. Eine hohe Werkstofffestigkeit kann in der Konstruktion zur Massereduktion beitragen, weil geringere Wandstärken benötigt werden. Die Festigkeit ist ein Maß für die Belastbarkeit des Bauteils. Die Härte beschreibt den Widerstand gegenüber dem Eindringen eines anderen Werkstoffs. Dies ist für die Füge- und Kontaktstellen für Lager, Spannsystem und Rotor relevant, um den Verschleiß zu minimieren. Die Duktilität beschreibt die Zähigkeit bzw. Verformbarkeit des Bauteils unter äußeren Belastungen, wodurch die Kerbwirkung - d.h. Spannungsüberhöhungen als innere Bauteilbeanspruchung - vermindert wird. Duktile Werkstoffe besitzen die Eigenschaft sich plastisch zu verformen bevor dieser durch Bruch versagt [inge23a]. Grundlagen zu Eisenwerkstoffen im Maschinenbau finden sich in der Literatur, wie z. B. in [Roos15].

Spindelwellenwerkstoffe sind insbesondere Vergütungsstähle mit einem Kohlenstoffanteil zwischen 0,2 % und 0,6 %. Häufig eingesetzte legierte Vergütungsstähle enthalten zugesetzte Anteile von Chrom, Mangan, Molybdän und



Nickel. Dazu zählt für den Einsatz als Spindelwellen 42CrMo4 nach DIN EN ISO 683-2 und DIN EN 10132-3. Der Begriff der Vergütung resultiert aus der thermischen Behandlung durch Härten und Anlassen. Beim Härten wird zunächst die maximale Härte in Abhängigkeit des Kohlenstoffgehalts eingestellt und durch das Anlassen die Eigenschaften auf das gewünschte Maß der Härte und Zähigkeit reduziert [thys23b]. Das Härten führt zur einer harten, verschleißfesten Oberfläche und trägt zur Erhöhung der statischen und dynamischen Festigkeit gegenüber Einsatzstählen bei [Roos15].

Der Werkstoff 34CrAlNi7-10 ist ein legierter Nitrierstahl nach DIN EN 10085 und besitzt eine sehr gute Verschleißfestigkeit für hoch beanspruchte Bauteile im Maschinenbau [HSM 23b]. Die Nitrierstähle zählen zur Gruppe der Vergütungsstähle mit den Legierungselementen Aluminium, Chrom und Molybdän. Die Zusätze wirken als Nitridbildner, wodurch sich der Werkstoff für das Nitrieren eignet. Es gilt als verzugsarmes Wärmebehandlungsverfahren [Masc23]. Beim Nitrieren wird die Randschicht des Bauteils mit Stickstoff in einem Diffusionsprozess angereichert, wodurch sich eine harte Oberflächenrandzone ergibt [Roos15]. Die Werkstoffe lassen sich insbesondere bei großen Durchmessern bis in den Kernbereich vergüten. Nitrierstähle besitzen eine sehr hohe Oberflächenhärte und weisen eine hohe Zähigkeit im Kern auf. Darüber hinaus sind sie weitgehend korrosionsbeständig. [HSM 23b]

Für besondere Belastungskollektive in Form hoher, schlagartiger Beanspruchungen in Randzonenbereichen des Spindelwellenwerkstoffs werden Einsatzstähle, wie 16MnCr5 nach DIN EN ISO 683-3 und DIN EN 10132-2 oder 17CrNiMo6 nach DIN EN 10085 bevorzugt. Damit lassen sich verschleißfeste Oberflächen bei gleichzeitig zähen Werkstoffeigenschaften im Kern erzielen. Der Kohlenstoffgehalt von Einsatzstählen liegt zwischen 0,1 % und 0,3 %. Über einen thermisch und zeitlich gesteuerten Diffusionsprozess gelangt zusätzlicher Kohlenstoff bis zu einem Anteil von 0,8 % in die Randschicht. Daran schließen sich die thermischen Behandlungen Härten und Anlassen an. [thys23a]

Als Werkstoff für Spindelwellen im Maschinenbau bieten sich auch kohlefaserverstärkte Kunststoffe (CFK) aufgrund ihres großen Verhältnisses von Elastizitätsmodul zu Dichte im Vergleich zu vorgenannten Stahlwellen an. Beispielhafte Werte für eine Motorspindelwelle sind der Dissertation von KLIMMACH entnommen und in Tabelle 3.1 aufgeführt [Klim15]. Bauteile aus dem Werkstoff CFK sind schichtweise als Laminatverbund aufgebaut. Die Fasern können entweder um Kerne gewickelt oder als Faserstücke verpresst werden. Die Zwischenfaserverbindung wird über ein Epoxidharzsystem herge-

stellt, welches nach der Bearbeitung entweder an der Raumtemperatur oder durch Tempern aushärtet. Durch den mehrlagigen Aufbau und die winkelige orientierte Bewicklung lassen sich die mechanischen und thermischen Werkstoffeigenschaften in unterschiedliche Raumrichtungen gezielt einstellen. Es handelt sich um ein orthotropes Materialverhalten im Gegensatz zum isotropen Materialverhalten von metallischen Werkstoffen. In Längsrichtung der Faser beträgt der thermische Ausdehnungskoeffizient fast Null. Im Vergleich zur Längsrichtung lassen sich bei CFK-Werkstoffen in Querrichtung im Zusammenspiel mit dem Harz jedoch höhere thermische Ausdehnungskoeffizienten in einem breiten Bereich einstellen.

Aufgrund der Materialeigenschaften von CFK kann die Masseneinsparung bis zu 60 % betragen [Klim15, S.1]. In der Folge lassen sich Spindelsysteme mit höheren kritischen Drehzahlen realisieren. Insbesondere die Verwendung von Kohlenstofffasern mit einem hohen E-Modul steigern die Biegeeigenfrequenz von Spindelwellen gegenüber Stahl deutlich [Klim15, S.1]. Über die Auslegung der Faserwicklung lassen sich Welleneigenschaften einstellen, die den thermischen Ausdehnungskoeffizient gegenüber Stahl deutlich verringern. Für Hochpräzisionsanwendungen sind Spindelsysteme mit einer axialen thermischen Dehnung zu Null realisierbar. Durch die Verwendung von eng tolerierten, geschliffenen Wickelkernen bei der Herstellung der gewickelten Spindelwelle ist erfahrungsgemäß die resultierende Unwucht bereits aufgrund der Fertigungsgenauigkeit heutiger maschineller Wickelverfahren sehr klein [Klim15, S.1].

Faser-Kunststoff-Verbund (FKV)-Wellen werden im Automobilbereich heute vereinzelt angewendet. Für die Verwendung im Motorspindelbau für Werkzeugmaschinen sind sie seit etwa 40 Jahren Gegenstand der Forschung und Entwicklung. Erste Systeme im Produktiveinsatz gibt es seit rund 5 Jahren. Treiber der Entwicklung ist die Nachfrage nach hochpräzisen, steifen und energieeffizienten Spindelsystemen [Krol11]. Da Spindelsysteme in Werkzeugmaschinen dynamischen Lastzyklen unterliegen, versprechen geringe Massenträgheiten der Spindelwelle aus CFK eine Energieeinsparung und Verkürzung der Hochlaufzeit um bis zu 24 % (siehe Abbildung 3.3). Diese Abschätzung resultiert bei gleichem Beschleunigungsantriebsmoment aus der verminderten Masse um 45 % einer Motorspindel mit HSK-A63 Werkzeugschnittstelle, ähnlich wie in der Arbeit von KLIMACH verwendet.

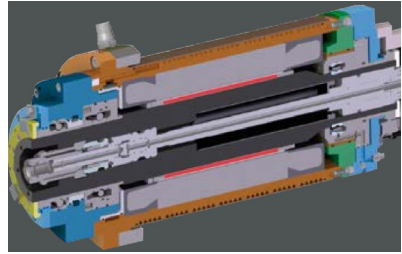
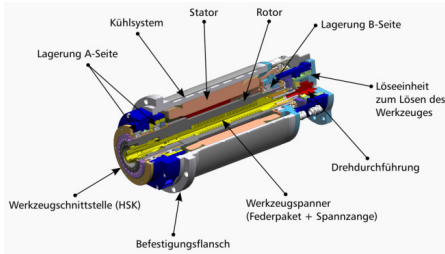
In Motorspindeln finden sich derzeit nur wenige CFK-Spindelwellen, da spezielle Herausforderungen seitens der Hersteller beherrscht werden müssen:

- Kombiniertes Wissen zur Motorspindelberechnung und werkstoffspezifische Kenntnisse zu CFK,
- Berechnungswerkzeuge zur Feinabstimmung des Laminataufbaus und Harzsystem in kritischen Wellenbereichen - z. B. im Rotorbereich, an den Lagerstellen und im Wellenkern - im Zusammenspiel mit dem Randbereich zur Einstellung von thermischen Eigenschaften, der Härte und der Oberflächengüte,
- Kenntnisse über die Fertigungsverfahren, Fertigungsmittel, Montage und Prüfverfahren von Faser-Verbund-Werkstoffen,
- Interne oder externe Fertigungskapazitäten,
- Kreislauffähigkeit von Faser-Kunststoff-Verbünden als wichtige Anforderung für Reparaturen und das Thema der Nachhaltigkeit.

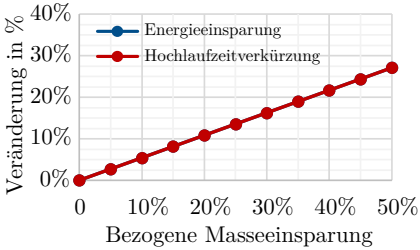
Gegenstand der Forschung sind das Herstellen hochpräziser Bauteile aus CFK speziell für schnelldrehende Anwendungen im Automobil, Luftfahrt und Werkzeugmaschinenbau insbesondere durch eine Endbearbeitung mittels Schleifen. Herausfordernd sind bspw. die engen Toleranzen im Bereich der Aufnahme für den Hohlchaftkegel zur Werkzeugspannung und der Lagersitze. Im Elektromotorenbau werden Rotoren mit Bandagen aus Kohlefaser am Umfang versehen, um die radiale Aufweitung des Blechpakets zu vermindern oder die Fixierung von außenliegenden Permanentmagneten bei schnelldrehenden Anwendungen zu sichern.

Expertise am Markt mit Bezug zur Konstruktion und Herstellung schnell-drehender Spindelwellen besitzen nur wenige Systemlieferanten wie SCHUNK GmbH, CARBON-DRIVE GmbH oder COMPO TECH PLUS, spol. s r.o.. Eine Übersicht zum Stand der Technik von CFK-Spindelwellen bietet die Dissertation von KLIMACH [Klim15].

Mit Blick auf geringe thermische Dehnungen im Maschinenbau rücken die sogenannten Ausdehnungslegierungen, wie Ni42, in den Fokus. Sie werden auch als Knetlegierungen bezeichnet und sind in der [DIN17745] genormt. Charakteristisch für diese Werkstoffgruppe ist deren Zusammensetzung aus Eisen und einem hohen einstellbaren Nickelanteil zwischen 27% und bis teilweise über 50% [Burd23]. Damit lassen sich kontrollierte Wärmeausdehnungskoeffizienten einstellen. Dieser Effekt ist seit über 100 Jahren bekannt und wird als Invar-Effekt bezeichnet. Ursächlich sind mikrophysikalische magnetische Vorgänge. Unter Bezeichnungen wie Invar42 oder Pernifer36 sind sie am Markt erhältlich. FeNi-Legierungen weisen ähnliche zerspanende Werkstoffeigenschaften wie rostfreie Stähle auf. Für die Zerspanung werden daher

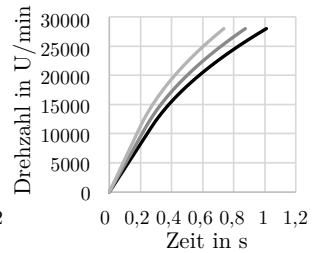
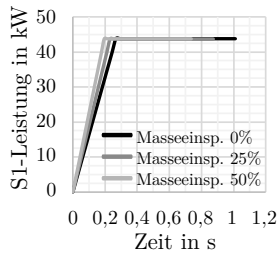
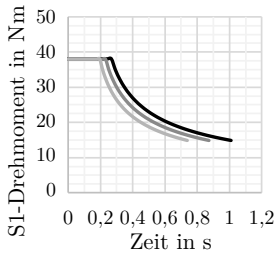


- a) HSK-A63 Motorspindel (links: Stahlwelle; rechts: CFK-Welle),  
 Bildquelle: Franz Kessler GmbH und KLuB, TU Darmstadt



- b) Energieeinsparung im  
 Spindelhochlauf

- c) Spindelwellen aus CFK  
 Bildquelle: Franz Kessler GmbH  
 und KLuB, TU Darmstadt



- d) Hochlaufkennlinien für unterschiedliche Spindelwellenmassen in Analogie zu b)

Abbildung 3.3: Einsparpotenzial durch CFK in Motorspindelanwendungen nach eigener Abschätzung

Tabelle 3.1: Werkstoffdaten im Vergleich

Werkstoff	16MnCr5	42CrMo4	Ni42	EN AW- 6060	Orthotrope CFK-Laminat	Quasiisotropes CFK- Laminat (0°/45°/- 45°/90°)	Carbonfaser HT
E-Modul $E$ in $\text{N/mm}^2$	210 000	210 000	145 000	69 500	$E_1 =$ 204 000 – 330 000 (Lagerbereich), $E_2 =$ 135 000 – 158 000 (Rotorbereich), $E_3 = 155 000$ (Rotorbereich)	88 000	$E_{\parallel} =$ 235 000, $E_{\perp} =$ 15 000
Dichte $\rho$ in $\text{g/cm}^3$ (20 °)	7,76	7,72	8,15	2,70	1,8	1,5	1,7 – 1,9
Spezifischer E-Modul $E/\rho$	2700	2700	1800	2600		5900	$\parallel$ : 12 400 – 13 800, $\perp$ : 790 – 880
Streckgrenze $R_{p0,2}$ in $\text{N/mm}^2$	440	650	300	150			
Zugfestigkeit $R_m$ in $\text{N/mm}^2$	700 – 900	900 – 1100	440 – 640	> 190		950 – 1100	2100 – 4500
Querkontraktionszahl $\nu$	0,3	0,3	0,29	0,34		0,32	0,21
Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha_T$ in $10^{-6} \cdot 1/K$ (20 °C – 200 °C)	12,5	12,7	5,6	24,5			$\parallel$ : –0,1 $\perp$ : 10
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ in $\text{W/(m} \cdot \text{K)}$ (20 °C)	44,0	42,6	12,5	200 – 220		$\parallel$ : 15 – 40	17

$\parallel$  = Faserlängsrichtung,  $\perp$  = Faserquerrichtung,  $E_1$  = Longitudinal,  $E_2$  = Radial,  $E_3$  = Transversal; Angaben für Werkstoffdurchmesser von 40 mm <  $d$  ≤ 100 mm.

im Vergleich zu Stahl geringe Schnittgeschwindigkeiten empfohlen. Der hohe Nickelanteil sorgt für ein weichmagnetisches Verhalten mit geringer Permeabilität und Magnetisierbarkeit. Eisen-Nickel-Legierungen werden bspw. für den Formenbau von CFK-Bauteilen im Flugzeugbau eingesetzt, um eine passgenaue, geringe thermische Dehnung der Form an die geringe Wärmeausdehnung des CFK im Zuge der Aushärtung im Autoklaven einzustellen. Weiteres Anwendungsgebiet aufgrund der ferromagnetischen Eigenschaften ist der Einsatz in Elektrotechnik und Elektronik. [Boer07]

### 3.1.3 Lagerung von Spindelwellen

Die Lagerung der Spindelwelle ist ausschlaggebend für die statischen, dynamischen und thermischen Eigenschaften des Spindel-Lager-Systems. Daher ist die Kenntnis der Anwendung und die sich ergebenden Anforderungen an

das Spindel-Lager-System entscheidend für deren Auswahl und Gestaltung. Hauptaufgabe der Lagerung ist die relative Abstützung und Führung der drehenden Komponenten sowie die Aufnahme und Übertragung äußerer radial und axial wirkender Kräfte an feststehende, umgebende Bauteile [Witt17, S.541]. Grundlegend sind die Spindel-Lager-Systeme mit radial und axial wirkenden Lagern ausgeführt. Die Gestaltung wirkt sich auf die erreichbare Zerspanleistung der Werkzeugmaschine, die Rundlaufgenauigkeit und die Oberflächengüte aus [Weck06, S.408]. Motorspindeln können mit folgenden Lagerarten realisiert werden [Weck06, S.407]:

- Wälzlagerung,
- Dynamische oder statische Gleitlagerung,
- Aerostatische Gleitlagerung,
- Magnetlagerung.

Gängig für die Fräs-, Dreh- und Schleifbearbeitung sind wälzgelagerte Motorspindeln mit einem Anteil um 80 % [Weck02]. Die Vorzüge liegen in der Durchführung der Konstruktion, Integration sowie der Drehzahleignung, der Steifigkeit und der Kosten [Spac08; Weck02]. Wälzlager sind genormt [DIN623-1; DIN5412-1; DIN628-6] und in Baureihen ausgeführt, was bspw. deren Vergleichbarkeit hinsichtlich Lebensdauerberechnung und Verfügbarkeit vereinfacht [FAG18; GMN 23c; SKF 14; IBC10]. In dieser Arbeit wird im Folgenden auf wälzgelagerte Spindel-Lager-Systeme und deren spezielle Lagerungsanordnungen für Fräs- und Bohrspindeln eingegangen. Zur Vergleichbarkeit der Drehzahleignung der Wälzlager mit rotierendem Innenring und feststehendem Außenring wird der Drehzahlkennwert als Multiplikation aus mittlerem Lagerdurchmesser  $d_m$  und maximaler Drehzahl  $n$  herangezogen [Haul07]. Der mittlere Lagerdurchmesser berechnet sich als Mittelwert aus dem Bohrungsdurchmesser des Innenrings und dem Lageraußendurchmesser. Der Drehzahlkennwert ist insbesondere abhängig von der Schmierungsart, der Kugelgröße, dem Berührungswinkel und den Werkstoffen der Lagerringe und der Wälzkörper. Die Abbildung 3.4 stellt eine Übersicht über die Einsatzkriterien der verschiedenen Lagerarten dar.

### 3.1.4 Wälzlager - Aufbau und Betriebsverhalten

Die Erläuterungen in diesem Abschnitt orientieren sich am Aufbau und Inhalt der Darstellungen im Stand der Technik der Dissertation von HOLLAND. In [Holl18] wird das kinematische Bewegungsverhalten von Hochgenauigkeitslagern mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie betrachtet, um Phänomene













































	Wälz- lager	hydrodyn. Lager	hydrost. Lager	aerost. Lager	magnet. Lager	
hoher Drehzahlkennwert	 <sup>1)</sup>					 sehr günstig
hohe Lebensdauer			 <sup>2)</sup>	 <sup>2)</sup>	 <sup>2)</sup>	 günstig
hohe Laufgenauigkeit						 mittel
hohe Dämpfung						 ungünstig
hohe Steifigkeit						
geringer Aufwand für Schmierung und Schmiersystem	 <sup>3)</sup>				 <sup>4)</sup>	1) abhängig von Schmier- system und Wälzlagerart
geringe Reibung						2) Lebensdauer unbegrenzt bei störungsfreiem Betrieb
günstiger Preis (Beschaffung, Wartung)	 <sup>3)</sup>					3) mittel bei Ölschmierung 4) hoher Regelungsaufwand für Magnetkräfte

Abbildung 3.4: Vergleich von Lagerarten für Spindelsysteme aus [Weck06, S.407]

wie das Käfigrasseln zu untersuchen. Das Ziel der Ausführungen liegt in dieser Arbeit auf der wesentlichen Begriffsklärung und dem Verständnis wichtiger Kenngrößen zur Beschreibung des Bewegungsverhaltens der Wälzlagerkomponenten zueinander. Dieses Wissen unterstützt den Fortschritt in der Spindellagerberechnung und Schadensursachenermittlung.

Wälzlager für Motorspindeln werden als Spindelwälzlager bezeichnet und unterliegen in der Fertigung höchsten Genauigkeitsanforderungen im niedrigen Mikrometerbereich. Sie weisen typischerweise eine Rundlaufgenauigkeit von kleiner als  $1\ \mu\text{m}$  auf. Darüber hinaus besitzen sie eine hohe Verschleißfestigkeit bei niedriger Reibung, was in einer hohen Lebensdauer und geringer Verlustwärme resultiert. Die Lagersteifigkeit in axialer und radialer Richtung ist je nach Lagertyp hoch bis sehr hoch und beeinflusst damit die Arbeitsgenauigkeit der Motorspindel positiv (siehe Abbildung 3.4). Die Lagerdämpfung durch Reibung wird durch die Schmierung, die Vorspannungsart und die konstruktive Integration hervorgerufen und wirkt sich positiv auf eine verminderte Ratterneigung im Prozess aus. Dies steigert die Bearbeitungsqualität. Die Lagerdrehzahl wirkt sich direkt auf das erzielbare Zeitspannvolumen aus. Insgesamt bestimmt die Wälzlagerauswahl und -anordnung die Leistungsfähigkeit und Robustheit der Motorspindel. Wälzlager für Motorspindeln sind stets gleich aufgebaut und setzen sich aus dem Lageraußenring, dem Lagerinnenring, den Wälzkörpern und dem Käfig zusammen. Unterschiede ergeben sich durch die Form der Wälzkörper – z. B. Kugel oder Zylinder –, die Hauptrichtung der Kraftaufnahme – axial oder radial –, die Anzahl der Wälzkörper

und die jeweilige Werkstoffauswahl. Die Schmierung sowie dessen Zuführung und ggf. Abdichtung des Wälzlagers sind Teile des Systems Wälzlagerung.

Die Auswahlkriterien für den Lagertyp erfolgt anhand:

- der maximalen Drehzahl,
- der aufzunehmenden Belastung und damit Tragfähigkeit des Lagers,
- der erforderlichen statischen und dynamischen Steifigkeit,
- der Lagerschmierung,
- der Einbausituation,
- der thermischen Randbedingungen,
- des Fertigungs- und Montageaufwands des Spindel-Lager-Systems,
- und damit der Kosten insgesamt.

So ist der Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt entscheidend für die Höhe der auftretenden Reibung. Wälzlager mit Kugeln weisen vereinfacht einen Punktkontakt auf. Wälzlager mit Kegeln oder Zylindern als Wälzkörper prägen einen Linienkontakt aus. Die größere Kontaktfläche führt zu einer erhöhten Tragfähigkeit jedoch nachteilig zu einer erhöhten Reibung und einer verminderten Drehzahleignung [Butz07]. Die Montage stellt sich hinsichtlich der Feinabstimmung der exakten Positionierung schwieriger und damit zeitaufwendiger dar. Je nach Laufbahnausführung mit Punktkontakt am Außen- und Innenring wird in Rillenkugellager oder Schrägkugellager unterschieden. Rillenkugellager nehmen Kräfte als Radiallager hauptsächlich radial auf und sind axial nicht abstützend. Axiallager übertragen Kräfte nur axial und sind radial nicht belastbar. Schrägkugellager hingegen nehmen Axial- und Radialkräfte auf. Sie müssen jedoch axial vorgespannt werden, wodurch sich ihre maximale Tragfähigkeit vermindert. Um die Tragfähigkeit und Rundlaufgenauigkeit zu erhöhen, können Mehrpunkt-Spindellager als 3- oder 4-Punktspindellager eingesetzt werden. Sie weisen am Außenring im Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt zwei Kontaktstellen auf und bei 4-Punktspindellagern auch zwei Kontaktstellen am Innenring. Radiale und axiale Verlagerungen werden dadurch im Betrieb minimiert, die Aufnahme von Radialkräften erhöht und bei 4-Punktspindellagern die beidseitige Aufnahme von Axialkräften ermöglicht. Die Hertz'schen Pressungen fallen ebenfalls geringer aus. [Ross13; Spac08]

Im Folgenden werden ausschließlich hochgenaue Spindellager in der Ausführung als Schrägkugellager betrachtet. Sie werden für Hochdrehzahlanwendungen in Motorspindeln am häufigsten eingesetzt.



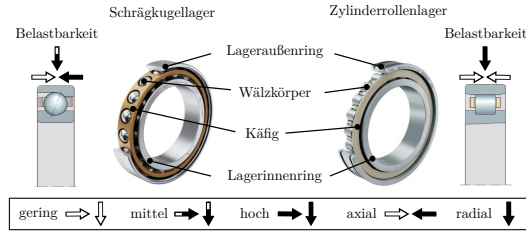


Abbildung 3.5: Komponenten und Lastaufnahme von Wälzlagern; in Anlehnung an [FAG23] aus [Holl18, S.6]

### Hochgenaue Spindellager für Motorspindeln

Hochpräzisionswälzlager werden nach [DIN620-2] und [DIN620-3] in den Genauigkeitsklassen P2 und P4 gefertigt. Einzelne Wälzlagerhersteller bieten noch genauere Klassen an. Die Bezeichnung variiert in Abhängigkeit der internationalen Toleranz-Normen. Eine Übersicht bietet Tabelle 3.2. In Tabelle A.1 sind beispielhafte Toleranzklassen für die Passungswahl jeweils für die Passung des Lageraußenrings zu Gehäuse und des Lagerinnenrings zur Spindelwelle sowie die Toleranz des Planlaufs und der erzielbaren Rundlauf-toleranz dargestellt. Die angegebenen Durchmesserbereiche sind für das Motorspindelkonzept in dieser Arbeit relevant. Allgemein gelten zulässige Abweichungen in Form und Lage der umgebenden Teile mit Anlagefläche zum Hochgenauigkeitsspindellager von IT2/2 für P4/P4S/P4A/P4+ und IT1/2 für P2/UP für den Gesamtrundlauf und IT1 für P4/P4S/P4A/P4+ und IT0 für P2/UP für den Gesamtplanlauf [SKF 14]. Spindellager für Hochdrehzahlanwendungen werden in der Regel hinsichtlich der Maß- und Formtoleranzen nach P4 und hinsichtlich der Lauf-toleranz nach P2 gefertigt [FAG18, S.32]. Dies entspricht der Kurzbezeichnung je nach Lagerhersteller P4S/P4A/P4+. Es gilt, dass die Umbauteile mit der gleichen Genauigkeit gefertigt werden müssen, wie die Lager selbst, um die Anforderungen an das Spindel-Lager-System zu erfüllen (siehe Abbildung 3.2).

Tabelle 3.2: Internationale Toleranznormen in der Übersicht [GMN 23a]

	ISO 492	DIN 620	ABMA
Toleranzkurzzeichen gemäß	class 4	P4	ABEC 7
DIN ISO 1132-1	class 2	P2	ABEC 9

### 3.1.5 Grundlegende Beschreibung zum Aufbau und Bewegungsverhalten von Wälzlagern

#### Druckwinkel

Bei Spindellagern in der Ausführung als Schrägkugellager befinden sich die Kontaktpunkte von Wälzkörper zu Außenring und Wälzkörper zu Innenring in einem Winkelabstand von der senkrechten zur Lagermitte. Dieser Winkel wird als Nenndruck-, Kontakt- oder Berührungswinkel bezeichnet, wenn sich bei kraftfreier axialer Verschiebung des Außenrings gegenüber dem Innenring die Komponenten in den Kontaktpunkten berühren. Er ist abhängig von der Schmiegunng  $\kappa$  und der radialen Lagerluft  $e$ . Spindellager sind mit einem Nenndruckwinkel  $\alpha_0$  von  $15^\circ$  oder  $25^\circ$  ausgeführt [FAG18]. Darüber hinaus existieren Varianten mit  $12^\circ$ ,  $17^\circ$ ,  $18^\circ$  und  $19^\circ$  Nenndruckwinkel je nach Hersteller [SKF 14; GMN 23c]. Nach Montage und bei Betrieb verändert sich die Lage der Kontaktpunkte, sodass sich ein Betriebsdruckwinkel in Abhängigkeit der Vorspannung, Erwärmung, Drehzahl und äußerer Belastung einstellt. Die Winkel an Außen- und Innenring sind unterschiedlich.

Im Zuge der Montage werden die Schrägkugellager axial vorgespannt. Dabei werden der Lageraußen- und Lagerinnenring zueinander axial unter Kraftaufbringung verschoben. Es stellt sich ein größerer Druckwinkel  $\alpha'$  ein. Im Betrieb entsteht durch die Reibung in den Kontaktzonen Wärme, die zu einer thermisch bedingten radialen Aufdehnung des Innenrings führt. Da über das Spindelgehäuse die Verlustwärme abgeführt wird, ist die Temperatur am Außenring geringer und er erfährt selbst aufgrund des entstehenden radial wirkenden Drucks in den Kontaktzonen eine viel geringere Aufdehnung. Der Druckpunkt verlagert sich an beiden Ringen in Richtung des Rillengrunds. Der Druckwinkel verkleinert sich zu  $\alpha''$ . Gleichzeitig wirkt im Betrieb die Fliehkraft auf Innenring und Wälzkörper. Das Abrollen der Wälzkörper am Innenring verlagert sich in Richtung der Innenringsschulter. Aufgrund der axialen Vorspannung erfolgt eine axiale Verschiebung des Innenrings gegenüber dem Außenring. Dadurch entsteht zunächst ein Kräfteungleichgewicht am Wälzkörper, welches durch die Verlagerung des Druckpunkts am Außenring in Richtung Rillengrund wieder ausgeglichen wird. Die radial wirkende Fliehkraft auf die Kugel wird an den Außenring übertragen, wodurch die Normalkraft am Innenring  $Q_{IR}$  eine geringere radiale und die Normalkraft am Außenring  $Q_{AR}$  eine höhere radiale Kraftkomponente ausprägt [Ross13]. Die drehzahlbedingte Verlagerung wird als kinematische und die temperaturbedingte Verlagerung als thermische Verlagerung bezeichnet. Dieses Betriebsverhalten ist als axiale Verlagerung am Werkzeugmittelpunkt (engl.: *Tool*

Center Point (TCP)) und der Plananlage der Motorspindel messbar. Durch die Änderung der Betriebsdruckwinkel verändern sich die dynamischen Steifigkeiten und damit die Eigenfrequenzen des Spindellagersystems im Betrieb.

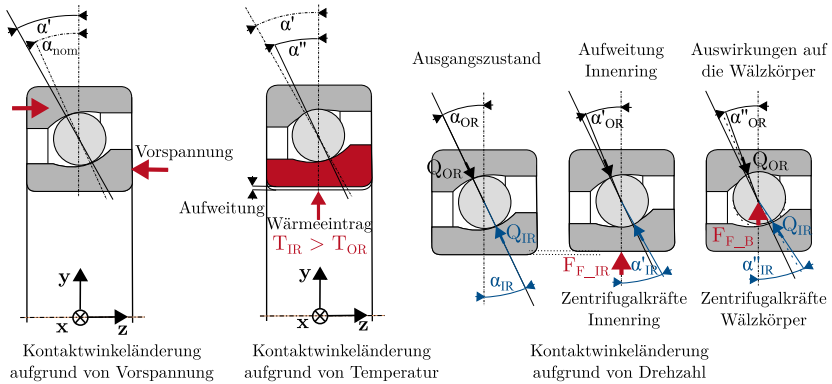


Abbildung 3.6: Einflüsse auf die Druckwinkeländerung im Betrieb; in Anlehnung an [Holl13] aus [Holl18, S.9]

### Schmiegung

Die Schmiegung  $\kappa$  beschreibt das Verhältnis aus der Differenz des Radius des Rillengrunds  $r_{Rillengrund}$  und des Kugelradius  $r_{Kugel}$  bezogen auf den Kugelradius. Ein kleiner Wert für die Schmiegung bedeutet, dass die Kontaktfläche zwischen Wälzkörper und Laufbahn größer ausfällt und damit die Reibung in der Kontaktzone erhöht ist. Jedoch sind die maximal übertragbaren Kräfte und die Steifigkeit größer. Die Beanspruchung mit Blick auf die größere Kontaktfläche ist geringer [Harr07; Brec11; Klei98]. Laut BRECHER et. al soll der Rillengrundradius nicht kreisförmig, sondern ähnlich einem Polygonzug mit stückweise stetig variierenden größeren Radien ausgeführt sein, sodass die Kontaktfläche und die Reibung möglichst gering sind. Die Schmiegung im Lager ist in einem solchen Fall nicht konstant [Brec11]. Die Schmiegung berechnet sich zu:

$$\kappa = \frac{r_{Rillengrund} - r_{Kugel}}{r_{Kugel}} \tag{3.1}$$

### Kinematisches Kugelbewegungsverhalten

Das kinematische Bewegungsverhalten der Wälzkörper, die sogenannte Kugelorbitalgeschwindigkeit [Birk12], kann grundlegend anhand der vorliegenden

relativen Winkelgeschwindigkeiten der Bewegungskomponenten Rollen, Bohren und Gleiten beschrieben werden (siehe Abbildung 3.7).

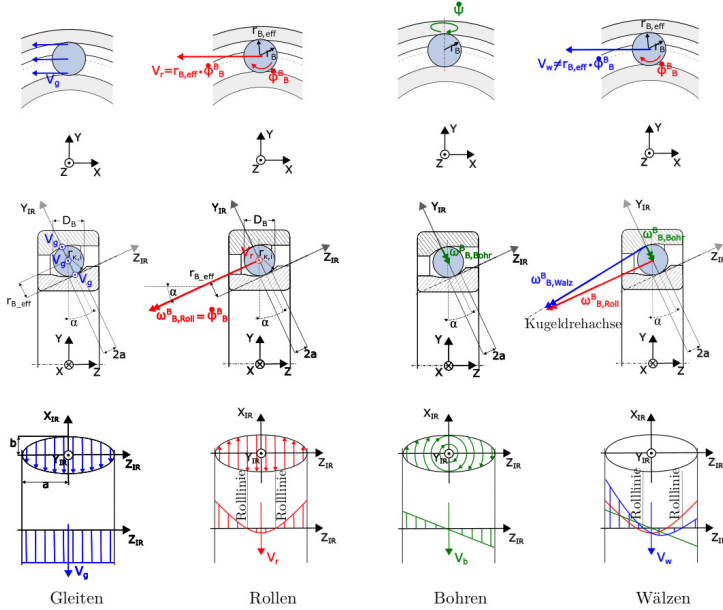


Abbildung 3.7: Bewegungsanteile einer Kugel mit Wälzen als Überlagerung aus Gleiten, Rollen und Bohren; in Anlehnung an [Holl79; Hein03] aus [Holl18, S.22]

Der Innenring ist fest auf einer Welle montiert, welcher mit ihrer Wellendrehzahl  $n_{IR}$  rotiert. Der Außenring ist statorfest. Die Winkelgeschwindigkeit des Innenrings folgt aus der Wellendrehzahl mit:

$$\omega_{IR}^I = \frac{2\pi \cdot n_{IR}}{60} \tag{3.2}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Innenrings berechnet sich mit dem Wälzkörper-Innenring-Berührungspunktdurchmesser  $D_{IR,R}$  zu:

$$v_{IR} = \frac{D_{IR,R}}{60} \cdot \omega_{IR}^I = \frac{D_{IR,R}}{60} \cdot \frac{2\pi \cdot n_{IR}}{60} \tag{3.3}$$

Weitere Berechnungsgrößen der überlagerten Bewegungsanteile lassen sich daraus ableiten. Zunächst seien die Bewegungsanteile kurz beschrieben. Beim Gleiten rotiert der Wälzkörper nicht, sondern führt eine rein tangentielle Translationsbewegung in der Laufbahn aus. Das Rollen ist gekennzeichnet durch eine im Berührungspunkt zwischen Wälzkörper und Laufbahn vorliegender Relativgeschwindigkeit zu Null. In diesem Punkt rotiert der Wälzkörper mit derselben Winkelgeschwindigkeit wie die Laufbahn [Njoy80]. Der Kugelmittelpunkt bewegt sich mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_B^I$  um die Lagerdrehachse. Die Abrollbewegung um den Kugelmittelpunkt ist die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_B^B$  [Jira64; Walt71; Gupta79]. Beim Bohren rotiert der Wälzkörper um seine eigene Mittenachse in der Kontaktzone zur jeweiligen Laufbahn. Der Gleitanteil, auch als Kugelschlupf bezeichnet, liegt bei etwa 1% – 2% [Somm14]. Aus diesem Grund wird allgemein vereinfacht eine überlagerte Roll- und Bohrbewegung betrachtet. Zur weiterführenden Beschreibung des Kugelbewegungsverhaltens kann nach BRÄNDLEIN [Brän95] die Parallelität der Drehachsen zu den Laufbahntangenten angenommen werden. Des Weiteren sei die Kugelumfangsgeschwindigkeit  $v_B^I$  gleich der Kugelsatzumfangsgeschwindigkeit  $v_{B\_set}^I$ . Damit berechnet sich die Umfangsgeschwindigkeit der Kugel zu:

$$v_B^I = v_{B\_set}^I = -\omega_{B\_set}^I \cdot \frac{D_P}{2} = \frac{n_{IR}}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D_P}{60} \cdot \left(1 - \frac{D_B \cdot \cos \alpha}{D_P}\right). \quad (3.4)$$

Darin ist  $D_P$  der Teilkreisdurchmesser,  $D_B$  der Wälzkörperdurchmesser und  $n_B$  die Kugeldrehzahl um die Lagerdrehachse mit:

$$n_B = \frac{n_{IR}}{2} \cdot \left(1 - \frac{D_B \cdot \cos \alpha}{D_P}\right). \quad (3.5)$$

Dabei wird vernachlässigt, dass die Kugelumfangsgeschwindigkeit je Kugel im Betrieb variiert. Ursächlich ist eine Schiefstellung des Lagers oder Biegung der Welle. Dies kann bspw. die Folge hoher äußerer Belastungen, einer unsachgemäßen Lagermontage, einer unrunder Welle aufgrund vorhandener Eigenspannungen nach der Rotormontage oder gefertigter Lagersitze außerhalb der Toleranz sein. Die Schiefstellung verändert die umlaufende radiale Position der Kugeln [Stein96]. Jede Kugel durchläuft einen unterschiedlichen Punkt an der Laufbahn. Damit ist der Druckwinkel nicht konstant. Die mittlere Kugelsatzumfangsgeschwindigkeit ist jedoch gleichbleibend [Brän72]. BARRISH bezeichnet es als „Ball Speed Variation“ (BSV) [Bari69]. Die Kugeln

führen diese Geschwindigkeitsänderungen innerhalb ihrer Käfigführung, dem sogenannten Käfigtaschenspiel, aus. Dies begrenzt die maximale Änderung und bedeutet, dass der Käfig ständig die Massenkräfte der Kugeln aufnehmen muss. Dies kann, bei entsprechender Belastung durch überhöhte Kräfte, zum Blockieren, zur Reibungswärme im Kugel-Käfig-Kontakt und ferner zu einem Käfig- und Lagerversagen führen [Bari69; Brän72]. BRÄNDLEIN spezifiziert für dieses Bewegungsverhalten die Kugeldrehzahl um ihren Mittelpunkt in Abhängigkeit des Druckwinkels am Innenring:

$$n_B^B = -\frac{n_{IR}}{2} \cdot \left( \frac{D_P}{D_B} - \frac{D_B \cdot \cos^2 \alpha}{D_P} \right). \quad (3.6)$$

Es folgt die Kugelwinkelgeschwindigkeit  $\omega_B^B$  mit:

$$\omega_B^B = -\frac{\pi \cdot n_{IR}}{60} \cdot \left( \frac{D_P}{D_B} - \frac{D_B \cdot \cos^2 \alpha}{D_P} \right). \quad (3.7)$$

Mit dem Kugelradius ergibt sich die Kugelumfangsgeschwindigkeit  $V_B^B$  zu:

$$V_B^B = -\frac{n_{IR}}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D_B}{60} \cdot \left( \frac{D_P}{D_B} - \frac{D_B \cdot \cos^2 \alpha}{D_P} \right). \quad (3.8)$$

Für die Auslegung von Spindel-Lager-Systemen spielt die Betrachtung des Kugelvordreh- und -nachlaufs eine entscheidende Rolle für die einwandfreie Funktionsweise. Richtwerte als Zielstellung bei der Berechnung folgen aus der Lagergeometrie und der Drehzahl. Um die Kräfte und damit die Reibung in der Kugel-Käfig-Interaktion gering zu halten, soll für hohe Drehzahlen der Kugelvordreh- und -nachlauf kleiner als das Käfigtaschenspiel sein [Weck06, S. 382].

Der Bohrbewegung ist eine Bohrgeschwindigkeit am Außen- und Innenring zugeordnet. Diese wird nachfolgend beschrieben und ist in Abbildung 3.8 dargestellt.

Zur Erläuterung sei weiterhin eine rein überlagerte Roll- und Bohrbewegung ohne Kugelschlupf angenommen. In diesem Fall treffen sich die Vektoren der Winkelgeschwindigkeiten der Wälzbewegung in den Kontaktpunkten am Außen- und Innenring O und I im Punkt S. Für geringe Drehzahlen und

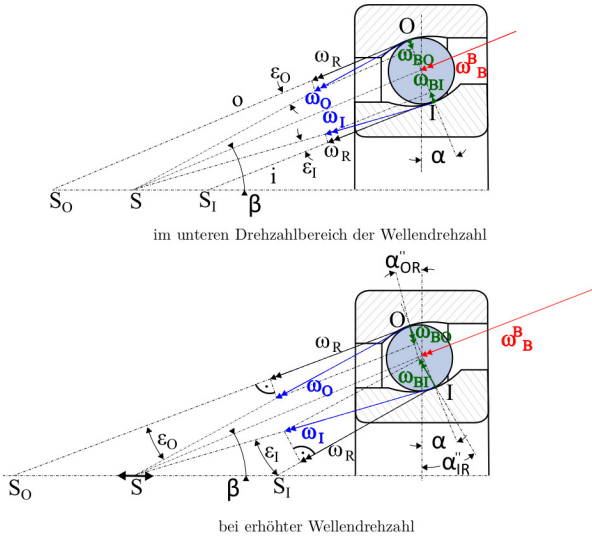


Abbildung 3.8: Kinematik der Bohrgeschwindigkeit; in Anlehnung an [Schl09; Stei96] aus [Holl18, S.26]

kleine Fliehkräfte auf die Kugeln sei der Druckwinkel zunächst konstant mit  $\alpha = \alpha_{OR} = \alpha_{IR}$ . Die Kontaktpunkte liegen nun auf einer Geraden durch den Kugelmittelpunkt exakt gegenüber. Die Berührtangenten bezogen auf die Laufbahnradien am Außen- und Innenring verlaufen entsprechend parallel zueinander und schneiden die Lagerdrehachse in den Punkten  $S_0$  und  $S_1$ . Die vorab eingeführte Winkelgeschwindigkeit der Kugel um ihren Mittelpunkt  $\omega_B^B$  schneidet ebenfalls den Schnittpunkt  $S$ . Die Winkelgeschwindigkeit der Wälzbewegung lässt sich ferner in die tangential an der Kugel im Berührungspunkt vorliegende Rollgeschwindigkeit  $\omega_{roll}$  und die radial zum Kugelmittelpunkt orientierte Bohrgeschwindigkeit  $\omega_{bohr}$  zerlegen. Die Kugel rotiert folglich jeweils am Außen- und Innenring im Berührungspunkt um die eigene Normalenachse [Schl09]. Damit lässt sich das Bohr-zu-Rollverhältnis einführen, um den Bohranteil an der kinematischen Kugelbewegung zu beurteilen. Dies ist im Zuge der Auslegung des Spindel-Lager-Systems von großer Bedeutung, um die Höhe der Reibung und die auftretenden Wärmeverluste im Vergleich zu Berechnungsvarianten bewerten zu können. Ein Bohr-zu-Rollverhältnis von 0,3 wird als gerade noch zulässig erachtet und sollte höchstens 0,25 betragen [Schl11]. Die Berechnung wird durch SCHLECHT [Schl09] wie folgt angegeben,

wobei die Ermittlung der exakten Wälzwinkel  $\epsilon$  laut Steinert [Ste96] nicht möglich ist:

$$k_{\text{Bohr,Roll,OR}} = \tan \epsilon_{\text{O}} = \frac{\omega_{\text{bohr,O}}}{\omega_{\text{roll}}} \text{ bzw. } k_{\text{Bohr,Roll,IR}} = \tan \epsilon_{\text{I}} = \frac{\omega_{\text{bohr,I}}}{\omega_{\text{roll}}} \quad (3.9)$$

Die im Betrieb insbesondere bei höheren Drehzahlen vorliegende Lagerkinematik verändert die Kontaktverhältnisse. So nimmt der Betriebsdruckwinkel mit steigenden Drehzahlen am Außenring ab und am Innenring zu. Die Kugel erfährt im Außenringkontakt eine radial zur Fliehkraft wirkende Gegenkraft [Brän72; King80], wodurch sich die Kontaktfläche vergrößert, und die Bohrbewegung abnimmt, bis es schließlich zu reinem Rollen und der sogenannten Außenringführung kommt [Park66]. Der Schnittpunkt S wandert in Richtung Schnittpunkt SO. Gleichzeitig hebt sich die Kugel am Innenring leicht aus der Kontaktzone ab, wodurch sich deren Fläche verkleinert, und die Innenringführung nachlässt. Es kommt zum axialen Nachrücken des Innenrings. Die Kugel erfährt eine Druckwinkelerhöhung, welche die Bohrbewegung relativ zur Rollbewegung verstärkt [Brän72]. Die Auswirkung in Form von Verschleiß ist am Innenring messbar erhöht [Ste96]. Da die Reibung im Lager zur Erwärmung und zu einer Druckwinkelerhöhung am Außen- und Innenring führt, nimmt das Bohr-zu-Roll-Verhältnis mit steigenden Temperaturen zu. Wohingegen bei Zunahme der axialen Belastung sich das Bohr-zu-Rollverhältnis wieder verringert [Brän72].

Es sei erwähnt, dass es zwischen antreibendem Innenring und Wälzkörper auch zur vierten Bewegungsform Schlupf kommt. Insbesondere bei großen Geschwindigkeitsänderungen etwa beim Beschleunigen oder Abbremsen der Motorspindel oder Ein- und Austritt der Kugel aus der Lastzone des Lagers kommt es zum Schlupf [Herk72]. Die Kugeln werden beim Eintritt in die Lastzone vom Käfig und der sich ändernden radialen Laufbahnposition beschleunigt. Beim Austritt aus der Lastzone werden sie vom Käfig und der erneuten Positionsänderung abgebremst. In diesen Momenten liegt eine Differenz zwischen ideal theoretischer und real vorliegender Winkelgeschwindigkeit der Kugel um die Lagerdrehachse vor [Spec02; King68; Herk72]. Laut SPECHTEL und BRÄNDLEIN ist der Schmierfilm nicht in der Lage die Reib- und Trägheitskräfte vom Innenring an die Kugel zu übertragen [Spec02; Brän72]. Da sich der Schmierfilm schneller ausbildet als der kinematische Vorgang andauert, muss Schlupf nicht mit hohem Verschleiß einhergehen [Spec02].

Die Drehachse der Kugel verändert sich im Betrieb fortlaufend, sodass ein rückstellendes Kreiselmoment auf die Kugel wirkt, um sie um die Tangente



in Rollrichtung an den Teilkreis des Kugelsatzes zu drehen. Die Rollbewegung wird durch Reibkräfte im Käfigführungs-Wälzkörper-Kontakt unterbunden. Sollte es zum Durchrutschen der Kugel kommen, gleitet sie mit erhöhter Reibung relativ an den Kontaktflächen ab und der Schmierfilm wird auf Scherung belastet. Das Kreiselmoment  $M_{\text{Kreisel}}$  berechnet sich nach [Harr91] zu:

$$M_{\text{Kreisel}} = I_B \cdot \omega_{B\_set}^I \cdot \omega_{\text{w\ddot{a}lz}} \cdot \sin \epsilon. \quad (3.10)$$

Die Wälzwinkelgeschwindigkeit ist die Gesamtwinkelgeschwindigkeit aus der vektoriellen Addition der vorgestellten Winkelgeschwindigkeiten der Kugel.  $I_B$  ist das Trägheitsmoment der Kugel.  $\omega_{B\_set}^I$  ist die mittlere Winkelgeschwindigkeit aller Kugeln – die Kugelsatzumlaufgeschwindigkeit. Die Bestimmung der Kugeldrehachse und des Wälzwinkels  $\epsilon$  zwischen Vektor der Wälzwinkelgeschwindigkeit  $\omega_{\text{w\ddot{a}lz}}$  und der Lagerdrehachse des Innenrings gestalten sich als iteratives Vorgehen nach TÜLLMANN [Tüll99] und JIRA [Jira64].

Das kinematische Verhalten des Kugelsatzes unter Last ist für das Verständnis der Motorspindelberechnung ausschlaggebend, um die Belastung und Beanspruchung der Kugeln und damit die verbleibende Tragfähigkeit und ggf. Lebensdauer des Lagers evaluieren zu können. Es wirkt ein äußeres statisches und dynamisches sowohl axial als auch radial angreifendes Belastungskollektiv aus Kräften und Momenten am Spindel-Lager-System, welches von den auf die Kugeln wirkenden Kräften übertragen wird. In Abbildung 3.9 sind die wirkenden Kräfte und Momente dargestellt.

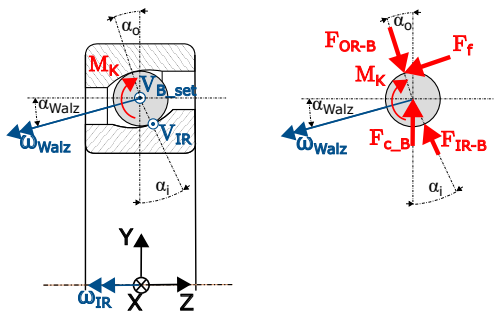


Abbildung 3.9: Auswirkung des Kreiselmoments auf die Kugelführung; in Anlehnung an [Tüll99; Brän72] aus [Holl18, S.28]

Aus der einschlägigen Literatur und den aufgeführten Beschreibungen lässt sich resümieren, dass auf die Kugeln in Schrägkugellagern:

- Gewichtskräfte,
- Normalkräfte in Kontakt mit der Laufbahn durch externe Kräfte und die Lagervorspannung,
- Zentrifugalkräfte,
- Kreismomente als gyroskopische Momente,
- Massenträgheitskräfte,
- Kollisionskräfte durch die Käfig-Kugel-Interaktion und
- tangential zu den Berühroberflächen ausgeprägte Reibkräfte wirken.

Unter der Axial-Radial-Kopplung bei Schrägkugellagern wird die wechselseitige Beeinflussung der Kräfte im Lager durch die Druckwinkel verstanden [Schi11; Spac08]. Bei symmetrischer Kugel- und Lastverteilung, etwa nach Montage durch die gleichförmig wirkende axiale Vorspannung, sind alle Kugeln gleich belastet. Der Innenring verlagert sich infolgedessen stets in Wirkrichtung der äußeren Kraft. Ist die Kugelverteilung durch die Käfiggestaltung asymmetrisch, verlagert sich der Innenring zusätzlich um den Winkel  $\Theta$  um die Lagerdrehachse. Der Lagerinnenring verdreht sich gegenüber dem Lageraußenring. Bei zusätzlicher Radialkraft verteilt sich die Kraft auf die in Krafrichtung befindlichen Kugeln. Laut NIEMANN et al. muss als Auslegungskriterium für Spindel-Lager-Systeme mit Schrägkugellagern für eine hohe nominelle Lagerlebensdauer immer gelten, dass mindestens die Hälfte der Kugeln einen Anteil an der radialen Kraftübertragung haben müssen [Niem05]:

$$F_a \geq 1,22 \cdot F_r \cdot \tan \alpha. \quad (3.11)$$

Darin ist  $F_a$  die Gesamtaxial- und  $F_r$  die Gesamtradialkraft.  $\alpha$  steht für den Druckwinkel.

Bei Belastung der Kugeln kommt es in der Kontaktstelle zur Abplattung von Kugel und Lagerring. Nach der HERTZ'schen Theorie bildet sich eine elliptische Fläche aus [Brän95]. Das Verhältnis aus Kraft und Druckellipse je Kugel bestimmt die Flächenpressung. Sie ist ein Maß für die Beanspruchung im Lager, da sie alle auftretenden Lagerverschiebungen in einer Kenngröße kombiniert: radiale und axiale Schwingungen, statische Verschiebung aufgrund der Vorspannung und Gewichtskraft sowie Verkippung der Welle [Scha06].

Die Größe der Druckellipse ist abhängig von der Belastung und den Kugel- und Lagerringwerkstoffen. Ausführliche Erläuterungen zur Berechnung der HERTZ'schen Flächenpressung unter Berücksichtigung der Krümmung der Kontaktpartner sind in BRÄNDLEIN nachzulesen [Brän95]. Die maximale Flächenpressung im Lager aus dem Werkstoff 100Cr6 darf den Wert für eine Druckspannung von  $2000 \text{ N/mm}^2$  nicht überschreiten [Scha06]. Die zulässige statische Wälzkörperbelastung in der höchstbeanspruchten Berührstelle beträgt  $4200 \text{ N/mm}^2$  für Kugellager und  $4000 \text{ N/mm}^2$  für Rollenlager. Diese Werte entsprechen einer zulässigen plastischen Gesamtverformung von Wälzkörper und Laufbahn von 0,01 % des Wälzkörperdurchmessers  $D_B$  [Brän95]. Laut BRÄNDLEIN führt dieser plastische Verformungsanteil gerade noch zu keiner Verschlechterung der Laufruhe oder Beeinträchtigung der Ermüdungslebensdauer.

Zusammenfassend ist die Kraftverteilung auf die Kugeln von der Kugelposition in der Laufbahn, deren relativem Abstand zueinander aufgrund der Käfigausführung und der Lagerinnengeometrie abhängig [Brän95]. Der Bereich am Lagerumfang, in dem die Kugeln die Belastung übertragen, definiert die Lastzone [Klei98]. Jede Kugel trägt als Konsequenz einen vom Betriebszeitpunkt variablen Anteil der Gesamtbelastung.

### 3.1.6 Wälzlagerschmierung

Beim Abwälzen sind die Verhältnisse in der Kontaktzone stark von den Schmierbedingungen abhängig [Ross13]. Die Schmierung hat die Aufgabe die Kontaktpartner zu trennen, die Reibung zu vermindern und die durch Reibung entstehenden Wärmeverluste besser abzuleiten. Die Lebensdauer des Spindel-lagers kann durch eine bedarfsgerechte Auswahl, Menge, Temperierung sowie ggf. Zuführung, Nachschmierung und Absaugung gezielt verlängert werden. Darüber hinaus dämpft die Schmierung Schwingungen, schützt das Lager vor Korrosion und vermindert die Kontamination mit Schmutzpartikeln. Die gängigsten Schmierungsarten für Spindellager sind die Fettschmierung und die Öl-Luft-Schmierung. Auf Grundlagen der Schmierung, wie sie die Theorie der elasto-hydrodynamischen Schmierung (EHD-Schmierung) und die hydrodynamische Schmiertheorie beschreiben, wird hier nicht eingegangen, sondern auf die Publikationen von SEILER et al. [Seil15] und HAMROCK et al. [Hamr04] verwiesen. Die Wahl der Schmierungsart hängt wesentlich von den Betriebsbedingungen Lagertemperatur und Drehzahl ab. Schließlich fällt die Auswahl auf einen Schmierstoff oder Schmieröl, welches bei den zu erwartenden Temperaturen die geeignete Viskosität zum Aufbau eines trennenden

Schmierfilms, die maximalen und minimalen Betriebstemperaturen als Lager-temperaturgrenzwerte, die Reinheit, einen geringen Reibwert und Alterungsbeständigkeit aufweist. Die Fettschmierung als Lebensdauerschmierung weist Drehzahlkennwerte von  $2,3 \cdot 10^6$  mm/min für Einzelspindellager auf [Frau23b]. Die lebensdauerfettgeschmierten Spindellager sind in der Regel ab Werk geschmiert und können nach außen durch Kautschukdichtungen abgedichtet sein. Eine Übersicht über berührungslose Dichtungen und Berührungsdichtungen für Lager bietet bspw. [SKF 14, S. 95 ff.] oder [Scha19, S. 642 ff.]. Die Schmierfette für Spindelanwendungen bestehen aus einer Grundbasis mineralischer oder synthetischer Öle, welche in sogenannte Metallseifenfette, wie z. B. Lithiumseifenfett, eingebettet sind. Die Betriebstemperaturen liegen zwischen  $-30^\circ\text{C}$  und  $110^\circ\text{C}$ . Als empfohlener, zulässiger Grenzwert wird häufig  $80^\circ\text{C}$  vorgegeben [Siel17, S. 134]. Sie sind nach DIN 51 818:1981 in verschiedene Konsistenzklassen eingeteilt. Da sich die Betriebsbedingungen in Spindellagern stetig ändern, sollte die Konsistenz möglichst gleichbleibend sein. Hier hat sich die Konsistenzklasse 2 für normale Wälzlageranwendungen bewährt. Fettgeschmierte Lager müssen bei Erstinbetriebnahme einem Fettverteilungslauf unterzogen werden, um die richtige Schmiermenge in den Kontakten gleichmäßig hervorzurufen und stabile Betriebstemperaturen zu erreichen [SKF 14; Scha19]. Die Lebensdauerfettschmierung ist als Grenzvollschmierung oder Kleinstmengenschmierung ausgeführt, wartungsfrei und kommt ohne Peripheriegeräte aus. Damit hängt zusammen, dass keine Versorgungsbohrungen zu den Lagerstellen im Motorspindelgehäuse konstruiert, gefertigt und geprüft werden müssen. Das Fett lässt sich leicht im Lagerbereich auch bei schräger oder vertikaler Spindeldrehachse halten. Für Anwendungen, die einer hohen Anforderung an die Lebensdauer genügen müssen und damit die Fettgebrauchsdauer übersteigen, wird eine Fettnachschmierung eingesetzt [SKF 12, S. 242]. Herausforderung sind Überschmierung, Sauberkeit, Blasenfreiheit der Zuführleitungen und -bohrungen sowie die Förderbarkeit des Fetts. Genau dosierte, kleinste Mengen von Fett werden steuerungstechnisch in definierten Zeitabständen getaktet in das Lager aus einem Fettvorrat mittels automatischer Schmierstoffgeber zugeführt. Das überschüssige, alte Fett wird aus der Laufbahn gedrückt, weshalb die Lager in der Regel nicht selbst, sondern die Lagerung insgesamt mit einer berührungslosen Dichtung in Form eines engen Spalts, Labyrinths oder Stauscheibe abgedichtet sind. Dies verhindert nicht nur das Eindringen von Schmutz, sondern auch das unkontrollierte Austreten des überschüssigen Fetts.

Für Spindellagerungen wird Öl-Luft-Schmierung bevorzugt bei hohen Drehzahlen und hohen Lagertemperaturen eingesetzt. Maximale Drehzahlkenn-

werte für Einzelspindellager liegen heute bei bis zu  $3,5 \cdot 10^6$  mm/min [Frau23b]. Die Schmierfilmdicke als auch die Schmierstoffviskosität ist jedoch drehzahl- und belastungsabhängig, sodass es insbesondere bei sehr hohen Drehzahlen zu einer Unterschmierung oder bei niedrigen Drehzahlen zu einer Überschmierung kommen kann. Der Schmierfilm baut sich nach der EHD-Theorie im Wälzkontakt auf. Das feingefilterte Öl wird entsprechend einer Taktzeitvorgabe aus einem Tank in ein Mischventil gefördert und dort von der durchströmenden Luft in die Zuführleitungen mitgerissen, wo sich wellenförmige Öl-Schlieren gleichmäßig ausbilden und entlang der Leitungswand bis zur Lagerstelle transportiert werden. Die Zuführung in die Laufbahn kann entweder für eine Lagerstelle für ein Lagerpaar seitlich durch die Distanzringe mittels einer Schmierzuführung oder für jedes Lager separat radial durch den Außenring erfolgen. Möglichkeiten der Einbringung sind in Abbildung 3.10 dargestellt.

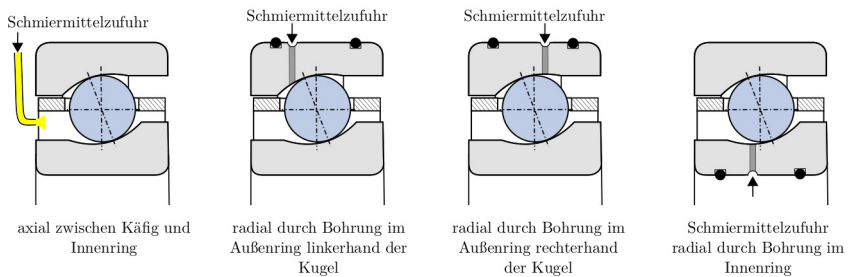


Abbildung 3.10: Schmierzuführung bei Öl-Luft-Schmierung in Schrägkugellager; in Anlehnung an [GMN 23c; Koch96] aus [Holl18, S.16]

Nachteilig sind eine schwierige Dosierung mittels Zuführleitungen und Schmiergeräten, die Wartungsintervallen unterliegen. Es existiert zudem ein Energiebedarf für die Bereitstellung der Druckluft und Betrieb des Schmieraggregats. Vor Inbetriebnahme und nach längerem Stillstand der Motorspindel sind Vorschmierzyklen zu durchlaufen, um betriebsfähige Schmierstoffeinbringung ins Wälzlager zu gewährleisten. Um eine Überschmierung zu verhindern sind Leckagebohrungen und ggf. Absaugvorrichtungen, z. B. mittels Vakuumsaugdüsen, die nach dem Venturi-Prinzip funktionieren, vorzusehen.

Die Schmierfilmhöhe ist im Allgemeinen von folgenden Einflussfaktoren abhängig: Umfangsgeschwindigkeit der Lagerkomponenten, axiale und radiale Belastung, Druckverteilung im Wälzkontakt, Schmierstoffviskosität, Temperatur und Oberflächenbeschaffenheit. Die Schmierungsarten für Motorspin-

dellager sind als Minimalmengenschmierungen ausgeführt. Bei Überrollung des in der Laufbahn befindlichen Schmierstoffs wird dieser zu den Seiten herausgedrängt und fließt in Abhängigkeit der Viskosität mehr oder weniger zügig wieder zurück, bis die nächste Überrollung durch den nachfolgenden Wälzkörper stattfindet. Dies wird als transiente Schmierstoffverdrängung bezeichnet [Ross13]. Aufgrund dessen kann es zu einer Abnahme der Schmierfilmhöhe bei hohen Drehzahlen kommen, welche Mangelversorgung oder Starvation genannt wird [Spac08; Harr91]. Vor der Kugel-Laufbahn-Kontaktzone bildet sich zusätzlich ein sogenannter Schmiervorlauf aus. Dieser Vorlauf beansprucht den Schmierstoff auf Schub, erzeugt Wärme und setzt damit die Viskosität, die Schmierfilmdicke und das Rollreibungsmoment herab [SKF 12, S.97].

Spindellager für Hochdrehzahlenwendungen in Motorspindeln sind gängig als Hybridlager ausgeführt. Der Werkstoff der Lagerringe ist in der Regel der durchhärtende Wälzlagerstahl (Chromstahl) 100Cr6 (1.3505) mit einer Härte von 60 bis 64 HRC (entspricht 700 – 800 HV30) nach DIN EN ISO 683-17:2000 [GMN 23c]. Die Wälzkörper sind aus der Keramik Siliciumnitrid ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) gefertigt [Bart04; GMN 23c]. Vorteile ergeben sich hinsichtlich der geringeren Dichte gegenüber Kugeln aus Stahl aufgrund der niedrigeren Fliehkraft und damit höheren Drehzahleignung um bis zu 30% [GMN 23c]. Keramik besitzt mit 315 GPa ein um den Faktor 1,5 größeres E-Modul als Wälzlagerstahl. So bilden Keramikugeln bei gleichen äußeren Belastungen im Vergleich zu Wälzlagerstahlkugeln geringere Druckellipsen in der Wälzkörper-Laufbahn-Kontaktzone aus, wodurch die flächenbezogene Pressung höher ist. Die kleineren Druckellipsen haben im Gegenzug den Vorteil, dass das Bohr- zu Roll-Verhältnis geringer und die Steifigkeit höher ist [GMN 23c]. Dies führt zu einer hohen Rundlaufgenauigkeit und Verlagerung von kritischen Eigenfrequenzen zu höheren Frequenzen. Weitere Vorzüge der Keramik sind die geringe Wärmeausdehnung und die Korrosionsbeständigkeit sowie geringe Affinität zu 100Cr6. Die Gebrauchsdauer von Hybridlagern ist um den Faktor 2 größer als von Stahllagern [GMN 23c]. Für besonders hohe Drehzahlen von Spindel-Lager-Systemen sind Spindellagerringe aus dem Werkstoff Cronidur<sup>®</sup>30 (1.4108) verfügbar. Dabei handelt es sich um einen mit Stickstoff legierten, martensitischen Edelstahl X30CrMoN15,1 mit einer Härte von 58 bis 60 HRC (650 – 700 HV30) [Hemp23]. Aufgrund seines feineren Gefüges im Vergleich zu 100Cr6 ist die Wärmeentwicklung im Lager geringer und die zulässige Flächenpressung höher [FAG18, S.142]. Die Kugeln sind voneinander durch einen Käfig getrennt und werden durch ihn in der Laufbahn gleichmäßig verteilt und geführt. Der Käfig selbst wird in der Regel vom Bord oder Schul-

ter des Außenrings über einen minimalen Käfig-Außenbord-Abstand, dem sogenannten Käfig-Führungsspiel geführt. Der Werkstoff für Standardkäfige ist ein gepresstes Baumwollgewebe, welches in Phenolharz getränkt und ausgehärtet wurde (Hartgewebe). Die zulässige Betriebstemperatur liegt zwischen 110 °C und 120 °C. Die Verbreitung von Käfigen aus dem Kunststoff Poly-Ether-Ether-Keton (PEEK) hat in der jüngsten Vergangenheit zugenommen. Die Belastbarkeit ist höher und die tribologischen Eigenschaften zwischen Kugeln sowie Außenbordführung und Käfig sind verbessert. Dies resultiert in verbesserten Notlaufeigenschaften, geringeren Betriebstemperaturen aufgrund verminderter Reibung und schließlich in einer höheren Lebensdauer [Melz22]. Die zulässige Betriebstemperatur beträgt rund 250 °C. In [Butz07] zeigt BUTZ auf, dass PEEK-Käfige stark variierende Außendurchmesser besitzen, weshalb sie nach seinem Vorschlag für die Lagermontage sortiert werden sollten. In [Melz22] untersuchen MELZER et al. den Einfluss unterschiedlicher Parameter, darunter auch den Käfigwerkstoff, auf das instabile, akustisch wahrnehmbare Käfigbewegungsverhalten benannt als Käfigrasseln. In den experimentellen Untersuchungen ist die Neigung zum Käfigrasseln bei Verwendung von PEEK-Käfigen deutlich vermindert bis gar nicht mehr vorhanden. Das Phänomen des Käfigrasseln ist Gegenstand der Untersuchungen in [Holl18]. Weitere Ausführungen zu Werkstoffen und deren Bedeutung für den praktischen Einsatz in Spindellagern bietet die Literatur [SKF 12; Brän95; Scha19].

### 3.1.7 Lageranordnungen

Die Belastbarkeit bzw. Tragfähigkeit und die Steifigkeit wird durch eine paarweise Verwendung der Wälzlager gezielt beeinflusst. Mögliche Paaranordnungen sind in Abbildung 3.11 dargestellt. Paarweise Anordnungen kommen zum Einsatz, wenn äußere Belastungen die Tragfähigkeit eines Einzellagers überschreiten oder die Abstützung der Lagerstelle in oder um eine Achse zur Lastaufnahme benötigt wird. Die O-Anordnung kann in beide Richtungen Axialkräfte aufnehmen. Die Berührungslinien schneiden sich auf der Lagerdrehachse. Der Abstand der Schnittpunkte der Drucklinien mit der Drehachse ist größer als der Abstand der Kugelmittelpunkte voneinander. Daher kann die O-Anordnung Kippmomente bzw. Kraglasten aufnehmen und die Biegesteifigkeit des Spindel-Lager-Systems ist erhöht [Butz07]. Die X-Anordnung kann ebenfalls Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen. Der Abstand der Schnittpunkte der Drucklinien mit der Drehachse ist geringer als der Abstand der Kugelmittelpunkte, weshalb die X-Anordnung nicht für Kraglasten geeignet ist. Die aus der Momentenbelastung resultierenden Radialkräfte führen

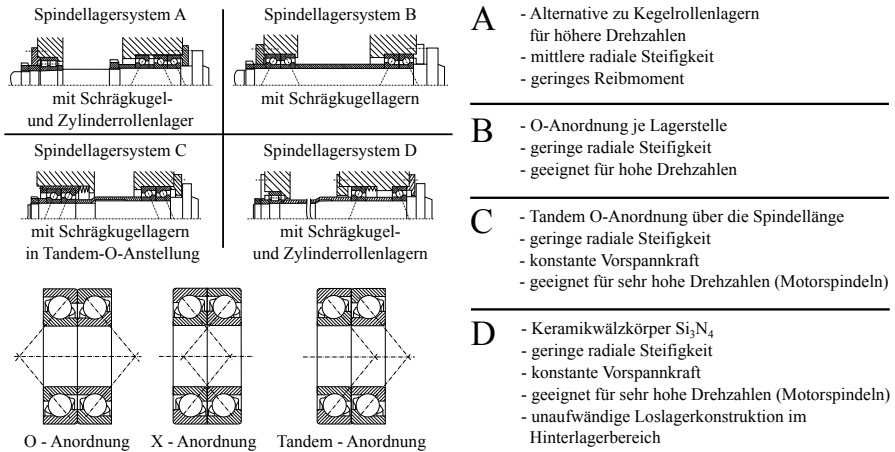


Abbildung 3.11: Charakteristische Lageranordnungen für beispielhafte Spindelsysteme; in Anlehnung an [Weck06, S.408f.] und [FAG18] aus [Siel17, S.15]

bei O-Anordnung im Vergleich zur X-Anordnung zu kleineren Verformungen in den Lagern [SKF 12, S. 207]. Die Anordnung von zwei Schrägkugellagern mit gleicher Ausrichtung der Berührungswinkel wird als Tandem-Anordnung bezeichnet. Axialkräfte werden nur aus der Richtung der Berührungswinkelschnittpunkte übertragen. Im Gegensatz zur O-, und X-Anordnung ist die Abstützung der Welle bei alleiniger Verwendung nicht ausreichend, sodass für die Tandem-Anordnung mindestens ein drittes Lager benötigt wird. Die Lagerpaare werden bei der Fertigung zusammengepasst, um gezielt ein vorgegebenes Spiel oder eine Spielfreiheit in axialer Richtung zu gewährleisten und ohne Passscheiben den unmittelbaren Einbau zu ermöglichen [SKF 12, S. 137]. Zur Beeinflussung des Stützabstands oder zur seitlichen Schmierstoffversorgung können zusätzlich Distanzringe zum Einsatz kommen, die vor Montage eingemessen und entsprechend der Maß- und Planauftoleranz der Lager geschliffen werden. Wichtig bei der Abstimmung ist die Gleichverteilung der Last auf die Einzellager. Zusätzliche thermische Lasten infolge von Wärmeverlusten aus dem Elektromotor oder dem Bearbeitungsprozess sind in die Auslegung von Lagerungen bei Motorspindeln einzubeziehen.

Entscheidend für die Ausprägung eines korrekten Bewegungsverhaltens unter erwarteten Betriebsbedingungen ist die Einstellung des sogenannten Betriebsspiels bzw. der Vorspannung. Hierbei spielt die vorhandene radiale und



axiale Lagerluft eine wichtige Rolle. Die Lagerluft definiert das Maß, um welches sich die Lagerringe radial und axial gegeneinander von einer Grenzstellung in die andere verschieben lassen [SKF 12, S. 137]. Die Lagerluft im Betrieb nimmt aufgrund von Passungsübermaß, Fliehkräfteeinwirkung und Wärmedehnung im Vergleich zur Lagerluft des nicht eingebauten Lagers ab. Im Normalfall ist die Lagerluft für die Betriebsverhältnisse des Lagers bemessen. Das für den einwandfreien Betrieb wichtigere radiale Betriebsspiel geht zu Null oder in eine leichte Vorspannung. Motorspindelssysteme werden für hohe Rundlaufgenauigkeiten und hohe Systemsteifigkeiten konzipiert, um Anforderungen an höchste Bearbeitungsqualitäten zu genügen. Daher sind diese Spindellagerungen unter Vorspannung eingebaut. Infolgedessen stellt sich ein negatives Betriebsspiel in axialer Richtung ein. Spindelssysteme mit hohen Drehzahlen und relativ kleinen Belastungen benötigen ebenfalls eine Vorspannung, um Gleitbewegungen und Schwingungen zu mindern [SKF 12, S. 207]. Die Vorspannung erzeugt eine Mindestbelastung der Lager. Für Kugellager liegt sie bei rund 1% der dynamischen Tragzahl  $C$  nach DIN ISO 281 [SKF 12, S. 75].

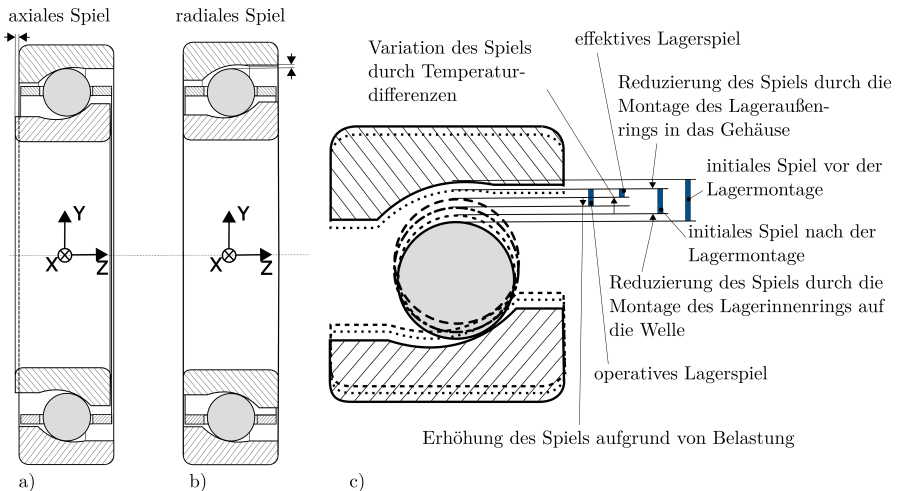


Abbildung 3.12: Definition des Lagerspiels bzw. der Lagerluft; in Anlehnung an [Weck02; Nach] aus [Holl18, S. 172]

Die Vorspannung erfolgt je nach konstruktiver Lagerart radial oder axial. Zylinderrollenlager als Beispiel werden radial vorgespannt. Einreihige Schrägkugellager, die paarweise in O, X oder Tandem angeordnet werden müssen,

werden axial vorgespannt. Die Vorspannung ändert sich mit der thermischen Last und den hervorgerufenen Wärmedehnungen im Lagerbereich. Ist die Welle wärmer als das Gehäuse, so nimmt die Vorspannung bei X-Anordnung stärker zu als bei O-Anordnung. Die radiale Wärmedehnung der Welle und des Lagerinnenrings vermindert das radiale Betriebsspiel. Bei X-Anordnung wird dies durch die zusätzliche axiale Wärmedehnung der Welle verstärkt, bei O-Anordnung hingegen vermindert. Für den Fall, dass ein bestimmter Lagerabstand und gleiche Wärmeausdehnungskoeffizienten für Welle und Lager sowie Gehäuseumbauteile vorliegt, können die radialen und axialen Wärmedehnungen ausgeglichen werden, wodurch die Lagervorspannung nahezu konstant bleibt [SKF 12, S.207]. Dies wird als thermisch kompensierter Lagerabstand bezeichnet.

Die richtig bemessene Vorspannung wirkt sich positiv auf das Betriebsverhalten des Spindel-Lager-Systems aus:

- Erhöhte Steifigkeit
- Geräuscharmer Lauf
- Genauere Führung der Welle
- Ausgleich von Verschleiß- und Setzvorgängen
- Verlängerung der Gebrauchsdauer

Eine überhöhte Vorspannung verringert die Lebensdauer der Lagerung jedoch erheblich [Jian10].

Die Steifigkeit der Lager bestimmt sich aus dem Verhältnis der Kraft und der resultierenden elastischen Verformung. Ist das Lager bereits vorgespannt, so liegt eine Abplattung der Komponenten im Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt vor. Jede weitere elastische Verformung erfordert eine höhere Kraft. Die Steifigkeitskennlinie von Einzellagern ist daher progressiv [Butz07]. Mit Zunahme der Vorspannung steigt die Steifigkeit daher überproportional an [Tüll99]. Die Lagersteifigkeit beeinflusst die zuverlässige und maßhaltige Fertigung durch das statische und dynamische Betriebsverhalten der Motorspindel [Spac08]. Schwingungen können somit durch die Steifigkeitsänderung (Systemverstimmung, Verschiebung kritischer Frequenzen) infolge einer Vorspannungsänderung gezielt reduziert werden [Xiao16].

Ein geräuscharmer Lauf stellt sich bei gleichmäßiger Vorspannungs- und damit Mindestlastverteilung ein [Li15, S. 199]. Auf diese Weise wird das Phänomen der parametererregten Schwingungen infolge einer Änderung der Lagersteifigkeit und Dämpfung während der Umdrehungen reduziert. Ursächlich ist

die Variation der Kugelanzahl in der Lastzone aufgrund der Winkelposition am Umfang [Weck06]. Die Schwingungen werden „Ball Passage Vibrations“ (BPV) genannt und äußern sich in einer erhöhten Amplitude der Abrollfrequenz der Wälzkörper, auch als „Ball Passage Frequency“ (BPF) bekannt. Brändlein nennt den Effekt Lagerfederung [Brän95].

Die Vorspannung beeinflusst nach Li et al. die genaue Führung der Welle positiv, indem sie gleichmäßig auf den Umfang des Lagers wirkt [Li15]. Eine ungleichmäßige Verteilung der Vorspannung hat zur Folge, dass aufgrund der Axial-Radial-Kopplung die Welle statisch radial verschiebt und dynamisch unrund umläuft, ähnlich einer Welle mit Schlag. Bspw. gleichen XIAOHU et al. mittels einer Kompensationsmethode eine unrund laufende Spindelwelle aus [Xiao16]. Der genaue Rundlauf gewährleistet einen gleichbleibenden Zahneingriff im Bearbeitungsprozess mit Motorspindeln, sodass keine Modulation der Zahneingriffsfrequenz auftritt und dadurch kritische Eigenmoden zu Schwingungen angeregt werden.

Im Betrieb finden Verschleiß- und Setzvorgänge in den Lagerbereichen statt. Durch eine ausreichend hohe Vorspannung oder nachstellende Vorspannung werden diese kompensiert. Die Gebrauchsdauer von Spindel-Lager-Systemen mit korrekt bemessener Vorspannung ist verlängert (siehe Abbildung 3.13). Außerdem sind durch die Schwingungsminderung die Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit höher [SKF 12, S. 208].

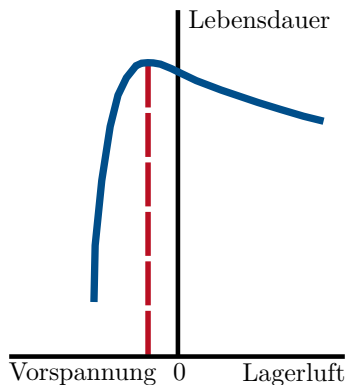


Abbildung 3.13: Verlängerung der Gebrauchsdauer durch die richtig bemessene Vorspannung; aus [SKF 12, S. 217]

### 3.1.8 Lagerungsanordnung und Lageranstellung, Anstellungsverfahren

Für die korrekte Lagerung eines Spindelwellensystems sind allgemein zwei Lagerstellen erforderlich. Die Auswahl der Lagerungsanordnung als Gesamteinheit erfolgt in Abhängigkeit der Einbaurandbedingungen, wie z. B. dem Bauraum, der Belastung, der Laufgenauigkeit und dem Aufwand für Fertigung und Montage. Unterschieden werden die grundlegenden Anordnungen in Lagerungen mit Fest- und Loslager, Lagerung mit gegenseitig angestellten Lagern und die schwimmende Lagerung. In Abbildung 3.14 sind die nachfolgend beschriebenen Varianten von Lagerungsanordnungen beschrieben.

#### Fest- und Loslagerung

Die gebräuchlichste Lagerungsanordnung ist die Fest- und Loslagerung (siehe Abbildung 3.14 a), b) und c)). Das Festlager auf der Arbeitsseite übernimmt die beidseitige axiale und radiale Führung der Spindelwelle, während das Loslager die radiale Führung unterstützt. Das Festlager ist sowohl auf der Spindelwelle als auch im Gehäuse seitlich fest positioniert. Das Loslager ist in beide Richtungen axial verschieblich. Dies verhindert das axiale Verspannen aufgrund von Wärmedehnungen oder das Freilaufen des Festlagers und Überlast am Loslager im Zuge großer axialer Zugkräfte in Bearbeitungsprozessen. Zylinderrollenlager der Bauform ohne Axialborde am Außenring können Axialverschiebungen im Lager ausgleichen (siehe Abbildung 3.14 b)). Andernfalls erfolgt der Ausgleich in Spindelwellensystemen über eine Führung mit Radialspiel zwischen Außenring und Gehäusebohrung [Butz07]. Diese Führung kann entsprechend Abbildung 3.14 a) als Gleitsitz ausgeführt sein, wobei der Lageraußenring über eine Spielpassung in der Gehäusebohrung gleitet. Die Spaltmaße und Oberflächen sind entsprechend der Maß-, Form und Lauftoleranzen der Lager auszuführen [SKF 14]. Nachteilig ist, dass sich Passungsrost an den Berührflächen im eng tolerierten Radialspalt bilden kann. Um dem entgegenzuwirken kann eine Gleitbuchse mit beschichteter äußerer Zylinderfläche eingesetzt werden (siehe Abbildung 3.14 b)). Die Lageraußenringe werden axial fest in der Gleitbuchse verspannt. Die Gleitbuchse wird über eine Spielpassung in der Gehäusebohrung geführt. Als Beschichtungen für Stahlbuchsen kommen Diamond-Like Carbon-Beschichtungen (DLC) nach dem Physical Vapour Deposition (PVD) -Verfahren sowie Polymer- oder Fluorpolymerbeschichtungen nach dem Infusionsverfahren [Aalb23] zum Einsatz. Die Gleitbuchse kann alternativ aus Messing, Bronze, Polytetrafluorethylen

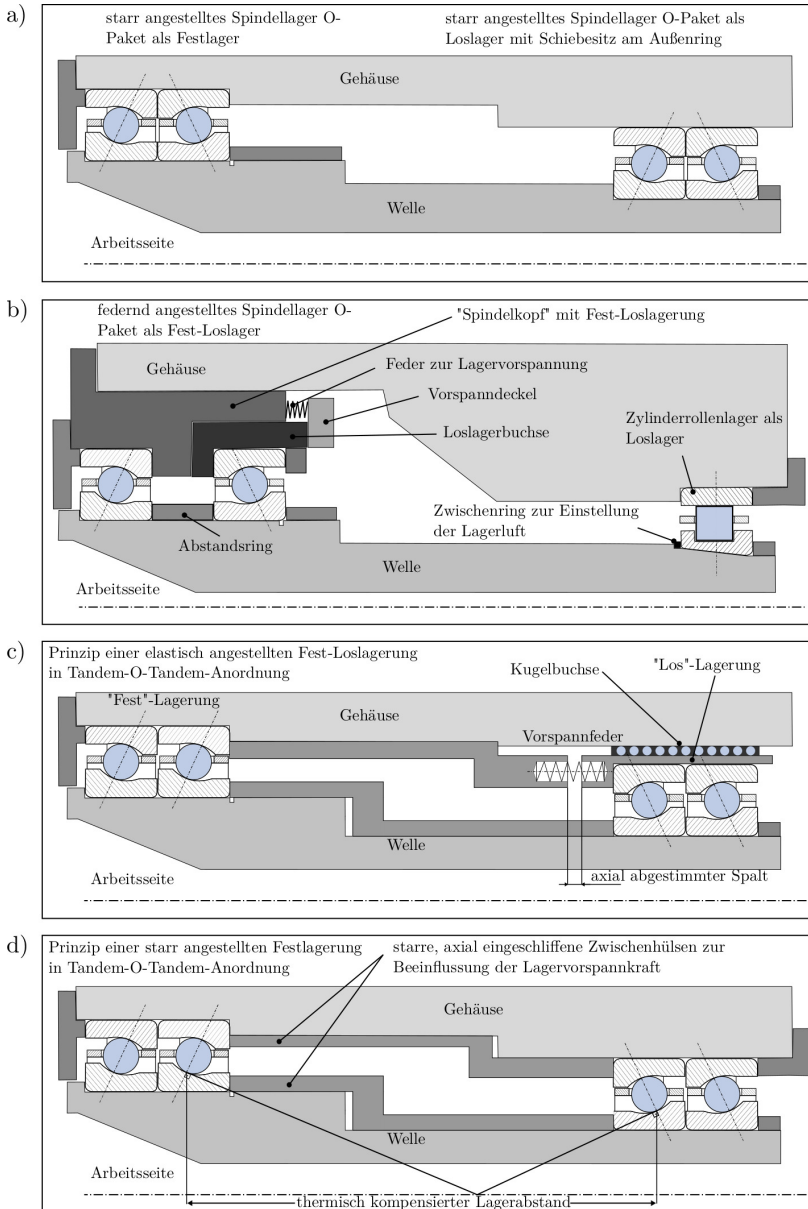


Abbildung 3.14: Lagerungsanordnungen für Spindelwellensysteme; in Anlehnung an [Weck06] und [Holl18, S. 184]

(PTFE) oder anderen Werkstoffen mit verbesserten, verschleiß- und korrosionsbeständigen Eigenschaften gefertigt sein.

Generell gilt, dass zylindrische Gleitbuchsen ähnlichen Einflussgrößen wie Gleitlagern unterliegen, um eine einwandfreie Funktionsweise zu erzielen. Von zentraler Bedeutung sind die Einflüsse auf die Reibung. Hierzu zählen die Betriebstemperatur, die verwendeten Werkstoffe, die Belastung, die Gleitgeschwindigkeit, die Oberflächenbeschaffenheit der Gegengleitflächen und die Schmierbedingungen. Niedrige Werte für die Reibungszahl ergeben sich bei hohen spezifischen Belastungen und niedrigen Gleitgeschwindigkeiten. [SKF 23] Die Oberflächenrauheit der Gegengleitflächen sollte kleiner als  $0,4 \mu\text{m}$  betragen [SKF 14].

Weiterhin neigen Gleitbuchsen zum Verkanten oder Klemmen, wenn die Betriebstemperaturdifferenz zwischen erwärmter Welle und kaltem Gehäuse zu hoch ist, sich die Schmierbedingungen verschlechtern oder Verunreinigungen im Spalt vorliegen. Die Laufeigenschaften verbessern sich, wenn stattdessen eine Lagerhülse mit einer Kugelführungsbuchse verwendet wird (siehe Abbildung 3.14 c)). Dadurch steigen jedoch auch die Systemkosten an.

### **Schwimmende Lagerung**

Die schwimmende Lagerung ist für Anwendungen geeignet, die keine genaue axiale Führung der Welle benötigen. Charakteristisch für die schwimmende Lagerung ist, dass die Lagerstellen mit Rillenkugel-, Pendelkugel-, Pendelrollen oder Zylinderrollenlagern gestaltet werden und sie gegenüberliegend axial verschieblich über eine Spielpassung am Außenring geführt sind. Die seitliche Abstützung erfolgt auf beiden Seiten zum Gehäuse. Auf diese Weise können axiale Verschiebungen im Rahmen des Axialspiels ausgeglichen werden. [SKF 12]

### **Angestellte Lager – Anstellverfahren**

Die sogenannte Lagerung mit gegeneinander angestellten Lagern kommt zum Einsatz, wenn die Lagerauswahl eine axiale Führung nur in entgegengesetzte Richtungen erlaubt. Aufgrund der starken Abhängigkeit ihrer Funktionsweise von der Betriebstemperatur und den äußeren Belastungen kommt sie vorzugsweise bei kurzen Wellen oder bei geringen Abständen zweier Lagerstellen zum Einsatz. Die Anstellung erfolgt dabei über die Vorspannung oder das Einstellen der Lagerluft. Eine axiale Vorspannung ist bei Verwendung von entgegengesetzten, einreihigen Schrägkugellagern oder Schrägkugellagern in Tandem-Anordnung an zwei benachbarten Lagerstellen in Motorspindeln gän-

gig. Zylinderrollenlager hingegen werden über eine Presspassung am Innen- und Außenring radial gefügt. Im Betrieb stellt sich das negative radiale Betriebsspiel als Vorspannung ein. Hierzu erfolgt das Fügen nicht selten über Kegelsitze auf der Welle, wodurch das Einstellen der Vorspannung je Lager passgenau erfolgen kann. Es wird zwischen dem individuellen und dem kollektiven Anstellen unterschieden. [SKF 12, S. 162]

### Individuelles Anstellen

Beim individuellen Anstellen werden einzelne Lager angestellt. Das Aufbringen der Vorspannkraft erfolgt durch Muttern, Passscheiben, Abstandshülsen, u. a. die eingemessen, zum Teil geschliffen und nach Montage kontrolliert werden. Das hat den Vorteil, dass hier Standardlager verwendet werden können. Der genaue Sitz wird durch die Vorspannung in der Montage erreicht. Je nach Ausführung der Lagerung erfolgt das Anstellen über den Vorspannweg, über das Reibungsmoment oder mittels direkter Kraftmessung. [SKF 12, S. 162]

### Anstellen über den Vorspannweg

Das Anstellen über den Vorspannweg erfolgt, wenn die Lagerung möglichst weit vormontiert werden kann. Der Vorspannweg wird durch das Einpassen von Zwischenringen zwischen Außen- und Innenringe zweier benachbarter Lager erzielt (siehe Abbildung 3.14 b), d)). Ebenso können Passscheiben zwischen Lagerschulter und Lagerring eingelegt werden. Insbesondere die für Motorspindeln häufig verwendeten einreihigen Schrägkugellager erfahren ihre Vorspannung über das axiale Verschieben eines Lagerrings um einen der Vorspannkraft entsprechend ausgelegten Werts. Dabei fließen in die Berechnung der Breite der Abstandsringe folgende Einflussgrößen ein:

- Abstand der Wellen- und Gehäuseschultern,
- Gesamtbreite der Lager,
- der Vorspannweg entsprechend der nötigen, theoretischen Vorspannung,
- Korrekturwert des Vorspannwegs für die Wärmeausdehnungen der Komponenten im Betrieb,
- die Fertigungstoleranzkette der Komponenten,
- Korrekturwert des Vorspannwegs zur Berücksichtigung von Setzvorgängen über der Betriebszeit.

Das Ergebnis einer über den Vorspannweg angestellten Gesamtlagerung einer Spindelwelle wird als *starr angestellte Lagerung* bezeichnet. Axiale, relative

Längenänderungen von Welle und Gehäuse aufgrund der Wärmeausdehnung im Betrieb können nur sehr eingeschränkt innerhalb des Lagers ausgeglichen werden. In der Folge sind Änderungen der Vorspannung im Betrieb auch aufgrund der Betriebsdruckwinkeländerung zu erwarten. [SKF 12, S. 212]

### **Anstellen über das Reibungsmoment**

Das Anstellverfahren über das Reibungsmoment des Lagers erfordert eine ständige Kontrolle im Betrieb. Über das Anziehen von Wellenmuttern kann die Position und damit die Belastung auf das Lager sukzessive angepasst werden. Die Belastung steht in einem eindeutigen Zusammenhang zum Reibmoment. Das Verfahren ist für Motorspindeln nicht gebräuchlich, da es zu ungenau und aufwendig ist. Es kommt in der Serienfertigung aufgrund der Automatisierbarkeit bei einfach gehaltenen Systemen zum Einsatz. [SKF 12, S. 215]

### **Anstellen mit direkter Kraftmessung**

Das Anstellen der Lagerung ruft die an sich messbare Vorspannkraft der Lagerung hervor. Entsprechend existieren Verfahren entweder die Vorspannkraft direkt aufzubringen oder direkt zu messen [SKF 12, S.215]. In der Forschung existieren mechatronische und adaptronische Ansätze unter Ausnutzung besonderer Werkstoffeigenschaften. LI et al. verwenden im Kraftfluss sitzende Schrauben mit Kraftsensorik zur Erfassung der Vorspannkraft [Li15]. Diese kann auch zur Überwachung der Vorspannung im Betrieb genutzt werden. TSUTSUI et al. in [Tsut88], METZELE in [Metz04] und CHEN et al. in [Chen05] verwenden eine Piezoaktorik, um die Vorspannkraft aufzubringen. HWANG et al. konzipieren ein aktives Vorspannsystem mit elektromagnetischem Aktor [Hwan10; Hwan14]. Dem Prinzip nach kann ein axiales Magnetlager diese Funktion übernehmen.

### **Kollektives Anstellen**

Das kollektive Anstellen bezieht sich auf ein serientaugliches Verfahren, wonach die Lager, ihre Gegenstücke und Abstandsringe oder -hülsen in Serie gefertigt werden. Über die Breite des Fertigungstoleranzfelds kann gezielt die Maßverteilung dahingehend beeinflusst werden, dass es möglichst viele zueinander passende Komponenten für die Montage gibt. Das bedeutet, dass für eine möglichst geringe Streuung der Vorspannung die Fertigungstoleranzen besonders eng sein müssen. Der Vorteil ist, dass nur stichprobenartige



Kontrollen und keine besonderen Hilfsmittel erforderlich sind. [SKF 12, S. 215]

### Vorspannen durch Federn

Beim Vorspannen durch Federn übt in der Regel ein Federelement oder ein Federpaket eine definierte Kraft auf den Außenring eines Lagers aus, der axial verschiebbar in der Gehäusebohrung geführt ist (siehe Abbildung 3.14b, c)). Der Vorteil besteht in der nahezu konstanten Vorspannkraft bei axialen Verschiebungen des Lagers, z.B. aufgrund thermischer Längenänderungen der Spindelwelle. [SKF 12, S. 216] In Motorspindeln mit hohen Wärmeverlusten aufgrund des elektrischen Rotors zwischen den Lagerstellen kommt es zu verhältnismäßig großem Wellenwachstum im Betriebszustand. Durch die elastische Anstellung am von der Arbeitsseite abgewandten Lager ist das Wellenwachstum am hinteren Spindelwellenende größer als auf der Arbeitsseite, wodurch auch bei Erwärmung relativ geringe Verschiebungen im Hundertstel- bis Zehntel-Millimeterbereich in den Arbeitsraum hinein zu erwarten sind. Neben der Vorspannung durch klassische Federelemente haben sich in der Forschung neue Ansätze herausgebildet, die auf eine adaptive, d.h. an die Drehzahl und Temperatur angepasste, Vorspannung abzielen. DENKENA et al. entwickeln eine Vorspannhülse mit Federelementen aus einer Nickel-Titan-Formgedächtnislegierung (Nitinol), welche über das Bestromen eines Peltierelements aktiviert wird. Die Formänderung bewirkt einen Vorspannkraftanstieg um bis zu 850 N. Damit ist ein hybrides Motorspindelkonzept zwischen hoher Steifigkeit für das High Performance Cutting (HPC) und geringer Vorspannung für das High Speed Cutting (HSC) prinzipiell möglich [Denk20b]. Die UNIVERSAL-KUGELLAGER-FABRIK GmbH gestaltet eine variable Vorspannungsmethode unter Ausnutzung der hydraulischen Federwirkung aufgrund der Kompressibilität des Hydrauliköls. Der Motorspindelhersteller GMN entwickelte eine hydroviskose Lageranstellung mit hoher Dämpfungswirkung zur Schwingungsreduktion um bis zu 65 %. Ein kontinuierlicher Öl-Fluss wird durch Zwischenräume geleitet und erhöht die Vorspannkraft, sodass die axiale dynamische Steifigkeit um bis zu 135 % ansteigt [GMN 16]. Eine Variante zur axialen, variablen Kraftaufbringung bietet das Konzept von HWANG et al. in [Hwan09] unter Ausnutzung der Zentrifugalkraft. Zur Beschreibung des Vorgehens zum Ermitteln der Vorspannkraft sei auf die Literatur [SKF 12, S. 208 ff.], [Brän95] und [Butz07] verwiesen.

## 3.2 Antriebssysteme für Motorspindeln

Motorspindeln zeichnen sich im Gegensatz zu Riemenspindeln durch den integrierten elektrischen Antrieb aus. Das System aus Spindelwelle und elektrischem Antrieb muss die Anforderung an ein gutes Anlaufverhalten erfüllen. Für hohe Beschleunigungen ist ein geringes Massenträgheitsmoment und damit ein kompakt gebautes mechanisches System entscheidend. Die geforderte Drehzahlstabilität wird durch den geschwindigkeitsgeregelten Betrieb mit integriertem Drehimpulssensor oder Drehgeber erreicht. In diesem Abschnitt sind die für Motorspindeln gebräuchlichen Motortopologien hinsichtlich ihrer Charakteristiken beschrieben. Weiter wird auf die elektrische Leistungsversorgung und die Betrachtung als drehzahlvariables Gesamtsystem aus Antriebseinheit und Speisevorrichtung eingegangen. Die Gliederung und Inhalt der Beschreibungen sind an die Ausführungen von SIELAFF in [Siel17] angelehnt und insbesondere um den Stand der Technik zu schnelldrehenden Synchronreluktanzmotoren erweitert dargelegt.

### 3.2.1 Anforderungen an elektrische Antriebe für Motorspindeln

Aufgrund des geringen zur Verfügung stehenden Bauraums müssen Antriebe für Motorspindeln eine hohe Leistungs- und Drehmomentdichte aufweisen [Weck06]. Die zur Zerspanung erforderliche Leistung muss über einen möglichst großen Drehzahlbereich vorliegen. Entsprechend groß soll der Konstantleistungsbereich sein. Insgesamt soll der Antrieb über einen hohen Wirkungsgrad verfügen, um den Energiebedarf zu senken und möglichst geringe Wärmeverluste in die Spindelwelle einzubringen. Insbesondere im Teillastbetrieb sollte der Wirkungsgrad noch ausreichend groß sein, da in diesem Drehzahl-Drehmoment-Bereich die relative Häufigkeit der Betriebspunkte am höchsten ist [Siel17, S. 17 ff.]. Der Vollastbetrieb ist definiert als die Arbeitspunkte mit dauerhaft maximaler Leistung bzw. Drehmoment. Der Teillastbetrieb von elektrischen Antrieben liegt bei Arbeitspunkten reduzierter Leistung, d.h. vermindertem Drehmoment oder Drehzahl vor [Pasc23]. Motorspindeln sollten über eine Überlastfähigkeit verfügen, um Lastspitzen durch den Bearbeitungsprozess aufnehmen oder Schädigungen durch Überlast verhindern zu können. Schließlich fordert der Anwender eine einfache Parametrierung und geringe Systemkosten des elektrischen Antriebssystems bestehend aus Leistungsversorgung und elektrischem Antrieb [Siel17, S. 17].

Des Weiteren sollte sich das System mittels gängiger Methoden fügen und bestenfalls wieder demontieren lassen, um nach einem Schadensfall die Komponenten, wie z. B. die Spindelwelle nacharbeiten und wiederverwenden zu können. Methoden zum Herstellen der Welle-Nabe-Verbindung zwischen Rotor und Spindelwelle sind bspw. Längspressverband durch axiales Aufschieben, Querpressverband durch thermisches Aufschumpfen, Ölpressverband durch kegelförmigen Wellensitz mittels hydraulischer Druckbeaufschlagung der Nabe mit Öl und Übergangspassung mit Wellennuten zur Drehmomentübertragung mit axialer Verschiebesicherung. Hiermit wird zunehmend wichtig werdender Anforderungen an die Kreislauffähigkeit bzgl. Wiederverwendbarkeit, Reparierbarkeit und Recyclingfähigkeit Rechnung getragen, wie von der Europäischen Kommission im Europäischen Grünen Deal und im Aktionsplan für die Kreislaufwirtschaft aus dem Jahr 2020 angestrebt [Euro19; Euro20].

### 3.2.2 Auswahl elektrischer Antriebe für Motorspindeln

Hinsichtlich der Auswahl des geeigneten Antriebs für die jeweilige Motorspindelanwendung sind die genannten Anforderungen unterschiedlich stark ausgeprägt und entsprechend im Austausch mit dem Kunden hinsichtlich der Anwendung zu bewerten. Die Auswahl erfolgt in zum Teil wechselseitiger Abhängigkeit anhand des spanenden Bearbeitungsverfahrens, des Bauraums und der Lageranordnung. Zusätzlich sind Randbedingungen bei der Auswahl bzw. Auslegung des Antriebs für die spezifizierte Anwendung zu berücksichtigen, wie sie für elektrische Antriebe in der Norm DIN EN 60034-1 beschrieben sind:

- Betriebsart (z. B. Dauerbetrieb S1, Kurzzeitbetrieb S2 oder ununterbrochener periodischer Betrieb S6)
- Festlegung der Bemessung,
- Betriebsbedingungen am Aufstellungsort,
- elektrische Betriebsbedingungen (z. B., EMV, EMK, Strom- und Spannungsversorgung),
- thermisches Verhalten und Prüfungen,
- Sicherheit (z. B. Isolation, Erdung).

Auf die Bestimmung der Kenngrößen Drehmoment und Leistung wird hier näher eingegangen. Anhand des spezifischen Drehschubs  $\tau_{AC}$  kann eine Abschätzung der geometrischen Verhältnisse oder des erzielbaren Drehmoments

$M_{\text{el}}$  bei gegebenem Bohrungsvolumen und gegebener Betriebsbedingungen in der Vorauslegung vorgenommen werden [Bind12, S. 208]:

$$\tau_{\text{AC}} = \hat{A}_1 \cdot \hat{B}_{\delta 1} \cdot \cos(\varphi_i/2) = 2M_{\text{el}}/(d_{\text{S},i}^2 \cdot \pi \cdot l_{\text{Fe}}). \quad (3.12)$$

Dem liegt zugrunde, dass das elektrische Drehmoment aus dem Produkt der rotierenden Läuferfeldgrundwelle und dem Statorstrombelag gleich dem Integral der am Umfang wirkenden tangentialen Schubspannungen (Drehschub) über dem Umfang der Statorbohrung ist [Bind12, S. 208], [Poni98]. Das resultierende elektrische Drehmoment lässt sich in eine tangentiale Kraft mit dem halben Bohrungsdurchmesser des Stators umrechnen. Der Betrag des Integrals der Tangentialkräfte am Umfang ist proportional zum Produkt der Amplituden aus Strombelags-  $\hat{A}_1$  und Feldgrundwelle  $\hat{B}_{\delta 1}$  sowie deren relativer Phasenverschiebung  $\cos(\varphi_i)$ . Der Grundwellen-Strombelag berechnet sich nach [Bind12, S. 206] zu:

$$\hat{A}_1 = \sqrt{2} \cdot k_{\text{w}1} \cdot A = \sqrt{2} \cdot k_{\text{w}1} \cdot \frac{2 \cdot m \cdot N_{\text{S}} \cdot I}{2Z_{\text{p}} \cdot \tau_{\text{p}}}. \quad (3.13)$$

Darin ist  $A$  der effektive Strombelag in A/m, welcher die gleichmäßige Durchflutung aller  $m$  Wicklungsstränge entlang des Ständerumfangs angibt. Er wird mit dem effektiven Strombetrag  $I$  berechnet. Dieser ist ein Maß für die Stromwärmeverluste der Wicklung und damit für die erforderliche Kühlleistung. Die Höhe der Flussdichte bestimmt die Ausnutzung des magnetischen Kreises.  $N$  ist die Windungszahl je Strang im Ständer. Die Polteilung  $\tau_{\text{p}}$  berechnet sich für eine Maschine mit der Polpaarzahl  $Z_{\text{p}}$  zu [Bind12, S. 59]:

$$\tau_{\text{p}} = \frac{d_{\text{S},i}\pi}{2Z_{\text{p}}}. \quad (3.14)$$

Die magnetische Ausnutzung kann ferner mit der Esson'schen Ausnutzungsziffer  $C$  beschrieben werden, welche häufig zur vergleichenden Bewertung elektrischer Maschinen in kVA  $\cdot$  min/m<sup>3</sup> angeben wird [Bind12, S. 210]:

$$C = \frac{S_{\delta}}{d_{\text{S},i}^2 \cdot l_{\text{Fe}} \cdot n_{\text{syn}}} = \pi^2 \cdot \tau_{\text{AC}} / \cos(\varphi_i). \quad (3.15)$$

$S_\delta = P_\delta / \cos(\varphi_i)$  ist die innere Scheinleistung des elektrischen Antriebs im Luftspalt,  $n_{\text{syn}}$  die Synchrondrehzahl des Luftspaltdrehfelds und  $d_{S,i}$  der Durchmesser der Ständerbohrung und  $l_{\text{Fe}}$  die Länge des elektrischen Aktivteils. Maximalwerte können mit einer Null-Phasenverschiebung, d. h. einem Leistungsfaktor von  $\varphi_i = 1$  abgeschätzt werden. An der Zahl lässt sich die erforderliche Kühlleistung und Kühlungsart – z. B. die für Motorspindeln gängige Kühlung mittels Wasser-Glykol-Gemisch über die äußere Mantelfläche des Ständers – bemessen [Bind12, S. 208].

Die Betrachtung der qualitativen Ausnutzung kann anhand einer charakteristischen Länge  $L$  vereinfacht werden:  $d_{S,i} \sim L, l_{\text{Fe}} \sim L$ . Die Maschinenausnutzung steigt durch eine Erhöhung des Strombelags oder der Luftspaltflussdichte. Die Sättigung des Eisens - je nach Blechwerkstoff - begrenzt die maximale Luftspaltflussdichte auf ca. 1,1 T [Bind12]. Annehmbare Werte für Motorspindeln liegen zwischen 0,8 T und 1,0 T [Siel17, S. 79]. Die Esson-Ziffer  $C$  nimmt in Abhängigkeit der Polzahl Werte für Asynchron- und Synchronmaschinen bis 100 kW im Bereich von etwa  $1,5 \text{ kVA} \cdot \text{min}/\text{m}^3$  bis  $5 \text{ kVA} \cdot \text{min}/\text{m}^3$  bei indirekter Leiterkühlung an [Gott00]. Das Bemessungs-Drehmoment ist proportional zur Ausnutzungsziffer und zum Bohrungsvolumen:  $M_N \approx C \cdot d_{S,i}^2 \cdot l_{\text{Fe}}$ .

Aus diesem Grund wird ein höheres Drehmoment konstruktiv besser über eine Erhöhung des Ständerbohrungsdurchmessers als über eine axiale Verlängerung erzielt. Grenzen sind jedoch durch die mit dem Durchmesser steigende Umfangsgeschwindigkeit und die Fliehkraftbelastung am Läufer und die minimale Maschinenlänge gesetzt. Außerdem steigen bei großen Durchmessern und kurzen Ausführungen die relative Länge der Wickelköpfe an, wodurch der erzielbare Wirkungsgrad abnimmt. Die Bemessungsleistung eines elektrischen Antriebs wird hingegen über die Drehzahl bestimmt. Für Hochdrehzahlanwendungen kommen zur Reduzierung der Umfangsgeschwindigkeiten kleine Baugrößen mit verlängertem Aktivteil zum Einsatz. Allerdings begrenzen die biegekritischen Drehzahlen als mögliche Resonanzfrequenzen die maximale Verlängerung der Spindelwelle. [Bind12, S. 214]

Nachfolgend werden die Motortopologien beschrieben. Der Aufbau des Ständers bzw. des Stators ist in der Regel ähnlich. Der Stator besteht aus einem Blechpaket mit Nuten, in denen eine verteilte dreisträngige sogenannte Träufelwicklung eingelegt ist [Siel17, S. 17], [Müll08, S. 7]. Die Wicklungskonfiguration ist abhängig von der Motorart, den Bemessungsdaten und den zulässigen Spannungs- und Stromwerten des Umrichtersystems [Siel17, S. 18]. Die Motortopologie unterscheidet sich in der Läufer- bzw. Rotorausführung [Siem09].

### 3.2.3 Asynchronmotor

Der Aufbau des Rotors der Asynchronmaschine (ASM) besteht zur Anwendung in Motorspindeln aus einem Blechpaket und dem darin integrierten Kurzschlusskäfig. Dieser Aufbau ist robust und vergleichsweise einfach zu fertigen. Ist der Käfig aus Kupfer ausgeführt, so sind Kupferstäbe in umfangsnahen Nuten im Blechpaket gesteckt und seitlich durch jeweils einen Kurzschlussring miteinander elektrisch leitend verbunden. Aluminiumdruckgusskäfige werden bei geringen geforderten Leistungsdichten und kostengünstigen, serientauglichen Applikationen eingesetzt [Siel17, S. 18]. Aluminium besitzt einen höheren Widerstand als Kupfer, weshalb bei gleicher Länge und Widerstand des Käfigs die Läufernten einen etwa 1,5-fach größeren Querschnitt aufweisen. Dies wirkt sich auch auf den Durchmesser der Spindelwelle aus, der folglich kleiner als bei Kupferkäfigen ausfällt [Thal08]. Die schematische Darstellung in Abbildung 3.15 veranschaulicht die Auswirkung auf den Durchmesser der Spindelwelle.

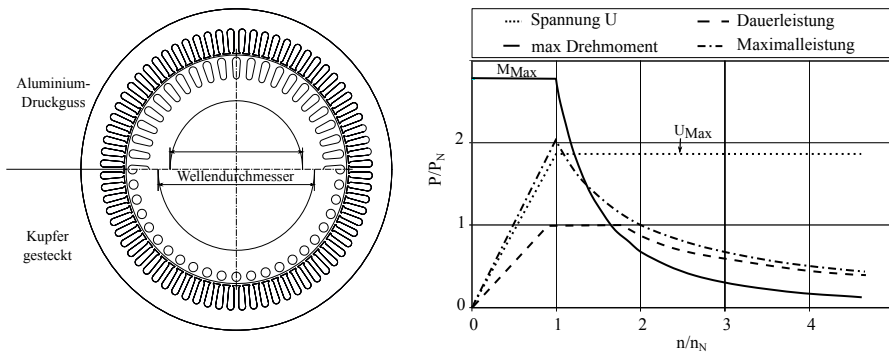


Abbildung 3.15: Schematischer Vergleich des Querschnitts einer ASM und typisches Betriebsverhalten; in Anlehnung an [Thal08] aus [Siel17, S. 18]

Die einschlägige Literatur, wie z. B. [Bind12] beschreibt die Funktionsweise, Modellbildung und Berechnung der Asynchronmaschine ausführlich. In diesem Abschnitt wird analog zu [Siel17] in Anlehnung an POTORADI et al. in [Poto04] und THALER in [Thal08] die charakteristischen Eigenschaften hinsichtlich des Einsatzes von ASM in Motorspindeln und zur besseren Vergleichbarkeit zu den permanentmagneterregten Synchronmaschinen (PMSM) beschrieben.

Asynchronmaschinen arbeiten nach dem Prinzip der LORENTZ-Kraft. Durch Anlegen einer dreiphasigen, symmetrischen Wechselspannung an die dreisträngige Ständerwicklung wird ein umlaufendes Ständer-Drehfeld erzeugt. Dieses besitzt einen feldbildenden und einen drehmomentbildenden Anteil. Der feldbildende Anteil führt zur Ausprägung des Ständer-Magnetfelds im Luftspalt. Der drehmomentbildende Anteil induziert einen Strom in den senkrecht zum Luftspaltdrehfeld orientierten, kurzgeschlossenen Käfigleitern im Läufer. Auf die stromdurchflossenen Leiter wirkt eine zum Rotorumfang tangentielle Kraft, welche über den Umfang integriert das innere elektromagnetische Drehmoment bereitstellt und den Läufer in Rotationsrichtung des Ständerdrehfelds beschleunigt [Bind12, S. 271 ff.]. Nach dem induktiven Funktionsprinzip eilt die Ständerspannung mit der Frequenz  $f_S$  dem induzierten Läufermagnetfeld der Frequenz  $f_R$  voraus. Daher rührt auch der Name Induktionsmaschine [Rich54]. Die resultierende Relativgeschwindigkeit von Läufer zu Ständer-Magnetfeldfrequenz wird durch den Schlupf  $s$  beschrieben und berechnet sich zu [Bind12, S. 217]:

$$s = \frac{n_{\text{syn}} - n}{n_{\text{syn}}} \Rightarrow f_R = s \cdot f_S. \quad (3.16)$$

Die stromdurchflossenen Käfigleiter erzeugen im Läufer ein Magnetfeld, das durch Überlagerung mit dem feldbildenden Ständer-Magnetfeld die Grundwelle des Luftspalmmagnetfelds ausbildet. Diese läuft synchron mit der Ständerfrequenz um. Der Schlupf besitzt im Stillstand den Wert 1. Bei unbelasteter Maschine und gleichzeitiger Vernachlässigung von Luftreibungs- und Lagerreibungsverlusten ist der Schlupf gleich Null. [Bind12, S. 217] Die induzierten Kurzschlussströme im Läufer führen zu ohmschen Verlusten, die die Spindelwelle erwärmen und zu dessen Wärmeausdehnung führen. Im Vergleich zu anderen Motortopologien bei ansonsten gleichen Randbedingungen ist die Erwärmung der Asynchronläufer am stärksten ausgeprägt.<sup>1</sup> Dies gilt es konstruktiv in Motorspindeln, bspw. durch Abstimmung des Lagerabstands zum Rotor, zu berücksichtigen. Außerdem steigen durch den Temperaturanstieg und den temperaturabhängigen Widerstand der Käfigleiter die ohmschen Verluste und Erwärmung der Spindelwelle an [Siel17, S. 19].

Zur Erzielung maximaler Drehzahlen an der Spannungsgrenze des Umrichter-systems, kann mittels feldorientierter Vektorregelung der magnetische Fluss im Luftspalt über Reduzierung des flussbildenden Ständerstroms abgesenkt

<sup>1</sup>vgl. hierzu die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen von [Siel17]

werden. Dies wird als Feldschwächung bezeichnet und ist in Abbildung 3.15 für einen charakteristischen Leistungs-Drehzahl-Verlauf skizziert [Siel17, S. 19].<sup>2</sup> Der Feldschwächebereich ist bei Asynchronmaschinen mit einem Faktor von bis zu 4- bis 5-facher Nenndrehzahl höher als bei Synchronmaschinen mit einem Faktor von ca. 2 [Lenz12]. Aufgrund der mit der Drehzahl steigenden induzierten Spannung verbleibt ein geringerer drehmomentbildender Stromanteil. Mit steigender Drehzahl oberhalb der Bemessungsdrehzahl sinkt das Drehmoment im Konstantleistungsbereich proportional zu  $1/n$  und darüber hinaus mit rund  $1/n^2$ . Damit sinkt auch die Dynamik des Antriebs.

### 3.2.4 Permanentmagneterregte Synchronmotoren

Der Läufer der permanentmagneterregten Synchronmaschine (PMSM) trägt Permanentmagnete, die das magnetische Luftspaltfeld des Läufers erzeugen. Es ist mit der Orientierung und Polung der Magnete statisch. Die Ständerwicklung der Synchronmaschine besitzt daher im Gegensatz zur Asynchronmaschine in der Regel weniger Windungen, weil das Ständer-Drehfeld nicht zusätzlich das Magnetfeld des Läufers induzieren muss und infolgedessen der nötige Strombelag geringer ausfällt. Der drehmomentbildende Stromanteil fällt größer aus, sodass hohe Leistungsdichten und eine höhere Drehmomentausnutzung im Vergleich von 40 % bis 60 % erzielbar sind. Aufgrund der Permanentmagnete treten im Läufer keine ohmschen Verluste auf. Die Erwärmung im Rotor ist wesentlich geringer. Die Wirkungsgrade von Synchronmaschinen sind im gesamten Drehzahl-Drehmoment-Kennfeld höher als bei Asynchronmaschinen gleicher Leistungsklasse. Sie weisen zudem einen höheren Leistungsfaktor ( $\cos \varphi_i \approx 1$ ) auf, wodurch der Blindleistungsanteil sehr gering ist und das Umrichtersystem hinsichtlich der Wirkleistung wirtschaftlich günstiger ausgenutzt wird. [Siel17, S. 19] Der Leistungsfaktor beschreibt das Verhältnis zwischen Wirkleistung und Scheinleistung. Er fungiert als Maß für die Ausnutzung der durch die Scheinleistung bemessenen Umrichterleistungsklasse und ist ein Kostenindiz:

$$\cos(\varphi) = \frac{P}{S} = \frac{P}{U \cdot I}. \quad (3.17)$$

Permanentmagneterregte Synchronmaschinen können kritische Zustände im Betrieb erreichen. Im Fehlerfall bei Ausbleiben der Speisespannung und noch drehendem Läufer wird eine Spannung in der Ständerwicklung induziert. Diese Spannung kann in Abhängigkeit der Drehzahl so hoch sein, dass sie die

<sup>2</sup>vgl. POTORADI et al. [Poto04], COLOTTI [Colo06] und THALER [Thal08]



zulässigen Werte des angeschlossenen Umrichters überschreitet und diesen beschädigen würde. Als Maßnahme wird zwischen Umrichter und Motor ein Überspannungsschutz-Modul dazwischen geschaltet. Dieses schließt im Fehlerfall die drei Phasen kurz, sodass sich die gegen elektromotorische Kraft (Gegen-EMK – engl.: *Back EMF*) als elektrischer Widerstand äußert, in welchem die Energie als Stromwärmeverluste dissipiert und der rotierende Läufer bis zum Stillstand abgebremst wird. Selbst die Rotation im gespeisten Betrieb verursacht eine zur Quellenspannung entgegengesetzte Spannung in der Ständerwicklung – benannt als Polradspannung. Bei Auslegung auf die Bemessungsdrehzahl wird auch aus diesem Grund auf eine geringe Strangwindungszahl der dreisträngigen Ständerwicklung Wert gelegt. [Siel17, S. 19]

In der Industrie sowie in der Elektromobilität gebräuchliche Läufer topologien sind die Synchronmaschine mit Oberflächenmagneten (SPMSM – surface mounted permanent magnet synchronous machine) und die Bauform mit im Blechpaket vergrabenen Magneten (IPMSM – interior permanent magnet synchronous machine). Das elektrische Drehmoment wird, wie bei Asynchronmaschinen, durch das Wirkprinzip der LORENTZ-Kraft im Luftspalt erzeugt. Allerdings wirkt die LORENTZ-Kraft auf die mit Wechselstrom durchflossenen Spulenwicklung im Stator. Dieser rotiert aufgrund der konstruktiven Fixierung nicht und übt so eine Gegenkraft auf den drehbar gelagerten Rotor aus, wodurch dieser beschleunigt [Bind12, S. 210]. Bei der IPMSM wirkt ein zusätzlicher Anteil als Reluktanzmoment. In Abbildung 3.16 sind die verschiedenen Motortopologien von Synchronmaschinen zur Übersicht dargestellt.

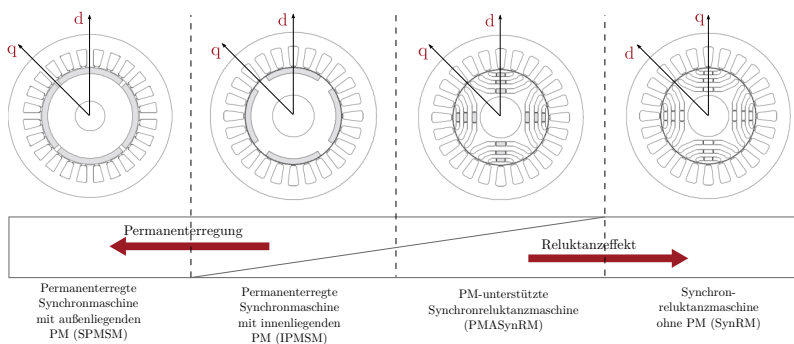


Abbildung 3.16: Schematische Darstellung unterschiedlicher Rotortopologien für Synchronmaschinen; aus [Webe14, S. 8] mit Abbildungen aus [Bian12, S. 408]

Als Permanentmagnete kommen prinzipiell alle hartmagnetischen Werkstoffe als Legierungen aus Eisen, Cobalt, Nickel oder Ferriten in Frage. Die Legierungen bestehen zusätzlich aus Anteilen von Seltenerdmetallen, wie z.B. Neodym, Samarium, Praseodym, Dysprosium, Terbium oder Gadolinium, weshalb sie auch als Seltenerd-magnete bezeichnet werden [Camp94]. Charakteristisch sind ihre magnetischen Eigenschaften hinsichtlich einer hohen Remanenzflussdichte und einer hohen Koerzitivfeldstärke. Problematisch für die praktische Anwendung hingegen sind deren Sprödigkeit durch das Sintern und die Gefahr des Entmagnetisierens durch starkes Erwärmen bis oberhalb der Curie-Temperatur [Fasc94]. Mit steigender Temperatur nehmen die Koerzitivfeldstärke und damit die magnetische Flussdichte der Legierungen ab, sodass zum Erreichen eines geforderten Drehmoments ein höherer drehmomentbildender Strom nötig ist [Siel17, S. 20]. In Synchronmaschinen kommt bevorzugt Neodym-Eisen-Bor als anisotroper, gesinterter Permanentmagnet mit einer Remanenzflussdichte von 1,0 T bis 1,4 T und für weniger anspruchsvolle Anwendungen Strontiumferrit mit 0,35 T bis 0,4 T zum Einsatz.

Die Oberflächenmagnete der SPMSM sind entweder direkt auf die Läuferwelle geklebt oder als vormontierter Einbaumotor erhältlich. Die Fixierung wird zur Hochdrehzahlanwendung durch die Bandagierung mit einer Hülse aus kohlefaserverstärktem Kunststoff oder einer paramagnetischen Edelstahlhülse verstärkt. Da Magnetwerkstoffe und die Bandagen eine ähnlich hohe Permeabilität wie Luft mit  $\mu_{r, \text{Luft}} \approx 1$  aufweisen, ist deren Reihenanzahl an der Läuferoberfläche als Vergrößerung des effektiv wirkenden Luftspalts im Eisenkreis der Ständerwicklung zu berücksichtigen. Zur Erreichung einer hohen Flussdichte im Luftspalt ist eine entsprechend große Durchflutung nötig [Bind12, S. 17], was sich nachteilig auf die Auslegung des Eisenkreises und die nötige Strangwindungszahl auswirkt. Aufgrund der typischerweise kleinen Anzahl an Wicklungen je Strang ist die Induktivität gering, was sich in einer Stromwelligkeit mit Anteilen höherer Harmonischer der Stromspeisefrequenz äußert. Die Stromspitzen vermindern den verbleibenden Bereich des stellbaren Stroms und somit die Möglichkeit zur Feldschwächung. Die höheren Harmonischen prägen zudem Wirbelstromverluste in die Permanentmagnete ein, welche den Rotor stark erwärmen und entmagnetisieren können. Dem wird mit dem Vorschalten einer Motordrossel mit entsprechend bemessener Induktivität entgegengewirkt, was jedoch zu steigenden Systemkosten und Stromwärmeverlusten in der Drossel führt. Um den magnetischen Fluss durch die Permanentmagnete zu verbessern und Verluste zu minimieren, wird auch ein weichmagnetisches, geblechtes Rotorjoch unterhalb der Magnete eingesetzt. [Siel17, S. 20] Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Amplitude

des Magnetfelds im Luftspalt lässt sich zusammenfassen, dass im Grunddrehzahlbereich bis zum Erreichen der Nennzahl der Strombedarf mit der Temperatur steigt. Oberhalb, im Feldschwähebereich, sinkt der Strombedarf mit der Drehzahl und steigender Temperatur.

Die SPMSM weist aufgrund ihrer Topologie mit wenig weichmagnetischem Material und relativ geringer Durchflutung im Magnetkreis nur schwache Sättigung auf. Demzufolge sind die Induktivitäten näherungsweise konstant und lineare Regelungsverfahren kommen zum Einsatz [Siel17, S. 20].

Die Rotorbauform mit innenliegenden Permanentmagneten (IPMSM) ist charakterisiert durch ein Blechpaket mit Aussparungen im Querschnitt, in die Permanentmagnete eingeklebt und zum Teil auch vergossen sind. Dies reicht von oberflächennahen Anordnungen bis hin zu Variationen von Permanentmagneten in V- oder U-Anordnung in mehreren hintereinanderliegenden Aussparungen. Die Variante wird auch als Synchronmaschine mit vergrabenen Magneten bezeichnet. Die Permanentmagnete werden durch das Rotorblechpaket fixiert. Jedoch wirken auf das Blechpaket und die Permanentmagnete Fliehkräfte, weshalb bei schmalen und scharfkantigen Querschnitten eine Armierung, z.B. mittels CFK-Hülse, für hohe Drehzahlen immer noch Anwendung finden kann. Die Anordnung der Permanentmagnete führt zu einem Verlauf des magnetischen Flusses im Eisenkreis des Rotors, welcher periodisch wechselnde magnetische Pole an der Blechoberfläche des Rotors ausbildet. Im Bereich der Pollücke zwischen den Permanentmagneten - hier die q-Achse (Querachse, engl.: quadrature axis) - wirkt nur der effektive, geometrisch kleine Luftspalt. In der elektrisch um  $90^\circ$  gedrehten d-Achse (Längsachse, engl.: direct axis), welche durch den Hauptmagnetfluss bestimmt ist, wirken hingegen der geometrisch kleine Luftspalt und die Permanentmagnete als hohe magnetische Widerstände. Dies wird als Anisotropie des magnetischen Widerstands (Reluktanz) bezeichnet und erzielt eine höhere Induktivität in der q-Achse als in der d-Achse. Das durch die Differenz der richtungsabhängigen Induktivitäten entstehende Drehmoment wird gezielt zur Drehmomentsteigerung durch Ausnutzung des Reluktanzmoments genutzt. Die Wirkungsweise des Reluktanzmoments ist im Abschnitt 3.2.5 erläutert. [Siel17, S. 21]

Das Drehmoment weist jedoch eine starke Nichtlinearität aufgrund der Abhängigkeit vom feldbildenden als auch vom drehmomentbildenden Stromanteil auf. Diese Rotortopologie hat den Vorteil, dass der tatsächliche Luftspalt sehr klein ausgeführt werden kann. Im Vergleich zur SPMSM sind die Induktivitäten daher insgesamt höher. Dies hat zur Folge, dass die Feldschwächbarkeit mit vergleichsmäßig geringeren feldbildenden Strömen gege-

ben ist [Colo06]. Nachteilig wirkt sich bei der Bauform die Abhängigkeit des Betriebsverhaltens von Sättigungseffekten des magnetischen Flusses im geometrischen Eisenkreisquerschnitt aus. Die Permanentmagnete rufen eine konstante, statische magnetische Flussdichte hervor, welche sich mit der durch das Ständerdrehfeld hervorgerufenen magnetischen Flussdichte überlagert und bei entsprechender Durchflutung sättigt. Andererseits ist die hervorgerufene gezielte Vorsättigung von Eisensegmenten vorteilhaft, da diese den magnetischen Fluss im optimierten Eisenkreis hinsichtlich größtmöglicher magnetischer Anisotropie und Induktivitätsdifferenz führen. Die resultierende hohe Induktivität in der  $q$ -Achse kann sich jedoch nachteilig auf das vorzeitige Erreichen der Spannungsgrenze des Umrichters auswirken. Daher gilt, dass die Optimierung der Rotortopologie an die Randbedingungen der Spindelanwendung und idealerweise auch an das Umrichtersystem angepasst erfolgen sollte [Bind12, S. 689]. Zur Regelung der Synchronmaschine mit innenliegenden Permanentmagneten unter Ausnutzung des Reluktanzmoments ist ein Umrichtersystem mit betriebspunktabhängigem Verfahren zum Regeln des feldbildenden und drehmomentbildenden Stroms je nach vorliegender Induktivitätsdifferenz erforderlich. Bestenfalls erfolgt zusätzlich eine adaptive Anpassung der Stromreglerparameter, um für ein stabiles Speiseverhalten in allen Betriebspunkten zu sorgen. ROTHENBÜCHER entwirft ein solches Reglerverfahren für die Motorspindelanwendung, weil die Drehzahl-Drehmoment-Bereiche von Spindeln mit großem Drehmoment im Grunddrehzahlbereich und großem Feldschwächebereich ansonsten Instabilitäten hervorrufen könnten [Roth11]. [Siel17, S. 21]

### 3.2.5 Synchronreluktanzmotoren

Im Gegensatz zur Asynchronmaschine und zur permanentmagneterregten Synchronmaschine arbeitet die Synchronreluktanzmaschine nicht nach dem Wirkprinzip der Lorentz-Kraft, sondern rein über das Hervorrufen des Reluktanzdrehmoments infolge der geometrisch definierten, magnetischen Anisotropie des Läufers.

#### Reluktanzeffekt

Die Ausnutzung der magnetischen Anisotropie zur Drehmomenterzeugung ist durch KOSTKO im Jahr 1923 erstmalig beschrieben. Der Reluktanzeffekt in einer Drehfeldmaschine entsteht durch das Bestromen einer dreisträngigen Ständerwicklung, wodurch sich geschlossene magnetische Feldlinien im Eisenkreis bestehend aus weichmagnetischen Eisenblech des Stators und des

magnetisch anisotropen Rotors sowie in der angrenzenden Luft ausbilden (vgl. Abbildung 3.17 (a)). Die Reluktanz bezeichnet den magnetischen Widerstand im Eisenkreis und berechnet sich allgemein nach Gleichung (3.18) mit  $l_m$  der Länge des magnetischen Flusses im Material mit Permeabilität  $\mu$  und vom Magnetfeld durchsetzte Querschnittsfläche  $A_m$  [Teig13, S. 103]:

$$R_m = \frac{l_m}{\mu A_m}. \quad (3.18)$$

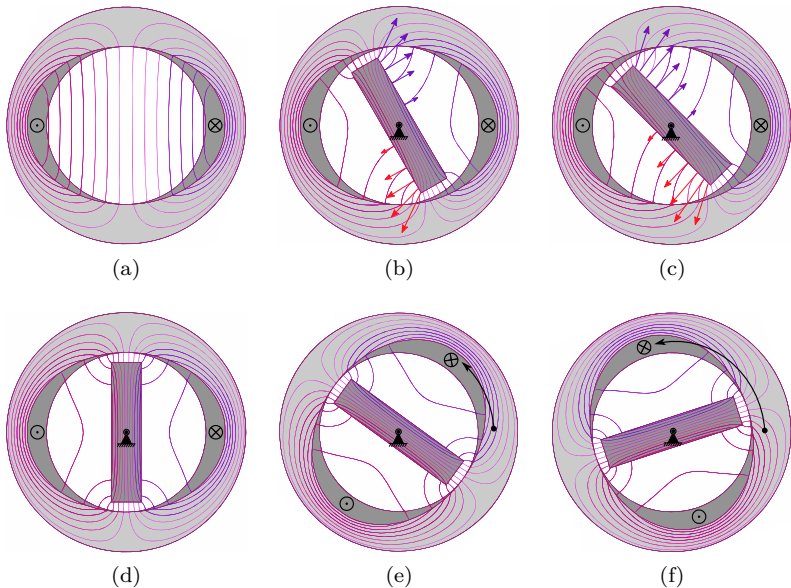


Abbildung 3.17: Synchrone Drehbewegung des magnetisch anisotropen Stabläufers in einer zweipoligen Drehfeldmaschine aufgrund des Reluktanzmoments; aus [Siel17, S. 22]

Es sei definiert, dass an der Oberfläche des Stators, wo die Feldlinien in die Luft austreten, sich ein magnetischer Nordpol als magnetisches Potential ausbildet. Dort, wo sie wieder in die Oberfläche des Stators eintreten, liege ein magnetischer Südpol vor. Bei Fehlen eines Rotors verlaufen die magnetischen Feldlinien in der Luft parallel zueinander (a). Befindet sich ein weichmagnetisches Material hoher Permeabilität und anisotroper Rotorgestalt – auch als

Schenkligkeit (engl.: *saliency*) bezeichnet – im Stator Drehfeld, so verlaufen die Feldlinien durch das Material wie in Abbildung 3.17 (b). An den jeweiligen, gegenüberliegenden Oberflächen des Ein- und Austritts der magnetischen Feldlinien bilden sich entsprechend Süd- und Nordpole aus. Die Momentenwirkung als magnetischer Zug mit dem Abstand zur Drehachse als Hebelarm entsteht, wenn der Feldlinienverlauf nicht entlang des Pfads des geringsten magnetischen Widerstands im Eisenkreis erfolgt. Als Konsequenz liegt ein Momentenungleichgewicht vor, welches durch die Winkelbeschleunigung des Materials mit seiner Massenträgheit um dessen Drehachse ins momentane Gleichgewicht gebracht wird. Dieser Drehvorgang hält so lange an, wie das Ständerfeld rotiert. Der Rotor läuft dabei synchron um (vgl. Abbildung 3.17 (c) bis (f)). Der Pfad der geringsten Reluktanz liegt für ein magnetostatisches Feld wie in Abbildung 3.17 (d) vor. Umso größer der Anteil des Verlaufs des magnetischen Flusses durch das weichmagnetische Material im Eisenkreis ist, desto geringer ist der Anteil der Luft im Eisenkreis und damit die Reluktanz. Die Längsachse mit der Vorzugsrichtung des Flusses wird als d-Achse (engl.: *direct axis*) und die elektrisch - in diesem Beispiel auch mechanisch - orthogonal stehende Querachse als q-Achse (engl.: *quadrature axis*) bezeichnet. [Siel17, S. 22]

## Historie

Aus der Historie sind unterschiedliche Bauformen zum Hervorrufen der magnetischen Anisotropie im Rotor entstanden. Allen gemein ist die Ausprägung von sich periodisch am Umfang entsprechend der gewünschten Polzahl wiederholender d- und q-Achsen. Im frühen Entwicklungsstadium existierten über zahnbewickelte Statorzähne geschaltete Reluktanzmaschinen mit Schenkelpolausführung. Mit der axialen Laminierung von Rotorsegmenten erreichten die Synchronreluktanzmaschinen näherungsweise Werte für den Leistungsfaktor wie Asynchronmaschinen um 0,8 [Lawr64; Lawr65; Crui66]. Der Stand der Technik kennt heute die mit unmagnetischen Flussbarrieren oder Flussperren aus Luft ausgeführte, transversale Laminierung. Diese Rotorbauform wurde durch FRATTA, VAGATI u. a. ab dem Jahr 1987 für elektromotorische Anwendungen aufgrund des Fortschritts in der Umrichtertechnologie zur felldorientierten Drehzahlregelung weiterentwickelt und 1998 durch Vagati zum Patent angemeldet [Vaga98b]. In einer vergleichenden Untersuchung von baugleichen Asynchron- und Synchronreluktanzmaschinen zeigen FRATTA et al. auf, dass die Leistungsdichte höher und die Drehmomentdichte um rund 20 % bei gleichen Gesamtmotorverlusten gesteigert werden kann [Frat89]. Da der Rotor keinen elektrisch leitenden Kurzschlusskäfig besitzt, fallen die ohm-

schen Rotorverluste weg. Die transversal zum magnetischen Fluss laminierte Variante weist gegenüber der axial laminierten Variante kaum Wirbelstromverluste und Zusatzverluste auf. Dies fällt beim Vergleich der Ergebnisdarstellungen von FRATTA et al. [Frat89] und Chalmers und Musaba [Chal97] auf. Diese von Asynchronmaschinen bekannte geblechte Ausführung verhindert axial im Rotor verlaufende Wirbelströme und reduziert deren Ausprägung auf die vergleichsweise sehr geringe Blechstärke. Weiterhin überwiegen bei der transversal laminierten Bauform die fertigungstechnischen Vorteile, weil die Blechsegmente nicht radial gesteckt, sondern axial paketiert werden können und entsprechende Fertigungsverfahren wie das Stanzpakettieren bereits existieren. Es sei angemerkt, dass es historisch bedingt auch Ausführungsformen der axial und transversal laminierten Rotoren mit in den Flussperren integrierte, elektrisch leitfähige Stäbe gibt, welche an den Rotorenden kurzgeschlossen sind. Damit lässt sich das Anlaufverhalten durch einen geringeren Strombedarf verbessern. Der Synchronreluktanzmotor mit Kurzschlusskäfig im Rotor kann aufgrund stabilerer Frequenzsynchronisierung am Drehstromnetz betrieben werden [Hons65; Hons72]. [Siel17, S. 23]

Die Ausprägung der verteilten magnetischen Anisotropie ist entscheidend für die erzielbare Induktivitätsdifferenz in der d- und q-Achse. Diese Schenklichkeit ist gleichzeitig auch ein Maß für den erzielbaren Leistungsfaktor sowie die Feldschwächbarkeit- bzw. Flussabsenkbarkeit für einen großen Konstantleistungsbereich [Siel17, S. 24]. Die Induktivität der q-Achse sollte idealerweise möglichst gering sein und die der Induktivität der d-Achse besonders hoch, um einen hohen q-Stromanteil zur Feldbeeinflussung zur Verfügung zu haben und nur einen geringen d-Stromanteil für die Drehmomentbildung einprägen zu müssen.

### **Permanentmagnetunterstützte Synchronreluktanzmotoren**

Neben der reinen Synchronreluktanzmaschine ohne Permanentmagnete und der IPMSM mit hohem integrierten Permanentmagnetanteil hat sich die Mischform der permanentmagnetunterstützten Synchronreluktanzmaschine – kurz PMASynRM (permanentmagnet assisted synchronous reluctance machine) entwickelt. Nach Erkenntnissen von FRATTA et al. lassen sich streuende Flussanteile in der Querachse durch integrierte paramagnetische Materialien kompensieren. Dies bestätigen auch die Untersuchungen von SOONG und MILLER anhand einer PMASynRM mit unterschiedlichem Permanentmagnetanteil [Soon93b, S. 225 f.], [Soon93a]. Damit kann die nötige Anschlussleistung des Umrichtersystems kleiner ausfallen, weil Blindleistungsanteile zur Felderregung wegfallen [Frat89]. Außerdem fallen im Vergleich zu IPMSM die

Systemkosten geringer aus, bedingt durch einen geringeren Permanentmagnetbedarf und infolgedessen - je nach Motorauslegung - auch das Überspannungsschutzmodul aufgrund verringerter Gegen-EMK entfallen kann [Siel17, S. 24].

### **Vergleiche von SynRM zu anderen Motortopologien**

Zur Bewertung der Leistungsfähigkeit der Synchronreluktanzmaschine führen VAGATI et al. in [Vaga96] vergleichende Untersuchungen bezüglich des Rastmoments zwischen einer ASM, PMSM und SynRM durch. Die Außendurchmesser und die effektive Eisenlänge sind identisch. Als Ergebnis weist die SynRM ein um 10 % bis 20 % höheres Drehmomentvermögen als die ASM und ein wesentlich geringeres als das der PMSM auf. Auf Basis der Erkenntnisse beschreiben VAGATI et al. die transversal laminierte SynRM hoher verteilter magnetischer Anisotropie als geeignete Alternative zu ASM für Spindelanwendungen. Die Möglichkeit des Einsatzes der SynRM als Alternative zu PMSM in Servo-Antrieben für z. B. Linearachsen von Werkzeugmaschinen ist prinzipiell gegeben. Für diese Anwendung werden hohe Drehmomente bei kleinen Drehzahlen und im Stillstand gefordert. Dies wird in der Regel über eine höhere Polzahl erreicht. Das Stillstands Drehmoment der SynRM ist jedoch um 30 % kleiner als das der PMSM. Die SynRM verfügt im Vergleich zur PMSM über ein ähnlich gutes Überlastverhalten. Die Drehmomentkonstante der PMSM sinkt mit steigendem magnetischen Ständerfluss aufgrund von Streuflüssen der q- zur d-Achse, wohingegen die Drehmomentkonstante der SynRM bei q-/d-Regelung aufgrund des nichtlinearen Sättigungsverhaltens des Eisenkreises bei ausreichender Durchflutung steigt. Außerdem verweisen VAGATI et al. auf die hohe Dynamik der Drehmomentänderung. Sie ergibt sich mathematisch aus der Beziehung des magnetischen Flusses zum regelbaren, feldbildenden und drehmomentbildenden Strom. Eine weitere Bewertungsgröße mit Blick auf Fertigungs- und Permanentmagnetkosten ist der Bezug des erzielbaren Drehmoments auf die Herstellungskosten [Siel17, S. 24]. Hier überwiegen die Vorteile der SynRM gegenüber der ASM und der PMSM.

Weiterführende Aspekte zum Vergleich der Antriebstopologien sind in der Literatur von VAGATI [Vaga95], MATSUO und LIPO [Mats93; Mats94], BOLDEA [Bold96] und MOGHADDAM [Mogh11] zu finden.

### **Synchronreluktanzmotoren als Spindelantriebe**

Zur Bewertung der Eignung der SynRM als Spindelantrieb vergleichen VAGATI et al. den Konstantleistungsbereichs mit einer ASM [Vaga96]. Ziel ist



dessen Ausbildung über einen möglichst großen Drehzahlbereich. Hierfür entscheidend ist die Betrachtung der Feldschwächbarkeit über das Verhältnis des magnetischen Flusses der q- zur d-Achse im Bemessungspunkt. Kleine Verhältnisse wirken sich positiv auf die Verringerung des Verhältnisses der Scheinleistung zur Wirkleistung als Maß der nötigen Überdimensionierung des Umrichters aus. Die SynRM weist insbesondere mit zunehmender Polzahl höhere q/d-Flussverhältnisse als die ASM auf, weshalb dies in geringen Leistungsfaktoren und größere Umrichter resultiert. Polzahlen größer als 4 wirken sich laut VAGATI et al. nachteilig aus [Vaga96]. Vorteilhaft für die Feldschwächbarkeit der SynRM gegenüber der ASM sind das höhere Drehmoment und die Möglichkeit zur Einbringung geringer Permanentmagnetanteile hin zur PMA-SynRM, was den Leistungsfaktor aufgrund eines kleiner werdenden Magnetflussverhältnis und steigenden Drehmoments verbessert.

Die Betrachtungen der bisher aufgeführten Literatur beziehen sich einschränkend auf kleine Antriebe mit Maximaldrehzahlen bis zu 7000 U/min und bis etwa 1 kW. Ein weiteres Beispiel ist die Arbeit von MURAKAMI et al. mit dem Vergleich von SynRM zu ASM und PMSM hinsichtlich des Wirkungsgrads für die Kompressoranwendung mit Maximaldrehzahl 4000 U/min und Leistung bis 750 W [Mura99]. Hiernach ist der Wirkungsgrad der SynRM im Nennpunkt und im Teillastbereich stets höher als der der vergleichenden ASM. Die PMSM überwiegt in diesem Vergleich. Allerdings sind die Herstellkosten der SynRM um 13 % bis 30 % gegenüber der ASM und der PMSM geringer. MOGHADDAM beschreibt zusammenfassend den Bedarf einer weiterführenden Untersuchung von Leistungsbereichen und des thermischen Verhaltens oberhalb der klassischen Norm-Anwendungen, wie bspw. DIN EN 60034-30-1 für Lüfter, Pumpen und Klimakompressoren. Aktuelle, beispielhafte Untersuchungen zur Anwendung von SynRM in industriellen Anwendungen geringer Leistung bis 5,5 kW liefern OZCELIK et al. in [Ozce19]. Die Autoren vergleichen ebenfalls die Maschinenschwingungen. Die SynRM weist höhere Vibrationen auf als die Induktionsmaschine, was auf die charakteristisch höhere Drehmomentwelligkeit aufgrund der Rotornutung zurückzuführen ist. Entsprechend sind SynRM für Spindelanwendungen hinsichtlich eines geringen Drehmomentrippel zu optimieren. Hierzu stellt MOGHADDAM in [Mogh12] grundlegende Ansätze auf. In der Literatur werden schließlich weitere Anwendungsgebiete der SynRM als Alternative zu ASM untersucht, die jedoch nicht über den bisherigen Drehzahlbereich bis 8000 U/min hinausgehen und hohe Drehmomentdichten fokussieren. So entwickeln GERMISHUIZEN et al. einen drehmomentstarken Bahnantrieb mit 700 Nm und 1600 U/min im Be-

messungspunkt mit einer Maximaldrehzahl von 3200 U/min bei einem Rotordurchmesser von 300 mm [Germ00; Germ13].

Die bisher vorgestellten Arbeiten verwenden aus praktischen Gründen eine zu Referenz-Asynchronmotoren äquivalente Statorausführung. GERMISHUIZEN et al. erkennen, dass im Vergleich zur ASM der Leistungsfaktor ihrer SynRM um 0,11 und der Konstantleistungsbereich deutlich verringert sind. Sie schließen daraus, dass es für die Auslegung von SynRM eine Anpassung der Anzahl und relative Lage der Stator- zu Rotornuten als auch einer im Vergleich reduzierten Windungszahl der SynRM bedarf [Germ00; Germ13]. Auch ist der Leistungsfaktor der SynRM mit 0,61 im Vergleich zur ASM mit 0,72 geringer, sodass ein größerer Umrichter aufgrund der erhöhten Bemessungsspannung erforderlich ist. Zur Erhöhung der Festigkeit des SynRM-Rotorquerschnitts mit Flussperren wird für die Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 50 m/s eine CFK-Armierung genutzt. Ein weiteres Beispiel für die Anwendung der SynRM als Traktionsantrieb mit 45 kW im S1-Dauerbetrieb bis 5000 U/min liefert die Arbeit von TAGHAVI et al. aus dem Jahr 2014 für die Elektromobilität [Tagh14]. Aufgrund der Anforderungen an kompakte Bauformen mit dem Ziel hoher Reichweiten und geringer Kosten für Antriebe im Automobil, wird das Designkriterium auf eine Reduzierung des Bohrungsvolumens gelegt. Es resultiert eine Maschine mit einem Rotorausendurchmesser von 244 mm, womit Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 64 m/s erreicht werden. Eine CFK-Bandage kommt hier nicht zum Einsatz.

Die Potenziale der Synchronreluktanzmaschine aus der aufgeführten Literatur, welche für eine Anwendung in Motorspindeln sprechen, lassen sich zusammenfassen nach [Hein12]:

- Synchron Drehzahl,
- keine Permanentmagnete → Ressourceneffizienz,
- kostengünstiger Aufbau,
- geringe Rotorverluste,
- höhere Drehmomentdichte als Asynchronmaschinen,
- sehr gute Eigenschaften zur Feldschwächung,
- hohe Induktivität → keine Vorschaltdrossel,
- kein Überspannungsschutzmodul,
- keine Schleppverluste.

Die Herausforderung für den praktischen Einsatz von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln sind jedoch in der Auslegung des Rotor-Spindelwellensystems zu finden. Die bisherigen Arbeiten weisen keine besonderen Einschränkungen hinsichtlich des radialen Bauraums oder des Achslochs auf. Motorspindeln besitzen aufgrund des integrierten Spannsystems in der Hohlwelle und der Anforderungen zum dynamischen Betriebsverhalten über einen großen Drehzahlbereich und einen relativ großen Wellendurchmesser. Zudem ist der radiale Bauraum aufgrund der Randbedingung zur Einspannung der Motorspindel im Z-Verfahrslitten oder dem Spindelstock in der Werkzeugmaschine beschränkt. Des Weiteren müssen die elektrischen Rotoren in Motorspindeln Fliehkräfte bei Umfangsgeschwindigkeiten von bspw. bis zu 260 m/s ertragen [GMN 23d].

SIELAFF untersucht erstmalig den Einsatz von Synchronreluktanzmotoren als effiziente- und ressourcenschonende Alternative zu Asynchronmotoren in Motorspindeln für Universal-Bearbeitungszentren [Siel17]. Die Referenz-ASM besitzt eine S1-Leistung im Bemessungspunkt von 39 kW bei 3000 U/min. Der Konstantleistungsbereich ist ausgeprägt bis zur Maximaldrehzahl von 16 000 U/min mit einem Drehmoment von 23 Nm. Die entwickelte Methodik zur Auslegung der SynRM berücksichtigt die Statoranpassung im Zusammenspiel mit der Rotoroptimierung. Die SynRM besitzt eine Wicklung mit 6 parallelen Spulengruppen bei einem Bemessungsstrom von rund 226 A. Die ASM verfügt über 4 parallele Spulengruppen bei einem Bemessungsstrom von ca. 191 A. Die Bemessungsdrehzal der SynRM ist mit 5000 U/min höher. Die Konstantleistung beträgt rund 55 kW und ist damit um ca. 41 % höher im Vergleich zur ASM. Jedoch ist der Leistungsfaktor der SynRM im absoluten Wertebereich um 0,05 bis 0,1 geringer. Die Wirkungsgrade der SynRM sind jedoch in allen Betriebspunkten absolut um bis zu 5 %-Punkte höher. Für die Integration des SynRM in die Motorspindel ist die Reduzierung des Spindelwellendurchmessers von 80 mm auf 60 mm nötig (-25 %). Die Esson'sche Ausnutzung der SynRM ergibt näherungsweise 5,2 und die der ASM 4,7. Um die Umfangsgeschwindigkeit der SynRM von 104 m/s sicherzustellen, besteht der Rotoraufbau aus Axialstäben aus CFK und zusätzlicher Blechpaketsegmentierung mit dazwischenliegenden Stützblechen. Die Rotorbleche bestehen aus der FeSi-Legierung NO20HS mit einer Streckgrenze von 420 MPa bis 490 MPa für besonders hohe mechanische Beanspruchungen bei gleichzeitig geringen Ummagnetisierungsverlusten.

WINKLER und WERNER präsentieren in [Wink18] zwei Ansätze zum Aufbau eines Rotors für schnelldrehende Wellen in Spindelssystemen. Es sei angemerkt, dass es sich bei der Konstruktion nicht um eine Motorspindel mit in-

tegriertem Spannsystem handelt. Daher beschreiben WINKLER und WERNER in ihrem Vergleich der SynRM gegenüber einer Referenz-ASM die Anpassung des Spindelwellendurchmessers als kritische Randbedingung für das dynamische Betriebsverhalten nicht. Der Wellendurchmesser beträgt für die ASM 52 mm und für die SynRM 45,5 mm (-12, 5%). Die ASM besitzt ihren Bemessungspunkt bei 29 900 U/min bei einer Nennleistung von 100 kW. Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt 132 m/s. Die Esson'sche Ausnutzung der ASM im Bemessungspunkt liegt bei 3,4. Die erste Rotorvariante der SynRM ist als geschrägter Schenkelvollpolläufer mit ausgeprägten Polschuhen ausgeführt. Der Vorteil ist, dass keine kritischen Flussperrengemetrien unter Fliehkraft versagen können und die Fertigung aus der weichmagnetischen Welle zerspanend direkt erfolgt und somit kein Pressverband zwischen Welle und Rotor nötig ist. Nachteil der Variante ist im Allgemeinen das geringe Induktivitätsverhältnis der d- zur q-Achse bis maximal Faktor 5. Dies ist nur etwa halb so hoch wie das maximal erzielbare Reluktanzverhältnis der Rotorbauformen mit Flussperren. Außerdem treten durch die fehlende transversale Blechung erhöhte Verluste hervorgerufen durch Wirbelströme im Rotor auf. Des Weiteren bildet sich im Gegensatz zu einer sinusförmigen Lufspaltfeldkurve eine stark diskretisierte Feldtreppe aus, was zur Einprägung höherer Harmonischer der Felderregerkurve in die Spindelwelle und dort zu Wirbelstromverlusten führt [Kost23]. Die zweite SynRM-Variante verfügt über ein transversal laminiertes Blechpaket mit Flussperren und einem Radialsteg zur Festigkeitssteigerung. Der verwendete Blechwerkstoff hat die Bezeichnung Vacodur<sup>®</sup>49 mit einer Streckgrenze von 390 MPa bis 450 MPa und ist eine 50 %-ige CoFe-Legierung für besonders hohe Flussdichten [Seke19]. Die praktischen Messungen erfolgten nach Literaturrecherche bislang bis zu 6000 U/min. Erste praktische Untersuchungen in [Wink19] zeigen die Verlustabhängigkeit der SynRM-Variante mit ausgeprägten Polen einerseits vom Spannungszwischenkreis und der gepulsten Stromführung bei insgesamt kleinen Motorinduktivitäten und andererseits von der Höhe der Magnetisierung in der q- und d-Achse auf. Die Ummagnetisierungsverluste im Rotor steigen mit dem Strom in der q-Achse. Ebenso liegen die Ummagnetisierungsverluste insgesamt bei reinem Strom in der d-Achse über dem reinen Strom in der q-Achse, was auf die höhere Reluktanz in der d-Achse zurückzuführen ist. Für die feldorientierte Regelung der Synchronreluktanzmaschinen in einem Betriebspunkt erfolgt in [Wink18] die Parametrierung an einem Standard-Frequenzumrichter wie eine Synchronmaschine durch Vorgabe der anisotropen Induktivitäten im rotorfesten dq-Koordinatensystem für den Betriebspunkt sowie einer Drehmomentkonstante von  $k_T = 0 \text{ Nm/A}$  und einer Spannungskonstante von  $k_U = 0 \text{ V/1000 min}^{-1}$ .

ABRAMENKO et al. entwerfen ein aus nicht-magnetischem Baustahl S355 und weichmagnetischem Inconel 600 axial laminiertes Rotordesign. Die resultierende SynRM besitzt folglich zwei Pole. Diese Rotorbauform lässt sich mit thermischen Verfahren realisieren, wie z. B. Vakuumlöten, Heißisostatisches Pressen oder 3D-Druckverfahren. Der Rotor verhält sich wie ein einziger Festkörper, wobei die Einzelschichten nicht voneinander elektrisch isoliert sind, wodurch sich Wirbelströme in der gesamten Welle axial ausprägen. Entsprechend ist das Design für geringe maximale Flussdichten auszulegen, um die Eisenverluste zu minimieren. Das Rotordesign ist für schnelldrehende Anwendungen bis 24 000 U/min bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 124 m/s ausgelegt. [Abra20b; Abra20a]

### **Anwendung schnelldrehender Synchronreluktanzmotoren in der Elektromobilität**

Arbeiten, die sich mit dem Einsatz des Synchronreluktanzmotors als alternativen, elektrischen Antrieb zu IPMSM für Fahrzeugsysteme beschäftigen, nehmen stetig zu. Motivation dafür sind die politischen Anforderungen zum Klimaschutz und das geplante Verbot von Verbrennungskraftmaschinen sowie die Rohstoffunabhängigkeit hinsichtlich Verfügbarkeit und Kosten, der zumeist aus Asien stammenden Permanentmagnete. Ebenfalls spielt die Betrachtung kompakter Antriebssysteme mit geringen Verlusten und geringem Kühlbedarf eine wichtige Rolle bei der Masseinsparung und letztlich der Gesamteffizienz des Fahrzeugs. Weitere Anforderungen sind ein hohes Drehmoment im Grunddrehzahlbereich bei geringen Kosten [Hofe17]. Dies bestätigen SIADATAN et al. in ihrem Vergleich eines Toyota Prius PMSM-Antriebs im Vergleich zu einer leistungsäquivalenten SynRM [Siad17]. Aufgrund der Anforderung an kompakte Systeme, wird die Leistung über die Drehzahl des elektrischen Antriebs in Verbindung mit Getrieben geringer Stufenanzahl aufgebracht. Die Maximaldrehzahlen der Antriebssysteme der Elektromobilität sind mittlerweile denen von Motorspindelssystemen für Universal-Bearbeitungen bis 18 000 U/min ähnlich [Cred19]. Einen Überblick über verwendete Antriebstopologien – zumeist IPMSM mit Reluktanzanteil – und Maximaldrehzahlen für am Markt verfügbare Elektrofahrzeuge bieten CREDO et al. in [Cred19] und [Cred20]. Darin stellen die Autoren eine Methodik für das festigkeitssteigernde Design von Flusssperrenverrippungen auf Basis einer geometrischen 2D-Topologieoptimierung von Blechmaterialplatzierung in den Flusssperren vor. Aktuell ist die Verwendung einer CFK-Armierung zur Festigkeitssteigerung von IPMSM oder PMASynRM im Elektromobilbau

gebräuchlich wie die Arbeiten von HOFER et al. [Hofe17] und REDDY et al. [Redd15] belegen.

### 3.2.6 Zusammenfassung Stand der Technik Antriebssysteme und Synchronreluktanzmotor

Die Synchronreluktanzmaschine bietet durch die Literatur belegte Vorteile gegenüber den bisher im Werkzeugmaschinenbau zu Anteilen von 69 % Asynchronmaschinen und 31 % permanentmagneterregten Maschinen verwendeten Antriebstopologien. Jedoch konzentrieren sich die wissenschaftlichen Arbeiten mehrheitlich auf die Optimierung der Flusssperregeometrien hinsichtlich Reduzierung der Drehmomentwelligkeit, Erhöhung des Leistungsfaktors und Optimierung der Flusssperrenverrippungen für Hochdrehzahlanwendungen. Für den Einsatz in Motorspindeln fehlt in den Arbeiten die Einbeziehung von zusätzlich einschränkenden Randbedingungen auf die Auslegung des Synchronreluktanzmotors. Hierzu zählen:

- die Mindestanforderung an den Wellendurchmesser zur Sicherung des erforderlichen dynamischen Betriebsverhaltens bis zur Maximaldrehzahl und zur Integration des Werkzeugspannsystems,
- Der beschränkte radiale Bauraum für die Festlegung des Statoraußendurchmessers aufgrund der vorgegebenen Kundenschnittstelle zur Aufnahme der Motorspindel in den Z-Verfahrslritten oder des Spindelstocks der Bearbeitungsmaschine,
- Die Verbindungstechnologie zur Herstellung der Welle-Rotornabe-Verbindung für Hochdrehzahlanwendungen unter Einbeziehung der Auswirkung auf die Vergleichsspannungen im Rotorblechpaket,
- als auch das Temperaturverhalten und die Auswirkung auf die Fettgebrauchs- und Lagerlebensdauer in kompakten Antrieben.

Die grundlegenden Erkenntnisse von SIELAFF in [Siel17] bieten derzeit einen ausführlichen Ausgangspunkt für die Erweiterung des Stands der Technik zum Einsatz von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln für Hochdrehzahlanwendungen bis 30 000 U/min.

### 3.3 Elektrische Leistungsversorgung von Motorspindeln

Dieser Abschnitt besitzt eine hervorzuhebende Relevanz für den Betrieb von SynRM. Da sie vergleichsweise mit einer höheren Polpaarzahl aufgrund der leicht verminderten Drehmomentdichte ausgeführt werden und dies höhere Taktfrequenzen im Wechselrichtermodul zur Stellung der drehzahlvariablen Ausgangsspannung zur Folge hat, kommen die Umrichtersysteme durch die frequenzabhängigkeit der Ausgangsstromamplitude an die Stromgrenze. Die Berücksichtigung des Umrichtersystems bei der Antriebsauslegung spielt daher eine entscheidende Rolle, um ein kostenoptimales Antriebssystem zu projektieren.

Der Betrieb von Motorspindeln erfolgt mehrheitlich durch eine feldorientierte Vektorregelung - auch als Flussvektorregelung bezeichnet - durch eine numerische Regelungsbaugruppe mit Sollwertvorgabe durch die NC-Steuerung in Werkzeugmaschinen. Motorspindeln mit Asynchronantrieben können auch im linearen Spannungs-Frequenz-Betrieb gemäß einer parametrisierten  $U/f$ -Kennlinie gefahren werden. Der Hauptbetrieb ist der drehzahlgeregelte Betrieb. Nebenbetriebsarten sind die Lageregelung, bei der die Winkelstellung der Spindelwelle über einen Lagesensor als Drehwinkelgeber erfasst und als Regelgröße zur Minimierung der Regelabweichung zum Lagesollwert genutzt wird. Darüber hinaus existieren auch geberlose Regelverfahren, wie die sensorlose Vektorregelung. Die Algorithmik des Regelverfahrens schätzt die Rotorposition auf Basis der Stellung des Raumzeigers des magnetischen Flusses ab [Schr09]. Die Gestaltung des Regelkreises von Motorspindeln ist identisch zum Regelkreis der Servo- und Torqueantriebe von Linear- und Drehachsen zur Positionierung in Werkzeugmaschinen als kaskadierter, geschlossener Regelkreis aufgebaut.

Zur Speisung von Motorspindeln sind spezielle Leistungselektroniken als Hardware in einem Schaltschrankaufbau elektrisch verdrahtet und über digitale Kommunikationsschnittstellen mit der Regelungsbaugruppe verbunden. Für den drehzahlvariablen Betrieb von Rotationsachsen muss die dreiphasige Wechselspannung fester Frequenz und Amplitude in der Frequenz variabel gestellt und je nach Leistungsbedarf in der Amplitude verstärkt werden. In Abbildung 3.18 sind die elektrischen Leistungskomponenten des Antriebssystems einer Werkzeugmaschine mit drei Linearachsen und einer Rotationsachse für die Motorspindel dargestellt.

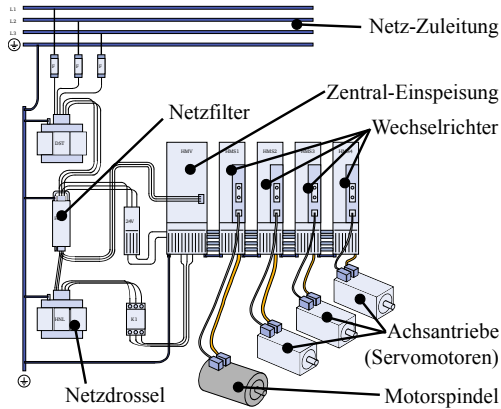


Abbildung 3.18: Schematische Darstellung des Antriebssystems einer Werkzeugmaschine; in Anlehnung an BOSCHREXROTH aus [Siel17, S. 27]

Das Netzfilter sorgt für eine bemessene Frequenzfilterung sowohl von Störungen aus dem Verbrauchernetz in das Stromversorgungsnetz als auch umgekehrt. Weiterhin trägt es zur elektromagnetischen Verträglichkeit bei. Die Netzdrossel besitzt zwei Aufgaben. Zum einen reduziert sie die durch die Schaltungsvorgänge der Halbleiter im Frequenzumrichter hervorgerufenen höherfrequenten Störungen, die sich bis auf das speisende Netz auswirken würden. Zum anderen glättet die Netzdrossel durch die hohe Induktivität Stromspitzen und führt die Stromspeisung auf eine angenäherte Sinusform zurück. Die Glättung verlängert die Lebensdauer der nachgelagerten Elemente wie Kondensatoren und Gleichrichter. Der Frequenzgleichrichter kann den Strom besser aus dem elektrischen Kreis der Netzspeisung abtasten. Es entsteht ein störfreier, und aufgrund fehlender Störpeaks in der Amplitude, verminderter Effektivstrom. Dies senkt den Energiebedarf des Gleichrichters. Die variable Frequenzumformung erfolgt in Umrichtern mit Gleichspannungszwischenkreis in zwei Stufen. Zuerst erfolgt die Umwandlung der dreiphasigen Wechselspannung in eine einphasige Gleichspannung im Netzgleichrichter. Die Zwischenkreisspannung beträgt in der Regel das  $\sqrt{2}$ -fache des Effektivwerts der Netzspannung (400/230 V). Der Zwischenkreis ist mit einer bemessenen Speicherkapazität in Form von Kondensatoren ausgerüstet. Die Zwischenkreisspannung wird dadurch geglättet und kann als Gleichspannung angenommen werden [Jenn95, S. 21]. Die Bemessung der Speicherkapazität erlaubt die Betrachtung als vom dreiphasigen Netz entkoppeltes Gleichspannungsnetz,



an das mehrere Verbraucher parallel angeschlossen werden können [Bind12, S. 452]. Forschungsprojekte wie PHI-FACTORY und DC-FACTORY belegen, dass Gleichspannungsnetze für Fabrikbereiche genutzt werden können, um die Netzanschlussleistung zu senken, die Speicherfähigkeit zur bedarfsgesteuerten Energiebereitstellung und Lastspitzenglättung zu nutzen (Demand-Side-Management, Lastmanagement) und so zur Energieeffizienz, Energieflexibilität industrieller Produktion und Netzstabilisierung beizutragen [Weig20]. Die Leistungsentnahme aus dem DC-Zwischenkreis erfolgt für frequenzgeregelt, elektrische Antriebe über Wechselrichter. Sie stellen ein dreiphasiges Drehspannungssystem variabler Frequenz und Spannungsamplitude bereit. Eine schematische Schaltung ist in Abbildung 3.19 dargestellt.

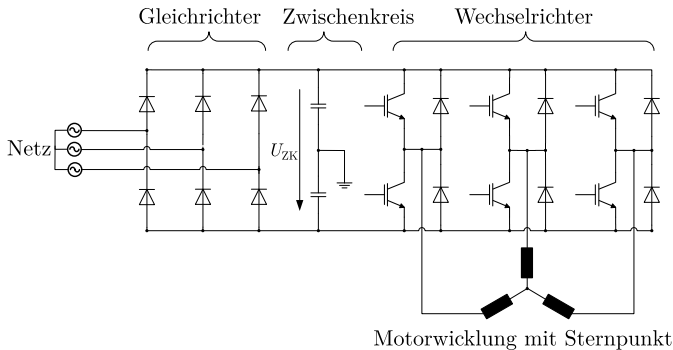


Abbildung 3.19: Schematische Schaltung eines Zweipunktwechselrichters mit Gleichrichter und Zwischenkreis; in Anlehnung an [Schr08, S. 528]

Das beschriebene Umrichtersystem bietet nach SCHRÖDER folgende Vorteile [Schr08, S. 604]:

- Versorgung aller Drehstromantriebe am gemeinsamen Zwischenkreis,
- Zu- und Abschalten sowie beliebige Lastwechsel der angeschlossenen Antriebe ohne Auswirkung auf den Parallelbetrieb anderer Motoren,
- sehr große Frequenzbereiche in Abhängigkeit des Steuerverfahrens und der Schaltfrequenzen der Leistungshalbleiter,
- Richtungswechsel des Drehfelds und Wechsel der Energieflussrichtung im 4-Quadranten-Betrieb,
- gute Drehzahlstabilität bei kleinen Drehzahlen.

Die Wechselrichter sind in der Regel als zweistufige sogenannte Zweipunkt-Wechselrichter ausgeführt. Das Steuerverfahren zur Bestimmung der Schaltzeitpunkte der Halbleiterelemente ist ausschlaggebend für die Ausbildung der angenäherten sinusförmigen Speisespannungen [Jenn95, S. 30] (siehe Abbildung 3.20). Dazu kommen Trägerverfahren bzw. Unterschwingungsverfahren zum Einsatz, wobei ein Trägersignal höherer Frequenz als die Grundschnwingungsfrequenz der Steuerspannung  $U_{St}$  jeder Phase zum Abgleich gestellt wird. Beim Pulsweitenmodulationsverfahren (PWM-Verfahren) erfolgt der Amplitudenvergleich zwischen Grundschnwingung und Trägersignal – z. B. Sägezahn- oder Dreiecksprofil  $U_{\Delta}$ . Bei Wertegleichheit erfolgt eine Schaltung der Zwischenkreisspannung mit positivem oder negativem Vorzeichen in je einem Schaltzweig – bzw. in einer Halbbrücke – pro Phase. Ein Schalter stellt die positive und der andere die negative halbe Zwischenkreisspannung. Positive Schaltspannung liegt vor, wenn der Wert der Grundschnwingung höher als der des Trägersignals ist. Da beide Zustände in einem Schaltzweig nie gleichzeitig zur Vermeidung eines Kurzschlusses vorliegen dürfen, sind Verriegelungszeiten definiert. Die Schaltpulse ergeben in ihrer zeitlichen Ausprägung die Ausgangsspannungen  $U_{a0}$ ,  $U_{b0}$  und  $U_{c0}$ . Dieses Verfahren führt aufgrund des Verhältnisses von Frequenz des Trägersignals (PWM-Taktfrequenz) zur geforderten Drehfrequenz der Ausgangsspannung zu Oberschwingungen, die der Grundschnwingung überlagert sind. Das Frequenzverhältnis  $m_f$  ist ein Maß für die auftretenden Oberschwingungsanteile. Die Amplituden dieser höheren Harmonischen in der Ausgangsspannung werden vom Aussteuergrad beeinflusst. Dieser ist auch als Tastgrad bekannt und definiert für eine periodische Pulsfolge das Verhältnis aus Impulsdauer und Periodendauer. Bei der Pulsweitenmodulation variiert der Aussteuergrad [DIN5483-1]. Zur Maximierung der Ausgangsspannung ohne Übermodulation bei gleichzeitiger Reduzierung von Oberschwingungen kommen unterschiedlichste Lösungsansätze aus der Literatur zum Einsatz. Für den optimalen Betrieb von Motorspindeln sind die grundlegenden Einstellmöglichkeiten und die kombinierte Verwendung zusätzlicher elektrischer Komponenten zwischen Wechselrichter und Motor bereits bei der Systemauslegung entscheidend. In [Roth09] zeigen ROTHENBÜCHER et al. auf, dass die Wahl des Umrichtersystems, die Parametrierung des Regelungsverfahrens sowie die Einstellung der richtigen PWM-Taktfrequenz  $f_{PWM}$  entscheidend sind für die Minimierung der Erwärmung im Rotor und Lager. Die übermäßige Erwärmung ist auf die Oberschwingungen zurückzuführen, welche Verzerrungsströme im magnetischen Kreis hervorrufen. Dies erhöht den Blindleistungsanteil um die sogenannte Verzerrungsblindleistung. Abhilfe schafft ein möglichst großes Frequenzverhältnis  $m_f > 10$  [Roth09].

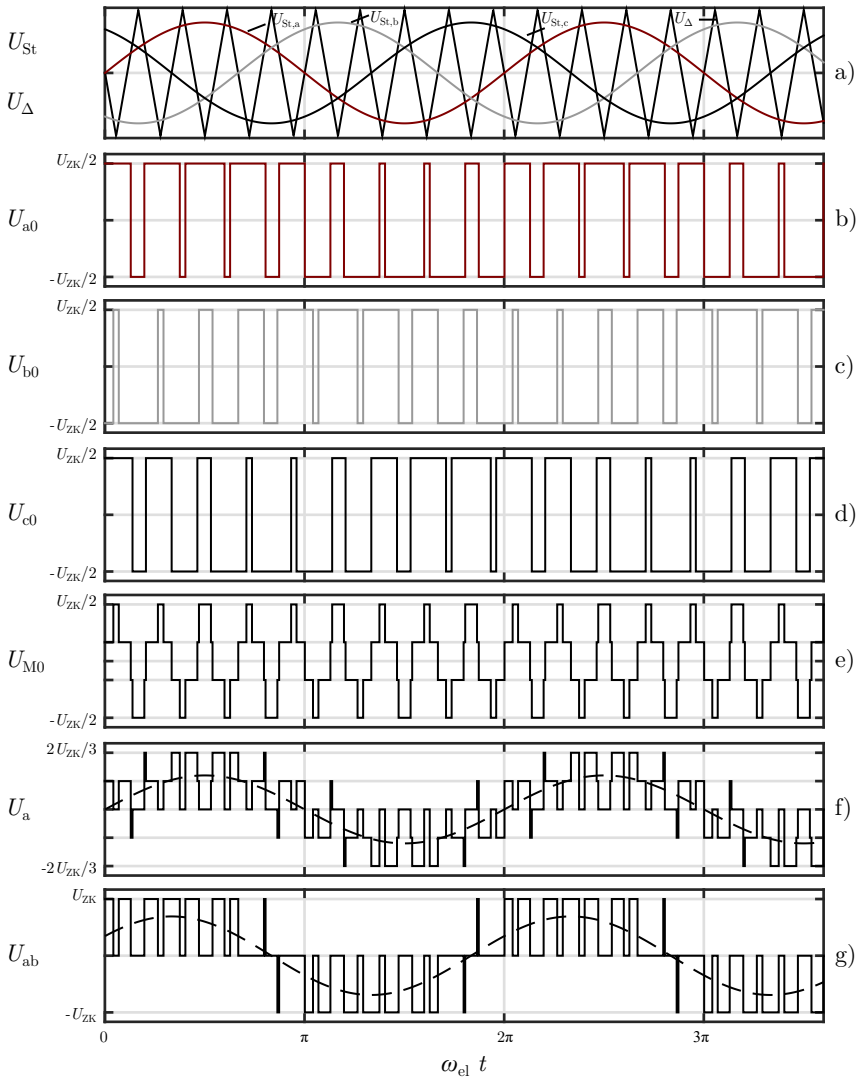


Abbildung 3.20: Erzeugung der Ausgangsspannungen des Wechselrichters nach dem Unterschwingungsverfahren; in Anlehnung an [Schr08, S. 562] aus [Siel17, S. 29]

Damit berechnet sich die erforderliche PWM-Taktfrequenz in Abhängigkeit der Polpaarzahl und der Maximaldrehzahl gemäß der Faustformel [Roth09]:

$$f_{\text{PWM}} \approx m_f \cdot \frac{n_{\text{max}}}{60} \cdot Z_p. \quad (3.19)$$

Einige Hersteller von Frequenzumrichtern geben bspw. das erforderliche Verhältnis mit mindestens  $m_f \geq 6$  oder gar  $m_f \geq 5$  an. Dadurch können günstigere Umrichtersysteme mit niedrigeren Schaltfrequenzen genutzt werden. Mit höheren PWM-Taktfrequenzen an marktüblichen Frequenzumrichtern geht der Nachteil einher, dass der maximal verfügbare Dauerstrom abnimmt (engl.: *Derating*) und die Geräuschemission im Leistungsteil zunimmt. Dies liegt an der Zunahme der Schaltverluste mit zunehmender Pulsfrequenz. Jedoch ergibt sich der Vorteil, dass die Geräuschemission am Motor sinkt. Der Bemessungs-Ausgangsstrom des Leistungsteils ist gemäß einem herstellerspezifischen Faktor zu reduzieren, um die maximale Verlustleistung bzw. Kühlkörpertemperatur nicht zu überschreiten. Die erhöhten Schaltverluste werden durch Absenkung der Durchlassverluste kompensiert [Siem20]. Das Strom-Derating kann sich nachteilig in Bezug auf die höheren Strombedarfe für die Feldschwächung bei Synchronmotoren bemerkbar machen, wodurch sowohl das Umrichtersystem als auch das Spindelsystem an der thermischen Belastungsgrenze betrieben wird. Mit der Abhängigkeit der Taktfrequenz von der Polpaarzahl lässt sich anschaulich die geringe Polzahl von schnell drehenden Motorspindeln für die High Speed-Bearbeitung erklären. Hierfür werden mehrheitlich zweipolige Asynchronmaschinen eingesetzt und der Betrieb an Standard-Umrichtern kostengünstig ermöglicht. Um bspw. für diese Hochdrehzahlanwendungen bei limitierter einstellbarer Pulsfrequenz und Strom-Derating sinusförmige Speiseströme zu erzeugen, gibt es die Möglichkeit geregelte Ausgangsfilter einzusetzen [Matt05]. Diese Komponenten besitzen eine Induktivität und eine Kapazität. Als LC-Glieder reduzieren sie die Verluste sowohl im rotierenden Spindelwellensystem um bis zu 13 % als auch in der Statorwicklung um bis zu 33 %. Diese fallen dafür im LC-Glied im Schaltschrank an, wo die Verlustwärme leicht abgeführt werden kann [Roth09; Abel07a]. Umrichter mit integriertem, geregeltem Filter sind in BLANKENBURG [Blan09] und ein adaptives Filter in KÜNZEL et al. [Künz12] beschrieben. Bei der Projektierung des Sinusfilters oder der Motordrossel sind die Herstellerangaben für die maximale Pulsfrequenz des PWM-Verfahrens, Ausgangsdrehfrequenz als auch der Bemessungsstrom und nachteilige, elektrodynamische Wechselwirkungen mit dem Frequenzumrichter und Motor zu beachten.

Dreipunkt-Wechselrichter sind eine alternative Umrichtertechnologie zu Zweipunkt-Wechselrichtern. Sie besitzen je Halbleiterbrücke vier anstatt zwei Leis-

tungshalbleiter. Damit sind neben den positiven und negativen halben Zwischenkreisspannungsamplituden als Schaltzustände auch der Mittenzustand  $U_{ZK} = 0\text{ V}$  verfügbar [Brin12]. Die halbierte Sperrspannungsbeanspruchung der Leistungshalbleiter hat zur Folge, dass Schaltelemente einer niedrigeren Spannungsklasse verwendet werden können. Die Schalteigenschaften sind verbessert und die Schaltverluste deutlich geringer [Brin12]. Höhere Gesamtwirkungsgrade des Antriebssystems sind erzielbar. Die Anwendung der Umrichtertechnologie eignet sich besonders für permanentmagneterregte Synchronmaschinen als Motorspindelantrieb in der HSC- und HPC-Bearbeitung, da sie vergleichsweise geringe Induktivitäten aufweisen und die Oberschwingungen der Speisespannung zu Wirbelstromverlusten in den Permanentmagneten führen [Roth09].

Eine weitere Umrichtertopologie sind die Modulare Multilevel-Umrichter (MMC) für Antriebsanwendungen im Mittelspannungs- und Hochspannungsbereich als auch zur stabilen Energieversorgung. Sie zeichnen sich durch eine hohe Skalierbarkeit, Modularität und Spannungsqualität aus [Schn19]. Ihr Aufbau setzt sich aus mehreren identischen Dreipunkt-Wechselrichtern als Submodule zusammen, die seriell oder parallel verschaltet werden. Die Ausgangsspannungskurve ist diskretisiert und gleicht dem angestrebten sinusförmigen Verlauf. Der Vorteil ist, dass jedes Submodul nur einen geringen Anteil der Zwischenkreisspannung bei vollem DC-Zwischenkreisstrom stellt. Multilevel-Umrichter lassen sich durch digitale Regelung dynamisch an die Antriebsanforderung im Betrieb anpassen [Ecke23].

Die Halbleiter-Schaltelemente der Frequenzumrichter sind spezielle Silizium-Keramiken. Die nach Stand der Technik eingesetzten IGBT-Halbleiter (IGBT = Insulated-Gate Bipolar Transistor, Bipolartransistoren mit isolierter Gate-Elektrode) und MOSFETs (Metall-Isolator-Halbleiter-Feldeffekttransistoren) haben den Nachteil hoher Schaltverluste, was insbesondere bei hohen PWM-Taktfrequenzen das Strom-Derating zur Folge hat. Halbleiterelemente aus schichtweise aufgebauten Silizium-Carbid-Einkristallen (SiC) besitzen eine höhere Durchbruchfeldstärke und eine auf die Schichtdicke bezogene höhere nutzbare Feldstärke. Grund dafür sind dünner ausgeführte Schichtdicken, wodurch sich zwei- bis sechsmal höhere Schaltfrequenzen ergeben. Heutige PWM-Taktfrequenzen liegen bspw. bei 50 kHz mit deutlich reduzierten Schaltverlusten um bis zu 50 % [Lask23; Gees20; Merk14]. Das Strom-Derating fällt deutlich geringer aus. Diese SiC-Umrichter werden bisher unter anderem für Traktionsanwendungen in der Elektromobilität und im Bahnwesen als auch in der Photovoltaik-Technologie eingesetzt [Lask23; Frau23a]. Praktischer Vorteil der SiC-Umrichtertechnologie ist die platzsparende Ausführung.

Ein bedeutender Nachteil der SiC-Technologie sind die steilen Spannungsfanken hoher Amplituden beim Schaltvorgang, welche neue Anforderungen an die Isolierung zur Erhöhung der Durchschlagfestigkeit und des Isolationswiderstands stellen. Mit Vorschaltinduktivitäten in Form von Drosseln oder mit LCR-Filtern kann die Trägheit im elektrischen Kreis erhöht werden [Hame21]. Allerdings können sich je Schaltvorgang sehr hohe Spannungsspitzen ausbilden, die sich auf Dauer nachteilig auf die Isolation des Wicklungssystems auswirken und zu Phasenschlüssen führen können. Im ungünstigen Fall überlagern sich aufgrund der Trägheit im elektrischen Kreis der Ausschwingvorgang eines vorhergehenden Schaltvorgangs mit dem bereits nachfolgenden Schaltvorgang. Auch Reflektionseffekte des sich wellenförmig ausbreitenden Spannungspotentials an den Klemmen der Motorleitung tragen zu Spannungsspitzen bei. Die Wärmeverluste der SiC-Umrichter sind durch eine Flüssigkeitskühlung aus dem kompakten Systemaufbau aktiv abzuführen. In der Werkzeugmaschinenbranche sind sie noch nicht im Einsatz, bieten aber für Hochdrehzahlenwendungen, Antrieben mit geringer Induktivität in der q-Achse und Antrieben mit ausgeprägten Feldschwäche- bzw. Flussabsenkungsbereichen, als auch zur Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads des Antriebssystems, neue Potenziale.

## 4 Zielsetzung und Vorgehensweise

In diesem Kapitel werden zunächst die Zielsetzung sowie die existierenden Problemstellungen aus dem Stand der Technik und hierzu potenzielle Lösungsmöglichkeiten diskutiert. Anschließend erfolgt die Formulierung der Forschungsfragestellungen mit den Forschungshypothesen. An die Beschreibung der Vorgehensweise und Gliederung dieser Arbeit schließt sich zum Schluss die Auslegung des Referenz-Motorspindelnsystems an.

### 4.1 Zielsetzung

Die Zielsetzung dieser Arbeit ist es, ein kompaktes, schnelldrehendes Motorspindelnsystem mit einer Festlagerung in starrer Anstellung und verlustarmen Synchronreluktanzmotor ( $\ll\text{-(SynRM)-}\gg$ ) für die Anwendung in hochdynamischen Mehrachsbearbeitungen - z. B. in Schwenkköpfen von Bearbeitungszentren und Industrierobotern zur Zerspanung auszulegen und experimentell zu untersuchen. Werden gängig für Hochfrequenzspindeln federangestellte Loslagerungen mit Schiebe- oder Gleitsitz bzw. Kugelführungsbuchsen eingesetzt, so soll in dieser Arbeit explizit das Potenzial zur Reduzierung der Komponenten- und Ausfallwahrscheinlichkeit als auch Steigerung der dynamischen Steifigkeit des Spindel-Lager-Systems untersucht werden. Mit diesem Spindelnsystem wird die Arbeitshypothese erforscht, dass sich energieeffiziente Motorspindelnsysteme für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung mit Festlagerung in starrer Anstellung realisieren lassen. Und weiter, dass sich das gesamte Motorspindelkonzept im Vergleich zu einer Motorspindel mit elastischer Lageranstellung positiv auf das statische und dynamische Betriebsverhalten auswirkt und schließlich zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeit durch ein vermindertes axiales Spindelnasenwachstum beiträgt. Bestätigt sich diese Arbeitshypothese, läge darin ein bedeutender Entwicklungserfolg, denn sie würde einen Beitrag erbringen zur neuartigen, kostengünstigen und energieeffizienten Realisierung von Motorspindelnsystemen erforscht zu haben, welche die heutigen und zukünftigen Anforderungen an moderne Bearbeitungsprozesse erfüllen können.

## 4.2 Lösungskonzeption und Aufgabenstellung

### 4.2.1 Problemstellungen zur technischen Realisierbarkeit des angestrebten Motorspindel-systems

Die Probleme im Zusammenhang mit der elastischen Lageranstellung eines Spindel-Lager-Systems sind vielfältig. Die Loslagerausführung mit Federanstellung besitzt einen axialen Freiheitsgrad relativ geringer Steifigkeit im Vergleich zu den Wälzlagersteifigkeiten. Damit liegt ein Zwei-Massen-Schwinger mit zwei axialen Eigenfrequenzen vor. Zusätzlich existiert ein minimales Spiel in der radialen Passung im Schiebesitz zwischen Lageraußenring oder Gleitbuchse und Lagertopf. Dieses Spiel begünstigt hochdynamische, radiale Schwingungsanteile an der hinteren Lagerstelle. Dies kann aufgrund dynamischer Lasten eine Verkürzung der nominellen Lagerlebensdauer nach sich ziehen. Des Weiteren kann es bei Mangelschmierung im Schiebesitz oder in der Paarung Gleitbuchse und hinterem Lagerschild zum sogenannten Stick-Slip-Effekt kommen. Dieser Stick-Slip-Effekt stellt einen wiederkehrenden Wechsel zwischen Haft- und Gleitreibung im Mischreibungsbereich der Stribeck-Kurve bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten dar. Ein weiterer Effekt mit ähnlichen Ausprägungen ist der sogenannte Schubladeneffekt, welcher ein mechanisches Klemmen des Lageraußenrings bzw. der Gleitbuchse im hinteren Lagerschild bedeutet. Ausgelöst werden kann der Effekt durch ein wirkendes Drehmoment oder eine außermittige, axiale Kraft infolge der axialen Spindelverlagerung. Eine weitere Problemstellung der elastischen Lagerung ist, dass die Steifigkeit des Lagersystems mit der Drehzahl und der thermischen Effekte abnimmt. Grund hierfür sind sich ändernde Kontaktverhältnisse zwischen Wälzkörper und Lageraußenring und -innenring. Durch die Steifigkeitsabnahme sinken im Betrieb die Eigenfrequenzen des Spindel-Lager-Systems. Dies ist als ungünstig in Bezug auf die erste kritische Biegeeigenfrequenz zu bewerten, wenn sie dadurch sehr nahe an den Betriebsdrehzahlbereich heranrückt. In der Folge steigen die dynamischen Wälzlagerbelastungen aufgrund zunehmender Schwinggeschwindigkeiten. Anders ausgedrückt bedeutet dies, dass die elastische Lageranstellung den Betriebsdrehzahlbereich durch diesen Effekt einschränkt. Letztlich ergeben sich Nachteile in der Fertigung zum Beispiel bei der Ausführung hochgenauer Schiebesitze und der Auswahl hochgenauer Spindellager als auch bei der Fertigung zusätzlicher Bauteile im Fall der Gleitbuchse oder Kugelführung mit offener Führungsbuchse als Kugelführung. Der Montageaufwand ist durch die Verwendung zusätzlicher Bauteile erhöht. Dies wirkt sich gleichfalls im Servicefall der Motorspindel aufgrund eines defekten Bauteils aus. Zur Realisierung einer Loslagerung mit gleichem Ef-



fekt der Kompensation der axialen, thermisch bedingten Längenveränderung der Spindel können Zylinderrollenlager unter Berücksichtigung der zulässigen Drehzahlkennwerte eingesetzt werden. Die Herausforderung hierbei ist, die Zylinderrollenlager exakt einzubauen, um den optimalen Lauf der Wälzkörper unter definierter radialer Vorspannung sicherzustellen. Außerdem können Zylinderrollenlager keine axialen Kräfte aufnehmen, weshalb sie in Motorspindeln nur selten verwendet werden. Eine zusätzliche Lagerstelle ist daher zur Realisierung eines hohen Stützabstands für Lager in O-Anordnung häufig nötig.

Die im Kapitel 2 *Motivation* und 3 *Stand der Technik* dargestellten Anforderungen an Motorspindelsysteme und Probleme bei Ausführung der Loslagerfunktion mit Schiebesitz oder Kugelführungsbuchse sind technisch und wirtschaftlich so bedeutend, dass Lösungen entwickelt wurden und den Stand der Technik dahingehend ergänzen. Die Nachteile dieser Lösungen werden nachfolgend zusammenfassend aufgezeigt.

## 4.2.2 Problemstellungen und Nachteile in Bezug auf Lösungsansätze nach Stand der Technik

**Problem: Thermisch, axiale Längenänderung in den Arbeitsraum hinein.**

Das thermisch bedingte axiale Spindelwellenwachstum ist problematisch vor dem Hintergrund des negativen Einflusses auf die Fertigungsgenauigkeit des Motorspindel systems. Zur Lösung des Problems werden steuerungsseitige thermische Kompensationsverfahren implementiert oder es wird auf eine in der Spindelwelle integrierte Kühlung zurückgegriffen. Die Nachteile sind einerseits der konstruktive Integrationsaufwand und andererseits der Fertigungsaufwand für die Kühlkanäle sowie der Bedarf zusätzlicher Peripheriegeräte zur Bereitstellung und Überwachung des Kühlmittelstroms. Eine weitere Lösung stellt die Verwendung von kohlefaserverstärkten Kunststoffen als Spindelwellenwerkstoff dar. Bei entsprechender Auswahl des Fasermaterials, des Harzsystems, des Wicklungswinkels und des schichtweisen Aufbaus des Laminats kann eine thermische axiale Ausdehnung vermieden werden. Dabei wird die Eigenschaft des orthotropen Verbundwerkstoffs mit einem sehr geringen thermischen Wärmeausdehnungskoeffizienten in Faserrichtung ausgenutzt. Folglich wird eine optimale Wirkung mit einem idealen Faserwickelwinkel von  $0^\circ$  erzielt. Nachteile dieser Lösungen sind zum einen die hohe Parameteranzahl zur optimierten Auslegung des Spindelwellensystems, nach wie vor industriell existierende Unsicherheiten in der Verwendung von CFK

als Produktionswerkstoff im Werkzeugmaschinenbau und der Fertigungsaufwand mit dem Bedarf an speziellen Fertigungsmitteln.

**Problem: Abfallende Steifigkeit mit der Drehzahl und thermischem Einfluss.**

Um die negativen Effekte der abfallenden Steifigkeit und damit absinkenden Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Drehzahl und des thermischen Einflusses zu kompensieren, haben sich verschiedene Lösungen herausgebildet, welche zum Teil in Abhängigkeit von den Fertigungsprozessen angewendet werden. Eine Lösung ist der Einsatz einer elastischen Lageranstellung, welche in ihrer Elastizität einstellbar ist. Der Hersteller GMN entwickelte in Zusammenarbeit mit dem WZL der RWTH AACHEN eine Motorspindel mit hydroviskoser Dämpfung [GMN 16]. Nachteilig ist, dass ein Hydraulikaggregat sowie aufwändige und kostspielige medienführenden Kanäle und Leitungen umgesetzt werden müssen. Eine andere Lösung sieht den Einsatz von elektrisch ansteuerbaren Piezoaktoren vor, welche am Umfang der Wälzlagerung axial oder auch radial angeordnet sein können. Zentraler Nachteil dieser Lösung ist, dass durch das Einbringen der Piezoaktoren zunächst die Steifigkeit der Konstruktion sinkt und durch den Einsatz der aktiven Beschaltung der Abfall kompensiert wird, nicht aber der gewünschte Effekt der Steifigkeitserhöhung über das zu vergleichende Maß hinaus erzielt wird. Um insbesondere dem thermischen Einfluss entgegenzuwirken, können thermisch aktivierte Materialien, wie zum Beispiel Formgedächtnislegierungen eingesetzt werden. Hierbei kommt es auf eine spezielle Konstruktion der Legierungselemente an, um in Abhängigkeit der Wärmeeinwirkung eine axial abgestimmte Verlagerung des Wälzlageraußenrings gegenüber dem Wälzlagerinnenring hervorzurufen. Eine Sonderlösung stellt die Verwendung einer einzigen Festlagerung dar. Das Prinzip dieses Lagerverbunds basiert auf dem fest gegeneinander verspannten Einbau von Schrägkugellagern in O-Anordnung. Die Funktion ist nur dann einwandfrei gegeben, wenn der axiale Abstand zwischen den Lagerstellen anhand axial eingeschliffener Zwischenhülsen zur Beeinflussung der Lagervorspannkraft eingestellt wird. Es handelt sich um einen thermisch kompensierten Lagerabstand, wenn sich die Senkrechten zu den Druckwinkellinien der gegenüberliegenden Wälzlager in einem Punkt zwischen der vorderen und hinteren Lagerstelle auf der Spindelrotationsachse schneiden. Mit diesem Lagerungsprinzip können die Drehzahl und thermisch bedingte Einflüsse auf die axiale und radiale Lagervorspannung auf ein Minimum reduziert werden. In dieser Bauweise führt die axiale Wärmeausdehnung der Spindelwelle zu einer Steifigkeitsabnahme, welche durch die radiale Wärmeausdehnung und die radial wirkende Zentrifugalkraft nahezu vollständig kompensiert wird.

Ein Nachteil dieser Lagerungsart ist, dass der thermisch kompensierte Lagerabstand in der Regel geringer als die Länge des elektrischen Einbaumotors ist. Aus diesem Grund wird die starr angestellte Festlagerung nur bei extern angetriebenen Spindeln eingesetzt oder bei Spindeln mit Positionierung des Einbaumotors hinter der zweiten Lagerstelle und einer davon unabhängigen, dritten Loslagerstelle. Konstruktiv ist bei letzterer Lösung darauf zu achten, dass die infolge der elektrischen Verluste des Antriebs entstehende Wärme nach hinten abgeführt wird. Nachteilig ist, dass der Drehzahlkennwert für diesen Lagerverbund mit Öl-Luft-Schmierung etwa bei  $n \cdot d_m = 2,0 \cdot 10^6$  mm/min liegt. Der Drehzahlkennwert von Spindel-Lager-Systemen mit elastischer Anstellung ist größer und beträgt  $n \cdot d_m = 2,5 \cdot 10^6$  mm/min. Solche Spindelssysteme werden beispielsweise im Holzbau, für Schleifspindeln, in der Werkstattfertigung, für Drehspindeln oder zur Realisierung kompakter Bauräume im Arbeitsbereich bei hinten liegendem Antrieb verwendet.

### 4.2.3 Lösungsansätze

Zur Erfüllung der Zielsetzung lassen sich im Wesentlichen vier unterschiedliche Konzepte identifizieren. Ihnen gemein ist, dass sie prinzipielle Lösungsmöglichkeiten für die Umsetzung einer starr angestellten Festlagerung in Motorspindeln repräsentieren. Jedoch gehen einige der aufgezählten Nachteile mit den Lösungsansätzen einher.

#### **Lösungsmöglichkeit: Spindelwellenkühlung**

Die Wellenkühlung wurde bereits als Möglichkeit zur Problemlösung im Zusammenhang mit einer elastischen Lageranstellung beschrieben, um die thermischen axialen Längenänderungen der Spindel im kalkulierten Rahmen einzustellen. Bei entsprechender Auslegung könnte sie auch als Lösungsmöglichkeit zur Realisierung einer Festlagerung mit starrer Anstellung in Betracht gezogen werden. Da diese Lösung den Stand der Technik widerspiegelt und technische Nachteile hinsichtlich des Realisierungsaufwands und der Dichtigkeit sowie Lebensdauer der Drehdurchführung aufweist, wird dieser Lösungsansatz nicht verfolgt.

#### **Lösungsmöglichkeit: Thermische Regelung der Motorspindel**

Eine weitere Möglichkeit kehrt das Prinzip der Spindelwellenkühlung um. Die Idee ist, statt der Kühlung der Spindelwelle, eine thermische Regulierung

des Spindelgehäuses. Das Grundprinzip ist die thermische Nachführung des Spindelgehäuses zur thermischen Ausdehnung der Spindelwelle. Das Ziel ist insbesondere den Vorspannungsverlust der starr angestellten Lagerung durch die axiale Wärmeausdehnung der Spindel mittels Wärmeausdehnung des Gehäuses auszugleichen. Um das zu realisieren, sind im Vorhinein verschiedene Aspekte zu betrachten. Für eine thermische Regelung kommen verschiedene Regelgrößen bzw. Führungsgrößen in Betracht. So könnte beispielsweise die Temperatur an den Lagerstellen geregelt werden oder die relative axiale Verlagerung zwischen Spindelwelle und Gehäuse im Bereich der Spindelnase oder aber mittels modellbasierter Betrachtung auch die Lagerbeanspruchung. Als Stellgrößen kommen beispielsweise die Vorlauftemperatur sowie der Volumenstrom zu Einstellung des Kühlmittels und auch die Antriebsströme infrage. In einer Kombination dieser Größen ließe sich die Motorspindel gehäuseseitig gezielt kühlen oder beheizen. Diese Lösung ist nicht Stand der Technik und wird prinzipiell als Lösungsmöglichkeit vorgeschlagen. Die Motorspindel wird damit Teil eines aktiv zu regelnden Regelkreises, welches eine Regelalgorithmik und Steuerungshardware erfordert. Diese muss seitens des Werkzeugmaschinenherstellers akzeptiert und zusätzlich in den Schaltschrank sowie die Gesamtsteuerung der Maschine integriert werden. Dies stellt insbesondere für Zulieferer von Motorspindeln eine Herausforderung dar, weshalb dieses Konzept nicht verfolgt wird.

### **Lösungsmöglichkeit: Ausdehnungsbehinderung durch geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten des Werkstoffs.**

Eine weitere Idee der Realisierung einer starr angestellten Lagerung basiert auf der Verwendung eines Spindelwellenwerkstoffs mit geringem Ausdehnungskoeffizienten. Zwar könnte wie bereits erwähnt auf die orthotropen und thermischen Eigenschaften eines Faserkunststoffverbundes zurückgegriffen werden, jedoch kommt dies aufgrund der erwähnten Hemmnisse nicht infrage. Daher wird die Verwendung von sogenannten Ausdehnungslegierungen mit deutlich verringertem Wärmeausdehnungskoeffizienten im Vergleich zu herkömmlichen Spindelwellenwerkstoffen aus Stahl vorgeschlagen. Der Grundgedanke der Idee ist, die axiale Distanz zwischen den Schnittpunkten der Senkrechten der Drucklinien mit der Spindelrotationsachse, welche sich aus der Verwendung des elektrischen Antriebs ergibt, auszugleichen. Diese bauraumbedingte Distanz plus die Distanz aus der thermischen Wärmeausdehnung darf nicht größer sein als die Distanz der thermischen Wärmeausdehnung bei Auslegung eines thermisch kompensierten Lagerabstands. Um die Distanz aus der thermischen Wärmeausdehnung möglichst gering zu halten, wird ein

Antriebskonzept benötigt, welches möglichst geringe elektrische Verluste aufweist. Hier erweist sich die Synchronreluktanztechnologie als zielführendes Motorprinzip.

### **Lösungsmöglichkeit: Verwendung eines nachgiebigen Werkstoffs zur Gestaltung von Lagervorspannhülsen**

Eine Lösungsvariante stellt die Verwendung eines nachgiebigen Werkstoffs zur Gestaltung einer Art Lagervorspannbüchse dar. Das Funktionsprinzip ist dem einer elastischen Lageranstellung zwar nachempfunden, jedoch sollen nur minimale axiale und radiale Verschiebungen des Lageraußenrings gegenüber dem Lagerinnenring im Bereich bis zu einem hundertstel Mikrometer ausgeglichen werden. Hierbei unterscheidet sich das Prinzip durch die geringfügig nachgiebigeren Umgebungsbauteile, sodass die Gesamtsteifigkeit des Spindel Lagersystemen im Idealfall kaum nachlässt. Vorzuschlagen sind Materialien aus Faserverbunden mit orthotropen mechanischen und thermischen Eigenschaften, thermisch stabile Elastomere oder speziell ausgelegte und konstruierte Bauteile z. B. mittels additiver Fertigungsverfahren. Auch der Einsatz thermisch aktivierter Formgedächtnislegierungen zur passiven Adaptierung der Vorspannung sind denkbar. Durch dieses Prinzip werden die infolge der thermischen Ausdehnung induzierten Kräfte über eine axiale bzw. radiale Verschiebung des Lageraußenrings ausgeglichen, wobei kein eigentlicher axialer Freiheitsgrad existiert, da der Lageraußenring stets beidseitig axial abgestützt und geführt wird. Damit werden dynamische Kräfte aus dem Prozess direkt aufgenommen und im besten Fall über einstellbare Dämpfungseigenschaften Schwingungsenergie dissipiert. Die thermischen, als sich quasistatisch auswirkenden mechanischen Kräfte werden in eine elastische Bauteilverformung transformiert. Diese Konzepte sind prinzipiell bekannt. Herausforderungen liegen in der genauen Abstimmung der Vorspannelemente und dem zusätzlich erforderlichen Bauraum. Nachteilig ist, dass es sich nach wie vor um ein elastisch angestelltes Lagerungskonzept mit einem nötigen Schiebesitz am Loslager handelt. Diese Lösungsmöglichkeit wird daher nicht verfolgt.

#### **4.2.4 Aufgabenstellung**

Die dargestellten Potenziale zum Einsatz von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln in der Arbeit von SIELAFF und die genannten Problemstellungen mit den bisher bekannten Lösungsansätzen führen zur Konkretisierung der Aufgabenstellung dieser Arbeit. Es gilt die existierenden Zielkonflikte in

der Teilsystembetrachtung und in der Gesamtsystemauslegung zu erkennen und vor dem Hintergrund der Anforderungen zu lösen. Die Darstellung in Abbildung 4.1 veranschaulicht die Interdependenzen zwischen den betrachteten Teilsystemen in dieser Arbeit.

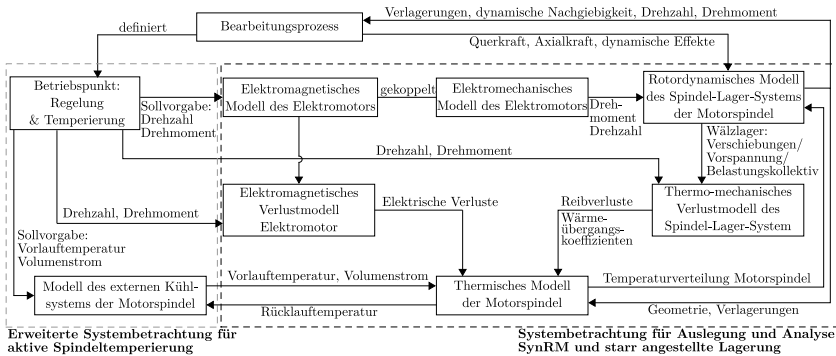


Abbildung 4.1: Interaktion der Teilsysteme des betrachteten Motorspindel-Systems

Die Aufgabenstellung umfasst zur Realisierung des neuartigen starr angestellten, schnelldrehenden Motorspindel-Systems mit Synchronreluktanzmotor im Besonderen die Untersuchung der vier Forschungsfragen:

1. Wie muss ein Motorspindelkonzept bestehend aus Synchronreluktanzmotor, starrer Lageranstellung und Ausdehnungslegierung als Spindelwellenwerkstoff ausgelegt werden, um eine Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik hinsichtlich Energieeffizienz, geringe thermisch induzierte Verlagerung und hoher dynamischer Steifigkeit erzielen zu können?
2. Welche festigkeitssteigernden Maßnahmen schnelldrehender Synchronreluktanzantriebe sind technisch für die Anwendungen in Motorspindeln konzipierbar? Wie erfolgen der Vergleich und die Umsetzung der ausgewählten Maßnahme?
3. Wie lassen sich Ausdehnungslegierungen verarbeiten, um sie als Spindelwellenwerkstoffe einsetzen zu können?
4. Welche praktischen Herausforderungen ergeben sich beim Einsatz von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln für Hochdrehzahlenanwendungen und wie wird ihnen begegnet?

Aus den Forschungsfragen lassen sich die folgenden Arbeitshypothesen als Lösungsansätze formulieren, die im Einzelnen durch experimentelle Untersuchungen verifiziert werden sollen.

Zu 1.: Das neuartige Motorspindelkonzept mit starrer Lageranstellung:

- weist eine höhere dynamische Steifigkeit gegenüber dem Stand der Technik konventioneller Motorspindelssysteme auf. Die axiale Eigenform des Spindel-Lager-Systems wird durch die erste Drehzahlordnung nicht im Drehzahlbereich zu Schwingungen in der axialen Eigenfrequenz angeregt. Die Schwingungsberuhigung führt zu einer höheren Laufruhe und Rundlaufgenauigkeit,
- ist aufgrund der geringen elektrischen Verluste des Synchronreluktanzantriebs überhaupt erst realisierbar,
- besitzt eine geringe thermische axiale Verlagerung wie Motorspindeln mit CFK oder Spindelwelleninnenkühlung.

Zu 2.: Die festigkeitssteigernde Maßnahme durch axiales Verpressen des Rotorblechpakets führt zur gewünschten Aufweitungsbehinderung des Rotoraußendurchmessers und ermöglicht maximale Drehzahlen bis 30 000 U/min.

Zu 3.: Das Randschichthärten durch Nitrocarburieren der weichmagnetischen Ausdehnungslegierung Ni42 führt zur Einstellung der gewünschten Materialeigenschaften im Randbereich der Montageflächen der Wälzlagerung, des Rotors und des Hohlchaftkegels an der Welleninnenkontur. Damit ist die Einsatztauglichkeit als Spindelwellenwerkstoff nachgewiesen.

Zu 4.: Die Herausforderungen lassen sich im Zuge einer Gesamtsystembetrachtung des Antriebsstrangs aus Umrichtersystem und Spindelssystem lösen. Ein breiter Einsatz der Technologie in der Praxis wird zukünftig möglich werden,

1. wenn die Statorwicklung auf den maximalen Gerätestrom, den Bauraum, die zulässigen Induktivitäten in Abhängigkeit der maximalen Umrichterspannung bei hohen Drehzahlen abgestimmt wird,
2. ein möglichst geringes Strom-Derating bei gleichzeitig hohen Taktfrequenzen der Pulsweitenmodulation, z. B. durch Anwendung von SiC-Umrichtern der neusten Technologie unter Berücksichtigung der Ausbildung von Spannungsspitzen, und
3. verlustminimale Betriebs- und Temperierungsstrategien zusätzlich in Betracht gezogen werden.

### 4.3 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Die Vorgehensweise zur Realisierung des schnelldrehenden Motorspindel-systems mit Synchronreluktanzmotor und starrer Lageranstellung umfasst neben der Auslegung des Spindel-Lagersystems auch die des Synchronreluktanzantriebs für die Hochdrehzahlanwendung und die wechselseitige mechanische und thermische Beeinflussung. Die Vorgehensweise folgt der Auslegungsmethodik nach SIELAFF und orientiert sich an der Methodik nach VDI-Richtlinie 2221 Blatt 1 [VDI2221-1] sowie an der Literatur zur Auslegung und Berechnung von Spindel-Lagersystemen nach SKF [SKF 12; SKF 14], SCHAEFFLER (FAG) [FAG18; Scha19], MESYS [MESY22]. Zur Beherrschung der Zielkonflikte und Abstimmung der Themengebiete Motorelemente, Spindel-Lager-System und Temperaturverhalten wird ein Konzept nach dem Simultaneous Engineering (SE) mit vorheriger Definition der Schnittstellen zwischen den Auslegungsteilschritten verfolgt. Dies ermöglicht das flexible Aufgreifen von synchronisierten Teilsystemen in einem parallelen Arbeitsablauf und die iterative Anpassung des Gesamtsystems. SE unterstützt nach Definition von GROTH und KAMMEL die Produkt-, Prozess und Produktionsmittelentwicklung eines technischen Produkts und integriert die beteiligten Unternehmensbereiche in einer eng abgestimmten parallelen Arbeitsweise [Grot94]. Vorteile ergeben sich in der frühzeitigen Abstimmung und Kompromissfindung bzgl. kritischer Aspekte in der technischen Gestaltung. Aufwendige, zeit- und kostenintensive Nacharbeiten werden vermieden. Dies ist ein wichtiger Aspekt in der Realisierung den Stand der Technik übertreffende, komplexe, technische Systeme im Rahmen von Forschungsarbeiten mit industriellen Partnern. Deren Aufgabe ist die Fertigung und Montage des Demonstrators. Das in dieser Arbeit entwickelte und erforschte Motorspindelssystem ist ein Demonstrator zur simulativen und experimentellen Untersuchung der Forschungsfragen. Die Fertigungs- und Prozessentwicklung wird weitestgehend nicht betrachtet. Der Aufbau der weiteren Arbeit gliedert sich wie folgt. Die Vorgehensweise ist in Abbildung 4.2 als sequentielles Ablaufdiagramm in Anlehnung an die Kapitelstruktur dargestellt.

#### **Auslegung des Synchronreluktanzantriebs, Kapitel 5**

Im ersten Schritt wird in Kapitel 5 die Auslegung des Synchronreluktanzantriebs beschrieben. Sie erfolgt in iterativer Abfolge mit dem ersten Abschnitt des Kapitels 6 zur Gestaltung des konstruktiven Entwurfs der Motorspindel. Dies schließt die analytische Berechnung des Entwurfsdesigns, die numerisch-elektrische Anpassung sowie die numerisch-mechanische Anpassung des Ent-



wurfs ein. Das Betriebsverhalten des Synchronreluktanzmotors wird mittels numerisch identifizierter Längs- und Querinduktivitäten simuliert.

### **Auslegung des Spindel-Lager-Systems, Kapitel 6**

In Kapitel 6 erfolgt die gegenüberstellende Auslegung des Spindel-Lager-Systems sowohl der Motorspindel mit elastischer als auch mit starrer Anstellung. Es werden beide Systeme hinsichtlich der Wälzlagerkinematik und des resultierenden dynamischen Betriebsverhaltens im warmen Zustand verglichen. Besonderes Augenmerk wird auf die Feinauslegung der Presspassungen der Lagersitze und des elektrischen Rotors unter Fliehkraft und Temperatureinfluss gelegt. Abschließend ist der Ausblick auf die zu erwartende stationäre Temperaturverteilung der Motorspindel mit starrer Lageranstellung und Synchronreluktanzmotor anhand einer gekoppelten, multiphysikalischen Simulation zur Berücksichtigung von Temperatureinflüssen, Wärmeausdehnungen und sich verändernder Verlustanteile in der Motorspindel gegeben.

### **Thermische Modellierung, Kapitel 7**

Nach der Auslegung des starr angestellten Spindel-Lager-Systems muss dieses hinsichtlich der im ersten Schritt angenommenen Betriebstemperaturen simulativ validiert werden. Ansonsten ist die Lagerauslegung iterativ anzupassen. Die thermische Analyse erfolgt in Kapitel 7 anhand einer Finite-Elemente-Analyse für den thermisch stationären Betriebszustand. Methodisch wird eine iterative Co-Simulation zwischen dem Lagerauslegungsprogramm und dem thermischen Simulationsprogramm vorgenommen.

### **Experimentelle Untersuchungen, Kapitel 8**

In Kapitel 8 werden beide Motorspindeln hinsichtlich ihres thermischen und statischen sowie dynamischen Betriebsverhaltens untersucht, verglichen und die Modelle der Auslegung validiert. Hierzu erfolgt die Systemidentifikation des Synchronreluktanzmotors zur Induktivitätsermittlung, die Analyse der Lagerverlustleistung im Auslaufversuch, die Bewertung des Schwingverhaltens anhand von Rundlaufmessungen und der Ordnungsanalyse. Zur Bewertung der thermischen Verhaltens werden sowohl die Temperaturverteilung inklusive der Spindelwellentemperaturen, der Temperaturgradienten zwischen Lagerinnen- und außenringen, als auch die axiale Verlagerung der Plananlage betrachtet.

### **Zusammenfassung und Ausblick, Kapitel 9**

Die vorliegende Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung der zentralen Ergebnisse und der Darstellung weiterer Ansatzpunkte zur Optimierung schnell-drehender, energieeffizienter Motorspindelssysteme und derer Lagerung ab.

Die experimentellen Ergebnisse im Abgleich mit dem thermischen Simulationsmodell aus 6 geben den Anlass zur Verbesserung des thermisch-bedingten Betriebsverhaltens und Erhöhung der Energieeffizienz in der einschließenden Systembetrachtung des Kühlaggregats durch eine betriebspunktabhängige Regelung der Kühlleistung bzw. der Wälzlagerbeanspruchung vorzuschlagen. Der Nutzen liegt in der positiven Beeinflussung des Kaltstartverhaltens, der axialen Wärmeausdehnung und der Wälzlagerlebensdauer. Letztlich ermöglicht die modellbasierte, betriebspunktabhängige Regelung eine umfassende Zustandsüberwachung der Motorspindel.



Abbildung 4.2: Vorgehensweise in Anlehnung an die Kapitelstruktur

## 4.4 Anforderungsdefinition

Wie in Kapitel 2 dargestellt existiert ein zunehmender Marktbedarf an kompakten HSC-Spindelsystemen geringer Systemkosten. Das Spindelsystem soll einfach und robust ausgeführt sein. Des Weiteren werden gleiche Anforderungen hinsichtlich der Produktivität und Bearbeitungsqualität wie an markterprobte Motorspindeln gestellt. Der Fokus in der Arbeit von SIELAFF auf Frässpindeln für Universalbearbeitungszentren in der Werkstattfertigung bis zu einem maximalen Drehzahl- und Leistungsbereich im S1-Dauerbetrieb von 16 000 U/min und 40 kW. Motorspindeln für die HSC-Bearbeitung, wie sie für die Anwendung im Werkzeug- und Formenbau charakteristisch sind, weisen einen maximalen S1-Leistungsbereich von bis zu 45 kW bei Drehzahlen zwischen 20 000 U/min und 60 000 U/min auf. Daraus leiten sich die Spezifikationen an Drehmoment, Drehzahl, Rundlaufgenauigkeit, Spindelnasenwachstum sowie statischer und dynamischer Steifigkeit ab. Schließlich soll das Motorspindelsystem energieeffizienter und ressourcenschonender durch die Verwendung des Synchronreluktanzmotors mit Verzicht auf Seltenerdmetalle sein. Im Zusammenhang steht die Anforderung das thermische Verhalten durch einen verminderten Kühlleistungsbedarf und ein insgesamt verbessertes Thermomanagement in der Motorspindel zu optimieren. Dies hat einen direkten Einfluss auf die Realisierbarkeit einer starren Lageranstellung in Tandem-O-Tandem-Anordnung mit integriertem Motor. Die sich daraus ableitenden Spezifikationen sind in der Tabelle 4.1 zusammengefasst.

## 4.5 Erstellung des Designentwurfs

In diesem Abschnitt erfolgt die Betrachtung des Referenz-Motorspindel-systems mit konventioneller elastischer Lageranstellung über ein Federpaket mit Gleitführungsbuchse. Hierzu gehört die Lagerauswahl und Dimensionierung der Geometrie der Spindelwelle in Verbindung mit der Bauraumgeometrie des SynRM. Das neuartige Spindel-Lager-System mit starrer Lageranstellung und SynRM wird in Kapitel 6 ausgelegt.

Der initiale Designentwurf der Motorspindel wird vom beteiligten Motorspindelhersteller zu Entwicklungszwecken zur Verfügung gestellt. Die maximale Drehzahlanforderung definiert die Höhe der dynamischen Steifigkeit hinsichtlich der Lage der ersten biegekritischen Eigenfrequenz der Spindelwelle. Der Entwurf der Spindelwelle hinsichtlich des Wellendurchmessers im Bereich der vorderen Lagersitze leitet sich aus der Spezifikation der Werkzeugschnittstelle, der äußeren ertragbaren Belastung, der maximalen Drehzahlanforderung

Tabelle 4.1: Anforderungsliste

Prozessdaten		Anforderungen	Wertangaben
Art	Phase		Soll-Erfüllung
J	K	Bearbeitung: Motorspindel für die Fräs- und Bohrbearbeitung	
J	K	Bearbeitung: Maximale Radialkraft	600 N
J	K	Bearbeitung: Maximale axiale Zugkraft	1500 N
J	K	Lageranordnung: starr angestelltes Festlager in Tandem-O-Tandem mit integriertem Motor	
J	K	Werkzeugschnittstelle: HSK-A50	
J	K	Automatisches Werkzeugspannsystem	
J	K	Motorelement: Synchronreluktanzmotor	
J	K	Kühlung: Wasser-Mantelkühlung	
J	K	Motormesssystem: Inkrementeller Zahnrad-Drehgeber	
F	E	Aufnahmedurchmesser	$\leq 200$ mm
F	E	Effektive Eisenlänge des SynRM	$\leq 180$ mm
F	E	Max. Rotoraußendurchmesser des SynRM	$\leq 85$ mm
F	E	Bemessungsdrehzahl $n_n$	$\geq 5000$ U/min
F	E	Max. Drehzahl $n_{max}$	30 000 U/min
F	E	Bemessungsspannung (Phase-Phase)	$\leq 380$ V
F	E	Bemessungsstrom (Strang)	$\leq 175$ A <sub>eff</sub>
F	E	S1-Drehmoment bei $n_n$	$\geq 30$ Nm
F	E	S1-Drehmoment bei $n_{max}$	$\geq 10$ Nm
F	E	Möglichst großer S1-Konstantleistungsbereich für $\geq n_n$	$\geq 30$ kW
F	E	Leistungsfaktor $\cos(\varphi)$	$\geq 0,6$
F	A	Drehmomentwelligkeit (Angabe in %)	$\leq 5$
F	A	Wirkungsgrad SynRM im Teillastbereich größer oder gleich wie SynRM von SIELAFF	$\geq 90$ %
F	A	Wirkungsgrad Antriebssystem nach [DIN61800-9-2]	IES2
F	A	Rundlaufgenauigkeit im Leerlauf mit Werkzeug an der Plananlage	$\leq 5$ $\mu$ m
F	A	Schwinggeschwindigkeit an beiden Lagerstellen in radialer Richtung im gesamten Drehzahlbereich im Leerlauf am Motorspindelprüfstand für neu in Betrieb genommene rotierende Maschinen nach [ISOTR17243-1], siehe auch [DIN20816-3]	$\leq 1,12$ mm/s

Anforderungsart: J/N-Unbedingt, F-tolerierte Festforderung, W-Wunsch;  
Phasen: K-Konzept, E-Entwurf, A-Ausarbeitung

sowie der Lagerverfügbarkeit nach Katalog ab. Für eine möglichst hohe dynamische Steifigkeit der Spindelwelle wird ein maximal möglicher Wellenaußendurchmesser im Bereich des Rotors angestrebt. Der Durchmesser der Spindelwelle an der hinteren Lagerstelle ist definiert durch die Montagevorgabe des Rotors auf der Spindelwelle durch thermisches Aufschumpfen sowie die maximale Drehzahlanforderung. Für die Montage des Rotors muss der Fügeweg möglichst kurz sein, weshalb sich die hintere Lagerstelle über einen Wellenabsatz mit geringerem Außendurchmesser anschließt. Die Innenkontur der Spindelwelle ist durch die Werkzeugschnittstelle und die Spezifikation eines am Markt verfügbaren Spannelements für das Lösen und Spannen des Werkzeugs vorgegeben. Die Vorgabe des geometrisch vereinfachten Spindelgehäuses dient zur Berücksichtigung einer Gehäusesteifigkeit bei der Berechnung der kritischen Frequenzen. Der Rotor wird als Zusatzmasse mit geometrisch abgeleiteten Massenträgheiten berücksichtigt. Der initiale Designentwurf als Referenzmodell ist in Abbildung 4.5 links oben dargestellt. Die Vorspannkraft in Höhe von 1575 N der Lagerung wird mittels Federn auf die Gleitführungsbüchse aufgebracht. Die Auslegung der Vorspannkraft ist im Abschnitt A.3 erläutert. Zur Spindel-Lager-Berechnung wird die Software MESYS WELLENBERECHNUNG<sup>©</sup> der MESYS AG verwendet.

### 4.5.1 Auswahl der Wälzlager

Spindelsysteme mit einer Lagerung in Tandem-O-Tandem-Anordnung werden mit Schrägkugellagern ausgeführt [Weck06, S. 408]. Da es sich laut Anforderungsspezifikation um eine Anwendung hoher Präzision und Drehzahl handelt, werden Hochpräzisionskugellager in der Spezialausführung als schnelllaufende Spindellager mit hoher Toleranzklasse P4A bzw. P4S ausgesucht. In der HSC-Bearbeitung steht weniger die Tragfähigkeit der Lager im Vordergrund, sondern der zulässige Drehzahlkennwert für eine ausgewählte Schmierungsart, die Systemsteifigkeit und der Bauraum. Die Spezifikationen der Werkzeugschnittstelle HSK-A50 führt typischerweise für Hochfrequenzspindeln auf einen Lagerinnendurchmesser an der vorderen Lagerstelle von 55 mm bis 65 mm. Unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors von  $\sim 1,2$  wird mit einer maximalen Drehzahl von 35 000 U/min gerechnet. Daher wird von einem Drehzahlkennwert zur Lagerauswahl im Bereich von  $> 2,3 \cdot 10^6$  mm/min ausgegangen. Es ist zu beachten, dass für Lagersätze die erreichbare Drehzahl je nach Anzahl der Lager und Anordnung abnimmt. In Produktkatalogen sind entsprechende Reduktionsfaktoren zu berücksichtigen [SKF 14, S. 192]. Für federbelastete Tandemsätze kann ein Drehzahlreduktionsfaktor von 0,9 angesetzt werden. Für Hochdrehzahlanwendungen stehen unterschiedliche

Lagerbaureihen prinzipiell zur Auswahl zur Verfügung. Sie unterscheiden sich in der Dimensionierung des Einbauraums und der Belastbarkeit des Einzel-lagers. Die in Frage kommenden Lagerbaureihen sind:

- Reihe 718 - ultraleichte Ausführung,
- Reihe 719 - extrem leichte Ausführung,
- Reihe 70 - leichte Ausführung und
- Reihe 72 - robuste Ausführung.

Die Reihen 70 und 72 sind für geringere Drehzahlkennwerte und höhere Belastungen gebräuchlich und werden nicht in Spindelsystemen zur HSC-Bearbeitung eingesetzt. Die Lagerreihen 718 und 719 sind für eine hohe Steifigkeit ausgelegt. Bei Betrachtung der Gegenüberstellung der Drehzahleignung in Abhängigkeit der Schmierungsarten Fettschmierung oder Öl-Luft-Schmierung gemäß [SKF 14, S. 40, 42] fällt die Auswahl auf die Lagerreihe 719 mit Öl-Luft-Schmierung. Für die Auswahl eines geeigneten Druckwinkels ist zwischen der erreichbaren Drehzahl und der Lagersteifigkeit bzw. dessen axiale und radiale Belastbarkeit abzuwägen. Es gilt, dass mit zunehmendem Berührungswinkel die axiale Tragfähigkeit steigt. Jedoch nimmt die erreichbare Drehzahl umgekehrt proportional ab und die radiale Steifigkeit sinkt [SKF 14, S. 30, S. 130]. Mit der Anforderung an die Konzeption des Spindelsystems für Fräs- und Bohrbearbeitungen, wird eine entsprechende axiale Lagervorspannung und damit eine kombinierte radiale und axiale Tragfähigkeit gefordert. Die Auswahl fällt im Vergleich eines Wälzlagerherstellers neben dem Angebot an  $15^\circ$  (C) und  $18^\circ$  (F) auf Lager mit einem Nenn-Druckwinkel von  $25^\circ$  (AC). Für die HSC-Bearbeitung eignet sich die Hochgeschwindigkeitsausführung nach SKF Form E mit für die Öl-Luft-Schmierung seitlich offener Lager [SKF 14, S. 129]. Diese verfügt gegenüber anderen Ausführungsformen mit Nachsetzzeichen B oder D über eine vergleichsweise große Schmiegun, dadurch verminderte Lagerreibung und im Vergleich der Einzel-lager über die größten Drehzahlkennwerte [SKF 14, S. 29]. Außerdem ist die Anzahl der Wälzkörper bei mittlerem Wälzkörperdurchmesser höher, weshalb sich die Ausführungsform E für sehr große Drehzahlen bei mittleren Belastungen anbietet. Aus der Entwurfsgestaltung mit dem vorderen Lagerinnendurchmesser von 55 mm folgt nach Katalog ein Lageraußendurchmesser von 80 mm. Die Drehzahleignung des Hybridlagers mit Keramikugeln liegt bei Öl-Luft-Schmierung bei 38 000 U/min. Der Vorteil der Keramikugeln liegt in der vergleichsweise geringen Zunahme der Vorspannung unter Drehzahl. Die vollständige Lagerbezeichnung lautet 71911 ACE/HCP4A. Der Drehzahl-

kennwert des vorderen Lagerpaares liegt bei maximaler Betriebsdrehzahl von 30 000 U/min bei  $n \cdot d_m = 2,03 \cdot 10^6$  mm/min.

Das hintere Tandem-Lagerpaar wird nach gleichen Gesichtspunkten ausgewählt. Der Wellenaußendurchmesser des zweiten Lagersitzes beträgt 50 mm. Wichtig ist die gleichmäßige Beanspruchung des vorderen und hinteren Lagerpaares im Betrieb, da die Vorspannkraft auf beide Lagerstellen wirkt. Dies wird erreicht, wenn sich die Tragfähigkeit des hinteren Lagerpaares an der des vorderen Lagerpaares orientiert. Maßgebend ist die Angabe zur statischen Tragzahl im Wälzlagerkatalog. Sie sollte größer als das Produkt aus der statischen Tragsicherheit und der äquivalenten statischen Lagerbelastung sein, um dauerhafte Verformungen im Lager zu vermeiden [SKF 14, S. 36]. Die vordere Lagerauswahl besitzt eine statische Tragzahl von 10,2 kN [SKF 14, S. 222]. Nach Betrachtung von Schrägkugellager-Katalogen fällt die Auswahl auf das Lager HCB71910-E-T-P4S von SCHAEFFLER (FAG) mit der statischen Tragzahl von 10,8 kN und einer Grenzdrehzahl bei Öl-Luft-Schmierung von 36 000 U/min [FAG18, S. 168 f.]. Der Lageraußendurchmesser beträgt 72 mm. Der Drehzahlkennwert des hinteren Lagerpaares liegt bei maximaler Betriebsdrehzahl von 30 000 U/min bei  $n \cdot d_m = 1,83 \cdot 10^6$  mm/min.

Das vordere und hintere Tandem-Lagerpaar sind für den satzweisen Einbau vorgesehen. Herstellerseitig wird die Breite der Lager innerhalb einer besonders engen Toleranz abgestimmt. Dies unterstützt eine gleichmäßige Lastverteilung auf die Lager. Die Hersteller SKF und SCHAEFFLER (FAG) geben dies mit dem Nachsetzzeichen GA bzw. UL an. Zur Feinabstimmung der Lastverteilung auf das Lagerpaar der vorderen und hinteren Lagerstelle unter Drehzahl- und Temperatureinwirkung können zusätzlich Abstandsringe eingesetzt werden. Zwingend erforderlich sind sie jedoch zwischen Lagern in Tandem-Anordnung nicht [SKF 14, S. 166]. Abstandsringe können nicht nur zur Abstimmung der Vorspannung dienen, sondern werden zur Ölzuführung und verbesserten Wärmeableitung zum Gehäuse eingesetzt [SKF 14, S. 167]. Über die Breite des Abstandsringes kann eine Verbesserung der Stützwirkung erzielt werden. Die Breite sollte hierzu mindestens der Breite eines Einzellagers entsprechen [GMN 23c].

### 4.5.2 Definition des Lastfalls

Zur Berechnung und Bewertung des Spindel-Lager-Systems hinsichtlich der Größe der ersten biegekritischen Eigenfrequenz der Spindelwelle, wird eine Erwärmung auf Betriebstemperatur angenommen. Die Temperaturen orien-

tieren sich an den experimentellen Untersuchungsergebnissen von SIELAFF in [Siel17, S. 133 ff.].

Tabelle 4.2: Lastfall für den thermisch stationären Betriebszustand für schnelldrehende SynRM in Anlehnung an [Siel17, S. 133 ff.]

Komponente	Lastfall	Drehzahl in U/min	Temperatur in °C
Spindelwelle	Betrieb	35 000	80
Gleitführungsbüchse	Betrieb	0	50
Gehäuse	Betrieb	0	40
Umgebung	Betrieb	0	20

### 4.5.3 Abschätzung der ersten biegekritischen Drehzahl des Designentwurfs

Motorspindeln werden allgemein als starre Rotoren ausgelegt. Die internationale Norm DIN ISO 21940-11 (vormals DIN ISO 1940-1:2004-04) definiert starre Rotoren [DIN21940-11]. MARKERT erläutert, dass starre Rotoren nur die Starrkörpereigenfrequenzen besitzen. Bei vorhandener Unwucht nehmen die Lagerkräfte daher mit der Drehzahl quadratisch zu, wohingegen sie bei elastischen Rotoren bis zur Resonanz in der Biegeeigenfrequenz erst langsam und dann stark ansteigen und überkritisch bis auf ein konstanten Niveau abfallen, siehe Abbildung 4.3. Dies hängt mit der Steifigkeit des Spindellager-Systems  $k$  zusammen. Beim elastischen Rotor sind die Lagerkräfte proportional zur Auslenkung des Wellendurchstoßpunktes  $r_{w\varepsilon}$ :  $|F_\varepsilon| = k |r_{w\varepsilon}|$ . Beim starren Rotor ist die Steifigkeit quasi unendlich groß und die unwuchterzwungenen Wellenauslenkungen gehen gegen null. Es verbleibt die Unwuchtkraft, welche auf das Lagersystem radial nach außen wirkt. [Mark15, S. 118]

Da der Anstieg der Lagerkräfte im Resonanzfall praktisch häufig unzulässig groß wäre und erhebliche Schäden nach sich ziehen würde, gibt es Empfehlungen für den prozentualen Abstand von dieser ersten biegekritischen Resonanz im Gleichlauf. Der Vorteil starrer Rotoren ist, dass sie sich praktikabel mit gängigen Methoden und Software in zwei Ebenen auswuchten lassen. MARKERT gibt für die gültige Annahme eines starren Rotors mit einer maximalen Betriebsdrehzahl von 50% seiner ersten biegekritischen Drehzahl an. Dies ist in der Praxis für schnelllaufende, leistungsstarke Antriebe mit integriertem Elektromotor i. d. R. technisch nicht umsetzbar. In der Praxis, und



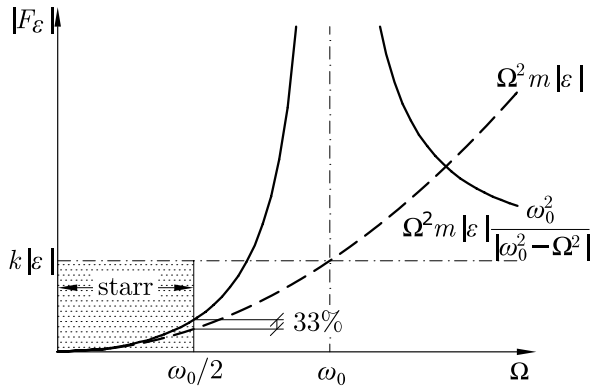


Abbildung 4.3: Lagerkräfte bei starrer und elastischer Spindelwelle; Abbildung aus [Mark15, S. 118]

laut Anwenderschulung zur Spindel- und Wellenberechnungssoftware BEARINX von SCHAEFFLER, hat sich ein Prozentbereich von 60 % bis maximal 80 % etabliert. Für die HSC-SynRM-MSP resultiert für eine maximale Betriebsdrehzahl von 30 000 U/min eine erforderliche biegekritische Auslegungssolldrehzahl von 37 500 U/min bei einem Prozentwert von 80 % und sollte idealerweise 42 857 U/min bei 70 % betragen. Die Berechnung mit dem Lastfall aus Abschnitt 4.5.2 und dem initialen Designentwurf aus Abschnitt 4.5 führt auf das Ergebnis der kritischen Drehzahlen wie in Abbildung 4.5 links unten dargestellt. Die erste biegekritische Drehzahl im Gleichlauf beträgt 32 036 U/min und ist damit kleiner als die Auslegungssolldrehzahl.

#### 4.5.4 Optimierung des Designentwurfs

Um die erste biegekritische Drehzahl zu erhöhen, werden verschiedene geometrische Varianten berechnet. Dabei ist entscheidend, welcher Geometrie-Parameter welchen Effekt auf die Erhöhung der radialen Biegeeigenfrequenz des Spindel-Lager-Systems hat. Um dies zu veranschaulichen, wird ein analytisches Modell erstellt, welches auf dem Laval-Rotor in isotroper elastischer Lagerung mit unterschiedlichen Lagersteifigkeiten an der vorderen Lagerstelle A und der hinteren Lagerstelle B beruht. Die Herleitung des analytischen Modells zur Abschätzung der biegekritischen Eigenfrequenz ist im Anhang A.4 nachzuvollziehen. Neben der geometrischen Anpassungsva-riation ist zu berücksichtigen, dass diese im Zielkonflikt mit der Anforderung der elektro-

motorischen Leistungserfüllung steht. Entsprechend sei an dieser Stelle auf die iterativ erstellten Designentwürfe der SynRM in 5.4 verwiesen, um jeweils zu überprüfen, ob die geforderte Drehmoment- und Leistungsdichte erzielt werden kann. Die Berechnungsergebnisse der geometrischen Designvariation des Spindel-Lager-Systems sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Die Parameter der effektiven Eisenlänge des Elektromotors  $l_{Fe}$ , der Außendurchmesser der Spindelwelle bzw. der Rotorinnendurchmesser  $D_W$  sowie die Länge der Spindelwelle hinter dem zweiten Lager der Lagerstelle A werden variiert. Der Zentralpunkt der Versuchsplanung ist definiert durch  $l_{Fe} = 140$  mm,  $D_W = 55$  mm und  $l_A = 80$  mm. Für eine Variation werden alle anderen Parameter konstant gehalten. Die gestrichelte Linie kennzeichnet die ideale kritische Solldrehzahl.

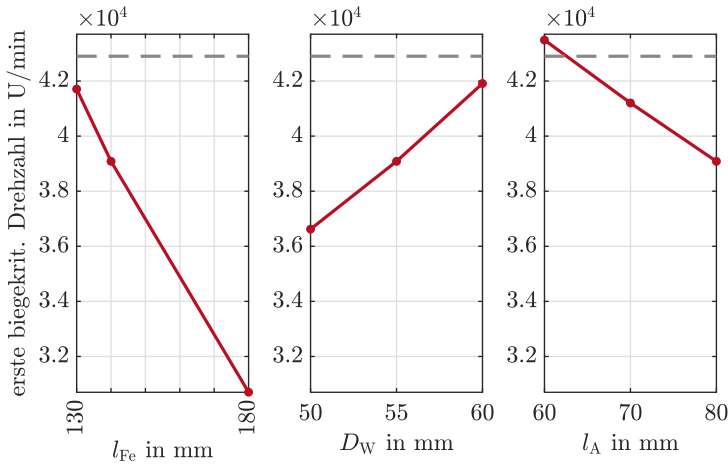


Abbildung 4.4: Analytische Berechnungsergebnisse zur Untersuchung der Parametereffekte auf die erste biegekritische Drehzahl

Den Ergebnissen zufolge ist die Ausführung mit  $l_{Fe} = 140$  mm,  $D_W = 55$  mm und  $l_A = 70$  mm eine realistisch umsetzbare Variante. Die resultierende erste biegekritische Drehzahl läge abgeschätzt bei  $41\,204$  U/min. Sie bedeutet im Vergleich zum initialen Designentwurf eine Verkürzung der effektiven Eisenlänge  $l_{Fe}$  um  $40$  mm und eine Verkürzung des Abstands zwischen Lager 2 und SynRM um  $10$  mm. Eine Vergrößerung des Rotorinnendurchmessers würde die Drehmomentdichte wesentlich verringern und stellt aufgrund der Festforderung eines maximalen Außendurchmessers der Spindelaufnahme und damit des Stators keine Möglichkeit zur Anpassung dar. Die Analyse der Ef-

fektstärke belegt, dass die Veränderung der Spindelwellenlänge im Bereich des Elektromotors den größten Effekt auf die Erhöhung der ersten biegekritischen Drehzahl hat. Werden bspw. die Parameter ausgehend vom ermittelten optimalen Punkt um je 10 % erhöht oder erniedrigt, so steigt die erste biegekritische Drehzahl für  $l_{Fe}$  um 9,8 %, für  $D_W$  um 7,6 % und für  $l_A$  um 3,8 %. Der optimierte Designentwurf ist in Abbildung 4.5 rechts oben dargestellt. Die berechneten kritischen Frequenzen lassen sich aus dem Campbell-Diagramm in Abbildung 4.5 rechts unten ablesen. Die erste biegekritische Drehzahl der HSC-SynRM-MSP mit elastischer Lageranstellung liegt bei 38 768 U/min im Gleichlauf. Eine weitere Optimierung würde die leistungstechnische Umsetzung der Motoranforderungen gefährden. Aus diesem Grund wird auf weitere geometrische Anpassungen verzichtet. Der Prozentanteil der maximalen Betriebsdrehzahl an der biegekritischen Drehzahl beträgt 77 %.

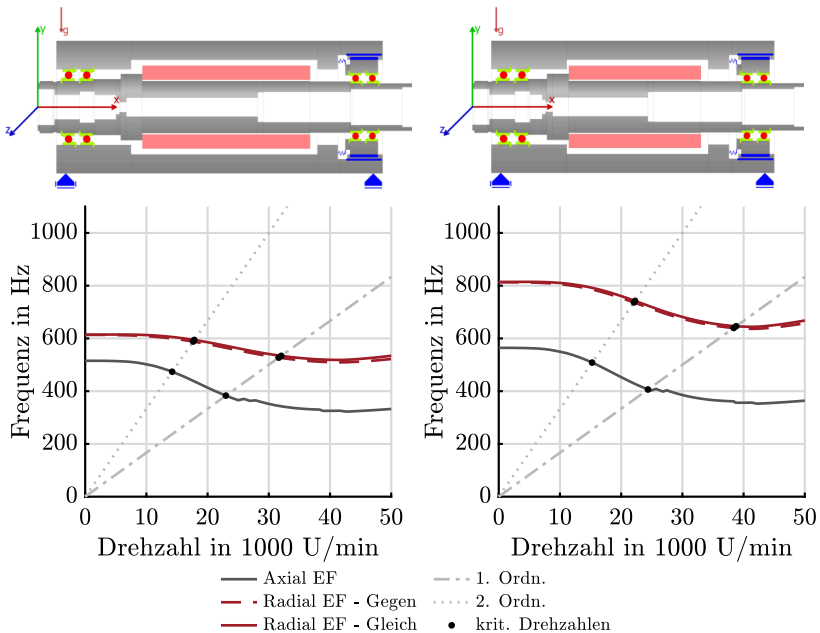


Abbildung 4.5: Gegenüberstellung des initialen (links) und optimierten (rechts) Designentwurfs mit Campbell-Diagramm im Lastfall Betrieb



# 5 Auslegung des Synchronreluktanzantriebs

## 5.1 Einführung - Bezugssysteme und Modellbildung

### 5.1.1 Bezugssysteme elektrischer Maschinen

Die mathematische Beschreibung elektrischer Maschinen erfolgt stets im zweidimensionalen, rotorfesten Koordinatensystem. Betrachtet werden 3-phasige Drehfeldwicklungen mit um  $120^\circ$  elektrisch zueinander verschobenen Wicklungssträngen, die wiederum jeweils mit  $120^\circ$  zueinander phasenverschoben, sinusförmigen Grundwellenspannungen gespeist werden. Aus dem so abgeleiteten dreisträngigen, ortsfesten Stator-Bezugssystem, können beliebige Raumzeiger in das zweiphasige, rotorfeste Bezugssystem transformiert werden, siehe Abbildung 5.1 [Teig13].

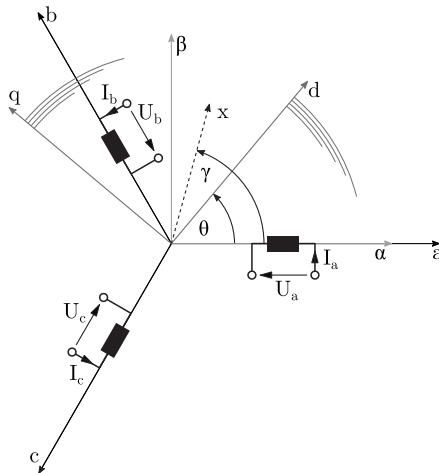


Abbildung 5.1: Bezugssysteme zur Modellbeschreibung elektrischer Maschinen; Abbildung aus [Siel17, S. 176]

Die Umrechnung des dreiphasigen statorfesten abc-Koordinatensystems in das zweiphasige dq-Koordinatensystem erfolgt mit der PARK-Transformation und für die Rücktransformation mit der Inversen:

$$\begin{bmatrix} x_d \\ x_q \\ x_0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_{el}) & \cos(\theta_{el} - 120^\circ) & \cos(\theta_{el} + 120^\circ) \\ -\sin(\theta_{el}) & -\sin(\theta_{el} - 120^\circ) & -\sin(\theta_{el} + 120^\circ) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

$$\begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{el}) & -\sin(\theta_{el}) & 1 \\ \cos(\theta_{el} - 120^\circ) & -\sin(\theta_{el} - 120^\circ) & 1 \\ \cos(\theta_{el} + 120^\circ) & -\sin(\theta_{el} + 120^\circ) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_d \\ x_q \\ x_0 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

Darin ist  $\theta_{el}$  der elektrische Verdrehwinkel des Rotors ggü. dem Stator, welcher sich aus der elektrischen Kreisfrequenz ergibt:  $\theta_{el} = \omega_{el}t$ . Dieser wird messtechnisch aus dem Drehwinkelgeber ermittelt oder kann aus Für eine gültige Transformation müssen die Scheinleistungen invariant sein. Infolgedessen sind gemäß Herleitung nach [Bind12, S. 996 f.] für die Gleichheit der Strangstromwerte in beiden Bezugssystemen die Spannungen um den Faktor  $3/2$  im Zweiphasensystem größer. In der Literatur finden sich auch Parktransformationen mit einem Skalierungsfaktor von  $\sqrt{2/3}$ , was eine symmetrische Transformation darstellt. Ein symmetrisches Dreiphasensystem ist leistungsinvariant und die Summe der drei Phasenströme gleich null. Diese Transformationsbeziehung ist essenziell für die Vektorregelung von elektrischen Maschinen, da sie die zeitlich veränderlichen drei Wechselgrößen in zwei Gleichgrößen überführt.

### 5.1.2 Modellgleichungen der SynRM

Auf die Ausführung der Modellbildung der SynRM wird an dieser Stelle verzichtet, weil sie aus der Literatur bereits hinreichend bekannt und detailliert beschrieben ist.<sup>1</sup> Da sich diese Arbeit an den Ausführungen der Dissertation von SIELAFF orientiert, sei auf das *Kapitel 5 Modellbildung und Betriebsverhalten* seiner Dissertation verwiesen [Siel17, S. 39]. Hier sind zum Verständnis die wichtigsten Gleichungen im zweiphasigen, rotorfesten Koordinatensystem genannt. Grundlage einer jeden Modellbeschreibung von elektrischen Maschinen ist das einphasige Ersatzschaltbild. Anhand der KIRCHHOFF'schen Maschenregel lässt sich die Spannungsgleichung für den komplexen Raumzeiger aufstellen. Für den Real- und den Imaginärteil ergibt sich

<sup>1</sup>siehe [Betz92a], [Schr09], [Mogh11]

jeweils eine Spannungsgleichung mit einer erkennbaren Kopplung der ortsfesten dq-Raumrichtungen. Für die weiteren Betrachtungen gelten die folgenden Anmerkungen:

- Die Größen sind zeitabhängig. Auf eine Darstellung der Zeitabhängigkeit in den Gleichungen wird verzichtet.
- Der Ständerwiderstand  $R_S$  ist temperaturabhängig. Er wird als konstant angenommen und aufgrund seiner geringen Größe, und damit des niedrigen Spannungsabfalls im Vergleich zum Spannungsabfall über die verketteten Flüsse der Induktivitäten und Permanentmagnete, häufig vernachlässigt.
- Die sich aus der zeitlichen Ableitung der verketteten Flüsse in d- und q-Richtung ergebenden partiellen Ableitungen der Induktivitäten werden als absolute oder auch statische bzw. stationäre Selbstinduktivitäten bezeichnet. Die partiellen Ableitungen der verketteten Flüsse nach den Stromkomponenten werden als differentielle bzw. dynamische Induktivitäten oder auch als Kreuzkopplungsinduktivitäten bezeichnet. Sie stellen keine physikalische Größe dar. Für die mathematisch linearisierte Beschreibung des Betriebsverhaltens in einem stationären Arbeitspunkt werden sie vernachlässigt. Ausführliche Erläuterungen sind in [Kell12] nachzulesen.
- Die Induktivitäten sind abhängig von den Strömen in der Längs- und Querachse des rotorfesten Bezugssystems. Sättigung und Kreuzkopplungseffekte infolge der Stromerregung werden berücksichtigt.

Damit lauten die Spannungsgleichungen für die SynRM

$$U_d = R_S I_d + \frac{d\Psi_d}{dt} - \omega_{el} \Psi_q, \quad (5.3)$$

$$U_q = R_S I_q + \frac{d\Psi_q}{dt} + \omega_{el} \Psi_d \quad (5.4)$$

mit den verketteten Flüssen

$$\Psi_d(I_d, I_q) = L_d(I_d, I_q) I_d, \quad (5.5)$$

$$\Psi_q(I_d, I_q) = L_q(I_d, I_q) I_q. \quad (5.6)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (5.5) und (5.6) in die Gleichungen (5.3) und (5.4) ergibt sich:<sup>2</sup>

$$U_d = R_S I_d - \omega_{el} L_q^{(I)} I_q \quad (5.7)$$

$$U_q = R_S I_q + \omega_{el} L_d^{(I)} I_d. \quad (5.8)$$

Das Drehmoment der elektrischen Maschine berechnet sich aus der im Luftspalt gespeicherten magnetischen Energie bei äußerer dreiphasiger Durchflutung. Das Integral über den am Rotorausendurchmesser vorliegenden tangentialen Zugspannungen liefert das innere elektrische Drehmoment der Maschine. Dies lässt sich mathematisch als Vektorprodukt aus Strom und verkettetem Fluss multipliziert mit der Polpaarzahl  $Z_p$  und dem Faktor  $3/2$  beschreiben:

$$M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_S \times \mathbf{I}_S) = \frac{3}{2} (\Psi_d I_q - \Psi_q I_d) \quad (5.9)$$

$$= \frac{3}{2} Z_p (L_d^{(I)} - L_q^{(I)}) I_d I_q. \quad (5.10)$$

Auf den Rotor bzw. die Spindelwelle mit montiertem, elektrischem Rotor wirken darüber hinaus das aus der umgebenden Luft und den Lagern resultierende Reibmoment  $M_R$ , das Lastmoment  $M_L$  aus dem Bearbeitungsprozess oder einer Lastanwendung - z. B. am Prüfstand -, sowie das aus der Beschleunigung resultierende Drehmoment der Massenträgheit  $\Theta_p$ . Der Momentensatz um die Rotationsachse liefert die differentielle Drehmomentgleichung:

$$\Theta_p \dot{\omega}_{mech} = M_{el} - M_R - M_L. \quad (5.11)$$

### 5.1.3 Elektrische Verluste in SynRM

Allgemein fallen in elektrischen Maschinen Leistungsverluste im Bereich des Stators und Rotors an. Diese führen zum Eintrag eines Wärmestroms, welcher durch die Motorkühlung abgeführt werden muss. Die elektrischen Verluste minimieren die mechanische Ausgangsleistung. Der elektrische, innere Wirkungsgrad der elektrischen Maschine berechnet sich zu:

$$\eta_{el} = \frac{P_{me,el}}{P_{el}} = \frac{P_{el} - P_{V,el}}{P_{el}} \quad (5.12)$$

---

<sup>2</sup> $L_q^{(I)} = L_q(I_d, I_q)$



Die elektrischen Verluste lassen sich unterteilen in ohmsche Verluste und Ummagnetisierungsverluste. Nach dem Modell der Verlustseparation von BERTOTTI können die Ummagnetisierungsverluste in Hysterese-, Wirbelstrom- und Zusatzverluste aufgeteilt werden [Bert84]:

$$P_{V,el} = P_{V,Cu} + P_{V,Hy} + P_{V,Wb} + P_{V,Ex} \quad (5.13)$$

Über den Widerständen der  $m$  Strangwicklungen eines elektrischen Antriebs fällt eine Spannung ab, welche sich als Produkt mit dem Strangstrom als ohmsche Verluste - auch als Stromwärmeverluste bezeichnet - darstellt:

$$P_{V,Cu} = m \cdot U_R \cdot I_S = m \cdot R_S \cdot I_S^2 \quad (5.14)$$

Die frequenzunabhängigen ohmschen Verluste sind abhängig vom Werkstoff, Länge und Querschnitt des Wickeldrahtes sowie implizit von der Temperatur. Darüber hinaus gibt es frequenzabhängige Anteile der ohmschen Verluste, welche als Skin-Effekt und Proximity-Effekt bekannt sind und in allen stromleitenden Materialien auftreten. Als Skin-Effekt wird das Verhalten der Stromverdrängung mit höherer Frequenz zu den Randbereichen eines Drahtes beschrieben. Dadurch verringert sich der effektiv stromleitende Querschnitt, weshalb zur Verringerung des Effekts in Wicklungen kleinere Drahtdurchmesser und eine höhere Anzahl an Drähten verwendet werden. Dies steht jedoch im Zielkonflikt mit dem Proximity-Effekt, welcher die Beeinträchtigung des Stromflusses im Draht durch hervorgerufene Magnetfelder benachbarter Leiter bei Speisung mit Wechselstrom aufgrund von frequenzabhängigen Wirbelströmen beschreibt. Dies limitiert die Anzahl paralleler Drähte in einer Spule [Kazi14]. Ohmsche Verluste sind bei Asynchronmaschinen und fremderregten Synchronmaschinen auch im Rotor vorhanden, weshalb die Rotorwellen hohe Betriebstemperaturen annehmen, was sich letztlich limitierend auf den Wirkungsgrad der Maschine auswirkt. Die SynRM besitzt keine Stromwärmeverluste im Rotor. Die Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstands eines Werkstoffs berechnet sich im Allgemeinen durch die Näherungsfunktion mit der Bezugstemperatur  $T_0$  und dem Temperaturkoeffizienten  $\alpha_{T_0}$  [Zhan18, S. 22]:

$$R_S(T) = R_S(T_0) \cdot (1 + \alpha_{T_0} \cdot (T - T_0)). \quad (5.15)$$

Die Ummagnetisierungsverluste sind frequenzabhängige Verluste und werden insbesondere durch höhere Harmonische der Speisefrequenz und parasitäre Effekte in der Statorwicklung und in den Blechrandbereichen sowie durch die Rotor- und Statornutung zusätzlich hervorgerufen. Die Verluste treten in den

Werkstoffen des magnetisierten Eisenkreises einer elektrischen Maschine auf. In der Literatur lassen sich nach ZHANG im Wesentlichen drei Modellierungsansätze unterscheiden [Zhan18]:

1. Mathematische Hystereseamodelle,<sup>3</sup>
2. STEINMETZ-Modell nach [Ste92] und darauf aufbauende, reduzierte xSE-Modelle mit den spezifischen Ummagnetisierungsverlusten  $P_{V,Fe,sp}$ :

$$P_{V,Fe}/m_{Fe} = P_{V,Fe,sp} = C_{Hy} f_S \hat{B}^\alpha + C_{Wb} f_S^2 \hat{B}^2, \quad (5.16)$$

3. Modelle der Verlustseparation nach [Bert88]:

$$P_{V,Fe}/m_{Fe} = P_{V,Fe,sp} = C_{Hy} f_S \hat{B}^2 + C_{Wb} f_S^2 \hat{B}^2 + C_{Ex} f_S^{1,5} \hat{B}^{1,5}. \quad (5.17)$$

In den Gleichungen (5.16) und (5.17) ist  $f_S$  die Speisefrequenz des Stromes und  $\hat{B}$  die Schwingamplitude der magnetischen Flussdichte des Wechselfelds. Im Folgenden wird nur auf die allgemeine Darstellung des Modells der Verlustseparation nach BERTOTTI eingegangen, weil es physikalische Vorgänge der Hysterese berücksichtigt und den aktuellsten Stand der Technik laut [Zhan18] repräsentiert.

Hystereseverluste  $P_{V,Hy}$  (engl.: *hysteresis losses*) entstehen im Blechpaket des Stators und Rotors. Im Fall der ideal sinusförmigen Speisung und synchroner Drehzahl liegt im PMSM-, IPMSM und SynRM-Rotor idealisiert eine statische Magnetisierung vor. Im Stator treten die Hystereseverluste durch das rotierende Feld auf. Ursache für die Hystereseverluste sind durch Änderungen des magnetischen Flusses bewirkte Umstellungen der sogenannten WEISS'schen Bezirke auf kristalliner Ebene. Diese bei Speisung mit Wechselspannung auftretende ständige mikroskopische Ummagnetisierung erfolgt zyklisch entlang der  $B$ - $H$ -Hystereseschleife der Polarisations-Charakteristik des ferromagnetischen Werkstoffs. Je größer das Flächenintegral der Hystereseschleife ist, desto höher fallen die Hystereseverluste aus.

Die Wirbelstromverluste  $P_{V,Wb}$  (engl.: *eddy current losses*) werden gemäß Induktionsgesetz durch von Magnetfeldänderungen hervorgerufene Spannungsdifferenzen im elektrisch leitfähigen Werkstoff hervorgerufen. Es bildet sich ein kreisförmiger in sich geschlossener Stromkreis senkrecht zur Magnetfeldausprägung aus, weshalb in elektrischen Maschinen Pakete aus dünnen Ble-

<sup>3</sup>vgl. z. B. PREISACH-Modell [Prei35], JILES-ATHERTON-Modell [Jile86] und BERTOTTI-Modell [Bert92]

chen eingesetzt werden, um die Ausbreitung der vornehmlich axial verlaufenden Wirbelströme zu vermindern. Über dem spezifischen ohmschen Widerstand des Werkstoffs fallen somit hochfrequente Stromwärmeverluste an. Wirbelströme treten auch in Permanentmagnetmaterialien und damit im Rotor von PMSM auf. Daneben sind sie in weichmagnetischen Werkstoffen für z. B. Trägerhülsen für Permanentmagnete in SPMSM oder bei entsprechender Tiefeneinwirkung und schmaler Rotorjochausführung in weichmagnetischen Rotorwellen zu finden. Die resultierende Erwärmung im Permanentmagneten führt zur Abnahme der magnetischen Polarisation, wodurch das Drehmoment der PMSM abgeschwächt wird. Die im äußersten Fall auftretende Entmagnetisierung von PMSM-Rotoren bei Temperaturen oberhalb der werkstoffabhängigen maximalen Dauertemperatur ist ein bekannter Schadensfall von PMSM.

Die Zusatzverluste  $P_{V,Ex}$  (engl.: *excess losses*) entstehen aufgrund von kristallinen Domänenvorgängen [Bert84]. Sie resultieren u. a. aus Oberwelleneffekten der modulierten Umrichterspeisung in Abhängigkeit der Zwischenkreisspannung, der Taktfrequenz und Arbeitsweise des Frequenzumrichters [Epsk20]. Bei ideal sinusförmiger Speisung werden sie durch die treppenförmige Felderreggerkurve im Luftspalt, Sättigungseffekte des Blechwerkstoffs und die Flusspulsation durch das Wechselspiel der Rotor- und Statornutung hervorgerufen. Sie treten insbesondere an den Blechrandbereichen auf und stellen letztlich ebenfalls Wirbelstromverluste dar. Sie sind jedoch nur aufwendig messbar und werden daher häufig vernachlässigt. Die DIN VDE 0530 schlägt bspw. eine Berücksichtigung der Zusatzverluste mit 0,5 % der S1-Bemessungsleistung vor [Gier98, S. 265]. In der numerischen Feldberechnung bestimmt die Steuerung der Zeitschrittweite die Abtastung in der transienten Simulation und damit die Berechnungsgenauigkeit der Zusatzverluste bei sinusförmiger Speisung. Ferner können sie durch eine nicht-sinusförmige, getaktete Speisespannung abgebildet werden. Hierfür bietet es sich an, relevante Frequenzanteile mit ihren Amplituden aus einem messtechnisch aufgenommenen Frequenzspektrum der Speisespannung für die numerische Vorgabe zu berücksichtigen. Der Berechnungsaufwand und die Berechnungszeit nehmen exponentiell zu [Epsk20].

Die Verlustberechnung der SynRM erfolgt mittels des numerischen Berechnungsprogramms für elektromagnetische Feldberechnungen ANSYS MAXWELL<sup>®</sup>. In MAXWELL wird der Modellansatz der Verlustseparation verwendet und zusätzlich noch ein Gleichstromanteil-Koeffizient  $C_{dc}$  angenommen. Daraus resultiert wiederum die Ansatzgleichung nach STEINMETZ mit  $\alpha = 2$ , wobei in dieser Arbeit zunächst die magnetostatische Betrachtung mit har-

monischen Randbedingungen bei sinusförmiger Speisung erfolgt, um die qualitativen Verlustanteile in der numerischen Entwurfsoptimierung zu vergleichen. Folglich werden die Zusatzverluste vernachlässigt. Es ergibt sich für die quantitative Verlustabschätzung der SynRM im Entwurf:

$$P_{V,Fe,sp} = C_{Hy} f_S \hat{B}^2 + C_{Wb} f_S^2 \hat{B}^2 \quad (5.18)$$

Die STEINMETZ-Formel in dieser Darstellung gilt nur für eine sinusförmige Speisung mit der Stromgrundwelle. Die Koeffizienten  $C_{Hy}$  und  $C_{Wb}$  bestimmen sich aus den Messergebnissen zur Bestimmung der Ummagnetisierungsverluste weichmagnetischer Werkstoffe gemäß DIN EN 60404-2 unter Verwendung des Epsteinrahmens sowie DIN EN 60404-3 mittels Tafelmessgerät. Für NO20HS ergeben sich die mittleren, auf die Masse bezogenen spezifischen Verlustkoeffizienten aus den Verlustkurven im Anhang A.7 in Abbildung A.9 zu  $C_{Hy} = 0,02258 \frac{W}{kg}$  und  $C_{Wb} = 2,754 \cdot 10^{-5} \frac{W}{kg}$  [Siel17, S. 112].

Zur Modellierung des Einflusses von Ummagnetisierungsverlusten auf das Betriebsverhalten von SynRM und PMSM platzieren [Xu91], [Betz92b] und [Kim98] einen Ersatzwiderstand parallel zur Induktivität im jeweiligen Ersatzschaltbild der d- bzw. q-Achse. SIELAFF nutzt dieses Verfahren und stellt ein Modell zur Bestimmung der Ummagnetisierungsverlustparameter aus Verlustmessungen an der realen SynRM auf [Siel17, S. 131 f.]. In Analogie zum iterativen Steuerverfahren MTPA können die identifizierten Verlustparameter zur Auswahl optimierter dq-Strompaare mit minimalen Verlusten in jedem Betriebspunkt genutzt werden. Der verlustminimale Betrieb als alternative Betriebsstrategie reduziert die im Flussabsenkungsbereich der SynRM dominierenden Ummagnetisierungsverluste aufgrund der Bereitstellung eines leicht erhöhten Strombetrags bei erhöhtem Stromwinkel, wodurch der Betrag der Flussverkettung durch einen verminderten d-Strom bei im Betriebspunkt vorliegenden Induktivitätsverhältnis insgesamt reduziert wird. Allerdings beträgt die Anhebung des Wirkungsgrads maximal 2%-Punkte bei sehr geringem Drehmoment im Teillastbereich, wodurch der Aufwand für die Verlustparameteridentifikation in Abhängigkeit der zu erwartenden Zeitanteile des Betriebs der SynRM in diesen Betriebspunkten abgewogen werden muss.

## 5.2 Auslegungskriterien für SynRM

SIELAFF gibt in *Kapitel 6 Systemauslegung und -optimierung* eine detaillierte Beschreibung der Auslegung und Berechnung von SynRM mit Bezug zu Motorspindeln an [Siel17, S. 55 ff.]. Es sei angemerkt, dass der Autor der vor-

liegenden Arbeit als wissenschaftliche Hilfskraft SIELAFF in der Entwicklung des analytischen Auslegungsprogramms für SynRM unterstützt hat. In dieser Arbeit sei daher nur eine Zusammenfassung der wichtigsten Auslegungskriterien genannt. Nach MÜLLER und PONICK umfasst die Auslegung die Überführung der Anforderungen in eine geometrische Gestaltung und Abmessung der elektromagnetischen Bauteile des Magnetkreises und der Statorwicklung [Müll08].

Das Leistungsvermögen der SynRM ist abhängig von der erzielbaren geometrischen Anisotropie in den dq-Hauptachsen des Rotors und ist beschrieben durch die Differenz der Induktivitäten ( $L_d - L_q$ ) in Gleichung (5.9). Die Zielstellung lautet also diese Differenz zu maximieren. In der Folge kann der Strom zur Erzielung eines geforderten Drehmoments geringer ausfallen. Dies ist wichtig für die thermische Auswirkung in Motorspindeln. Gleichzeitig muss das Induktivitätsverhältnis

$$\xi^{\text{I}} = \frac{L_d^{\text{I}}}{L_q^{\text{I}}} > 0 \quad (5.19)$$

möglichst groß sein, um den Leistungsfaktor  $\cos(\varphi)$  im Zuge des geregelten Betriebsverhaltens zu maximieren [Betz92a; Mats93]. Das Induktivitätsverhältnis ist für SynRM aufgrund der Hauptachsenorientierung mit der d-Achse entlang der elektromagnetischen Hauptflussrichtung größer als null und nimmt realistische Werte zwischen 2 bis 5 an [Siel17]. Die Feldschwächbarkeit der SynRM hängt stark vom Induktivitätsverhältnis ab. So zeigt BETZ, dass mit zunehmendem  $\xi$  das Potenzial zur Flussabsenkung zunimmt. Es resultiert eine Feldschwächbarkeit als Faktor der Nenn Drehzahl bei MTPA-Strategie (engl.: *Maximum Torque per Ampere*) von 1,5 bei  $\xi \approx 3$  bis 2,5 bei  $\xi \approx 5$  [Betz91]. Auch die Ausprägung des für Motorspindelanwendungen wichtigen Konstantleistungsbereichs ist davon abhängig. So kann bis zu einem Verhältnis von  $\xi \approx 5$  die Drehzahl bis knapp  $1,3 \cdot n_n$  in der Betriebsstrategie MPF (engl.: *Maximum Power Factor*) gesteigert werden, ehe die Leistung danach bis zur Maximaldrehzahl wieder abfällt [Mats93].

Jedoch sollte die Induktivität in der Längsachse  $L_d$  nicht zu groß sein, damit die hervorgerufene Spannung mit zunehmender Drehzahl nicht zu stark ansteigt. Dies würde die Spannungsreserve bis zur Spannungsgrenze des Umrichters limitieren. Im ungünstigsten Fall wäre die Spannungsgrenze bei Drehzahlen kleiner als der Bemessungsdrehzahl erreicht. Aus diesem Grund ist der Fokus der Auslegung auf die Minimierung der Querinduktivität  $L_q$  ausgerichtet. Für die nachfolgenden Erläuterungen sind die Begriffe und geometrischen

Parameter in Abbildung 5.2 zur Beschreibung des makroskopischen SynRM-Designs von Bedeutung.

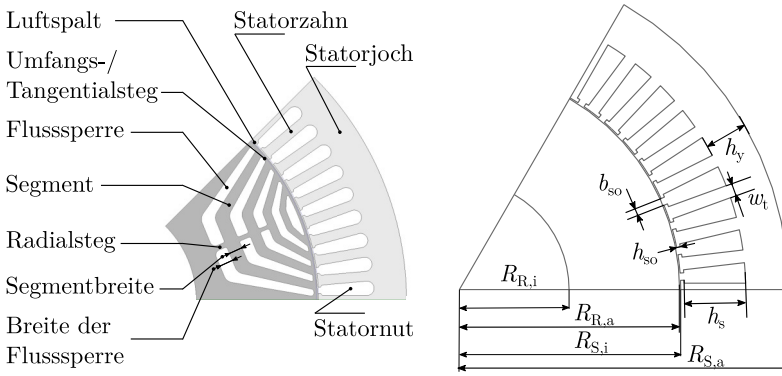


Abbildung 5.2: Bezeichnungen und geometrische Größen an einem Pol eines SynRM-Querschnitts; Abbildung aus [Siel17, S. 59, S. 63]

Neben der magnetischen Hauptinduktivität (auch bei ASM analog als Magnetisierungsinduktivität bezeichnet)  $L_{md} \approx L_d$  - bei der SynRM in der d-Achse orientiert - existieren insbesondere in der q-Achse Streuinduktivitäten  $L_{cq}$ , welche infolge zirkulierender Magnetflüsse an Außenkanten der Geometriesegmente, wie z. B. Statorzähne, Rotornuten und Flusssperrren, auftreten. Quer zum Verlauf der Flusssperrren kann es zudem aufgrund vorliegender magnetischer Potentialdifferenzen zu magnetischen Flussdurchbrüchen und Verlauf der Feldlinien durch die Flusssperrren kommen  $L_{fq}$ . Eine Erhöhung der Anzahl Rotornuten  $Q_R$  bzw. Anzahl der Flusssperrren  $k_F$  pro Pol minimiert die Streuflüsse und die Induktivität  $L_{cq}$ . Dieser Anteil ist im Vergleich zur Flusskomponente entlang der Querachse hervorgerufen durch die Induktivität  $L_{fq}$  vernachlässigbar, sodass näherungsweise  $L_{fq} \approx L_q$  angenommen werden kann. Die Induktivität  $L_{fq}$  steht im konstanten Verhältnis zur Magnetisierungsinduktivität  $L_{md}$ , welches mit größerer Polpaarzahl und Luftspaltweite  $\delta$  anwächst. Für eine günstige Auslegung ist das Verhältnis zu minimieren und daher wird die Summenbreite der Flusssperrren erhöht. Nach VAGATI können die Verhältnisse wie folgt ausgedrückt werden [Vaga95]:

$$\frac{L_{cq}}{L_{md}} \cong \frac{\pi^2}{12Q_R} \quad \text{und} \quad \frac{L_{fq}}{L_{md}} \cong Z_p \frac{\delta}{l_a}. \quad (5.20)$$

Die Anzahl und Breite der Flusssperrren unterliegt den geometrischen Randbedingungen und mechanischen Anforderungen an eine ausreichende Drehzahl-

festigkeit bei maximaler Betriebsdrehzahl. VAGATI als auch MATSUO und LIPO beschreiben einen mathematischen Zusammenhang für die Maßgabe, dass unter Vernachlässigung von Sättigung die Flussdichte in allen Eisensegmenten für eine optimale elektromagnetische Ausnutzung des Blechquerschnitts gleich sein soll. Daraus folgt, dass die Breite des Statorjochs eines Pols  $h_y$  der Summenbreite der Eisensegmente im Rotor entlang der Querachse entsprechen muss, um den äquivalenten magnetischen Fluss führen zu können:

$$h_y = \sum_{i=1}^{k_F+1} b_{\text{Seg},i}. \quad (5.21)$$

Das Verhältnis  $K_W$  der Summenbreite der Flussperren  $l_a$  zur Summenbreite der Eisensegmente  $b_{\sum,\text{Seg}}$  in der Querachse sollte zwischen 0,5 und 1,0 liegen [Mats94]. In der Literatur [Vaga92] und [Lipo94, S. 3-27] geben sie folgenden Zusammenhang an:

$$\frac{l_a}{R_{S,a}} = X_R - \frac{R_{R,i}}{R_{S,a}} - \frac{1}{Z_p} \frac{\hat{B}_\delta}{B_{Fe}} X_R. \quad (5.22)$$

Hierin ist  $X_R$  das Verhältnis von Statorinnen- zu Statoraußenradius  $R_{S,a}$ ,  $\hat{B}_\delta$  die Amplitude der Luftspaltflussdichte,  $B_{Fe}$  die Flussdichte im Eisenkreis und  $R_{R,i}$  der Rotorinnenradius. Für eine möglichst große Summenbreite der Flussperren  $l_a$  ist jedoch der Rotoraußenradius  $R_{R,a}$  bzw. der Statorinnenradius  $R_{S,i}$  zu vergrößern. Dies wirkt sich unmittelbar auf den Statoraußenradius aus, was gerade bei Motorspindeln aufgrund des geforderten Flanschdurchmessers bzw. des Kühlmanteldurchmessers beschränkt ist. Des Weiteren erscheint eine Erhöhung der Polpaarzahl  $Z_p$  aufgrund des proportionalen Zusammenhangs in Gleichung (5.10) verlockend. Die damit einhergehende geometrische Verschmälerung des Polsegments limitiert einerseits wiederum den maximalen magnetischen Fluss im Eisen, weshalb das Statorjoch schmäler und der Statoraußenradius kleiner sein kann. Dies limitiert allerdings auch die Nutfläche und verringert die Nutdurchflutung. In der Konsequenz verringert sich das Verhältnis auf der linken Seite in Gleichung (5.22) und das Vermögen zur Maximierung von  $l_a$  nimmt ab, weshalb das Drehmoment nicht zwangsläufig steigt und über einen kleineren Leistungsfaktor erkaufte wird. Letztlich steigt der Strombedarf, um die Luftspaltflussdichte konstant zu halten. Die Auswirkung auf die Größe des Umrichters und Systemkosten ist zu berücksichtigen.

Die Wahl der Polpaarzahl wirkt sich auch auf die mechanische Belastbarkeit des Rotorblechschnitts aus, da mit steigender Polzahl die Polteilung bzw.

die Spreizung der Polgabel abnimmt und die mechanische Stützwirkung der Eisensegmente zunimmt. Bei der Auslegung der geometrischen Abmessungen sind zudem fertigungstechnische Randbedingungen zu prüfen. Dies gilt insbesondere für die minimal zu fertigenden Eisensegmentbreiten durch das Stanzen oder Lasern der Blechquerschnitte transversal laminiertes Rotorpaket.

Neben des Einflusses makroskopischer Parameter auf die Leistungsdichte gibt es eine weitere wichtige Zielgröße, die für die Auslegung von SynRM eine Rolle spielt. Aufgrund der gegenüberliegenden wechselwirkenden Rotor- zur Statornutung bei Drehfelderregung sind SynRM anfällig für eine erhöhte Drehmomentwelligkeit [Frat89]. Die Drehmomentwelligkeit ist mathematisch definiert als das Verhältnis des minimalen und maximalen Drehmoments über dem mittleren Drehmoment bei einer Rotorumdrehung [Bind12, S. 497]. Eine erhöhte Drehmomentwelligkeit resultiert aus einer Abweichung der Luftspaltflussdichte von einer idealen Sinusform, was analog neben den Nuteffekten auch durch Effekte höherer Harmonischer aus einer nicht sinusförmigen Speisung hervorgerufen wird [Bind12, S. 493 ff.]. Die Drehmomentwelligkeit geht mit höheren Verlustanteilen im Eisen einher. Insbesondere für thermisch genau abgestimmte Motorspindelssysteme ist dies nachteilig. Außerdem kann die Frequenz der Drehmomentwelligkeit des Antriebs als Anregungsfrequenz für Drehschwingungen wirken. Hierbei handelt es sich im Fall der Nutungseffekte um parametererregte Schwingungen überlagert mit der selbsterregten Schwingung aus der Speisung des Frequenzumrichters. Es ist nicht auszuschließen, dass diese als Prozessschwingungen Auswirkungen auf das Bearbeitungsergebnis in Form verschlechterter Oberflächenqualität haben. In Beispielen zeigt BINDER jedoch auf, dass das Massenträgheitsmoment des Antriebs eine Tiefpassfilterung darstellt und Drehschwingungen an der Welle minimiert [Bind12, S. 496].

VAGATI empfiehlt daher die Anzahl der Rotornuten und Statornuten aufeinander abzustimmen. In Analogie zur ASM werden so die Blechausparungen am Rotoraußendurchmesser bezeichnet. Zu einer Flussperre gehören zwei Rotornuten. Diese Flussperrenenden sind entsprechend relativ zu den Statornuten am Rotoraußendurchmesser zu verteilen. Die Anzahl an Rotornuten je Polpaar  $Q_{R,Z_p}$  ist in Abhängigkeit der Anzahl Statornuten pro Polpaar  $Q_{S,Z_p}$  zu wählen [Vaga98a]:

$$Q_{S,Z_p} - Q_{R,Z_p} \neq 0, \pm 2 \text{ mit } Q_{R,Z_p} > 6 \quad (5.23)$$

$$Q_{S,Z_p} \neq i \cdot Q_{R,Z_p} \text{ mit } i \in \mathbb{N} \quad (5.24)$$

$$Q_{S,Z_p} - Q_{R,Z_p} = \pm 4 \quad (5.25)$$



Anhand des Drehschubs in Gleichung (3.12) sind weitere Auslegungskriterien ersichtlich. Die Speisung in der d- und q-Achse sei sinusförmig und Sättigung sei zur Bemessung der makroskopischen Geometrieparameter nicht berücksichtigt. Zu diesen Parametern gehören bspw. der Statorinnendurchmesser  $d_{S,i}$  und der Rotorinnendurchmesser  $d_{R,i}$  zur Aufteilung des elektromagnetisch aktiven Querschnitts in Stator und Rotor, was in direktem Zusammenhang zur resultierenden Zylindermantelfläche gemäß des Drehschubs steht. Für ein hohes Drehmoment pro eingepprägter Stromerregung (MTPA) werden die Jochhöhe  $h_y$  und Nuthöhe  $h_s$  maximiert, wodurch der Statorinnendurchmesser minimiert wird. Eine Vergrößerung der Nut bringt den Vorteil mehr Wicklungen einlegen zu können, was den Strombelag erhöht. Die große Jochhöhe vermeidet die Sättigung im Stator. Es resultiert eine hohe Luftspaltflussdichte und gemäß des Drehschubs ein großes Drehmoment. In der Konsequenz ist der Rotoraußendurchmesser  $D_{R,a}$  minimiert. Dadurch verringert sich auch die potenziell mögliche Summenbreite der Flussperren  $l_a$ , das Induktivitätsverhältnis  $\xi$  und letztlich der Leistungsfaktor der SynRM. Den Untersuchungen von KAMPER et al. und VAGATI et al. zur Folge ist das Verhältnis von Statorinnen- zu Statoraußendurchmesser für einen maximierten Leistungsfaktor auf 0,7 und für ein maximiertes Drehmoment auf 0,5 auszulegen [Kamp96; Vaga00]:

$$\frac{d_{S,i}}{D_{S,a}} = 0,5 \dots 0,7 \quad (5.26)$$

Die kleinen Verhältnisse sind für Motorspindeln i. d. R. aufgrund der maximalen Drehzahlanforderung und des Bauraumbedarfs eines integrierten Werkzeugspannsystems in der Spindelwelle nicht einzuhalten. Praktisch resultieren Werte, die näher an 0,7 liegen, wie die SynRM-Varianten von SIELAFF mit 0,65 bis 0,667 belegen. SIELAFF schlägt daher als Alternative zur Initialisierung neben der nach  $d_{S,i}$  umgestellten Drehschub-Gleichung (3.12) den einfachen Zusammenhang des mittleren Durchmessers vor:

$$d_{S,i} = \frac{D_{S,a} + d_{R,i}}{2}. \quad (5.27)$$

### 5.3 Auslegungsmethodik für SynRM

SIELAFF unterscheidet grundlegend zwei Ansätze zur Rotorauslegung von SynRM auf Basis der Literaturrecherche [Siel17, S. 57 ff.]. Entweder wird eine Anfangsgeometrie durch konkrete Vorgaben oder Erfahrungswerte direkt einer FE-Analyse mittels Optimierungsroutinen ausgelegt. Oder es erfolgt eine analytische Berechnung der mikroskopischen, inneren Rotorabmessungen zur Beschreibung der Flussperrengometrie auf Basis der ersten MAXWELL'schen-Gleichung nach dem Durchflutungssatz. Diese beschreiben den Zusammenhang zwischen elektrischer Durchflutung, resultierender magnetischer Feldstärke anhand der vorliegenden elektromagnetischen Eigenschaften des Eisenkreises in Abhängigkeit der geometrischen Abmessungen eines parametrischen Rotormodells. In dieser Arbeit wird der zweite Auslegungsansatz in Analogie zur beschriebenen Auslegungsmethodik nach [Siel17, S. 58 ff.] angewendet und ist schematisch in Abbildung 5.3 dargestellt.

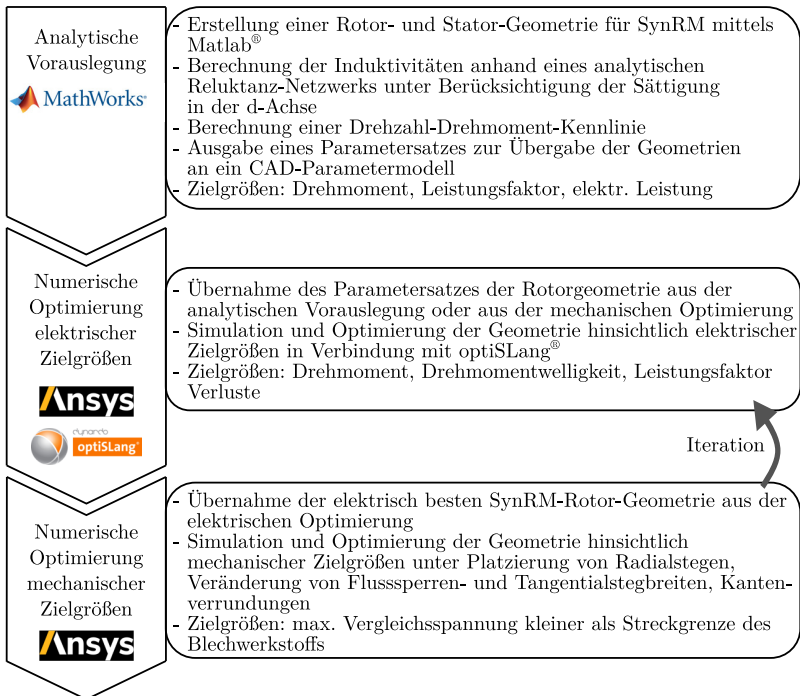


Abbildung 5.3: Schema zur Auslegungsmethodik für SynRM

Die Auslegungsmethodik löst die Aufgabenstellung zur Auslegung von SynRM für Motorspindeln anhand definierter Randbedingungen. Diese umfassen die feste Vorgabe des Statoraußendurchmessers  $D_{S,a}$  in Relation zum definierten Flansch- bzw. Kühlmanteldurchmesser der Motorspindel als auch die Festforderung einer biegekritischen Drehzahl, wodurch der Rotorinnendurchmesser  $d_{R,i}$  vorgegeben ist. MOGHADDAM formuliert die Zielstellung als Optimierungsproblem der Maximierung der Flussführung in der d-Achse bei gleichzeitiger Minimierung der Flussführung in der q-Achse [Mogh11]. Daraus leitet sich der Auslegungsansatz zur Bestimmung der Flussperrengengeometrie ab. Ausgehend vom natürlichen Verlauf der Magnetfeldlinien im Rotor bei reiner magnetostatischer Erregung in der d-Achse kann die idealisierte Form der Flussperre abgeleitet werden (siehe Abbildung 5.4).

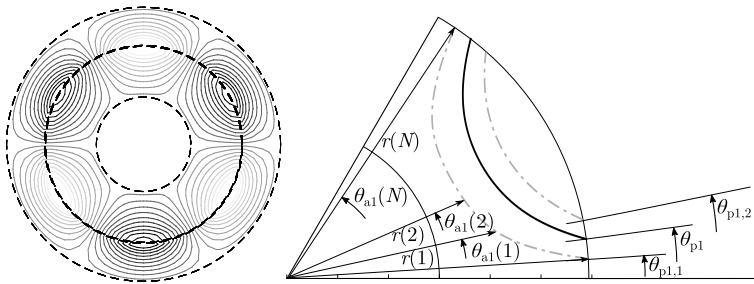


Abbildung 5.4: Natürlicher Verlauf der magnetischen Feldlinien in einem Vollmaterial-Rotor bei Erregung in der d-Achse und Darstellung der Konstruktion der Flussperren entlang des natürlichen Flussverlaufs; Abbildung aus [Siel17, S. 66]

Dazu wird für den angenommenen Fall der Magnetostatik die homogene POISSON-Gleichung - bzw. bekannt als LAPLACE-Gleichung - zur Beschreibung des magnetischen Vektorpotentials aufgestellt und rechnerisch mit dem Produktansatz gelöst. Wichtige Annahmen und Randbedingungen sind neben der konstanten Erregung in der d-Achse, die Vernachlässigung von Sättigung, die Homogenität des Stator- und Rotormaterials, sowie die Konstanz des magnetischen Vektorpotentials entlang der Feldlinie. Geometrisch wird die Lösung als Feldlinienverlauf bzw. Flussperrenverlauf in Zylinderkoordinaten beschrieben. Die Herleitung des Differentialgleichungssystems kann [Siel17, S. 180 ff.] entnommen werden, welche mit Unterstützung des Autors dieser Arbeit beschrieben worden ist. Die Methodik bezieht sich auf eine Vorgehensweise von DAVEY aus dem Jahr 1998 zur Beschreibung magneto-

statischer Felder in Induktionsmaschinen [Dave98]. Sie ist etabliert, wie z. B. NEUSÜS in seiner Arbeit aus dem Jahr 2021 zeigt [Neus21]. Die Berücksichtigung der Sättigung erfolgt anhand eines Reluktanz-Netzwerks mit iterativer Berechnungsschleife zur numerischen Lösung des Anfangswert-Problems mittels explizitem EULER-Verfahren nach LOVELACE [Love00]. Der schrittweise Berechnungsablauf im analytischen Auslegungsprogramm in MATLAB<sup>®</sup> ist im Anhang Abschnitt A.5 schematisch dargestellt.

## 5.4 Analytische Berechnung des SynRM-Entwurfdesigns

### 5.4.1 Eingangsdaten und Zielgrößen der Auslegung

Die Zielstellung dieser Arbeit lautete, ein möglichst kostengünstiges Design zu erstellen, wird auf Ausführungsvarianten bestehender Statoren des Motorherstellers zurückgegriffen (siehe Tabelle 5.1). Dadurch können sowohl Entwicklungskosten, als auch Kosten für das Anfertigen von Stanzwerkzeugen, z. B. für das Verfahren der Einzelnutung für kleine bis mittlere Serien, eingespart werden. Es erfolgt eine Anpassung der Wicklungskonfiguration auf das finale SynRM-Rotordesign. In Tabelle 5.3 sind die Eingangs- und Zielgrößen für die analytische Rotorauslegung aufgelistet.

Tabelle 5.1: Statordaten für die analytische Rotorauslegung der vorgegebenen Statoren




			135/6	130/6	135/4
					
Polpaarzahl	$2p$		6	6	4
Lochzahl	$q$		3	3	3
Anzahl Nuten	$Q_S$		54	54	36
Stator-Außendurchmesser	$D_{sa}$	mm	135	130	135
Stator-Innendurchmesser	$d_{si}$	mm	90	85	88
Jochhöhe	$h_y$	mm	9,5	9,5	10,5
Nuthöhe	$h_s + h_{so}$	mm	13,0	13,0	13,0
Zahnbreite	$w_t$	mm	2,8	2,8	3,6
Zahnkopfhöhe	$h_{so}$	mm	0,42	0,42	0,9
Nutöffnungsbreite	$b_{so}$	mm	1,8	1,8	1,8
Daten zur Statorwicklung					
Wicklungsart			gesehnte Zweischichtwicklung		
Phasenanzahl	$m$		3	3	3
Strangwindungszahl	$N_S$		18	18	12
parallele Spulengruppen	$a$		3	3	2
Nutfüllfaktor	$f_c$		37,5%	37,5%	38,0%
Wickelschritt	$WS$		1 : 8	1 : 8	1 : 8

Tabelle 5.2: Sehnungs-, Zonen- und Wicklungsfaktoren für gesehnte dreisträngige Drehstromwicklungen der Statorvarianten (vgl. mit Tabellenwerten in [Bind12, S. 122])

135/6, 130/6, 135/4; $q = 3, W/\tau_p = 7/9; Q/p = 18$			
$v$	$k_{p,v}$	$k_{d,v}$	$k_{w,v}$
1	0,940	0,960	0,902
5	-0,174	0,218	-0,038
7	0,766	-0,177	-0,136

Tabelle 5.3: Eingangs- und Zielgrößen für die analytische Berechnung der Rotorgeometrie bei gegebener Statorgeometrie

Benennung	Symbol	Einheit	Wert
Richtwerte zur Erstausslegung			
max. Nutstromdichte	$J_{\text{Nut,max}}$	A/mm <sup>2</sup>	18
max. Strombelag	$A$	A/cm	278
Randbedingungen			
Luftspaltbreite	$\delta$	mm	0,3
Spannungsgrenze	$U_{\text{max}}$	V	380
Maximaler Effektivstrom	$I_{\text{max}}$	A	175
Start-Stromwinkel	$\theta$	deg	45
Soll-Maximaldrehzahl	$n_{\text{max}}$	U/min	30000
Soll-Drehmoment	$M_{\text{max}}$	Nm	30
Einflussgrößen der Berechnung und Optimierung			
Faktor für Flusssperrenbreite	$x_F$		0,3
Winkel für abgewinkelte FSP	$\alpha_b$	deg	20

Die Statordaten umfassen eine vordefinierte Wicklungskonfiguration, die als gesehnte Zweischichtwicklung ausgeführt ist. Dies bewirkt eine Treppenform der Luftspaltflussdichte als Grundwellendrehfeld, welches einer idealen Sinusform näher kommt und daher zu geringeren Oberwelleneffekten sowie Eisenverlusten durch höhere Harmonische führt [Bind12, S. 78 ff.]. Die Wicklungsdaten in Tabelle 5.2 dienen in der analytischen Vorauslegung der Berechnung des Treppenverlaufs der Luftspaltflussdichte in Abhängigkeit der Nuttdurchflutung. Sie berechnen sich nach [Bind12, S. 118].

## 5.4.2 Vorstellung ausgewählter SynRM-Konfigurationen

Die in Tabelle 5.4 vorgestellten SynRM-Konfigurationen sind ausgewählte beste Ergebnisse der automatisierten Variantenberechnung gemäß statistischem Versuchsplan. Sie sind Teil der iterativen elektro-mechanischen Optimierung des gesamten SynRM-Spindel-Lager-Systems (siehe Abschnitt 4.5.4). Die Verläufe der dq-Induktivitäten in Abhängigkeit der dq-Ströme sind in Abbildung 5.5 zusammen mit den Geometrieentwürfen dargestellt. Die SynRM-Konfiguration 3 entspricht der finalen Auslegungsvariante.

Tabelle 5.4: Motordaten ausgewählter SynRM-Konfiguration mit eckigen Flusssperren als Ergebnis der SynRM-Vorauslegung

			SynRM 1	SynRM 2	SynRM 3
Allgemeine Daten					
Polzahl	$2Z_p$		4	6	6
Lochzahl	$q$		3	3	3
Effektive Eisenlänge	$l_{Fe}$	mm	180	180	140
Stator-Außendurchmesser	$D_{S,a}$	mm	135	130	130
Stator-Innendurchmesser	$d_{S,i}$	mm	88	85	85
Luftspaltbreite	$\delta$	mm	0,3	0,3	0,3
Rotor-Außendurchmesser	$D_{R,a}$	mm	87,4	84,4	84,4
Rotor-Innendurchmesser	$d_{R,i}$	mm	50	50	55
Statordaten					
Anzahl Nuten	$Q$		36	54	54
Strangwindungszahl	$N_s$		18	18	15
parallele Spulengruppen	$a$		3	3	6
Jochhöhe	$h_y$	mm	10,5	9,5	9,5
Nuthöhe	$h_s$	mm	13,0	13,0	13,0
Zahnbreite	$w_t$	mm	3,6	2,8	2,8
Zahnkopfhöhe	$h_{so}$	mm	0,9	0,42	0,42
Nutöffnungsbreite	$b_{so}$	mm	1,8	1,8	1,8
Rotordaten					
Anzahl Flusssperren	$k_F$		3	3	3
Faktor für Flusssperrenbreite	$x_F$		0,3	0,3	0,312
Winkel für abgewinkelte FSP	$\alpha_b$	deg	20	20	24
Ausnutzungsdaten					
Strom	$I$	A	146,0	124,2	175,0
Strombelag	$A$	A/cm	570,4	502,4	589,8
Nutstromdichte	$J$	A/mm <sup>2</sup>	18,0	18,0	21,1

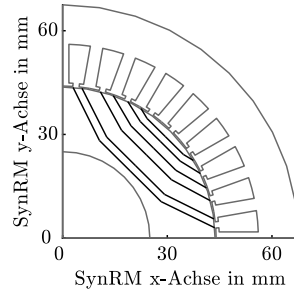
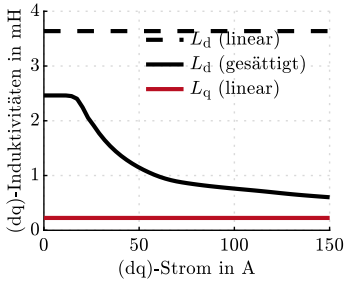
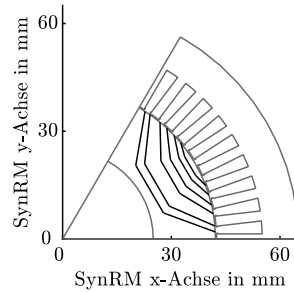
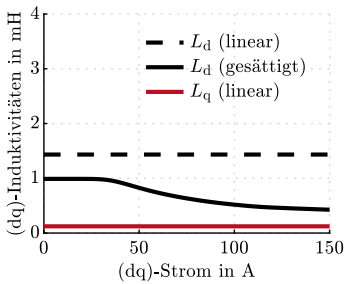
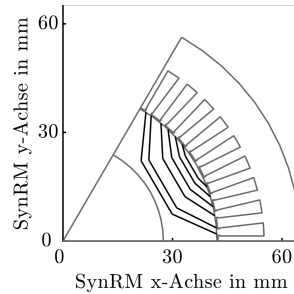
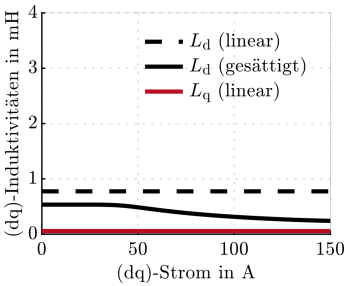
SynRM-Konfiguration 1: Stator 135/4,  $k_F = 3$ ,  $N_S = 18$ SynRM-Konfiguration 2: Stator 130/6,  $k_F = 3$ ,  $N_S = 18$ SynRM-Konfiguration 3: Stator 130/6,  $k_F = 3$ ,  $N_S = 15$ 

Abbildung 5.5: Induktivitäts-Kennlinien ausgewählter SynRM-Konfigurationen im Vergleich in Abhängigkeit der Stator- und Rotorgeometrie



Die nichtlinearen Verläufe der Induktivitäten resultieren aus den abgeschätzten Flussdichten in den jeweiligen Eisensegmenten des Stators und Rotors des SynRM-Entwurfs. Für die finale geometrische Auslegung der SynRM-Konfiguration 3 sind die Flussdichten in den jeweiligen Pfaden vergleichend den Ergebnissen der FEM-Berechnung in Abbildung 5.6 gegenübergestellt. Die zugehörigen Werte der Flussdichten und Permeabilitäten sind in Tabelle 5.5 aufgeführt. Die geometrische Zuordnung in Bereiche erfolgt nach den tiefgestellten Kennungen  $r_s$  für Rotorsegment,  $\delta$  für Luftspalt,  $st$  für Statorzahn und  $sy$  für Statorjoch.

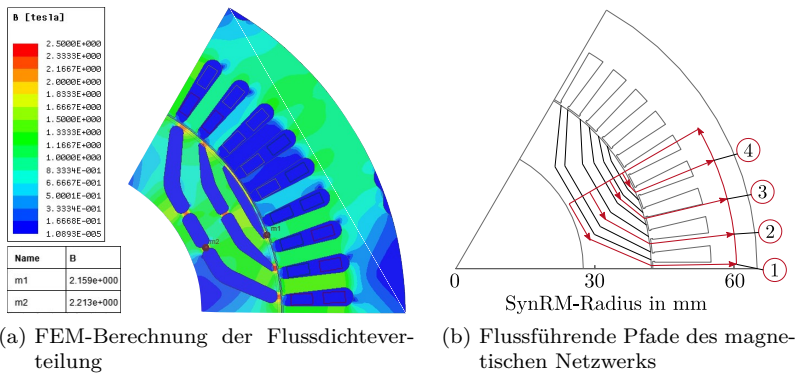


Abbildung 5.6: Flussdichteverteilung mittels FEM-Berechnung (links) und Angabe der Flusspfade für die SynRM-Vorauslegung (rechts) zum Vergleich der jeweils berechneten Flussdichte bei  $I_{\text{eff}} = 130 \text{ A}$  für SynRM-Beispiel-Konfiguration: 6-polig,  $q = 3$ ,  $N_S = 18$ ,  $a = 3$

Tabelle 5.5: Analytisch berechnete Werte der Flussdichte  $B$  und der relativen Permeabilität  $\mu_r$  bei  $I_d = 130 \text{ A}$  und  $I_q = 0 \text{ A}$  der SynRM-Konfiguration: 6-polig,  $q = 3$ ,  $N_S = 18$ ,  $a = 3$  als Ergebnis der geometrischen SynRM-Konfiguration 3

Pfad	$B_{rs}$ [T]	$B_\delta$ [T]	$B_{st}$ [T]	$B_{sy}$ [T]
1	1,69	1,23	2,32	0,36
2	1,76	1,09	2,06	0,99
3	2,09	0,90	1,69	1,52
4	0,82	0,61	1,16	2,05

Pfad	$\mu_{rs}$ [-]	$\mu_{st}$ [-]	$\mu_{sy}$ [-]
1	260,3	92,2	9360,2
2	193,6	92,2	8872,9
3	92,2	262,8	831,3
4	9357,5	7072,3	91,9

Die Flussdichteverteilung wird im Vergleich der FEM-Berechnung und der analytischen Berechnung gut abgeschätzt. Im Bereich der Statorzähne und des Statorjochs liegen die analytischen Ergebnisse der Flussdichte über denen der FEM-Ergebnisse. Dies ist auf das vereinfachte, aus geradlinigen Segmenten aufgebaute Netzwerkmodell und die Verwendung von tendenziell zu kleinen, mittleren Segmentbreiten in der Berechnung zurückzuführen.<sup>4</sup>

Die analytische SynRM-Entwurfsberechnung schließt mit der Ausgabe der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie ab. Diese wird unter Berücksichtigung der nichtlinearen d-Induktivität aufgrund von Sättigung abgeschätzt. Der Berechnung der Kennlinie im Grunddrehzahlbereich an der Stromgrenze liegt die Betriebsstrategie MTPA bis zum Erreichen der Spannungsgrenze zu Grunde. Im Feldschwächbereich wird die Kennlinie durch die Strategie *Maximale Änderungsrate des Drehmoments* (MRCT) durch Variation des Stromwinkels und bis zur Verminderung des Strombetrags an der Spannungsgrenze nach [Betz91] gebildet.<sup>5</sup> Die Kennlinien für die in Abbildung 5.5 dargestellten SynRM-Entwürfe sind in Abbildung 5.7 dargestellt.

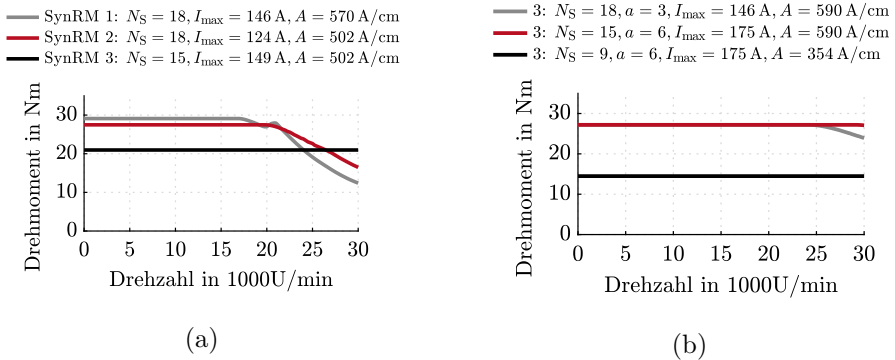


Abbildung 5.7: Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien der drei SynRM-Konfigurationen im Vergleich: (a) konstante Nutstromdichte bei niedrigen maximalen Speiseströmen  $I_{\max}$ , (b) SynRM-Variante 3: Einfluss der Strangwindungszahl  $N_S$  bei maximalem, konstantem Strombelag und hohen maximalen Speiseströmen  $I_{\max}$

<sup>4</sup>vgl. [Siel17, S. 79]

<sup>5</sup>engl.: *Maximum Rate of Change of Torque Control* (MRCT) mit  $\theta = \tan^{-1} \xi$

Die linke Grafik (a) erlaubt den Vergleich der SynRM-Entwürfe anhand der Vorgabe einer konstanten Nutstromdichte  $J$ . Für die Wicklungskonfiguration nach Tabelle 5.4 stellt sich jeweils der in der Legende angegebene Strombelag  $A$  ein. Daraus ist ersichtlich, dass die SynRM-Variante 3 mit verkürzter effektiven Eisenlänge ein maximales Drehmoment von nur knapp  $M_{el} = 20$  Nm bereitstellen kann. Die Verringerung der Strangwindungszahl führt zur Abnahme des Induktivitätsverhältnisses, was durch einen höheren Strangstrom kompensiert werden muss, um eine entsprechend vorgegebene Nutstromdichte einzustellen. Mit Abnahme der Strangwindungszahl ist für die SynRM-Variante 3 jedoch die Anzahl paralleler Spulengruppen von  $a = 3$  auf  $a = 6$  erhöht, was zu einer Erhöhung der Bemessungsdrehzahl und Einsatz des Feldschwächbereichs bei höherer Drehzahl führt. Für eine weitere Erhöhung des Drehmoments ist ein höherer Strombelag nötig. Dieser erhöht sich, wenn der effektive Strangstrom bis in einen gerade noch zulässigen Bereich der Sättigung des Blechwerkstoffs angehoben wird. Die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien für die SynRM-Variante 3 sind in Abbildung 5.7 (b) im Vergleich verschiedener Wicklungskonfigurationen dargestellt. Mit  $I_{max} = 175$  A wird ein maximales Drehmoment von etwas größer als  $M_{el} = 27$  Nm erreicht. Mit der Strangwindungszahl  $N_S = 15$  und  $a = 6$  parallelen Spulengruppen ist eine bestmögliche SynRM-Charakteristik mit möglichst hoher Bemessungsdrehzahl gefunden. Eine geringere Anzahl Windungen pro Spule bringt auch fertigungstechnische Vorteile beim Einlegen der Wicklungen in die Statornuten mit sich.

Die sich erwartungsgemäß bei dem hohen Strombelag und Strombetrag einstellende Sättigung bis zu hohen Frequenzen sei kritisch angemerkt, da dies zu erhöhten Ummagnetisierungsverlusten beiträgt. Für den S1-Betrieb bei hohen Drehzahlen ist gegebenenfalls eine Verringerung des Drehmoments erforderlich, um die Verluste über den gesamten Betriebsbereich konstant zu halten. Hierfür ist eine entsprechende Auswahl günstiger Betriebspunkte gleicher Verluste für die Festlegung der S1-Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie erforderlich.

Des Weiteren gilt aus Erfahrung nach [Siel17], dass die analytische SynRM-Vorauslegung das maximal erzielbare Drehmoment aufgrund der vereinfachten eindimensionalen Induktivitätsabhängigkeit bei Vernachlässigung der Kreuzkopplungseffekte der  $I_d/I_q$ -Ströme tendenziell zu niedrig abschätzt.

Zur geometrischen Feinauslegung der favorisierten SynRM-Varianten erfolgt die Übergabe der analytisch berechneten Geometrie des Rotors mit Flussperren aus MATLAB<sup>®</sup> in die CAE (engl.: *Computer Aided Engineering*) -

Umgebung nach ANSYS WORKBENCH<sup>®</sup> anhand des in [Siel17, S. 84 f.] spezifizierten parametrischen Modells. Damit lassen sich insbesondere:

- die Ecken der Flusssperren durch Radien verrunden,
- ein Tangentialsteg am Rotoraußendurchmesser einbringen sowie die jeweilige Breite des Tangentialstegs an jedem Flusssperrenende variieren,
- die radiale Position in der q-Achse als auch die Spreizung der Flusssperren variieren und
- die Breiten der Flusssperren als auch der Eisensegmente in der q-Achse optimieren.

## 5.5 Numerische elektromagnetische Anpassung des Entwurfs

Die numerisch gestützte Anpassung und Optimierung des SynRM-Entwurfdesigns hat zum Ziel, die Anforderung an das maximale Drehmoment sicherzustellen und insbesondere den Leistungsfaktor und die Drehmomentwelligkeit zu verbessern. Der Leistungsfaktor bestimmt den Anteil der Blindleistung und damit die Größe des benötigten Leistungsmoduls. Eine geringe Drehmomentwelligkeit, wirkt sich positiv auf die Regelgüte, die Schallemission und Vibrationen aus [Bind12]. Bei vorliegender magnetischer Anisotropie existieren zum einen der geometrisch erzwungene, magnetische Einfluss und zum anderen die von der Sinusform abweichende Verzerrung der d-Stromkomponente zur Felddbildung als Ursache der Drehmomentwelligkeit. Zur Designanpassung werden in einer statistischen Versuchsplanung die Bereichsgrenzen der Optimierungsparameter des Rotormodells in OPTISLANG<sup>®</sup> vorgegeben. Auf Basis eines evolutionären Algorithmus wird die Variantenberechnung in ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> durch OPTISLANG<sup>®</sup> gesteuert. Der Algorithmus analysiert die historischen Berechnungsergebnisse nach dem Prinzip der Pareto-Dominanz und selektiert systematisch die nachfolgende Parametervariation unter Berücksichtigung der multikriteriellen Optimierung [Blum04].

Der Blechquerschnitt des Stators und Rotors wird in ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> als 2D-FE-Modell eines elektrischen Pols aufgebaut. Durch Ausnutzung der Symmetrie kann die erforderliche Knoten- und Finite-Elemente-Anzahl drastisch reduziert und Zeitaufwand für die Berechnung eingespart werden. In Abbildung 5.8 ist der Modellaufbau schematisch dargestellt. Die Randbedingungen an den Polkanten werden als magnetische Vektorpotentiale definiert, um eine eindeutige Lösung der partiellen Differentialgleichung für das magne-

tostatische Problem zu erhalten. So gilt nach der DIRICHLET-Randbedingung am Statoraußenradius und Rotorinnenradius, dass das magnetische Vektorpotential gleich null ist. An den Pol-Seitenkanten sind die magnetischen Vektorpotentiale gemäß einer Symmetrierandbedingung einzustellen, um die Periodizität der Polung mit wechselnden Vorzeichen für das Vektorpotential zu berücksichtigen. In den Statornuten ist die Zweischichtwicklung mit zugehöriger Vorgabe der axialen Durchflutungsrichtung der Phasenströme modelliert. Die Phasenströme berechnen sich anhand der Vorgabe des elektrischen Drehwinkels, des Strombetrags und des Stromwinkels aus der Inversen der PARK-Transformation (siehe Gleichung (5.2)). Die erzielte Performance der Antriebsvariante kann aus der Verrechnung der Ergebnisse mit der effektiven Eisenlänge  $l_{Fe}$  und der Polpaarzahl abgeschätzt werden. Mittels der *Clicking-Mesh*-Einstellung wird eine Band-Region für den Rotor definiert und die Vernetzung im Luftspalt entlang eines mittleren Luftspaltradius segmentiert. Bei einer Drehung des Rotors um einen mechanischen Winkel wird das Rotornetz stets mit seinen Knoten im Luftspalt auf die nächsten Knoten entlang des mittleren Luftspaltradius abgebildet. Der Vorteil ist eine gleichbleibende Vernetzungsgüte bei minimaler Vernetzungszeit je Zeitschritt.

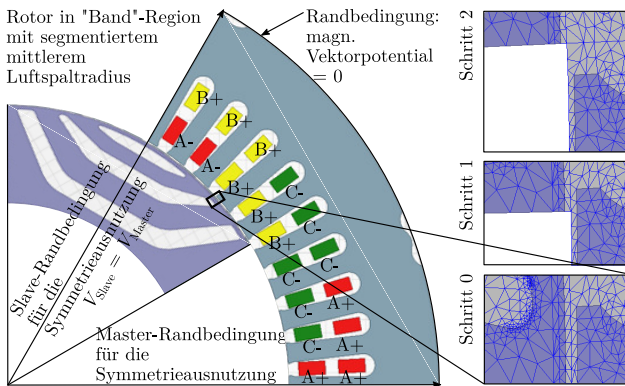


Abbildung 5.8: Beispiel des Finite-Elemente-Modells zur Magnetkreisberechnung und Detaildarstellung der Luftpaltvernetzung mit sogenanntem *Clicking Mesh*; in Anlehnung an [Siel17, S. 87]

Die beiden SynRM-Varianten 1 und 3 nach Tabelle 5.4 werden für die geometrische Feinauslegung im relativen Vergleich herangezogen. Die SynRM-Variante 3 ist zu diesem Zeitpunkt der numerischen Designoptimierung zum direkten Vergleich mit der SynRM-Variante 1 mit einer effektiven Eisenlänge

ge und Wicklungskonfiguration gleich der SynRM-Variante 2 ausgeführt. Die Ergebnisse der FEM-Parametervariation sind in Abbildung 5.9 dargestellt. Die Darstellung der Querschnitte ist relativ zueinander maßstabsgetreu.

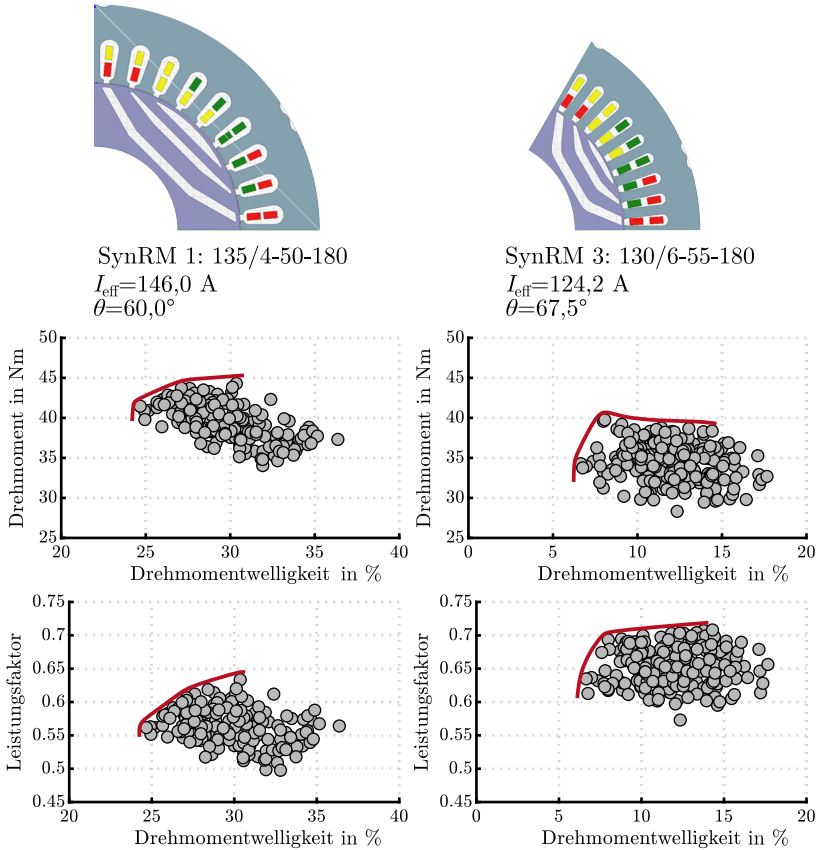


Abbildung 5.9: Ergebnisse der Parameter-Optimierung für Drehmoment und Leistungsfaktor gegenüber der Drehmomentwelligkeit mit PARETO-Front

Die Betriebspunkte für die Parametervariation sind den Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien der Varianten 1 und 2 aus der analytischen Vorauslegung für konstante Nutstromdichten für  $J = 18 \text{ A/mm}^2$  bei Drehzahl  $n = 5000 \text{ U/min}$  entnommen. Dies erlaubt die Vergleichbarkeit beider Varianten hinsichtlich

der elektrischen Zielgrößen bei gleicher Ausnutzung des Nutquerschnitts. Dies berücksichtigt die geometrischen Größenverhältnisse aufgrund unterschiedlicher Statorausführungen.

Das Drehmoment der 6-poligen SynRM-Variante 3 ist mit der angegebenen Durchflutung geringer als das der 4-poligen SynRM-Variante 1. Jedoch erfüllen beide Designoptimierungen mehrheitlich die Anforderungen an das maximale Drehmoment von  $M_{el} = 30 \text{ Nm}$ , sodass die anderen Zielgrößen Drehmomentwelligkeit und Leistungsfaktor an Bedeutung gewinnen. Die Drehmomentwelligkeit der 6-poligen SynRM-Designs ist geringer und der Leistungsfaktor ist mehrheitlich größer. Mit einer Drehmomentwelligkeit von  $\leq 5$  erscheint die 6-polige SynRM-Variante noch nicht gänzlich optimal zu sein. Mit höherer Anzahl an Flussperren wäre wahrscheinlich auf Basis der Erkenntnisse von [Sie17, S. 88] eine weitere Reduzierung möglich. Dies scheint in diesem Fall hingegen nicht als zielführend, da die geometrischen Verhältnisse im Rotorquerschnitt bei einer radialen Rotorhöhe von nur 14,7 mm bereits sehr eingeschränkt sind. Des Weiteren sind die Fertigbarkeit und die Anpassung des Blechquerschnitts hinsichtlich mechanischer Zielgrößen noch zu berücksichtigen. Abschließend kann ein hinsichtlich der Rotorgeometrie optimiertes SynRM-Design aus dem vom evolutionären Algorithmus generierten multivariaten Regressionsmodell für beide Varianten 1 und 3 identifiziert werden (siehe Tabelle 5.6).

Tabelle 5.6: Elektromagnetisch beste Varianten der 6-poligen und 4-poligen SynRM als Ergebnis der FE-Parameteroptimierung bei Volllast im Betriebspunkt bei 5000 U/min

Variante	SnyRM 1: 135/4-50-180	SynRM 3: 130/6-55-180
Drehmoment $M_{el}$ in Nm	42,5	38,9
Drehmomentwelligkeit in %	23,3	5,6
Leistungsfaktor $\cos(\varphi)$	0,58	0,70
Schenkligkeit $\xi$	3,7	5,6

Die drei Designparameter mit der größten Effektstärke sind die Steuerungsfaktoren für die Eisensegmentbreite  $x_{FE}$ , die Flussperrensegmentbreite  $x_{FSP}$  und die winkelbasierte Steuerung der Flussperrenverteilung am Umfang des Rotoraußendurchmessers nach [Mogh11]. Die Bedeutung der Winkelsteuerung zur Reduzierung der Drehmomentwelligkeit ist in [Vaga98a] und [Mogh12] beschrieben. Aus diesem Grund wird zur Reduzierung der Drehmomentwelligkeit der elektromagnetisch besten 6-poligen-Variante eine weitere

FE-Optimierung durch Variation des Offsetwinkels  $\beta$  nach [Mogh12] im hierzu angepassten parametrischen Rotormodell aus [Siel17, S. 85] durchgeführt. Dieser Winkel beschreibt den Winkeloffset der ersten äußeren Flussperre von der q-Achse.

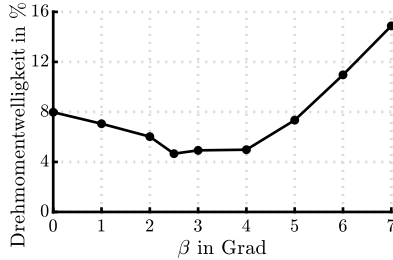


Abbildung 5.10: Reduzierung der Drehmomentwelligkeit durch FE-Optimierung der Winkeloffset-Position der Flusssperrenden mittels  $\beta$ -Winkel nach [Mogh12]

Nachfolgend werden ausschließlich Ergebnisse der elektromagnetisch besten 6-poligen SynRM-Variante 3 betrachtet.

## 5.6 Numerische mechanische Anpassung des Zieldesigns

Da erwartet wird, dass die gewünschte Zieldrehzahl von 30 000 U/min nicht mit dem elektromagnetisch optimierten Rotordesign aus mechanischen Festigkeitsgründen erreicht werden kann, erfolgt eine Anpassung des Rotordesigns der SynRM-Variante 3. Maßnahmen zur Erhöhung der Drehzahlfestigkeit umfassen das Reduzieren der Belastung oder das Erhöhen der Belastbarkeit. Dieser Abschnitt bezieht sich auf die Vorgehensweise zur mechanischen Festigkeitssteigerung möglichst ohne Beeinträchtigung des zuvor optimierten elektromagnetostatischen Verhaltens gemäß der beschriebenen Auslegungsmethodik in Abbildung 5.3. Die Auswirkung der mechanischen Optimierung auf die Veränderung der elektromagnetischen Eigenschaften des Rotorquerschnitts wird iterativ, numerisch abgeprüft.



### 5.6.1 Auswahl des Blechwerkstoffs

Alle bisherigen Berechnungen wurden mit dem Blechwerkstoff NO20HS durchgeführt. Die SynRM aus der Arbeit von SIELAFF besteht aus diesem Werkstoff und zeigt in den experimentellen Untersuchungen sehr gute Ergebnisse bzgl. geringer Verluste und mechanischer Festigkeit. Die Kriterien für die Auswahl des Blechwerkstoffs zur Ausfertigung des Stator- und Rotorpakets sind im Wesentlichen die Höhe der spezifischen Ummagnetisierungsverluste und die mechanische Festigkeit. Des Weiteren sind folgende werkstofftechnische und betriebswirtschaftliche Kriterien zu betrachten [Brac12]:

- hohe magnetische Polarisation bei geringer Feldstärke für eine hohe magnetische Sättigungsflussdichte
- geringe Hysterese für geringe Hysterese- bzw. Ummagnetisierungsverluste (geringe Koerzitivfeldstärke  $H_c$ )
- hohe Permeabilität für eine gute magnetische Flussführung
- möglichst geringe Blechdicke zur Reduzierung der Wirbelstromverluste - jedoch steigen die Kosten
- Lieferform zur einfachen Weiterverarbeitung durch Schneiden oder Stanzen
- Verfügbarkeit
- Kosten

Dabei sind auch Werkstoffkombinationen für jeweils das Stator- und Rotorpaket denkbar, welche jedoch hinsichtlich der Kosten aufgrund von Blechverschchnitt in der Fertigung abzuwägen sind. In Abbildung 5.11 sind die mechanischen Eigenschaften verschiedener Blechtypen in einer Grafik gegenübergestellt.

Speziell für die Elektromobilität sind nach Stand der Technik nicht kornorientierte Blechtypen hoher Legierungsgüte am Markt nach DIN EN 10303 verfügbar. Diese weisen typische Blechstärken von 0,2 mm bis 0,35 mm bei Ummagnetisierungsverlusten von 13 W/kg bis 22 W/kg und Streckgrenzen von 300 MPa bis 420 MPa auf [thys22]. Daraus kann gefolgert werden, dass die technischen Anforderungen für Traktionsantriebe sich denen aus dem Motorspindelbau annähern.

In dieser Arbeit wird zur Herstellung des Stators und Rotors der Blechwerkstoff NO20HS eingesetzt. Dieser weist im Vergleich zu anderen Werkstoffen eine für die hochdrehende Anwendung elektrischer Motoren zielführende

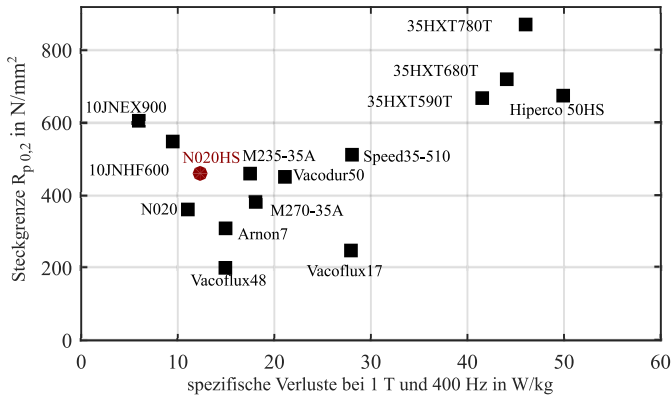


Abbildung 5.11: Vergleich von Elektroblechen bei einer Flussdichte von 1 T und 400 Hz anhand der Streckgrenze und der spezifischen Eisenverluste nach [Gera14]; Abbildung aus [Siel17, S. 91]

Kombination aus elektromagnetischer und mechanischer Eigenschaften bei sehr geringen Ummagnetisierungsverlusten von 13,01 W/kg und einer Streckgrenze von  $R_{p0.2} = 420$  MPa auf. In der Anwendung für SynRM ist NO20HS zudem in der Vorarbeit von SIELAFF bereits erprobt und untersucht worden. Außerdem ist die Verfügbarkeit für die Anfertigung der Demonstratormaschinen seitens des Elektromotorenherstellers gegeben. Andere Blechsorten müssten ansonsten kostspielig in einer größeren Abnahmemenge erst bezogen werden.

Im Anhang A.7 sind die Werkstoffdaten zu NO20HS aus dem Datenblatt des Herstellers, das Spannungs-Dehnungs-Diagramm sowie die frequenzabhängigen Ummagnetisierungsverluste gegeben.

### 5.6.2 Maßnahmen im Rotorquerschnitt zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit

Unter Rotation wird das Rotorblech durch die nach innen zur Rotationsachse gerichtete Zentripetalkraft mechanisch belastet. Die als Scheinkraft entgegengesetzt radial nach außen wirkende Zentrifugalkraft ist keine messbare Kraft. Sie verletzt das dritte NEWTON'sche Axiom *actio gleich reactio*. Die äußeren am Massenelement angreifenden Reaktionskräfte resultieren aus den Beschleunigungsanteilen nach dem *Schwerpunktssatz*, wie z. B. Auflager-, Schnitt- und Kontaktkräfte [Mark12b, S. 37]. Im Fall der SynRM erfahren

die Eisensegmente mit konstanter Masse eine Relativbeschleunigung auf der Kreisbahn, welche aus der ständigen Richtungsänderung der zur Rotationsachse gerichteten, mit der Winkelgeschwindigkeit des Rotors umlaufenden Winkelbeschleunigung resultiert. Die äußere Kraft, um das Massensegment auf der Kreisbahn zu halten, folgt aus der Zentripetalbeschleunigung  $\vec{a}_r$  und ist proportional zur Masse  $m$ , zum Radius  $r$  sowie quadratisch abhängig von der Winkelgeschwindigkeit des Rotors  $\omega$ :

$$\vec{F}_r = m \cdot \vec{a}_r = -m r \omega^2 \vec{e}_r \quad (5.28)$$

Im Rotorquerschnitt bildet sich die mechanische Beanspruchung je nach geometrischer Ausprägung des Rotorquerschnitts aus. Wegen des werkstoffabhängigen Dehnungsverhaltens nicht von einem starren Körper auszugehen. Der Radius  $r$  ist selbst abhängig von der Winkelgeschwindigkeit und der temperaturbedingten Wärmeausdehnung.

Infolgedessen dehnt sich der Rotorblechquerschnitt in den lokalen Blechbereichen in Abhängigkeit der vorliegenden mechanischen Beanspruchung. Zur mathematisch-physikalischen Beschreibung des Dehnungsverhaltens existieren unterschiedliche Ersatzmodelle. Das HOOK'sche Gesetz definiert das linear, elastische Dehnungsverhalten in Abhängigkeit der Spannung und Temperaturdifferenz in tensorieller Indexschreibweise [Mang13, S. 68 f., S. 88]:

$$\varepsilon_{ij} = D_{dijkl} \sigma_{kl} + \alpha_{ij} (T - T_0). \quad (5.29)$$

Darin sind  $\varepsilon_{ij}$  die Komponenten des GREEN'schen Verzerrungstensors,  $D_{dijkl}$  die Komponenten des Materialnachgiebigkeitstensors und  $\sigma_{kl}$  die richtungsabhängigen Spannungskomponenten.  $\alpha_{ij}$  sind die Wärmeausdehnungskoeffizienten. Für den einaxialen Spannungszustand bei konstanter Raumtemperatur, wie er in Zugversuchen angenommen vorliegt, reduziert sich das HOOK'sche Gesetz zum Ausdruck mit dem Proportionalitätsfaktor  $E$  für die werkstoffspezifische Steifigkeit [Mang13, S. 74]:

$$\sigma = E \varepsilon. \quad (5.30)$$

Elastisches Werkstoffverhalten ist charakterisiert durch das Wiedererlangen des initialen Spannungszustands nach Rücknahme äußerer Kräfte. Das anelastische Werkstoffverhalten hingegen ist nicht nur von der Abhängigkeit der zum Zeitpunkt vorliegenden Spannungen gekennzeichnet, sondern auch durch die Belastungs- und damit Spannungshistorie [Mang13, S. 68]. Das plastische Werkstoffverhalten führt zu einem bleibenden Verzerrungszustand

des Körpers nach Entfernen der äußeren Kräfte. Bei erneuter Belastung und äquivalentem Spannungszustand dehnt sich der Körper im einaxialen Spannungszustand gleichermaßen aus. Dieses Verhalten wird als Verfestigung bezeichnet, kennzeichnet aber auch eine abnehmende Zähigkeit [Mang13, S. 75, S. 383]. Das allgemeine Versagenskriterium für elastische Werkstoffe ist erfüllt, wenn die innere Beanspruchung die Ersatzfließgrenze bzw. Streckgrenze  $R_{p0,2}$  überschreitet, d. h. eine plastische Verformung des Körpers nach Entlastung verbleibt (siehe Abbildung 5.12).

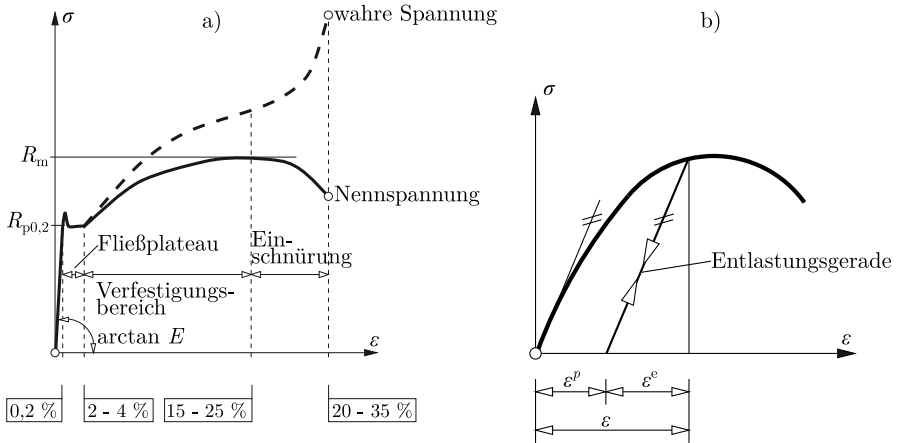


Abbildung 5.12: Spannungs-Dehnungs-Diagramm für einen Baustahl a) und anelastisches Materialverhalten b); Abbildungen aus [Mang13, S. 83, S. 383]

Weiterführende Erläuterungen zum allgemeinen Materialverhalten bei äußerer Belastung für unterschiedliche Materialmodelle sind der Fachliteratur, wie z. B. [Mang13] zu entnehmen.

Insgesamt vergrößert sich durch die Wirkung der Zentripetalbeschleunigung infolge des elastischen Materialverhaltens der Rotoraußendurchmesser, wobei vereinfacht angenommen radiale Zugspannungen in den Eisensegmenten und tangential Zugspannungen in den Tangentialstegen im Bereich des Rotoraußendurchmessers vorliegen. Diese Tangentialspannungen sind auch als Umfangsspannungen (engl.: *hoop stress*) bekannt [Besh14]. Diese sind in Abbildung 5.13 schematisch veranschaulicht.

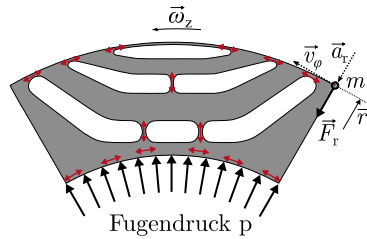


Abbildung 5.13: Schematische Darstellung der inneren Kräfte in Rot und der äußeren Kräfte in Schwarz an einem SynRM-Polquerschnitt mit einer Punktmasse  $m$

Durch die schmalen Segmentbreiten der filigranen Rotorgeometrie der SynRM steigen vergleichsweise zu anderen Rotortopologien die mechanischen Beanspruchungen mit steigenden Drehzahlen aufgrund der Kerbwirkung an den Radialstegen und Kantenverrundungen stark an. Wird lokal die elastische Beanspruchbarkeit - definiert durch die Streckgrenze  $R_{p0,2}$  des Werkstoffs - überschritten, verformt sich das lokale Blechsegment plastisch mit bleibender Verformung im Stillstand. Das lokale Blechsegment versagt endgültig bei Erreichen der Zugfestigkeit  $R_m$  mit Rissen im Rotorquerschnitt bei vorliegender Bruchdehnung. Daher ist die Versagensgrenze in der numerischen Berechnung erreicht, wenn die Vergleichsspannung der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) nach von Mises die Streckgrenze des Werkstoffs überschreitet. Unter Berücksichtigung von Qualitätsschwankungen im Werkstoff, Unsicherheiten bei der Materialkennwertermittlung in standardisierten Zugversuchen nach DIN EN ISO 6892-1 und der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf eine ausgeprägte Rotorgeometrie sowie Einflüssen aus der Blechbearbeitung ist ein zu definierender Sicherheitsfaktor von gängig  $S = 1,2$  zu berücksichtigen.<sup>6</sup>

Einfluss auf die Drehzahlfestigkeit haben neben der Auswahl eines hochfesten Elektrobands der Legierungsgüte HS (engl.: *High Strength*) mit hoher mechanischer Streckgrenze und des geometrischen Rotorquerschnitts insbesondere die Betriebstemperatur von Welle und Rotorblechpaket sowie die Verbindung zwischen Rotornabe und Welle.

Nachfolgend werden bekannte konstruktive Maßnahmen im Rotorblechquerschnitt aus dem Stand der Technik vorgestellt.

Eine der ersten Maßnahmen ist das Einbringen von Stützstreben, den sogenannten Radialstegen. Sie nehmen die radial wirkenden inneren Zugkräfte

<sup>6</sup>vgl. [Besh14]

auf und verhindern das radiale Verschieben der Eisensegmente nach außen. Diese sind bereits in der Patentschrift für SynRM von VAGATI beschrieben [Vaga98a]. BABETTO et al. beschreiben einen analytischen Ansatz zur Berechnung der erforderlichen Radialstegbreite in der Polmitte für eine vierpolige SynRM unter Berücksichtigung elektromagnetischer Zielgrößen und der Rortemperatur in Abhängigkeit des Drehmoments [Babe17b]. Diese SynRM findet Anwendung in einem simulativen Vergleich mit einem SPMSM bis zu einer Drehzahl von 20 000 U/min [Babe17a]. Gerade in Anwendungsfällen mit kleiner Welle und großem Rotoraußendurchmesser, wie für Traktionsantriebe in der Elektromobilität, werden Fachwerkstrukturen, welche sich aus Polyeder bilden, im Rotorjoch vorgeschlagen [Timm18]. Die Besonderheit ist, dass die Kraftleitung außerhalb an der zentralen Rotorausparung vorbei erfolgt, wobei sich ein dynamisches inneres Kräftegleichgewicht einstellt und die Verbindung von Rotor und Welle möglichst geringfügig geschwächt wird. Durch eine Pressverbindung zwischen Rotor und Welle wird der Blechquerschnitt mechanisch vorbeanspruchst, wodurch zur Aufnahme von weiteren drehzahlbedingten Zugspannungen weniger Reserve im linear elastischen Verformungsbereich verbleibt. In der Patentschrift von [Ball15] wird deshalb eine Aussparung im Bereich der d-Achse im Rotorjoch vorgeschlagen, um die lokale Beanspruchungsüberhöhung zu reduzieren. Diese Maßnahme ist in [Besh14] für einen *Switched Reluctance Motor* (SRM) mit Vollpolläufer und Zieldrehzahl 55 000 U/min umgesetzt. Bei Maximaldrehzahl lassen sich die Kerbspannungen in der Polgabel in diesem Fall um 44 % senken.

Die bekannte Rotorbandage aus nicht-ferromagnetischem Werkstoff, wie z. B. CFK (pre-impregnated AS4 Carbon PEEK) oder als Hülse aus Titan, Edelstahl oder Inconel, ist zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit bekannt, wobei die effektive Luftspaltweite zunimmt und die Induktivitäten abnehmen. Die Leistungsfähigkeit und Drehmomentdichte des SynRM wird dadurch im Gegensatz zu einer Synchronmaschine mit Oberflächenmagneten stark vermindert [Babe17a]. Der Einfluss der Luftspaltweite auf das maximale Drehmoment wurde im Zuge dieser Arbeit analytisch untersucht, um den Einsatz einer Rotorbandage zu prüfen. Das Ergebnis ist im Anhang tabellarisch dargestellt. Aufgrund dessen wird jedoch die Verwendung einer Rotorbandage in dieser Arbeit nicht weiterverfolgt.

Des Weiteren existieren Konzepte für in den Flusssperren integrierte Stützelemente nach [Bütt14]. Diese wirken radial gegen eine Verschiebung der Flusssperren, wobei die Stützelemente als Verguss (siehe [Bütt15]) oder als Stäbe (siehe [Siel17]) ausgeführt sein können. Im Fall der Stäbe sind diese über seitliche Ringelemente radial nach innen als mechanische Vorspannung

auf die Eisensegmente im Rotor wirkend ausgeführt. Diese Stützelemente sind aus Polymer, Faserkunststoffverbund oder einem anderen amagnetischen bzw. nicht-ferromagnetischen Material auszuführen. In der Patentschrift von [Lee13] werden Axialstäbe vorgestellt, die axial durch die Flussperren gesteckt und seitlich am Blechpaket in Armierungsringen fixiert sind. Die Stäbe weisen idealerweise eine Nietkopf-förmiges Element auf und die anliegende Flussperre eine T-Nut, sodass die ineinandergreifenden Verbindungselemente formschlüssig Zugkräfte übertragen können (siehe Abbildung 5.15).

Schließlich kann mittels Axialdruck durch seitliche Verspannung des Rotorblechpakets die Drehzahlfestigkeit gesteigert werden. BUTTERWECK et al. beschreiben eine SynRM als elektrischen Antrieb im Elektrofahrzeug. Mittels Schrauben aus amagnetischem Werkstoff, die durch die Flussperren reichen, wird der nötige Axialdruck aufgebracht. Die Aufweitungsbehinderung erfolgt durch die reibkraftschlüssige Verbindung zwischen den Einzelblechen und den seitlichen, feststehenden Armierungsringen. Diese Maßnahme wird für eine SynRM mit Vollpolläufer vorgeschlagen, um eine maximale Drehzahl von 55 000 U/min zu erreichen. [Butt15]

In Abbildung 5.14 und Abbildung 5.15 sind die beschriebenen Maßnahmen bildlich zusammengetragen.

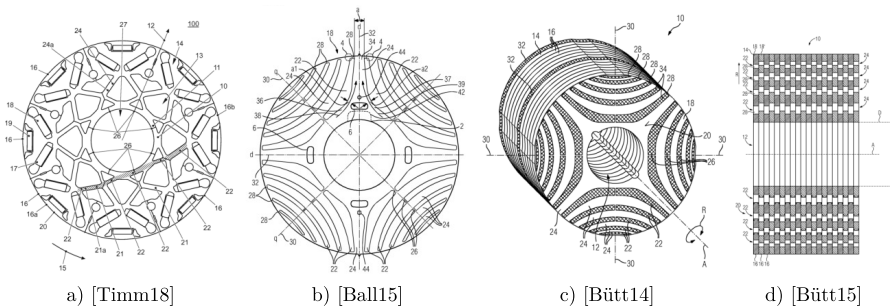


Abbildung 5.14: Zusammenfassung bekannter Maßnahmen zur Steigerung der mechanischen Stabilität von Rotoren mit Flussperrengeometrien

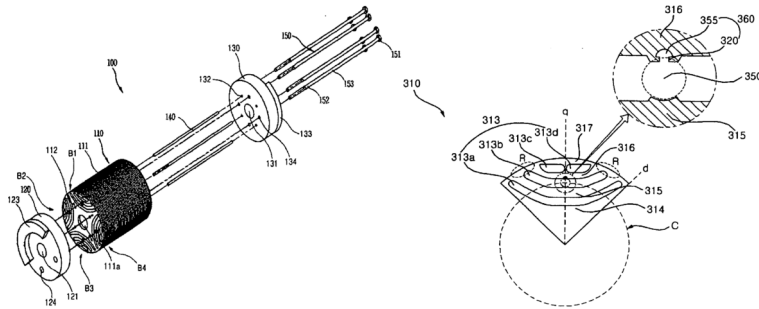


Abbildung 5.15: Axialstäbe als Nieten mit seitlichem Verbindungselement zur formschlüssigen Aufweitungsbehinderung des Rotorblatts [Lee13]

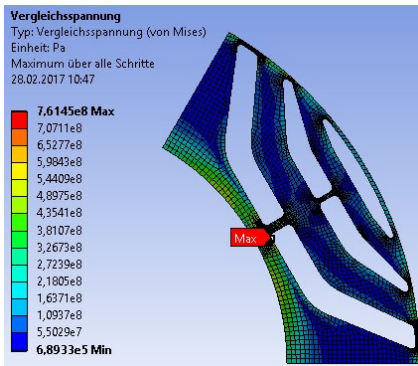
### 5.6.3 Anpassung der Rotorgeometrie durch Radial- und Tangentialstege

Durch das Einfügen von Radialstegen in die Flussperren und durch das Verbreitern des umlaufenden Tangentialstegs am Rotorausendurchmesser kann die mechanische Drehzahlfestigkeit erhöht werden. Zur Bewertung der Anordnung und geometrischen Ausführung der Stege lautet im ersten Schritt die materialspezifische Anforderung, dass die in der FE-Analyse ermittelte maximale Vergleichsspannung nach VON MISES die minimale Streckgrenze von  $R_{p0,2} = 420 \text{ N/mm}^2$  für das Material NO20HS bei einer Drehzahl von 30 000 U/min eingehalten werden muss. Weitere Sicherheiten in der mechanischen Rotorauslegung sind bisher nicht berücksichtigt. Neben der Optimierung der Festigkeit liegt das Augenmerk auf der Veränderung der Drehmomentwelligkeit durch die festigkeitssteigernden Maßnahmen. Es wird eine weitere Reduzierung der Drehmomentwelligkeit angestrebt, bei gleichzeitiger Aufrechterhaltung der Werte der elektrisch optimierten Zielgrößen. Die Modellrandbedingung am Rotorinnendurchmesser lautet in ANSYS MECHANICAL® *Verbund* und ist eine idealisiert steife Verbindung. Der Rotorinnenradius ist nicht verschieblich gelagert. Die Vernetzung wird im Bereich des Tangentialstegs, der Radialstege und der eingeführten Flussperrenradien verfeinert. Die Vernetzungssteuerung erfolgt über die Knotendichte entlang der Geometriekanten und der Eindringtiefe von der Kante aus in den Flächenbereich hinein. Zur Veranschaulichung der verschiedenen untersuchten SynRM-Modelle der Variante 3 mit eingefügten Radialstegen und angepasster Breite

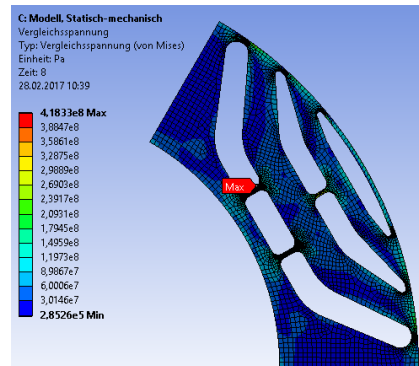


des Tangentialstege sind diese in Abbildung 5.16 mit ihren elektrischen und mechanischen Kennwerten zur vergleichenden Bewertung dargestellt.

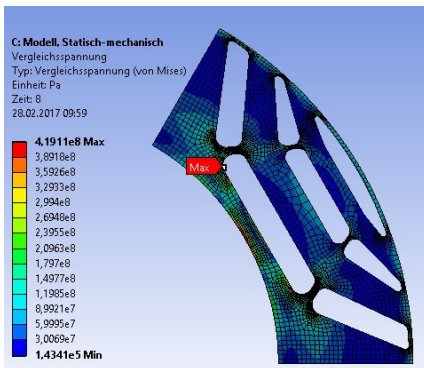
Die Ergebnisse in Abbildung 5.16 zeigen auf, dass für alle Designs die Blechbeanspruchung im Bereich der Radialstege und der Flussperrenverrundung der innersten Flussperre am höchsten sind. Das mechanisch stabilste und elektromagnetisch zweitbeste Design, welches die Anforderungen gerade noch erfüllt, ist Design b). Die maximale Vergleichsspannung ist bei einer Maximaldrehzahl von 30 000 U/min mit  $\sigma_{v,R} = 418 \text{ N/mm}^2$  am geringsten und bietet damit das Potenzial für weitere mechanische Maßnahmen zur Festigkeitssteigerung, die sich möglichst nicht auf das elektromagnetische Verhalten des Magnetkreises der SynRM auswirken.



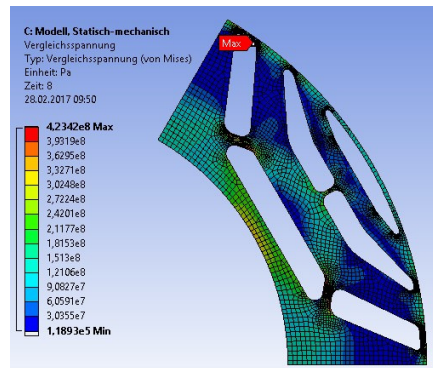
Design a)



Design b)



Design c)



Design d)

Design-Variante	a)	b)	c)	d)
Max. Vergleichsspannung (von Mises) in MPa	761	418	419	423
Max. Drehmoment in Nm	38,28	36,66	36,23	34,36
Min. Drehmomentwelligkeit in %	7,05	3,98	7,85	6,05
Max. Leistungsfaktor $\cos(\varphi)$	0,67	0,63	0,62	0,59

Abbildung 5.16: Bewertung der Ausführung der Radialstege im Rotor der SynRM-Variante 3 130/6-55 bei einer Drehzahl von 30 000 U/min

### 5.6.4 Simulation des Synchronreluktanzmotors zur Verlust- und Leistungsprognose

Im Anschluss an die numerische mechanische Rotordesignoptimierung durch Einfügen von Radialstegen und angepasster Tangentialstegbreiten, wird die bisher numerisch elektromagnetisch betrachtete SynRM-Variante 3 noch unter Berücksichtigung einer effektiven Eisenlänge von  $l_{\text{Fe}} = 180 \text{ mm}$  einer numerischen Kennfeldberechnung mittels ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> unterzogen. Die ermittelten Kennfelder der Induktivitäten und elektrischen Verluste sind nichtlinear abhängig von den dq-Strömen und weisen Kreuzkopplungseffekte auf. Anhand eines automatisierten Programmablaufs in MATLAB<sup>®</sup> lassen sich diverse charakteristische Kennlinien in Abbildung 5.17 zur Beschreibung des elektromagnetischen Betriebsverhaltens der SynRM in Abhängigkeit der Wicklungskonfiguration berechnen.

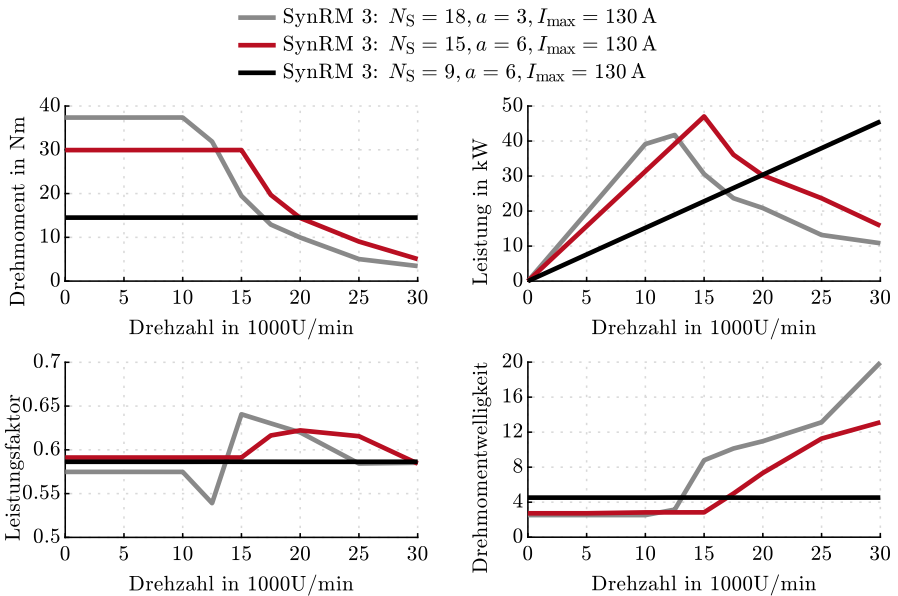


Abbildung 5.17: Numerisch berechnete Kennlinien für das SynRM-Design 3 130/6-55-180 mit optimierter mechanischer Stabilität durch Radialstege und angepasster Tangentialstegbreite in Abhängigkeit der Wicklungsausführung

Der Einfluss der Strangwindungszahl  $N_S$  auf das Drehmoment entspricht den Erläuterungen in Abschnitt 5.4.2 im Vergleich zu den analytisch berechneten Kennlinien in Abbildung 5.7. Aufgrund der hier angenommenen Referenzlänge von  $l_{Fe} = 180$  mm ist ein maximaler effektiver Strangstrom von  $I_{max} = 130$  A bei einer Strangwindungszahl von  $N_S = 15$  und  $a = 6$  parallelen Spulengruppen ausreichend, um das SOLL-Drehmoment von  $M_{el} = 30$  Nm zu erzielen. Bei einer entsprechend der mechanischen Auslegung angestrebten kurzen SynRM-Variante 3 mit  $l_{Fe} = 140$  mm ist der effektive Strangstrom in einer groben Abschätzung im gleichen Verhältnis auf einen Wert von mindestens  $I_{max} = 168$  A anzuheben. Diese Variante erzielt eine maximale Leistung im Bemessungspunkt bei  $n_n = 15\,000$  U/min von  $P_{el} = 45$  kW. Es resultiert ein S1-Konstantleistungsbereich mit  $P_{el} \geq 30$  kW im Drehzahlbereich zwischen  $10\,000$  U/min und  $20\,000$  U/min. Der Leistungsfaktor steigt für alle Wicklungsausführungen nicht über einen Wert von  $0,65$ . Im Grunddrehzahlbereich bei Betrieb an der Stromgrenze nimmt der Leistungsfaktor Werte von etwas weniger als  $0,60$  an. Maximale Werte werden im Feldschwächebereich mit rund  $0,63$  erzielt. Dies sind für SynRM typische Werte und stellen einen guten Kompromiss bzgl. der SOLL-Erfüllung dar.<sup>7</sup> Die Drehmomentwelligkeit nimmt konstant minimale Werte im Grunddrehzahlbereich von kleiner als  $4\%$  an. Mit Änderung des Stromwinkels im Feldschwächebetrieb an der Spannungsgrenze unter Last steigt die Drehmomentwelligkeit auf maximale Werte bis  $12\%$  an. Ursache ist die Verschiebung der relativen Lage der sinusähnlichen Felderregerkurve im Luftspalt gegenüber den Rotor- und Statornutöffnungen, wodurch sich höherfrequente Anteile im Verlauf des drehmomentbildenden Tangentialzugs in der Amplitude stärker ausbilden.

In Abbildung 5.18 sind die Motorverluste der Betriebspunkte der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien in Abbildung 5.17 zusammengetragen. Zusätzlich sind die Wirkungsgradverläufe  $\eta_{el}$  über der Drehzahl für die verschiedenen Wicklungskonfigurationen abgebildet.

Für die SynRM-Variante 3 mit  $N_S = 9$  ist die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie konstant, weshalb sich ebenfalls konstante Stromwärmeverluste im Stator einstellen. Damit sind die modellierten Eisenverluste nur von der Grundfrequenz abhängig und steigen entsprechend Gleichung (5.18) linear bzw. quadratisch mit der Drehzahl an. Bei maximaler Drehzahl fallen rund  $2,6$  kW Verlustleistung an, was bei maximaler Drehzahl und auszulegender Spindelmantelkühlung als ungünstig betrachtet wird. Die anderen beiden SynRM-Varianten 3 mit  $N_S = 18$  oder  $N_S = 15$  weisen eine maximale Verlustleistung von rund

---

<sup>7</sup>vgl. [Siel17, S. 92]

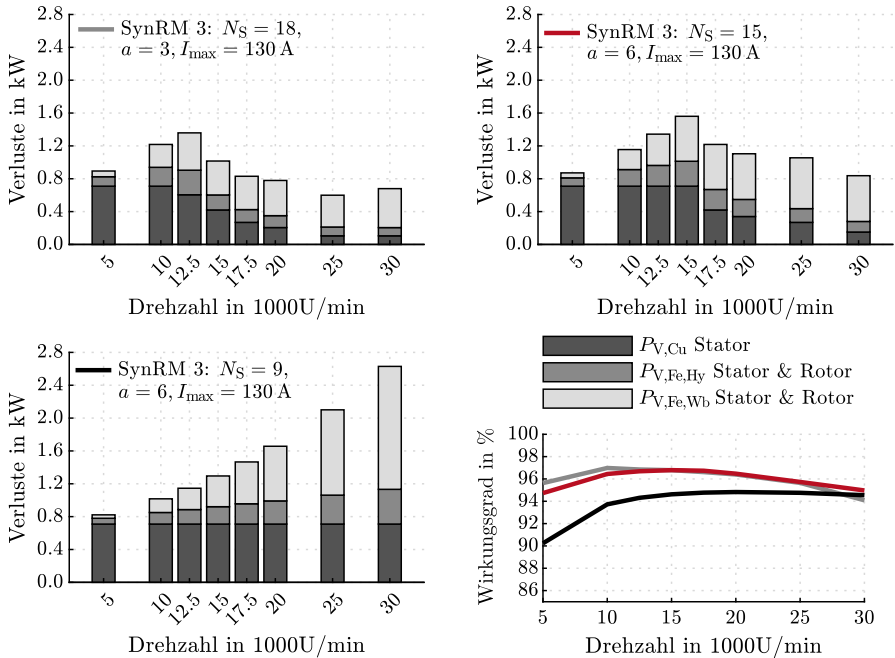


Abbildung 5.18: Numerisch berechnete Verlustanteile und Wirkungsgrad für das finale SynRM-Rotordesign in der Ausführung 130/6-55-180 mit optimierter mechanischer Stabilität durch Radialstege und angepasster Tangentialstegbreite in Abhängigkeit der Wicklungsausführung

1,4 kW und 1,6 kW auf. Aufgrund der  $a = 6$  parallelen Spulengruppen wird die Spannungsgrenze erst bei höheren Drehzahlen ab 15 000 U/min erreicht, weshalb ein höherer Strom im Feldschwächebereich zur Drehmomentausnutzung verbleibt. Entsprechend fallen die Verluste im Feldschwächebereich höher aus.

Es wird ein maximaler elektrisch innerer Wirkungsgrad der SynRM mit  $N_S = 15$  von knapp 97 % im Bemessungspunkt gemäß Gleichung (5.12) erreicht. Die Wicklungskonfiguration mit  $N_S = 15$  weist zudem maximale Wirkungsgrade von rund 95 % bis in den Feldschwächebereich bei maximaler Drehzahl auf. Dies spricht für die Festlegung auf diese Wicklungskonfiguration mit einer Strangwindungszahl von  $N_S = 15$  mit  $a = 6$  parallelen Spulengruppen, was in einer Spulenzahl von  $N_C = 5$  resultiert. In den nachfolgenden

Abschnitten wird die SynRM-Variante 3 schließlich mit der finalen effektiven Eisenlänge von  $l_{\text{Fe}} = 140 \text{ mm}$  und einem angepassten, maximalen effektiven Strombetrag von  $I_{\text{max}} = 175 \text{ A}$  betrachtet. Dies wirkt sich jedoch in Form von höheren Stromwärme- und Ummagnetisierungsverlusten aus, wobei sich jedoch auch der Bemessungspunkt zu kleineren Drehzahlen verschiebt, wodurch die Verluste im Feldschwächebereich ansteigen.

Das Ergebnis der numerischen Berechnung mit einer effektiven Eisenlänge von  $l_{\text{Fe}} = 140 \text{ mm}$  ist in Abbildung 5.19 und Abbildung 5.20 dargestellt. Die Betriebspunkte sind mittels Variation des Stromwinkels  $\theta_{\text{el}}$  für eine maximal abzuführende Kühlleistung über die Stator-Mantelkühlung angepasst. In Tabelle 5.7 sind die Betriebspunkte der Kennlinien aufgelistet. Die Verluste der SynRM betragen über alle optimierten Betriebspunkte hinweg rund  $1,68 \text{ kW}$ . Die Einsatzdrehzahl der Feldschwächung durch Definition des Betriebs an der Spannungsgrenze liegt bei  $n = 22\,000 \text{ U/min}$ . Der S1-Konstantleistungsbereich nach der Anforderungsliste Tabelle 4.1 erstreckt sich über den Drehzahlbereich von etwa  $11\,500 \text{ U/min}$  bis  $30\,000 \text{ U/min}$ . Die maximale Leistung beträgt  $44,8 \text{ kW}$  bei  $n = 22\,000 \text{ U/min}$ .

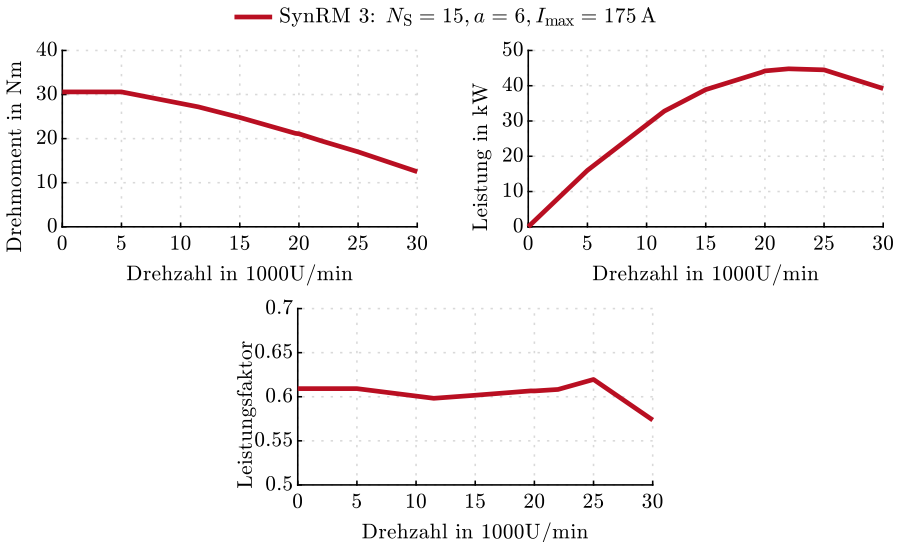


Abbildung 5.19: Numerisch berechnete Kennlinien für das mechanisch finale SynRM-Design 3 der Ausführung 130/6-55-140 mit optimierten Betriebspunkten

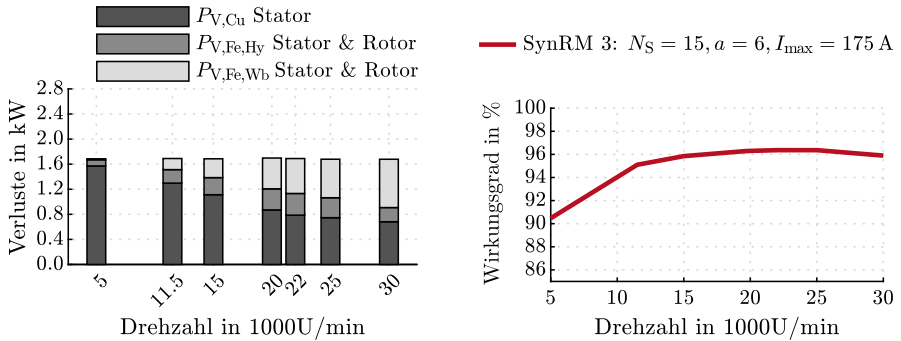
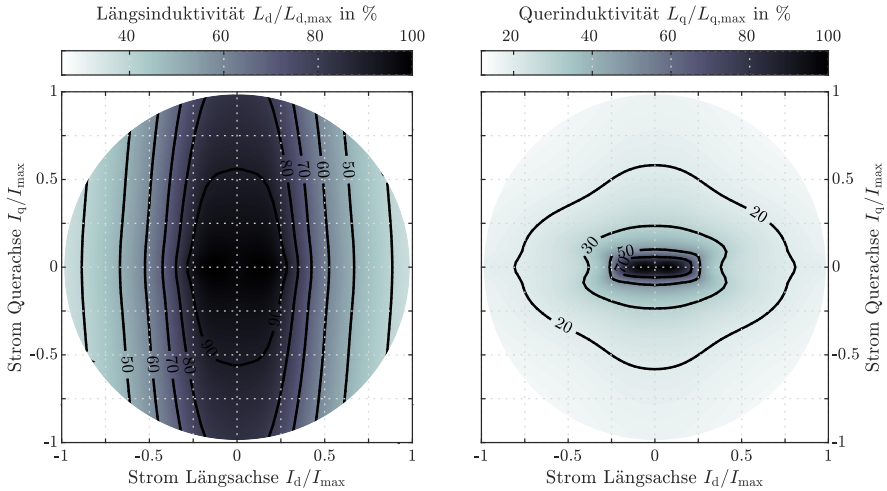


Abbildung 5.20: Numerisch berechnete Verlustanteile und Wirkungsgrad für das mechanisch finale SynRM-Design 3 der Ausführung 130/6-55-140 mit optimierten Betriebspunkten

In Abbildung 5.21 sind die Kennfelder der numerisch ermittelten absoluten Induktivitäten  $L_d$  und  $L_q$  dargestellt. Es prägt sich die für SynRM mit hoher magnetischer Anisotropie typische Formgestalt aus (vgl. [Siel17, S. 105]). Aus den simulierten Induktivitäten nach Gleichung 5.10 ergibt sich das elektrische Drehmoment in Abbildung 5.22.

Tabelle 5.7: Betriebspunkte des finalen SynRM-Rotordesign der Variante 3 in der Ausführung 130/6-55-140 mit optimierten Betriebspunkten

Betriebspunkt	1	2	3	4	5	6	7
Verkettete Spannung $U_{ph-ph}$ in V(eff)	102,2	223,4	282,2	358,1	380,4	380,8	381,0
Effektiver Strangstrom $I_S$ in A(eff)	164,0	149,0	138,0	122,0	116,0	113,0	108,0
Frequenz $f_S$ in Hz	250	575	750	1000	1100	1250	1500
Drehzahl $n$ in U/min	5000	11500	15000	20000	22000	25000	30000
Mech. innere Leistung $P_{mech}$ in kW	16,0	32,8	38,9	44,2	44,8	44,5	39,2
Drehmoment $M$ in Nm	30,6	27,2	24,8	21,1	19,4	17,0	12,5
Stromwinkel $\theta$ in °	61,0	61,0	61,0	61,0	62,2	68,9	74,5
Verlustleistung $P_{V,el}$ in W	1685	1690	1685	1698	1690	1679	1678
Induktivität $L_d$ in mH	0,411	0,441	0,465	0,504	0,531	0,592	0,638
Induktivität $L_q$ in mH	0,111	0,115	0,119	0,125	0,128	0,132	0,136
Schenkligkeit $\xi$	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1	4,5	4,7



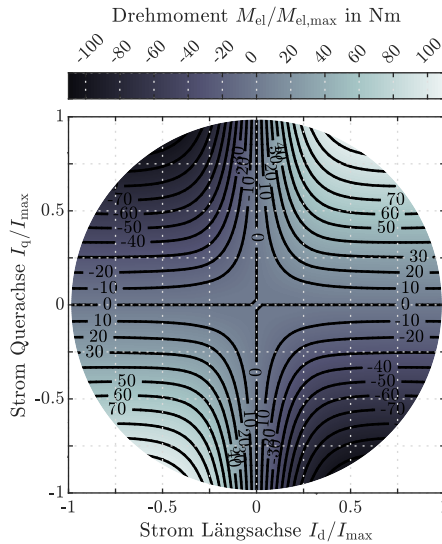
Schaltung	$L_{d,max}$ in mH	$L_{q,max}$ in mH	$I_{max,eff}$ in A
6 parallele Spulengruppen	0,666	0,628	170

Abbildung 5.21: Numerisch berechnete Induktivitätskennfelder in Abhängigkeit der dq-Ströme

## 5.7 Steigerung der Drehzahlfestigkeit des Rotorblechpakets

Im Abschnitt 5.7 sind einfürend festigkeitssteigernde Maßnahmen am Rotorquerschnitt nach Stand der Technik aufgeführt. Diese Maßnahmen sind auf den Rotorquerschnitt der SynRM-Variante 3 hinsichtlich des Einbringens von Radialstegen und Anpassung der Tangentialstegbreiten eingeführt und numerisch mechanisch als auch elektromagnetisch bewertet worden. Jedoch reichen die Maßnahmen im Rotorquerschnitt nicht aus, um mit ausreichender Sicherheit den Betrieb bei maximaler Drehzahl abzusichern. Hinzu kommt, dass bisher die Welle-Nabe-Verbindung zwischen Spindelwelle und Rotorblechpaket nicht betrachtet wurde. Daher werden weiterführende festigkeitssteigernde Maßnahmen unter Annahme einer vernachlässigbaren Auswirkung auf das elektromagnetische Verhalten nach Stand der Technik vorgestellt. Die erstellten Simulationsmodelle zur Identifizierung geeigneter festigkeitssteigernder Maßnahmen sind in Abbildung 5.23 dargestellt. Sukzessive wird dabei auch





Schaltung	$M_{el,max}$ in Nm	$I_{max,eff}$ in A
6 parallele Spulengruppen	31,5	170

Abbildung 5.22: Drehmoment aus den mittels FE-Simulation ermittelten Induktivitäten des mechanisch finalen SynRM-Designs 3 der Ausführung 130/6-55-140

der Einfluss der Welle-Nabe-Verbindung auf die Beanspruchung und damit maximal ertragbare Drehzahl des Rotorblechquerschnitts berücksichtigt.

### 5.7.1 Verguss der Flussperren

Die Hohlräume der Flussperren werden mit einem paramagnetischen Spezialkunstharz, wie zum Beispiel Ebalta vergossen. Das 2D-FE-Modell besitzt an der Rotornabe die Verbund-Randbedingung zur Welle. Das Ergebnis ist eine Steigerung der maximal ertragbaren Drehzahl bis 31 000 U/min bis zum Erreichen der maximalen Beanspruchung in Höhe der Streckgrenze des Elektroblechs. Kritische Stellen sind immer die Radialstege in der größten Flussperre. Der Nachteil ist jedoch, dass das mechanische Verhalten einer Klebeschicht schlecht zu berechnen und vorherzusagen ist. Im schlimmsten Fall

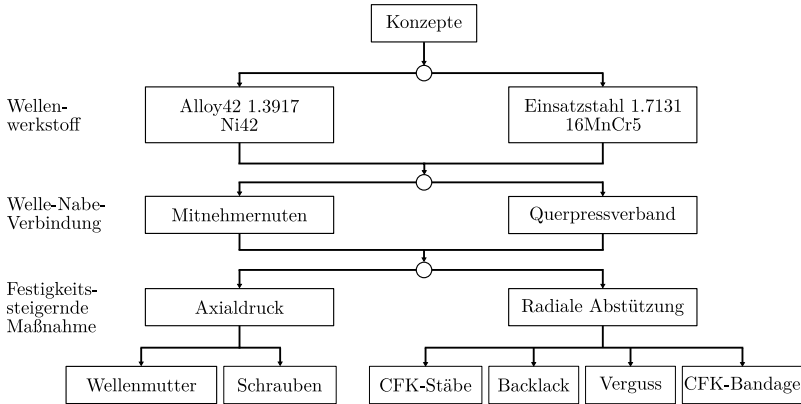


Abbildung 5.23: Erstellte Simulationsmodelle aus Kombination der Welle-Nabe-Verbindungen mit festigkeitssteigernden Maßnahmen

geht die Verbindung zwischen Elektroblech und Verguss im Laufe des Betriebs verloren. Die beschleunigte Masse des Kunstharzes wirkt verstärkend als zusätzlich zu ertragende Zugbelastung auf die Radialstege.

## 5.7.2 Auslegung und Wirkung von Stützblechen

Stützbleche dienen als radiale Aufweitungsbehinderung durch seitliche, reibkraftschlüssige Stützwirkung. Die Auslegungskriterien zum Einsatz von Stützscheiben sind in [Siel17, S. 95 ff.] zusammengefasst. Sie besitzen keine Luftschlitze bzw. Flusssperren und sind damit vollflächig ausgeführt. Die Werkstoffeigenschaften sind so gewählt, dass das E-Modul mit 200 GPa etwa gleich groß und die Streckgrenze mit  $500 \text{ N/mm}^2$  größer sind im Vergleich zu den mechanischen Kennwerten des Elektroblechs NO20HS (siehe Abschnitt A.7) [HSM 23a; Quic23]. Die Stützbleche sind mit einem höheren, minimalen Übermaß von  $42 \mu\text{m}$  (16MnCr5-Welle) bzw.  $45 \mu\text{m}$  (Ni42-Welle) im Vergleich zum SynRM-Rotorblech auf der Spindelwelle gefügt. Die axiale Breite der Stützbleche wirkt sich auf die elektromagnetischen Eigenschaften des Rotorpakets aus. Die effektive Eisenlänge  $l_{\text{Fe}}$  wird reduziert. Die Induktivitäten  $L_d$  und  $L_q$  nehmen linear mit für abnehmende Eisenlängen  $l_{\text{Fe}}$  ab. Da sich die Längsinduktivität  $L_d$  stärker reduziert als die Querinduktivität  $L_q$ , sinkt das Drehmoment. Ursache hierfür ist der verminderte magnetische Querschnitt zur Flussführung im Rotor in Relation zu einem gegebenen Längenabschnitt des Stators. Folglich steigt die Eisensättigung im Rotorquerschnitt. Im Be-

reich des Stützblechs kommt es zu einem Abfall im axialen Verlauf der Luftspaltflussdichte. Das bedeutet, dass zwar weniger Energie über den Luftspalt übertragen wird, jedoch nicht, dass die axiale Breite vollständig ungenutzt ist. Um diesem Sachverhalt zu begegnen, wird in der Auslegung der sogenannte CARTER-Faktor nach [Bind12, S. 149] berücksichtigt. Dieser beschreibt das Verhältnis der Luftspaltflussdichte ohne Stützbleche gegenüber der Luftspaltflussdichte mit Stützblechen für eine charakteristische Länge des Teilblechpakets  $l_{TP}$  und der Stützblechbreite  $l_{SP}$  [Siel17, S. 97]:

$$l_{R,Ges} = n_{TP}l_{TP} + (n_{TP} - 1)l_{SP} \quad \text{mit der Netto-Eisenlänge,} \quad (5.31)$$

$$l_{Fe} = n_{TP}l_{TP} \quad \text{mit der effektiven Eisenlänge,} \quad (5.32)$$

$$k'_c = \frac{B_\delta}{\bar{B}_\delta} = \frac{l_{TP} + l_{SP}}{l_{TP} + l_{SP} - \zeta\left(\frac{l_{SP}}{\delta}\right)\delta} > 1, \quad (5.33)$$

$$\zeta\left(\frac{l_{SP}}{\delta}\right) = \frac{2}{\pi} \left[ \frac{l_{SP}}{\delta} \arctan\left(\frac{l_{SP}}{2\delta}\right) - \ln\left(1 + \frac{l_{SP}}{\delta}\right)^2 \right]. \quad (5.34)$$

Die reduzierte Luftspaltflussdichte und die reduzierte Eisenlänge berechnet sich in Abhängigkeit des CARTER-Faktors zu:

$$\bar{B}_\delta l_{Rot} = \frac{B_\delta}{k'_c} l_{Rot} = B_\delta l_{Fe,red}; \quad \text{mit} \quad l_{Fe,red} = \frac{l_{R,Ges}}{k'_c}. \quad (5.35)$$

SIELAFF führt eine Variantenstudie durch, um für einen elektromagnetisch geringen Einfluss die zulässige Teilpaketlänge und Stützblechbreite zu untersuchen. Daraus geht die Grafik in Abbildung 5.24 hervor.

Für eine bestmögliche Stützwirkung zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit sowohl die Anzahl der Stützbleche als auch die Anzahl der Teilblechpakete hoch gewählt, wobei die elektromagnetische Auswirkung möglichst gering und damit der CARTER-Faktor bei  $1 \leq k'_c \leq 1,02$  liegen sollte. Dies wird mit einer marktverfügbaren Stützblechbreite von 0,5 mm und einer Teilblechpaketbreite von 8,6 mm erreicht. Insgesamt ist das Rotorpaket aus  $n_{TP} = 16$  Teilblechpaketen aufgebaut. Die Stützscheiben sind möglichst dünn auszuführen, um Wirbelstromverluste auf ein Minimum zu reduzieren. Um den Verlust an effektiver Eisenlänge auszugleichen, kann bei verfügbarem Bauraum der Stator und Rotor wiederum um den verlorenen Anteil verlängert werden. Es

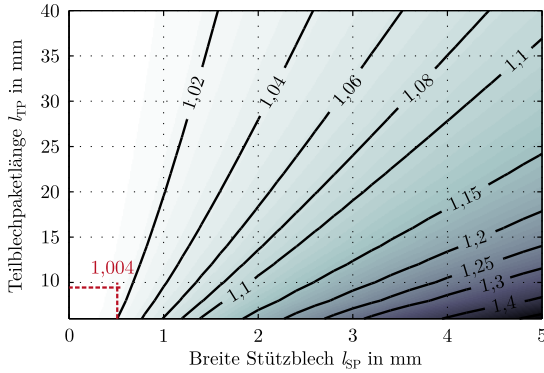


Abbildung 5.24: CARTER-Faktor zur Bestimmung der Breiten von Teilblechpaket und Stützblech bei einer nominellen Luftspaltbreite von 0,3 mm

resultiert ein CARTER-Faktor von  $k_c' = 1,004$  mit einer reduzierten effektiven Eisenlänge von  $l_{\text{Fe,red}} = 143$  mm.

### 5.7.3 Axiale Stäbe aus UHM-CFK

In Analogie zum Aufbau des Rotordesigns nach SIELAFF wird der Einsatz axialer Stützstreben evaluiert. Die Stützstreben sind aus paramagnetischem Werkstoff geringer Dichte zu fertigen und geometrisch an die Form der Flussperren anzupassen. Die Stützwirkung besteht in der seitlichen Einspannung der Stäbe in den Wuchtringen des Rotorpakets. Die Positionierung der Einspannung erfolgt so, dass eine mechanische Vorspannung zur Rotornabe hin aufgebaut wird. Die Auslegung dieser festigkeitssteigernden Maßnahme ist in [Siel17, S. 101 f.] beschrieben. Der Ansatz ist ein beidseitig eingespannter Bernoulli-Biegebalken mit Streckenlast als Querkraft. Als Werkstoff kommt CFK in der Ausführung als Ultra-Hochmodul-Faser mit einem E-Modul in Faserrichtung von  $330\,000\text{ N/mm}^2$  und einer Dichte von  $1,77\text{ g/cm}^3$  zum Einsatz [Siel17, S. 101]. Für eine radiale Abstützung des CFK-Biegebalkens müssen in regelmäßigen Abständen Stützbleche nach Abschnitt 5.7.2 zwischen Teilblechpakete in das Rotorpaket eingebracht werden. Die axiale Baulänge nimmt in diesem Modell dadurch um das 1,4-fache zu. Dies ist als Nachteil zu bewerten, da es den Bauraum vergrößert bzw. über die effektive Eisenlänge die Leistungsdaten der SynRM beeinträchtigt. Da der Rotorquerschnitt für das

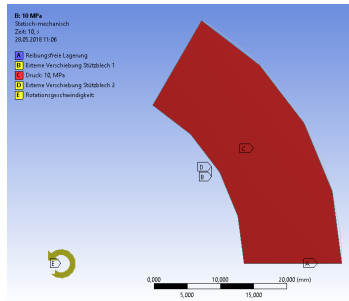
elektromagnetische Verhalten im zur Verfügung stehenden, kleinen radialen Bauraum bereits optimiert ist, kommt eine Anpassung der Flusssperregeometrie, wie von SIELAFF durchgeführt, nicht in Frage. Dadurch steigen jedoch der Fertigungsaufwand und die Kosten für eine geometrisch passende CFK-Stabgeometrie. Zusammenfassend ist mit diesem Ansatz keine Steigerung der ertragbaren Drehzahl in numerischen Berechnungen zu erzielen, da die Stützbleche nun als schwächstes Element ab etwa 20 000 U/min zu fließen beginnen. Das Rotorblech versagt bei rund 25 000 U/min. Diese Maßnahme wird daher für schnelldrehende Motorspindeln mit SynRM nicht weiterverfolgt.

### 5.7.4 Axialdruck - Bemessung der Vorspannkraft

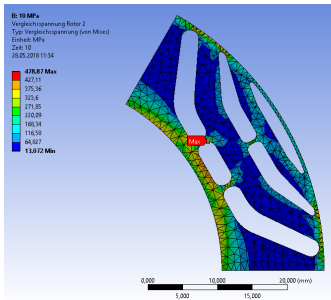
Es wird eine Steigerung der Drehzahlfestigkeit durch das axiale Vorspannen des Rotorblechpakets angestrebt. Hierzu muss seitlich über die Wuchtringe des Rotorpakets die Einleitung einer Zusammenpresskraft erfolgen. Die Wirkungsweise dieser Maßnahme ist die radiale Aufweitungsbehinderung durch eine reibkraftschlüssige Verbindung zwischen den axialen Seitenflächen des Elektroleches und dazwischen liegenden Stützscheiben hoher Steifigkeit und Festigkeit. Im Rahmen einer Parameterstudie wird die erforderliche Zusammenpresskraft bzw. die erforderliche axial wirkende Druckspannung auf die Gesamfläche der äußersten Stützscheiben - bzw. auch Wuchtringe genannt - ermittelt. Die Elektroleche sollen als Auslegungsziel eine Drehzahl von 36 000 U/min ertragen können, ohne dass deren Streckgrenze erreicht wird.

Das aufgebaute 3D-FE-Modell eines elektrischen Pols setzt sich aus vier Elektrolechen einer vereinfacht angenommenen Breite von 1,25 mm und zwei seitlichen Stützblechen der Breite 1,00 mm zusammen. Die Kontaktrandbedingung zwischen den Elektro- und Stützblechen ist reibungsbehaftet mit einem Haftreibungskoeffizienten von  $\mu_0 = 0,2$ . Das gesamte Blechpaket ist an den Polseiten und auf der Druckseite gegenüberliegenden Rückseite reibungsfrei gelagert (siehe Abbildung 5.25a). Die Vernetzung in ANSYS MECHANICAL<sup>®</sup> erfolgt automatisch mittels der Standardmethode „fein“. Bei dieser Simulation ist nicht die Genauigkeit der numerischen Berechnung das Ziel, sondern kurze Berechnungszeiten mit einem Überblick über die Beanspruchung der Elektroleche in Abhängigkeit des Axialdrucks. Die Drehzahl wird nach Aufbringen des Axialdrucks im ersten Zeitschritt innerhalb von acht Zeitschritten linear bis 36 000 U/min angehoben. Es resultiert ein Modell mit 27 168 Elementen und 55 478 Knoten. Die Interpretation der Berechnungsergebnisse erfolgt am mittleren Elektrolech „2“ hinter der Stützscheibe mit Druckeinleitung. In den Abbildungen 5.25b und 5.25c bei 36 000 U/min ist er-

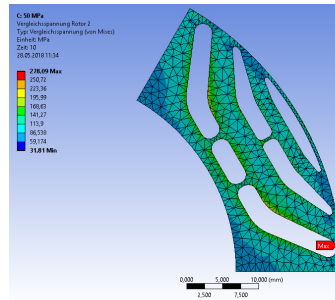
kennbar, dass sich erwartungsgemäß mit höherem Axialdruck eine geringere Vergleichsspannung einstellt.



(a) Randbedingungen des 3D-FEM-Modells



(b) Vergleichsspannung nach von Mises bei 30000 U/min und 50 MPa



(c) Vergleichsspannung nach von Mises bei 36000 U/min und 50 MPa

Abbildung 5.25: 3D-FE-Modell und Ergebnisse zur Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Axialdrücke auf die Vergleichsspannung im Elektroblech

Bei einem Axialdruck von 50 MPa erreicht die Vergleichsspannung nach von Mises nicht die Streckgrenze und das Elektroblech würde somit den Betriebsbelastungen standhalten. Daraus lässt sich auch schließen, dass der Rotor bei 50 MPa weniger verformt wird. Bei 10 MPa wird die Streckgrenze an einem Radialsteg bereits überschritten. Werden alle Berechnungsergebnisse der maximalen Vergleichsspannung nach von Mises über dem Axialdruck bei den Drehzahlen 30 000 U/min und 36 000 U/min aufgetragen, ergeben sich die Kennlinien in Abbildung 5.26.

Ab einem Axialdruck von etwa 25 MPa für 36 000 U/min ist die Vergleichsspannung nach von Mises in den Rotorblechen kleiner als die Streckgren-

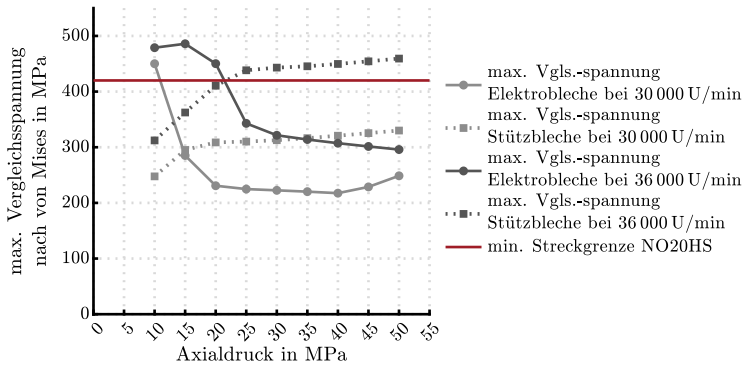


Abbildung 5.26: Verlauf der Kennlinien für die Vergleichsspannung im Elektroblech und Stützeblech in Abhängigkeit des Axialdrucks

ze der Elektrobleche. Ab ca. 40 MPa bei 30 000 U/min steigt die Vergleichsspannung wieder an. Es scheint, als konvergiert die Vergleichsspannung für 30 000 U/min und 36 000 U/min, was für einen dominierenden Effekt des Axialdrucks gegenüber der Drehzahl spricht.

Die Parameterstudie liefert als Auslegungsergebnis die Erkenntnis, dass mit einem Axialdruck von 50 MPa die Zielanforderung erfüllt wird. Dieser Wert bietet ausreichend Sicherheit, um in einer weiteren Detaillierung eine praktische Lösung durch die Verwendung von Stangen mit Verschraubung oder einer Wellenmutter zu erarbeiten.

### 5.7.5 Axialdruck mittels Wellenmutter

Der erforderliche Axialdruck wird in dieser Konzeptbeschreibung mittels einer Wellenmutter aufgebracht. Wellenmuttern haben den Vorteil, dass sie gängig in Motorspindeln zur Fixierung der Lagerposition eingesetzt werden und dabei große Zusammenpresskräfte aufbringen [SKF 14]. Nachteilig wirkt sich die mangelnde Positionierbarkeit hinsichtlich des Planlaufs auf das dynamische Betriebsverhalten insbesondere bei schnelldrehenden Antrieben aus. Da Gewinde nicht zentrieren, gilt es die Wellenmutter über ein eingeschliffenes Feingewinde an das Gewinde der Welle anzupassen und zusammen mit dem montierten SynRM auf der Spindelwelle feinzuwuchten. Andernfalls können auch gewuchtete Wellenmutter in der Ausführung als Stellmutter verwendet werden. Durch den Einsatz einer Wellenmutter ergibt sich eine im Vergleich zur Parameterstudie geringere Fläche zur Krafteinleitung. Mit einem Axial-

druck von 50 MPa pro Pol, dem Rotorinnendurchmesser  $d_{R,i} = 55,0$  mm und dem Rotorausendurchmesser  $D_{R,a} = 84,4$  mm ergibt sich eine Querschnittsfläche des Wuchtrings pro Pol  $A_{WR}$  von:

$$A_{WR} = \frac{60^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{\pi}{4} (D_{R,a}^2 - d_{R,i}^2) = 536,5 \text{ mm}^2. \quad (5.36)$$

Die wirkende Axialkraft  $F_{ax,WR}$  pro Pol berechnet sich zu:

$$F_{ax,WR} = \sigma_{ax,WR} \cdot A_{WR} = 50 \text{ N/mm}^2 \cdot 536,5 \text{ mm}^2 = 26,8 \text{ kN}. \quad (5.37)$$

Exemplarisch für einen ersten Geometrieentwurf sei die Wellenmutter des Typs KMTA 11 von SKF mit einem metrischen ISO-Gewinde M55x1,5 und einer axialen, statischen Belastbarkeit von 340 kN nach [DIN1804a] eingesetzt. Die Mutter wird über Stellschrauben gegen Verdrehen gesichert. Für eine grobe Abschätzung des Axialdrucks, sei eine Querschnittsfläche zur Kräfteinleitung  $A_{WM}$  definiert, welcher sich aus dem Rotor-Innendurchmesser  $d_{R,i} = 55,0$  mm und dem etwas vergrößerten Außendurchmesser des Wellenmutterabsatzes  $D_{WM,a} = 75$  mm im Vergleich zum Katalogwert ergibt:

$$A_{WM} = \frac{60^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{\pi}{4} (D_{WM,a}^2 - d_{R,i}^2) = 340,3 \text{ mm}^2. \quad (5.38)$$

Der wirkende Axialdruck  $\sigma_{WM}$  pro Pol berechnet sich zu:

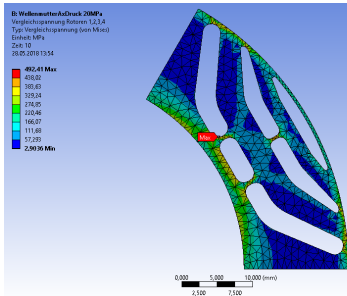
$$\sigma_{ax,WM} = \frac{F_{ax,WR}}{A_{WM}} = \frac{26,8 \text{ kN}}{340,3 \text{ mm}^2} = 78,6 \text{ N/mm}^2 \approx 80 \text{ MPa}. \quad (5.39)$$

Zur Evaluierung des nun veränderten Kräfteinleitungsbereichs bei gleichzeitig erhöhtem Axialdruck wird erneut eine Parameterstudie mit einem äquivalenten 3D-FE-Modell aus Abschnitt 5.7.4 durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abbildung 5.27 dargestellt.

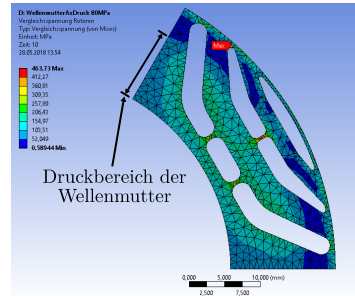
Der Ort der höchsten Beanspruchung ist wie in Abbildung 5.25 vom Axialdruck abhängig. Die Stützwirkung des Axialdruckes ist in Abbildung 5.27b im Vergleich zu Abbildung 5.27a aufgrund des hellblauen Farbbereichs gut zu erkennen. Die tangentialen Spannungen sind bei 80 MPa wesentlich weniger ausgeprägt, sodass der Rotor am Innendurchmesser weniger stark beansprucht wird. Dies wirkt sich positiv auf die maximale Vergleichsspannung an den Radialstegen aus. Die Spannungsspitzen sind jedoch in beiden Fällen etwa gleich hoch, was auf den Einfluss der Drehzahl zurückzuführen ist. Der Drehzahleffekt ist aufgrund der geringeren Querschnittsfläche dominierend. Daraus folgt erkennbar in Abbildung 5.27d, dass die Vergleichsspannungen



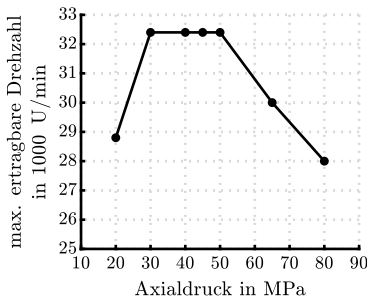
mit Wellenmutter deutlich höher sind als bei der Simulation ohne Wellenmutter. Die maximalen Vergleichsspannungen mit Wellenmutter sind weniger stark abhängig von der Axialkraft im Gegensatz zur Modellierung ohne Wellenmutter. Dies ist mit der kleineren, wirkenden Druckfläche zu erklären.



(a) Vergleichsspannung nach von Mises bei 36000 U/min und 20 MPa

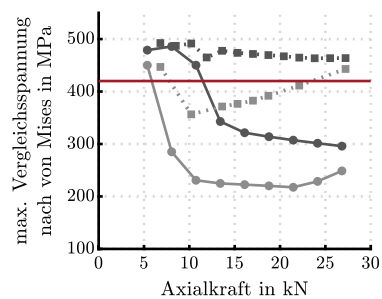


(b) Vergleichsspannung nach von Mises bei 36000 U/min und 80 MPa



(c) (oben) max. ertragbare Drehzahl des Elektrotblechs für Axialdruck mit Wellenmutter

(d) (rechts) max. Vergleichsspannung nach von Mises im Vergleich für Axialdruck in Abh. der Querschnittsfläche zur Krafteinleitung mit und ohne Wellenmutter



—●— Elektrotblech bei 30 000 U/min, Axialdruck ohne WM  
 —●— Elektrotblech bei 36 000 U/min, Axialdruck ohne WM  
 - - - ■ - - - Elektrotblech bei 30 000 U/min, Axialdruck mit WM  
 - - - ■ - - - Elektrotblech bei 36 000 U/min, Axialdruck mit WM

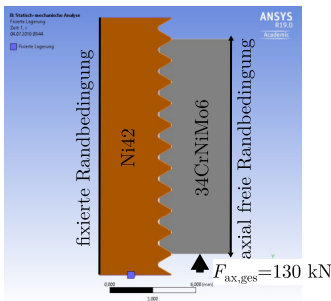
Abbildung 5.27: Berechnungsergebnisse der Parameterstudie zum erf. mittleren Axialdruck bzw. der erf. Axialkraft einer Wellenmutter

Für die Finalisierung des Konzepts mit Wellenmutter sind daher zusammenfassend folgende Schlüsse zu ziehen. Die optimale Druckspannung muss zwischen 30 MPa bis 50 MPa betragen. Die Fläche zur Krafteinleitung sollte möglichst groß und der Krafteinleitungsbereich möglichst weit außen in Richtung des Rotoraußendurchmessers beginnen, um die Stützwirkung der Aufwei-

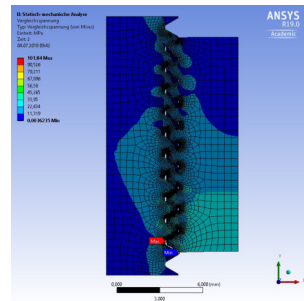
tungsbehinderung möglichst auch in den umlaufenden Tangentialsteg einzubringen. Die abgeschätzte Versagensdrehzahl des axial vorgespannten Rotorpakets mittels Wellenmutter unter einem Axialdruck von  $\sigma_{ax,WM} = 50 \text{ MPa}$  beträgt ca. 32 000 U/min. Nach Gleichung (5.37) und der Querschnittsfläche der Wellenmutter aus Gleichung (5.38) ist mindestens eine Axialkraft von 17 kN erforderlich (vgl. Gleichung (5.40)). Im nächsten Detaillierungsschritt wird eine Festigkeitsberechnung des Gewindes durchgeführt sowie die axiale Druckspannungsverteilung durch das lange Rotorpaket untersucht.

### Festigkeitsnachweis des Gewindes der Wellenmutter

Die Festigkeitsberechnung erfolgt mittels eines 2D-FE-Modells als statisch-mechanische Analyse in ANSYS MECHANICAL<sup>®</sup> mit einer axialen Gesamtkraft von konservativ aufgerundet  $F_{ax,ges} = 130 \text{ kN}$ . Darin ist ein Sicherheitsfaktor von etwas mehr als  $S_F = 1,2$  für die erforderliche Axialkraft pro Pol berücksichtigt. Die Wellenmutter aus dem angenommenen Werkstoff 34CrNiMo6 besitzt einen Verschiebungsfreiheitsgrad. Die Spindelwelle ist aus dem Werkstoff Ni42 modelliert, da dieser eine geringere Beanspruchbarkeit als 16MnCr5 besitzt (siehe Tabelle 3.1). In Abbildung 5.28a sind die Randbedingungen aufgeführt. Das Ergebnis der max. vorliegenden Vergleichsspannung nach VON MISES in Höhe von 102 MPa erbringt den Nachweis, dass die Fließgrenze beider Werkstoffe nicht erreicht wird (siehe Abbildung 5.28b).



(b) Randbedingungen der FEM-Festigkeitsanalyse des M55x1,5 ISO-Gewindes der Wellenmutter und Spindelwelle



(c) Vergleichsspannung nach von Mises für eine Axialkraft von 130 kN beträgt max. 102 MPa

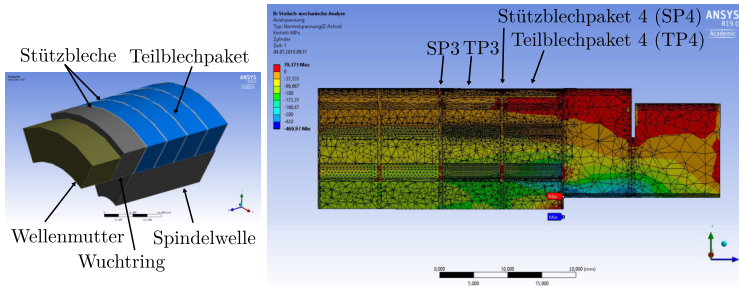
Abbildung 5.28: Festigkeitsnachweis des Gewindes der Wellenmutter und der Spindelwelle

### Axiale Druckspannungsverteilung durch das Rotorpaket

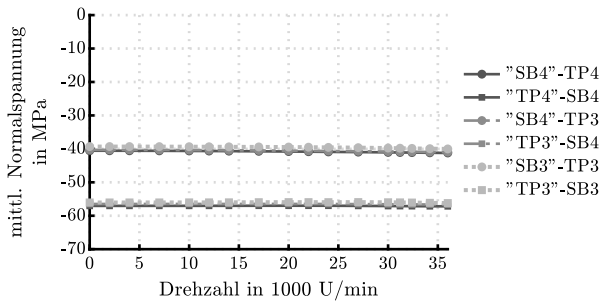
Für eine gute Wirkungsweise der festigkeitssteigernden Maßnahme durch den Einsatz einer Wellenmutter, muss die axiale Drucknormalspannung möglichst durch alle Teilblechpakete verlaufen. Um dies zu überprüfen, wird ein 3D-FE-Modell mit der Länge eines Viertels der Gesamttorropaketlänge  $l_{R,Ges}$  aufgebaut. Dies wird für eine Abschätzung aus Gründen einer verkürzten Berechnungszeit als hinreichend betrachtet, wenn die Normalspannungen auf einem konstanten Niveau durch die betrachtete Länge und in Abhängigkeit der Drehzahl verlaufen. In diesem Modell wird ein Welle-Nabe-Verbund in der Ausführung als Schwalbenschwanz- bzw. Diamantnuten gemäß Abbildung 5.33 b) definiert. Dies ist Teil der iterativen Auslegung nach Abbildung 5.23. Damit wird exemplarisch die Wechselwirkung zwischen den Spannungssituationen in der Spindelwelle und dem Rotorblechpaket berücksichtigt. Ansonsten sind die Modell-Randbedingungen zur Beschreibung im Abschnitt 5.7.4 äquivalent. Jedoch ist die automatische Vernetzungsmethode in den Teilblechpaketen TP3 und TP4 und Stützblechen SB3 und SB4 um den Faktor zwei zu Analysezwecken verfeinert. Die Wellenmutter wirkt auf einen Wuchtring der Breite 10 mm. Im Gegensatz zum Modell in Abschnitt 5.7.4 wird die Druckspannung nicht über eine Konstantkraft über eine Fläche aufgebracht. Hingegen wird in den ersten vier Lastschritten bis Lastschritt 1 durch eine vorab identifizierte Verschiebungskomponente der Wellenmutter in axialer Richtung die Druckspannung aufgebaut, bis sich im Blechbereich eine Normalspannung von etwa 50 MPa einstellt. Anschließend wird die Position der Wellenmutter fixiert und in weiteren Lastschritten bis Lastschritt 5 die Drehzahl linear erhöht.

Die axiale Drucknormalspannung baut sich über den Wirkungsbereich der Stützbleche im Rotorpaket sukzessive auf. Die kritischste Stelle hinsichtlich der maximal ertragbaren Drehzahl befindet sich in der Zone des Teilblechpakets TP1 hinter dem Wuchtring mit Zugspannungen, welche in rot hervorgehoben sind. Der Verlauf der Drucknormalspannungen in den Teilblechpaketen TP3 und TP4 in Abhängigkeit der Drehzahl ist in Abbildung 5.29 gezeigt. Die Normalspannungen in den Teilbereichen sind unabhängig von der Drehzahl und belegen den sukzessiven Aufbau des Axialdrucks in Abhängigkeit der Entfernung von der Krafteinleitungsstelle.

Mit einem geringeren Axialdruck im Bereich bis 30 MPa kann die Beanspruchung in der Spindelwelle vermindert werden. Dies reduziert die maximal ertragbare Drehzahl laut Abbildung 5.27 nicht. Die Vergleichsspannung des Elektrolechs im Welle-Nabe-Verbund deutet auf eine relevante Abhängigkeit



(a) Normalspannungsverlauf aufgrund des Axialdrucks von 50 MPa im Stillstand



(b) Normalspannungen je Querschnittsfläche einer Kontaktflächenpaarung in Abhängigkeit der Drehzahl aufgrund des Axialdrucks von 50 MPa

Abbildung 5.29: Axialer Drucknormalspannungsverlauf im 3D-FE-Modell

der Wahl der Modell-Randbedingung und der Abhängigkeit des Übermaßes hin. Diese Einflüsse werden gesondert in Abschnitt 5.7.7 untersucht.

Zum Nachweis des festigkeitssteigernden Effekts sind die Berechnungsergebnisse mit und ohne Axialdruck durch die Wellenmutter beim selben Modelaufbau in Abbildung 5.30 dargestellt. Die maximal ertragbare Drehzahl kann um 10,5 % von 26 210 U/min auf 28 960 U/min gesteigert werden. Würde als Elektroblech das höherfeste 10JNEX900 aus Abbildung 5.11 eingesetzt, könnte das Rotorpaket eine maximale Drehzahl von rund 35 000 U/min ertragen.

### Montage mittels Wellenmutter

Um das Rotorpaket mit der Zusammenpresskraft von 130 kN unter Berücksichtigung einer Sicherheit von rund  $S_F = 1,2$  zu belasten, ist ein Anzugsmoment nach [Birk08, S. 237 ff.] für eine Wellenmutter M55x1,5 nach [DIN1804a] von 901 Nm erforderlich. Die Festigkeitsbedingung für das Gewinde ist dabei

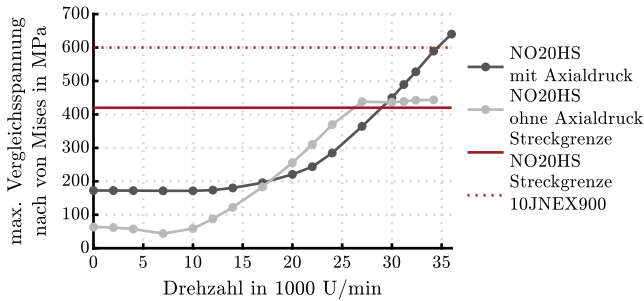


Abbildung 5.30: Vergleich der resultierenden max. Vergleichsspannungen im Elektrotblech im 3D-FE-Modell aus Abbildung 5.29 mit und ohne Axialdruck

überprüft worden. Außerdem ist berücksichtigt, dass die Reibkraft in der Kontaktfläche der Krafteinleitung zwischen Wellenmutter und Wuchtring zusätzlich überwunden werden muss. Ansonsten resultiert ein reines Anzugsmoment für das verbleibende Haltemoment im Gewinde von etwa  $M_G = 440 \text{ Nm}$ . Letzteres Moment wäre für eine Montage praktikabler, woraus folgt, dass das Rotorpaket durch ein Montagewerkzeug als Pressrahmen vorgespannt werden müsste. Ein solches Werkzeug ist im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und im Zuge der Rotormontage eingesetzt worden (siehe Abbildung 8.1).

### 5.7.6 Axialdruck durch Stangen mit Verschraubung

Für die Untersuchung des Konzepts zum Aufbringen des erforderlichen Axialdrucks werden Stangen aus einem paramagnetischen Werkstoff durch die Flussperren geführt und wie eine Zylinderkopfschraube mit Außengewinde in einem Wuchtring seitlich des Rotorpakets verschraubt. Wie schon in Abschnitt 5.7.3 kommen Stützbleche zur radialen Abstützung der Stangen zum Einsatz. Die Bemessung der erforderlichen Schraubenvorspannkraft ergibt sich aus der Parameterstudie für das Optimum eines Axialdrucks mit größtmöglicher Versagensdrehzahl in Abschnitt 5.7.4. Daraus ist bekannt, dass ein mittlerer Axialdruck von  $\sigma_{ax} = 50 \text{ N/mm}^2$  bezogen auf die Querschnittsfläche eines Polesegments des Wuchtrings  $A_{WR}$  erforderlich ist. Die Schraubenauslegung erfolgt nach [Birk08, S. 237 ff.]. Die aufzubringende Axialkraft unter

Berücksichtigung einer abgeschätzten, reduzierten Fläche in Analogie zum Einsatz einer Wellenmutter  $A_{WM}$  beträgt etwa 17 kN pro Pol:

$$F_{ax} = \sigma_{ax} \cdot A_{WM} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 340,3 \text{mm}^2 = 17\,020 \text{N}. \quad (5.40)$$

Die Flusssperren besitzen eine Breite von minimal  $h_{F,\min} = 2,38 \text{mm}$ . Nach DIN 13-2 sind Schrauben mit metrischem ISO-Feingewinde der Größe M2,2 für den Bauraum gerade noch geeignet [DIN13-2]. Es werden Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9 verwendet. Mit einem Sicherheitsfaktor von  $S_{SR} = 1,2$  und unter Vernachlässigung einer Spannungsüberhöhung im Gewinde sind mindestens sieben Schrauben einzusetzen [DIN13-2]:

$$n_S = \frac{S_F \cdot F_{ax}}{R_{p0,2/12.9} \cdot \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2+d_3}{2}\right)^2} = \frac{1,2 \cdot 17\,020 \text{N}}{1\,080 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{\pi}{4} \left(\frac{1,973 \text{mm}+1,771 \text{mm}}{2}\right)^2} = 6,871 \approx 7. \quad (5.41)$$

Darin ist  $R_{p0,2/12.9}$  die Streckgrenze einer Schraube der Festigkeitsklasse 12.9 [Birk08, S. 244].  $d_3$  ist der Kerndurchmesser und  $d_2$  der Flankendurchmesser nach DIN 13-2. Die Schrauben werden äquidistant auf Kreisbögen im Polquerschnitt verteilt, um den Einfluss auf die Unwucht zu minimieren und eine gleichmäßige Krafteinleitung zu ermöglichen. Die Anordnung der Schrauben und die Druckspannungsverteilung im Rotorquerschnitt sind in Abbildung 5.31 dargestellt. Es resultiert ein gerundeter, mittlerer Axialdruck von 52 MPa im Stillstand. Je Schraube muss eine Vorspannkraft von  $F_V = 2429 \text{N}$  aufgebracht werden. Die Bedingung für ein selbsthemmendes Gewinde ist nach [Birk08, S. 237 ff.] für die gewählte Steigung von  $P_S = 0,35$  erfüllt. Die DIN 13-2 gibt drei Gewindesteigungen für M2,2-Gewinde an. Die Steigung  $P = 0,35$  stellt mit dem geringsten mittleren Gewindeschaftdurchmesser den kritischsten Betrachtungsfall dar. Nach analytischer Auslegung übersteigt die resultierende Vergleichsspannung im Gewindeschaft mit ca.  $\sigma_V \approx 1421 \text{N/mm}^2$  die zulässige Spannung von  $\sigma_{zul} \approx 900 \text{N/mm}^2$ . In die Vergleichsspannung gehen axiale Zugspannungen  $\sigma_x$  aus der Vorspannkraft als auch tangentielle Schubspannungen  $\tau_{xy}$  aus dem vorliegenden Gewindemoment ein [Birk08, S. 243]:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (5.42)$$

Mit geringerer Steigung  $P = 0,2$  ist die Bedingung mit  $\sigma_V \approx 1097 \text{N/mm}^2$  ohne Berücksichtigung des Sicherheitsfaktors beinahe erfüllt. Aus diesem Grund

wird eine FE-Analyse unter Berücksichtigung der Schraubengeometrie durchgeführt. Die Schrauben sind aus dem paramagnetischen Vergütungsstahl 34Cr-NiMo6 der Werkstoffnummer 1.6582 für hohe Anforderungen an die Festigkeit und Zähigkeit gefertigt. Der Elastizitätsmodul beträgt  $E = 210 \text{ GPa}$  und die Streckgrenze für Durchmesser kleiner als 16 mm liegt bei  $R_{p0,2} \leq 1000 \text{ N/mm}^2$ .

Um die Wirkungsweise des Axialdrucks mit Schrauben auf die Steigerung der Drehzahlfestigkeit zu untersuchen, wird ein 3D-FE-Modell aufgebaut. Das Modell setzt sich aus vier Rotorblechen der Breite 1,25 mm zusammen, wobei seitlich die Wuchtringe als Stützscheiben der Breite 5 mm modelliert werden. In ANSYS MECHANICAL<sup>®</sup> wird das Gewinde imaginär unter Vorgabe der Vorspannkraft mittels des *MultiZone*-Befehls vernetzt. Dies berücksichtigt die Vorspannkraft durch Trennen, imaginäres Verkürzen des Gewindefaßs und Verketteten der Knotenpunkte in der Schnittstelle, welche die Reaktionskräfte im Gewindefaß übertragen [GmbH11]. Die Randbindung in der Rotornabe ist in einer Simulation als freie Randbedingung vorgegeben und in einer weiteren Simulation als idealer Verbund-Kontakt zur feststehenden Umgebung modelliert. Die freie Randbedingung ermöglicht die radiale Aufweitung der Rotornabe. Der Werkstoff der Spindelwelle und Temperatureinflüsse bleiben zunächst unberücksichtigt.

Aus den Simulationsergebnissen geht hervor, dass die Vergleichsspannung der Schrauben nach VON MISES bereits im Simulationsschritt des Aufbringens der Vorspannkraft die zulässige Fließgrenze des Werkstoffs überschreiten. Dies entspricht der Erwartung aus der analytischen Vorauslegung. Um dennoch den Effekt der Axialdrucks mittels Schrauben auf die Vergleichsspannung in Abhängigkeit der Drehzahl zu untersuchen, wird eine Festigkeitsklasse von mindestens 14.9 erforderlich. Hierfür könnten Schrauben bspw. aus einem ähnlichen Werkstoff, wie NiCr19MoNb (2.4668) jedoch mit einer Streckgrenze von  $R_{p0,2} \leq 1260 \text{ N/mm}^2$  und einer Zugfestigkeit von  $R_m \leq 1400 \text{ N/mm}^2$ , gefertigt werden. Dies sind spezielle Werkstoffanforderungen, so dass das Konzept wirtschaftlich nicht umsetzbar ist und daher nicht weiter verfolgt wird.

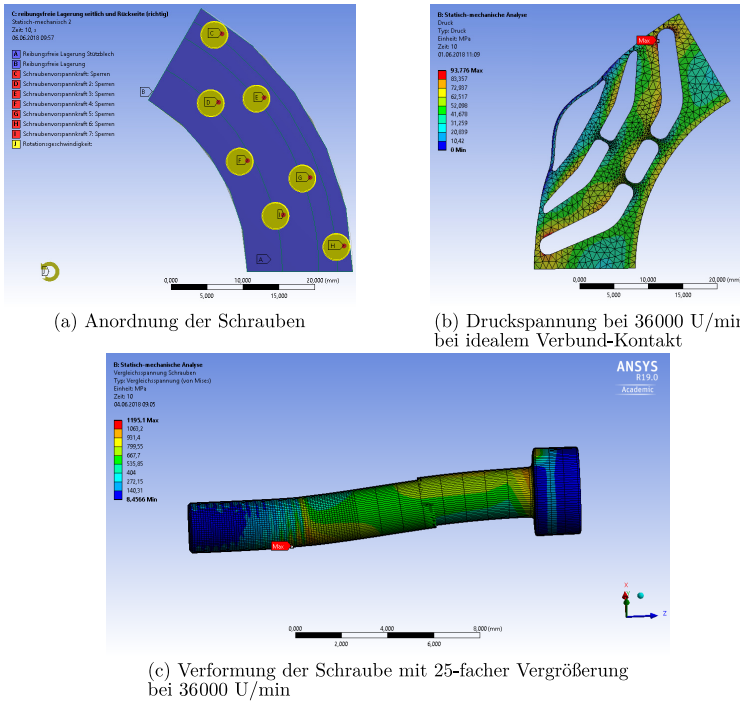


Abbildung 5.31: Anordnung der Schrauben, Druckverteilung sowie die Verformung einer Schraube mit 25-facher Vergrößerung bei 36 000 U/min und idealer Verbund-Randbedingung in der Rotornabe

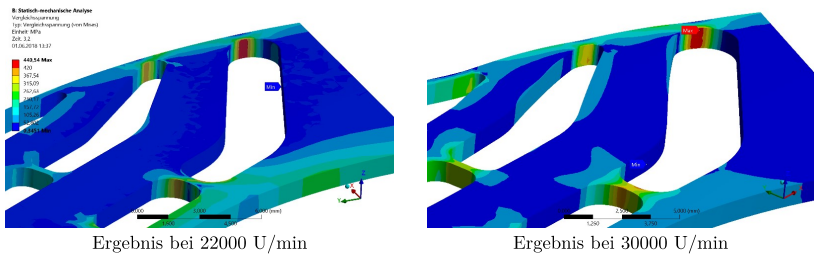
### 5.7.7 Einfluss der Welle-Nabe-Verbindung auf die Drehzahlfestigkeit

Die weiterführenden Maßnahmen zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit schließen die Berücksichtigung der Welle-Nabe-Verbindung zwischen Spindelwelle und Rotorblechpaket mit ein. Entsprechend gilt es, eine geeignete Welle-Nabe-Verbindung in Abhängigkeit des Werkstoffs für die Spindelwelle und der aus dem Stand der Forschung nach [Siel17] erwarteten Betriebstemperaturen für SynRM auszulegen. Der Aufbau der mechanischen FE-Simulationsmodelle beruht im ersten Entwicklungsschritt, wie in Abschnitt 5.6.3 angewendet, auf der idealen Randbedingung einer Verschiebung von 0 mm am Rotorinnen-



durchmesser. In Abbildung 5.32 rechts ist das Ergebnis des 2D-Modells mit Verbund-Randbedingung zur Spindelhohlwelle aus dem Werkstoff Ni42 ohne Übermaß dargestellt. In diesem Fall stellt sich an der Nabe eine radiale Verschiebung nach außen von wenigen Mikrometern ein. Wird jedoch am Rotorinnendurchmesser eine radiale Verschiebung als Freiheitsgrad zugelassen, stellt sich eine um ca. 30 % geringere maximale Drehzahl ein (siehe Abbildung 5.32, links). Das Blech verschiebt sich als Ganzes beinahe gleichwertig am Innen- und Außendurchmesser. Für die Abschätzung der mechanischen Drehzahlgrenzen des Rotorblechs ist es erforderlich, die Verbindungsart von Welle und Nabe als Randbedingung realitätsgetreu im FE-Simulationsmodell abzubilden. Hierzu zählt auch die Berücksichtigung der thermisch bedingten Bauteilausdehnungen. Im Wesentlichen sind im Elektromaschinenbau zwei Verbindungsarten gebräuchlich: die formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung im Sinne einer Profilverbindung und die reibkraftschlüssige Verbindung in der Ausführung als Querpresseverband. Die Zielstellung ist, einen möglichst homogenen Verbund zwischen Welle und Rotor herzustellen.

a) Freie Randbedingung am Innendurchmesser    b) Verbund-Randbedingung am Innendurchmesser



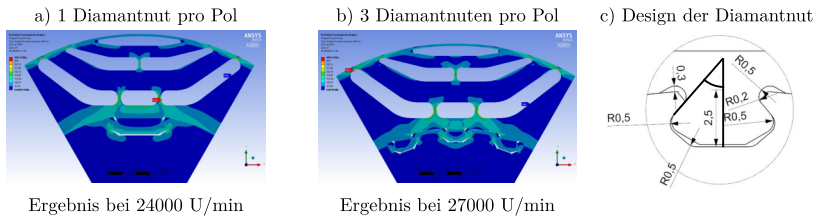
Randbedingung	a)	b)
Max. Vergleichsspannung (von Mises) in der Abbildung in MPa	440	421
Max. Drehzahl an der Streckgrenze in U/min	ca. 20000	ca. 29000
Max. radiale Verschiebung am Innendurchmesser bei 20000 U/min in $\mu\text{m}$	24	4
Max. radiale Verschiebung am Außendurchmesser bei 20000 U/min in $\mu\text{m}$	24	26

Abbildung 5.32: Einfluss der Randbedingung am Rotorinnendurchmesser auf die maximale Drehzahl

### Auslegung einer Profilverbindung mit Mitnehmernuten

Um die radiale Verschiebung am Rotorinnendurchmesser bei gleichzeitiger Drehmomentübertragung zu verhindern, wird die Profilverbindung in

der konventionellen Ausführung als Mitnehmernuten zu einer Diamant- oder Schwalbenschwanznut weiterentwickelt. Die Auslegung erfolgt mittels analytischem Ansatz nach [Birk08, S. 197 ff.]. Der Vorteil der Profilwellenverbindung im Vergleich zu einem Querpressverband ist die geringe initiale Vorbeanspruchung des Rotorblechs nach Montage. Es verbleibt hypothetisch eine höhere Spannungsreserve für drehzahlabhängige Beanspruchungen im Blech. Als Zielgröße gilt neben der Erreichung der Zieldrehzahl von 30 000 U/min mit einem Sicherheitsfaktor von  $S_n = 1,2$  auch die Übertragung des maximalen Drehmoments von 30 Nm mit einem Sicherheitsfaktor von  $S_M = 2$ . Neben der Platzierung der Diamantnuten, ob in der Polmitte oder in der Polgabel, wird auch die Geometrie der Diamantnut optimiert, um unzulässig hohe Kerbspannungen oberhalb der Fließgrenzen des Rotorbleches und der Spindelwellenwerkstoffe zu vermeiden. Da die Streckgrenze des Werkstoffs Ni42 geringer ist als die des Werkstoffs 16MnCr5, erfolgt die Untersuchung ausschließlich mit dem Werkstoff Ni42. Die Simulationsergebnisse lassen bei einer Spindelwellenausführung mit insgesamt 18 diamantförmigen Nuten auf eine maximal erreichbare Drehzahl von ca. 26 000 U/min schließen (siehe Abbildung 5.33, Design b)). Nachteilig wirken sich jedoch nicht vermeidbare Kerbspannun-



Design	a)	b)
Flankenwinkel zur radialen Achse in der Diamantnut	45°	45°
Max. Vergleichsspannung (von Mises) in der Abbildung in MPa	439	440
Max. Drehzahl an der Streckgrenze in U/min	ca. 23500	ca. 26000
Max. radiale Verschiebung am Innendurchmesser bei 20000 U/min in $\mu\text{m}$	12	9
Max. radiale Verschiebung am Außendurchmesser bei 20000 U/min in $\mu\text{m}$	22	22

Abbildung 5.33: Erreichbare maximale Drehzahlen für eine Profilspindelwelle aus dem Werkstoff Ni42 mit Diamantnuten

gen und die relativ geringe Dehngrenze des Spindelwellenwerkstoffs Ni42 von  $300 \text{ N/mm}^2$  aus. Der Spindelwellenwerkstoff begrenzt die Drehzahl, sodass die Zieldrehzahl nicht erreichbar ist. Hinzu kommt, dass für eine möglichst hohe erreichbare Drehzahl die Diamantnuten fertigungstechnisch anspruchs-

voll ausgeführt werden müssen und die erforderliche Anzahl an Nuten groß ist. Damit steigen die Fertigungskosten. Dieses Konzept wird daher nicht weiterverfolgt.

### Auslegung eines Querpressverbands

Im Motorspindelbau ist es üblich, Rotorpakete mittels Pressverbund mit der Rotorwelle zu verbinden. Die Auslegung eines Querpressverbands erfolgt unter Berücksichtigung der radialen Bauteilausdehnung bei vorgegebener Betriebsdrehzahl, des wirkenden Drehmoments und der in diesem Betriebspunkt abgeschätzten Temperaturen der Spindelwelle und des Rotorblechs. Die analytische Berechnung der erforderlichen Fugenpressung sowie des Übermaßes erfolgt nach DIN 7190 mit den Angaben aus [Birk08, S. 210 ff.]. Das Auslegungskriterium ist die sichere Vermeidung kritischer Zustände der Bauteilpaarung von Spindelwelle und Rotorblechpaket im Betrieb. Es wird mit einem Sicherheitsfaktor von  $S_M = 2$  für das zu übertragende Drehmoment und von  $S_n = 1,2$  für die zu ertragende Maximaldrehzahl gerechnet. Das Versagen des Querpressverbands tritt ein, wenn entweder unter Rotation die Fugenpressung zu Null wird und sich damit ein Spalt in der Nabe ergibt, wodurch sich das Rotorblechpaket von der Spindelwelle abhebt und keine reibkraftschlüssige Verbindung mehr gewährleistet ist. Oder es kommt zum Durchrutschen des Rotorpakets auf dem Sitz der Spindelwelle aufgrund einer zu geringen Fugenpressung, welche als reibkraftschlüssige Verbindung zu schwach für das wirkende Drehmoment ist. Folglich ergeben sich aus der Anforderungsliste und der SynRM-Auslegung die in Tabelle 5.8 gelisteten Anforderungen und Annahmen für die Querpressverbandsauslegung. Die Übermaßwerte der analytischen Vorauslegung sind in Tabelle 5.9 aufgelistet. Zusätzlich sind die aus der numerischen FE-Simulation ermittelten zugehörigen Versagensdrehzahlen des Querpressverbands und des Rotorblechs angegeben.

In der Literatur finden sich Auslegungskriterien für Voll- und Hohlwellen mit einem Vollmaterial als Rotor. Da sich im vorliegenden Fall das Rotormaterial durch die Flusssperren nicht isotrop verhält, muss das analytisch ermittelte Übermaß numerisch mittels FE-Analyse überprüft werden. Hierzu wird der analytisch ermittelte, benötigte Fugendruck mit den FEM-Berechnungsergebnissen für unterschiedliche, vorgegebene Übermaße abgeglichen. Das zugehörige FE-Modell ist in Abbildung 5.34 aus Gründen einer verkürzten Berechnungszeit als 3D-Polsegment aus Spindelwelle und Rotorblechsegmenten aufgebaut. Das analytisch ermittelte Übermaß wird als Übermaßrandbedingung in der Nabe bezogen auf den Radius in der statisch-mechanischen FE-Analyse vorgegeben und simulativ überprüft. Die Randbe-

Tabelle 5.8: Anforderungen und Annahmen für die Querpressverbandauslegung

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Oberflächenqualität für Nabe und Welle - Rautiefe	$R_z$	0,8	$\mu\text{m}$
Haftreibungskoeffizient Stahl-Stahl	$\mu_0$	0,2	
Max. Drehmoment bei Drehzahl 0 U/min	$M_{\max}$	30	Nm
Min. Drehmoment bei Drehzahl 30 000 U/min	$M_{\min}$	10	Nm
Sicherheit gegen Rutschen	$S_M$	2	
Erwärmung der Spindelwelle und des Rotors im Betrieb	$\Delta T$	50	K

dingung für den Kontakt von Spindelwelle und Rotor in der Nabe lautet reibungsbehaftet mit einer konservativen Haftreibungszahl von  $\mu_0 = 0,2$  für eine trockene Kontaktannahme von Stahl zu Stahl [Birk08, S. 138]. Die seitlichen Randbedingungen sind mit der Vorgabe reibungsfrei ausgeführt, um die kreisbogenförmig umlaufende Materialkontinuität abzubilden. Das Rotorblechpaket wird als 3D-Modell nicht aus den Einzelblechen mit einer Stärke von 0,2 mm modelliert, sondern zur Senkung der Berechnungszeit bereichsweise mit einer Blechdicke von 1,25 mm bzw. 1,25 mm abgebildet. Diese Vorgehensweise erfolgt unter der Annahme, dass die Rotorbleche zur Paketierung und elektrischen als auch magnetischen Isolation mit Backlack zu einem Verbundsegment verklebt werden. Die Rotationsgeschwindigkeit steigt schrittweise innerhalb von acht Sekunden von 0 U/min auf 36 000 U/min an. Als Annahme können Trägheitskräfte damit vernachlässigt werden. Nach Erreichen der Zieldrehzahl, wird die Drehzahl für eine Sekunde gehalten um einen stationären Betrieb zu simulieren. Die gewählte Einstellung „große Verformungen“ in ANSYS MECHANICAL<sup>®</sup> führt die Belastungsrichtung der Bauteilverformung nach. In dieser ersten Simulation sind die Betriebstemperaturen und das wirkende Drehmoment nicht berücksichtigt.

Die Ergebnisse zeigen einen Zielkonflikt zwischen dem Versagen des Querpressverbands und der Rotorbleche auf. Hohe Übermaße sprechen für ein sicheres Halten des Querpressverbands, wobei die Bleche durch den resultierenden Fugendruck vorbelastet werden, was zu erheblichen Eigenspannungen im Blech führt. Die äußere und innere Kraftwirkung am Rotorblechquerschnitt ist in Abbildung 5.13 veranschaulicht. Die verbleibende Reserve der Vergleichsspannung nach von Mises bis zur Dehngrenze des Rotorblechs ist reduziert. Der Rotor versagt schon bei geringen Drehzahlen.

Tabelle 5.9: Berechnungsergebnisse der analytischen Querpressverbandauslegung unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses von  $\Delta T = 50$  K zur Raumtemperatur

Materialpaarung Spindelwelle - Rotorblech- paket	Erf. Über- maß Querpress- verband in $\mu\text{m}$	Res. Fugen- pressung nach Montage mit erf. Übermaß in MPa	Erf. Fugenpres- sung bei $n = 0$ U/min und $M = 30$ Nm in MPa	Erf. Fugenpres- sung bei $n = 30\,000$ U/min und $M = 10$ Nm in MPa
16MnCr5 - NO20HS	26,3	26	0,44	0,15
Ni42 - NO20HS	34,3	31		

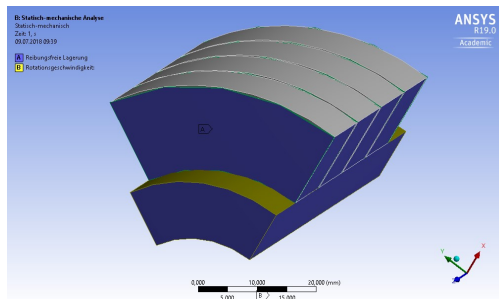


Abbildung 5.34: 3D-FE-Modell zur Berechnung des erforderlichen Übermaßes in der Spindelwelle-Rotornabe-Verbindung

Bspw. beträgt die maximale Vergleichsspannung nach von Mises im Rotorblech im Montagezustand ca. 350 MPa bei einem Übermaß von 0,045 mm. Um den Zielkonflikt aufzulösen ist eine Feinauslegung des Querpressverbands unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen nötig. Daraus folgt, dass die Versagensdrehzahlen von Querpressverband und Rotorblech angeglichen werden müssen. Dies geschieht durch Berechnung eines optimalen Übermaßbereichs, wie in Abbildung 5.35 für die beiden Materialpaarungen von Spindelwelle und Rotorblechpaket angegeben.

Die Übermaßbereiche in Abbildung 5.35 sind gemäß der in Tabelle 5.10 abgebildeten Passungsauslegung einstellbar. Der Einfluss des Werkstoffs der Spindelwelle auf die Passungsauslegung ist durch den E-Modul gegeben. Da der E-Modul des Werkstoffs Ni42 gegenüber dem Werkstoff 16MnCr5 geringer ist (siehe Tabelle 3.1), muss das Übermaß für die Materialpaarung Ni42 - NO20HS größer sein. Fertigungstechnisch kann am Innendurchmesser des

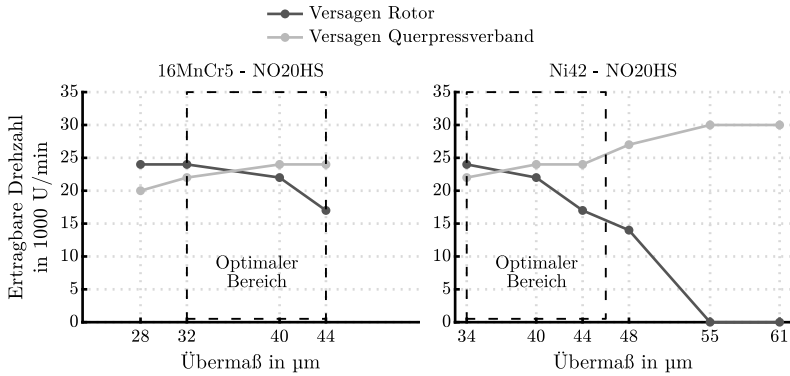


Abbildung 5.35: Optimale Übermaßbereiche für die zwei Materialpaarungen von Spindelwelle und Rotorblechpaket ohne Temperatureinfluss

Rotorblechpakets durch das Laserschneiden maximal eine Grundtoleranz von IT-7 erzielt werden. Daher wird das Blechpaket anschließend in einem Honprozess auf 0,010 mm angepasst. Die Spindelwelle wird im Bereich des Rotors innerhalb eines Toleranzfelds von 0,004 mm genau geschliffen. Die Fertigungstoleranzen führen zu einem Einstellfenster das Übermaß mit der Breite von rund 12 µm. Engere Toleranzen sind fertigungstechnisch nur mit höheren Kosten realisierbar und daher hier nicht weiter betrachtet, um ein praktisch umsetzbares Konzept zu untersuchen.

Tabelle 5.10: Resultate der Passungsberechnung zur Einstellung des optimalen Übermaßbereichs

Werkstoffpaarung	Sollwert Durchmesser in mm	Unteres Abmaß in mm	Oberes Abmaß in mm	min. Übermaß in mm	max. Übermaß in mm
Nabe NO20HS Welle 16MnCr5	55,000	0,000	0,010	0,032	0,046
Nabe NO20HS Welle Ni42	55,000	0,000	0,010	0,035	0,049

Zur Untersuchung des Temperatureinflusses auf die Fugenpressung und damit auf die Versagenskennlinien in Abbildung 5.35 ist im FE-Modell zusätzlich eine relative Temperaturerhöhung gegenüber der Raumtemperatur von 22 °C berücksichtigt. Die Temperaturen der Spindelwelle und des Rotorblechpakets

betragen jeweils 70 °C. In Abbildung 5.36 sind die Auswirkungen der Betriebstemperatur auf die Vergleichsspannung im Rotorblech, den mittleren Fugendruck in der Nabe und die gemittelte radiale Verlagerung des Rotoraußendurchmessers für die Spindelwelle-Rotornabe-Verbindung Ni42 - NO20HS ohne zusätzliche, äußere festigkeitssteigernde Maßnahmen dargestellt.

Mit steigendem Übermaß steigt auch die mechanische Vorbeanspruchung des Rotorblechs im Stillstand, sodass eine verminderte Spannungsreserve bis zum Erreichen der maximal zulässigen Vergleichsspannung verbleibt. Entsprechend sinkt die Versagensdrehzahl des Rotors mit steigendem Übermaß. Durch den Einfluss der Temperatur dehnen sich die Körper radial in Abhängigkeit ihres Wärmeausdehnungskoeffizienten aus. Da der Wärmeausdehnungskoeffizient von NO20HS mit  $11,8 \cdot 10^{-6}$  1/K fast doppelt so groß ist wie der des Werkstoffs Ni42 mit  $5,6 \cdot 10^{-6}$  1/K, dehnt sich das Rotorblech stärker aus, wodurch der Fugendruck als auch die Vergleichsspannung abnehmen. Die radiale Verlagerung nimmt zu. Letztlich wird deutlich, dass selbst mit dem fertigungstechnisch erzielbaren Toleranzfeld des resultierenden Übermaßes eine weite Streuung der Versagenskennwerte verbleibt.

Aus Abbildung 5.37 geht für die finale Rotorvariante<sup>8</sup> mit Stützblechen und Wellenmutter hervor, dass die festigkeitssteigernden Maßnahmen die Versagensgrenze des Rotors zu höheren Drehzahlen verschieben. Der Temperatureinfluss bewirkt einerseits eine Erhöhung der Versagenskennlinie des Rotors und andererseits eine Reduzierung der Versagenskennlinie des Querpressverbands. Aufgrund der berücksichtigten Sicherheit, wird dies jedoch als weniger kritisch eingeschätzt als das Potenzial zur Ausnutzung der maximal zulässigen Vergleichsspannung nicht voll auszuschöpfen. Als Fazit sollte eine maximale Drehzahl bis 25 000 U/min erzielbar sein. Darüber hinaus besteht die Gefahr der plastischen Verformung des Rotorblechs oder des Abhebens des Rotorpakets von der Spindelwelle.

Zusammenfassend zeigt die Querpressverbandauslegung das Potenzial auf, einen sicheren Welle-Nabe-Verbund in einem engen Toleranzfeld des resultierenden Übermaßes nach Montage hervorrufen zu können. Die Zieldrehzahl von 30 000 U/min ist jedoch nicht erreichbar. Das Rotorblechpaket kann mit der Kombination aus Querpressverband, Stützblechen und einer Wellenmutter für ein relativ geringes Übermaß von etwa 35 µm bis zum Eintreten der plastischen Verformung in lokalen Blechbereichen maximal 25 000 U/min erreichen. Das Montageverfahren durch thermisches Schrumpfen der Spin-

---

<sup>8</sup>siehe Proberotorvariante TR3 in Abschnitt 5.7.8

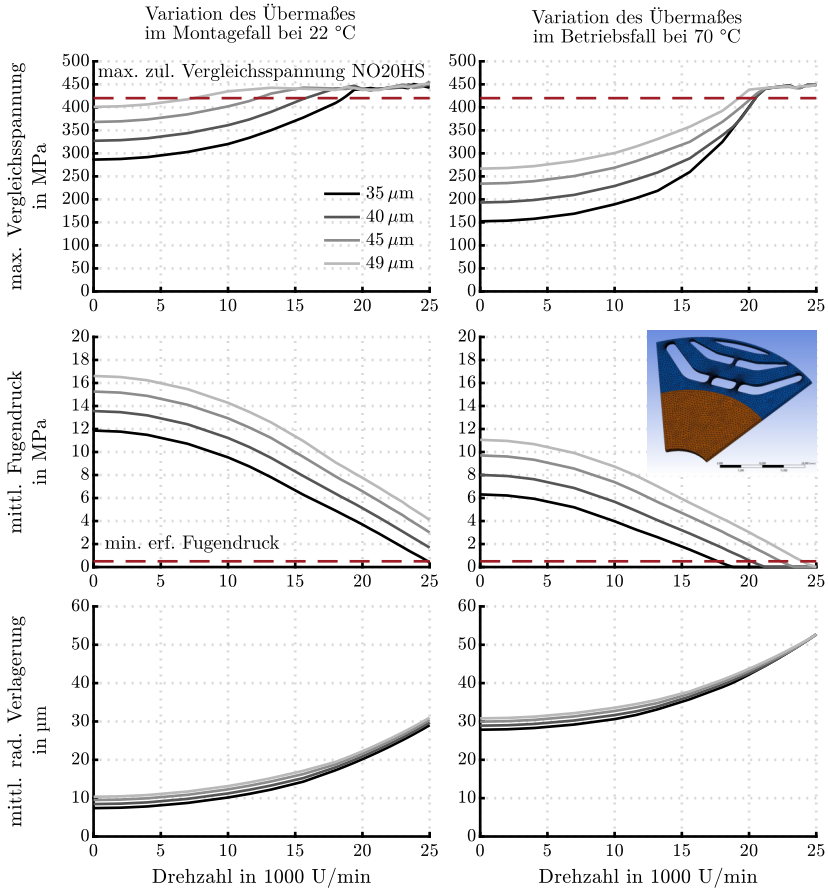


Abbildung 5.36: Einfluss der Temperatur und des Übermaßes auf die Spindelwelle-Rotornabe-Verbindung der Materialpaarung Ni42 - NO20HS (vgl. SynRM-Proberotor TR1)



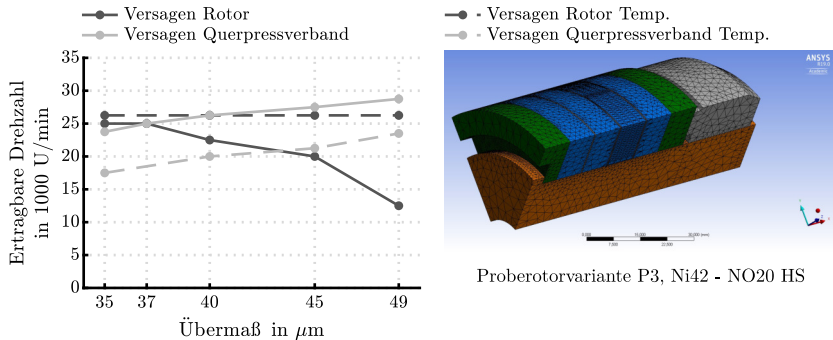


Abbildung 5.37: Numerisch ermittelte Versagensgrenzen des Querpressverbands und des Rotors der Materialpaarung Ni42 - NO20HS unter Temperatureinfluss (vgl. SynRM-Proberotor TR3)

delwelle mittels flüssigem Stickstoff und Erwärmen des Rotorblechpakets ist praktisch etabliert und kann mit bekannten Kosten realisiert werden.

### 5.7.8 Schleuderversuche zur experimentellen Validierung

Um für den Aufbau eines Demonstrator-Spindelsystem die Berechnungsergebnisse zu validieren und das finale Konzept zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit mit Stützblechen und Wellenmutter zu verifizieren, werden Schleuderprüfungen mit eigens dafür aufgebauten Proberotoren durchgeführt. Die in diesem Abschnitt vorgestellten Ergebnisse sind Teil der Publikation [Webel19b]. Im Vergleich mit den in der Forschung angegebenen Maximaldrehzahlen von SynRM bis zum gegenwärtigen Zeitpunkt deutet die in dieser Arbeit vorgestellte Lösung zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit auf eine Erweiterung des Stands der Technik für SynRM in der Anwendung für Motorspindeln und darüber hinaus auch für Traktionsantriebe hin. Zum Vergleich sind die SynRM aus den recherchierten Publikationen mit den Stichworten „SynRM“ oder „High Speed SynRM“ in Abbildung 5.38 mit deren maximaler Drehzahlen gegenüber deren Bemessungsleistung aufgetragen.

Für die praktische Prüfung von Hochgeschwindigkeitsrotoren werden spezielle Prüfstände verwendet. Zielparameter der Untersuchungen sind bspw. die maximale Drehzahl, die radiale elastische Verformung und die Rundlaufgenauigkeit des Rotors. In einigen Fällen wird die Werkstoffbeanspruchung untersucht. Hierfür sind spezielle Messgeräte und Software erforderlich, wie sie



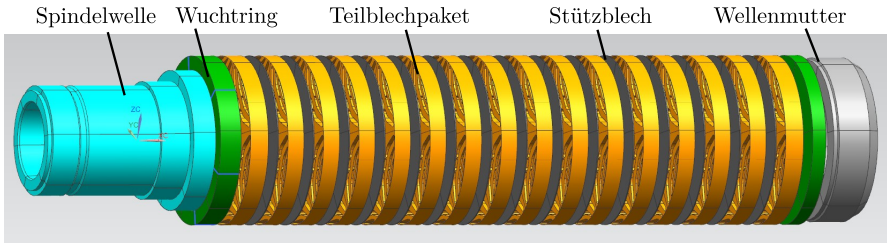


Abbildung 5.39: Aufbau des High Speed SynRM-Rotors mit Spindelwelle

gesamt erhöht sich dadurch die radiale, reibkraftschlüssige Wirkung zur Aufweitungsbehinderung der Rotorbleche.

### Proberotoren für den Schleudertest

Für den Schleuderversuch werden vier Proberotorvarianten vom finalen Rotordesign abgeleitet, um die relative Wirkung der jeweiligen festigkeitssteigernden Maßnahmen zu validieren. Die Dummy-Welle ist als Hohlwelle mit dem kritischsten, kleinsten Innendurchmesser der Spindelwelle unterhalb des Rotorblechpakets ausgeführt. Jedes Blechpaket und jede Proberotorwelle wird vor dem Zusammenbau taktil auf einem Koordinatenmessgerät vermessen, um das resultierende, mittlere Übermaß nach der Montage zu berechnen. Die Messunsicherheit beträgt  $0,2 \mu\text{m}$ . Das resultierende, mittlere Übermaß berechnet sich aus drei Messwerten des jeweiligen Durchmessers in drei verschiedenen Messebenen. Um einen experimentellen Eindruck der Streubreite der Kennwerte aus dem Schleuderversuch in Abhängigkeit des resultierenden Übermaßes zu erhalten, werden je Proberotorvariante zwei Proberotoren aufgebaut. Es wird der kritischere Spindelwellenwerkstoff Ni42 für alle Proberotorvarianten verwendet. Als Paarvergleich und zur Validierung der Auslegung existiert die finale Rotordesignvariante mit dem Wellenwerkstoff 16MnCr5. Die Proberotorvarianten sind in Tabelle 5.11 aufgelistet und in Abbildung 5.40 gezeigt. Die gemessenen Übermaße liegen innerhalb der Toleranzfeldbreite für das Übermaß (vgl. Tabelle 5.10).

### Verfahrensweise der Schleudertests

Die Schleuderversuche finden in einem vakuumierten Bunker des Schleuderprüfstands des Typs Schenck EngroTec statt. Jeder Proberotor wird mit einer dünnen Welle in hydrodynamischen Gleitlagern in der Schleudermaschine aufgenommen. Vor der Aufnahme werden die Proberotoren dynamisch in zwei

Tabelle 5.11: Aufbau der Proberotorvarianten mit resultierenden Übermaßen

SynRM Proberotor	Werkstoff der Spindel- welle	mittl. Über- maß in $\mu\text{m}$	Stützbleche	Wellenmutter
TR1-1	1.3917 (Ni42)	43,6	Nein	Nein
TR1-2	1.3917 (Ni42)	39,3	Nein	Nein
TR2-1	1.3917 (Ni42)	44,3	Ja	Nein
TR2-2	1.3917 (Ni42)	48,6	Ja	Nein
TR3-1	1.3917 (Ni42)	45,0	Ja	Ja
TR3-2	1.3917 (Ni42)	41,3	Ja	Ja
TR4-1	1.7131 (16MnCr5)	39,3	Ja	Ja



Abbildung 5.40: SynRM-Proberotorvarianten

Ebenen mittels einer Auswuchtmaschine auf G2.5 oder besser für die Drehzahl von 30 000 U/min gewuchtet. Im Testverfahren werden sie mit einer konstanten Winkelbeschleunigung von  $0,02 \text{ m/s}^2$  auf die Zieldrehzahl beschleunigt und für 120 s gedreht. Die Zieldrehzahl wird ausgehend von der Startdrehzahl von 12 000 U/min zunächst um je 2000 U/min angehoben und ab 18 000 U/min um je 1000 U/min gesteigert. Nach jedem Schleuderlauf bei einer Drehzahl erfolgt die Vermessung der Außenkontur des Blechpakets in vier Messebenen auf dem Koordinatenmessgerät des Typs Leitz PMM 864. Dazu wird der Proberotor in einem selbstzentrierenden Dreibackenfutter gespannt. Mittels einer Rubin-Tastspitze des Durchmessers 8 mm fährt die numerisch gesteuerte Koordinatenmessgerät in einem Kreisscanverfahren mit  $2 \text{ mm/s}$  den Rotorausendurchmesser ab. Die Messgenauigkeit wird vom Hersteller mit  $1,2 + L/300 \mu\text{m}$  angegeben. Die Rubin-Tastspitze wird vor jedem Proberotor neu eingemessen, woraus eine zuverlässige Standard-Messunsicherheit von  $0,7 \mu\text{m}$  resultiert. Die Umgebungstemperatur liegt bei  $22^\circ\text{C}$ . In Abbildung 5.41 ist der Schleuderprüfstand und die Aufnahme eines Proberotors im Koordinatenmessgerät zu sehen.

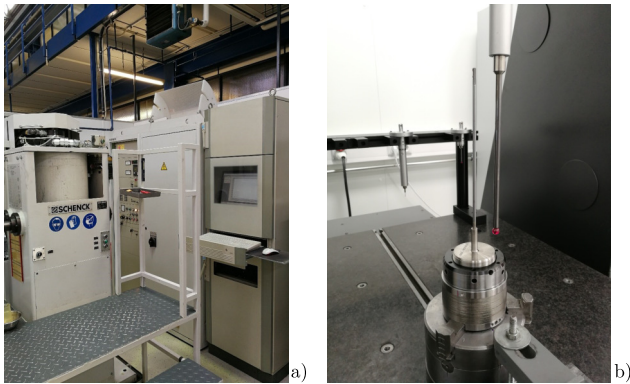


Abbildung 5.41: Schleuderprüfstand a) und Messaufbau eines Proberotors im Koordinatenmessgerät b)

### Auswertung der Schleudertests

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Messauswertung vorgestellt. Für einen besseren Abgleich sind die numerischen Ergebnisse äquivalenter FE-Modelle zu den Proberotorvarianten ebenfalls dargestellt. Dies erleichtert die Validierung der numerischen Berechnungen hinsichtlich der Untersuchung des Übergangs vom elastischen zu plastischen Verformungsverhalten des Rotorpakets in Abhängigkeit der Drehzahl.

Die in Abbildung 5.42 dargestellte Grafik repräsentiert die Ergebnisse Rundheitsauswertung des Kreisscanverfahrens am Rotoraußendurchmesser in der obersten Messebene unterhalb der Wellenmutter. Exemplarisch für alle Ergebnisse sind die der Proberotoren TR3-2 und TR4-1 vor und nach dem Schleudertest bei 32 000 U/min gezeigt.

Der aus der Montage resultierende Fugendruck führt zu einer Vorbeanspruchung des Rotorbleches, weshalb dieses bereits zu Beginn der Schleudertests die charakteristische Pol-Darstellung in Analogie zur Belastung unter Drehzahl ausprägt. Die Polgabeln bzw. die Längsachse befindet sich an den Kontureinbuchtungen. Die wellige Kontur entspricht der Anzahl der Rotornuten durch die Flussperrenenden. Die Rundheitsabweichung nimmt unter Drehzahl minimal ab. Dies deutet auf mechanische Entspannungsvorgänge durch Setzeffekte hin. Der minimale Außendurchmesser der Proberotoren TR3-2 und TR4-1 weitet sich dabei um rund  $62 \mu\text{m}$  und der maximale Außendurchmesser vergrößert sich um  $22 \mu\text{m}$ .

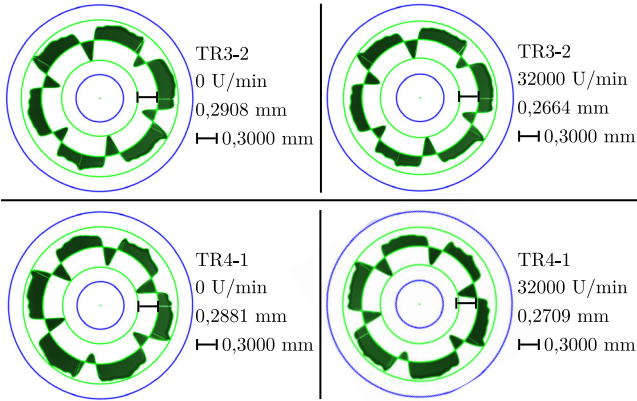


Abbildung 5.42: Rundheitsmessergebnisse der Proberotoren TR3-2 und TR4-1 vor und nach dem Schleudertest bei 32 000 U/min

Um den Beginn der plastischen radialen Verformung zu beurteilen, werden die Messdaten aller vier Kreisscans eines Proberotors zunächst für jede Messebene hinsichtlich der radialen Aufweitung gemittelt und anschließend die Mittelwerte der vier Messebenen erneut gemittelt. Dies wird für alle Drehzahlstufen durchgeführt. Das Ergebnis ist die grafische Kurve der mittleren radialen Verformung bezogen auf den Ausgangswert bei 12 000 U/min wie in Abbildung 5.43 dargestellt. Da sich die radiale Verformung gegenüber 0 U/min vernachlässigbar innerhalb der elastischen Verformung ändert, ist dieser Wert nicht abgebildet.

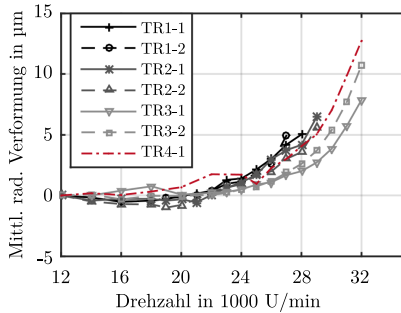


Abbildung 5.43: Mittlere radiale Verformung des Rotorblechpakets der Proberotoren in Abhängigkeit von der Drehzahl

Die Betrachtung der Ergebnisse lässt folgende Schlüsse zu. Für eine Drehzahl, z. B. 28 000 U/min, weisen die Proberotoren ohne festigkeitssteigernde Maßnahmen TR1 die größten radialen Verformungen auf, gefolgt von den Proberotoren TR2 mit integrieren Stützblechen. Die Proberotorvarianten TR3 und TR4 mit Stützblechen und axialer Zusammenpresskraft dehnen sich radial am geringsten, wobei hier die Unterschiede in der Verformung auf die Abhängigkeit vom Übermaß zurückzuführen sind. Zwischen TR3 und TR4 spielt auch der Werkstoff der Spindelwelle eine Rolle (vgl. Tabelle 3.1). Da sich die Spindelwelle aus dem Werkstoff Ni42 aufgrund ihres geringeren E-Moduls weniger dehnt als die Spindelwelle aus 16MnCr5, wird das Rotorblechpaket durch die Fugendruckänderung unter Drehzahl weniger beansprucht. Zusammenfassend lässt sich für alle Proberotorvarianten ableiten, wie sich das Verformungsverhalten in Abhängigkeit vom Übermaß in der Presspassung verhält (vgl. Tabelle 5.11). Je kleiner das Übermaß, desto größer sind die relativen Verformungen bezogen auf den Ausgangszustand am äußersten Radius. Diese Ergebnisse stimmen mit den Beobachtungen aus den numerischen Berechnungsergebnissen aus Abbildung 5.36 und Abbildung 5.37 überein. Dies ist mit der Stützwirkung durch die Umfangsspannung im umlaufenden Tangentialsteg des SynRM-Rotorquerschnitts zu erklären. Mit höherem Übermaß steigt die Beanspruchung im Tangentialsteg an. Um eine weitere Verformung unter Drehzahl herbeizuführen, muss die hervorgerufene Beanspruchung durch die Zentripetalkraft größer sein, als die initial vorliegende Beanspruchung.

Abbildung 5.44 repräsentiert die numerischen Ergebnisse der gemittelten radialen Verformung einschließlich elastischer und plastischer Anteile und der maximalen Vergleichsspannung nach von Mises in Abhängigkeit von der Drehzahl. Zusätzlich ist die gemessene und gemittelte radiale plastische Verformung nach dem Schleudertest auf einer Drehzahlstufe grafisch dargestellt. Die numerischen Berechnungen wurden unter Vorgabe des realen, gemittelten Übermaßes des entsprechenden Proberotors im 3D-FE-Modell durchgeführt.

Die Drehzahl bei beginnender plastischer Verformung wird mithilfe der Trenddefinition der Qualitätsregelkartentechnik, bekannt aus der statistischen Prozesskontrolle, bestimmt. Nach [Diet14] liegt ein Trend vor, wenn sieben aufsteigende Intervalle aufeinander folgen. Es handelt sich dann um eine Stabilitätsverletzung, die statistisch mit einer Restfehlerwahrscheinlichkeit von weniger als 0,02% bei einem einseitigen t-Test abgesichert ist. Die rot gestrichelten Linien markieren den Beginn der plastischen Verformung in den numerischen Ergebnissen der Vergleichsspannung nach von Mises und in den Versuchsergebnissen der bleibenden radialen Verformung nach dem Schleudern.

Nur im Fall des Versuchsrotors TR1-1 ist die Übereinstimmung zwischen Simulations- und Versuchsdaten bei einer Drehzahldifferenz von 2000 U/min akzeptabel. Beim Vergleich der Drehzahlgrenzen der Vergleichsspannungen in Abbildung 5.44a und Abbildung 5.44b fällt auf, dass die Simulation der erwartungsgemäß verbesserten Proberotorvariante TR3-1 mit Wellenmutter eine niedrigere Grenze bei 15 000 U/min im Vergleich zu TR2-1 bei 16 000 U/min aufweist. Dies entspricht nicht der Erwartung und den experimentellen Auswertergebnissen. Der Fehler wird in der Modellierung der axialen Oberflächenkontakte zwischen dem Elektrolech und den Stützblechen vermutet. Da die Berechnung der Haftkontakte einer Backlack-Klebeverbindung durch Delamination in ANSYS MECHANICAL<sup>®</sup> aufgrund unbekannter Materialeigenschaften und einer zeitintensiven Berechnung aufwendig und ungenau ist, sind die Zwischenblechkontakte der Proberotoren TR1 und TR2 als Verbundkontakte modelliert. Die Kontaktrandbedingung für die Verbindung zwischen Elektro- und Stützblech der Proberotorvarianten TR3 und TR4 ist hingegen als reibungsbehaftet mit einem Haftreibungskoeffizienten von  $\mu_0 = 0,2$  modelliert. Damit soll die axiale Krafteinleitung in das Blechpaket und die radiale Aufweitungsbehinderung durch die Überwindung der Haftreibungskraft berücksichtigt werden. Auch eine Erhöhung der Reibwerte bis  $\mu_0 = 0,8$  liefert nur vernachlässigbar andere numerische Ergebnisse. Die Modellierungsvariante ebenfalls mit Verbundkontakt, wie in Abbildung 5.37 angewendet, liefert mit einer Versagensdrehzahl von 20 000 U/min im Vergleich zur experimentellen Versagensdrehzahl von rund 23 500 U/min das bessere Ergebnis. Die Nachbildung des realen Verformungsverhaltens ist mit dem Modellierungsansatz eines bilinearen Werkstoffmodells für das Elektrolech, welches sich aus den Werten aus dem Werkstoffdatenblatt für das E-Modul, die Streckgrenze und die Zugfestigkeit ergibt, nur begrenzt möglich. Die Randbedingungen, die Streubreite der mechanischen Werkstoffeigenschaften sowie der Einfluss der Fertigungstoleranzen müssen berücksichtigt werden.

### Weiterführende Erkenntnisse aus den Schleuderversuchen

Neben dem eigentlichen Untersuchungsziel der Identifikation der Drehzahlgrenze ab dem plastisches Verformungsverhalten einsetzt und die Versagensdrehzahl des SynRM darstellt, sind aus den experimentellen Messdaten weitere Erkenntnisse zu ziehen. Die Proberotoren sind für die vorangegangenen Auswertungen bis 32 000 U/min geschleudert worden. Es wird die Frage untersucht, ob sich das Rotorblechpaket nach Überschreiten der plastischen Verformungsgrenze unterhalb der korrespondierenden Grenzdrehzahl weiterhin nur elastisch verformt. In einem weiteren Versuchslauf wird daher erneut



mit den Proberotorvarianten mit der Startdrehzahl von 18 000 U/min begonnen. Es wird Schritt für Schritt wieder die Drehzahl bis in den plastischen Verformungsbereich erhöht und in gewissen Drehzahlstufen der Proberotor entnommen und hinsichtlich der Verformung der Außenkontur auf dem Koordinatenmessgerät vermessen. Das Ergebnis ist für die Proberotoren TR3-1 und TR4-1 in Abbildung 5.45 dargestellt.

Mit erneutem Durchlauf #2 bleibt die radiale Verformung auf einem nahezu konstanten Niveau wie bei der Enddrehzahl 32 000 U/min des ersten Durchlaufs #1. Erst bei erneutem Erreichen der Kraftwirkung bei Drehzahl 32 000 U/min setzt die plastische Verformung wieder ein. Entsprechend nimmt die bleibende radiale Verformung gemessen nach 34 000 U/min sprunghaft zu. Dieses Verformungsverhalten lässt sich mit dem Effekt der lokalen Kaltverfestigung erklären (siehe Abschnitt 5.6.2). Die Berstdrehzahl des finalen Rotordesigns der Proberotorvarianten TR3 und TR4 liegt bei 38 000 U/min. Die Bruchstücke in Abbildung 5.46 belegen die numerisch als kritisch identifizierte Stelle höchster Beanspruchung im Bereich der Verrundung am Ende der innersten Fluss Sperre.

### **Zusammenfassung der Schleuderversuche**

Die Interpretation der Versuchsergebnisse erlaubt eine Abschätzung des Einflusses festigkeitssteigernder Maßnahmen auf die maximale Betriebsgeschwindigkeit bis zum Beginn der plastischen Verformung des Elektroleches. Für die Proberotorvarianten mit Stützblechen und axialer Zusammenpresskraft durch eine Wellenmutter können maximale Betriebsdrehzahlen von bis zu 25 000 U/min erreicht werden. Schließlich folgt für die SynRM-Motorspindel, dass die maximale Betriebsdrehzahl von 25 000 U/min nicht überschritten werden darf, um nicht die Betriebsfestigkeit zu vermindern und nicht die Betriebssicherheit zu gefährden. Die angestrebte Zieldrehzahl von 30 000 U/min ist mit diesem Rotordesign bei der getroffenen Werkstoffauswahl nicht sicher erreichbar. Dennoch wird ein SynRM-Gesamtkonzept vorgestellt, welches unter bekannten Verfahrensschritten wirtschaftlich herstellbar ist und den Stand der Technik für High-Speed-SynRM in Motorspindeln als auch für die Anwendung in Traktionsantrieben erweitert.

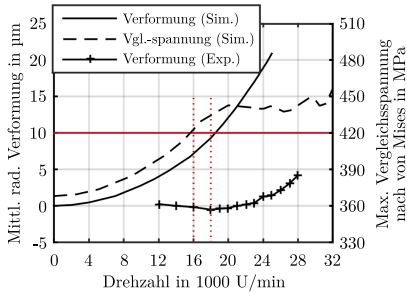
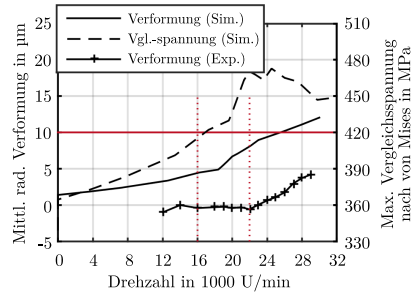
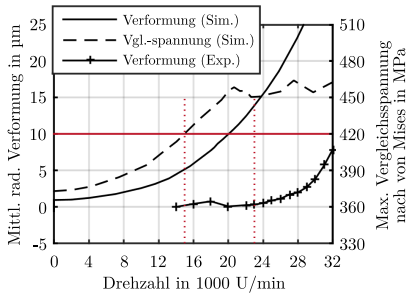
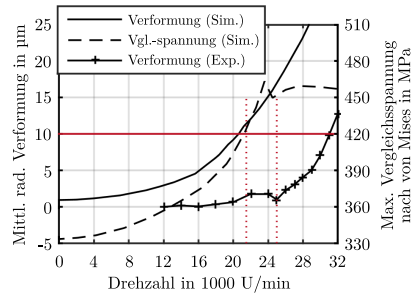
(a) SynRM-Proberotor TR1-1 mit Übermaß  $43,6 \mu\text{m}$ (b) SynRM-Proberotor TR2-1 mit Übermaß  $44,3 \mu\text{m}$ (c) SynRM-Proberotor TR3-1 mit Übermaß  $45,0 \mu\text{m}$ (d) SynRM-Proberotor TR4-1 mit Übermaß  $39,3 \mu\text{m}$ 

Abbildung 5.44: Beginn der plastischen Deformation anhand der experimentellen radialen Verformung im Vergleich zur numerisch berechneten Vergleichsspannung im Blechquerschnitt





# 6 Auslegung des Spindel-Lager-Systems

In diesem Kapitel ist die Auslegung der starr angestellten Lagerung beschrieben. Konkret wird das erforderliche Übermaß am Lagerinnenring bestimmt, welches die Anforderungen gemäß Stand der Technik der Wälzlagerkinematik aus Abschnitt 3.1.5 erfüllt. Im ersten Schritt erfolgt die Konzeptbeschreibung mit der analytischen Lagervorauslegung. Im Anschluss wird auf die Qualifizierung der Ausdehnungslegierung Ni42 als Spindelwellenwerkstoff eingegangen. Nach der Auslegung des erforderlichen Übermaßes schließt das Kapitel mit der simulativen Untersuchung des dynamischen und statischen Betriebsverhaltens der schnelldrehenden Motorspindeln mit SynRM im Vergleich zum elastisch angestellten System ab. Die präsentierten Ergebnisse sind als Teil der Masterthesis [Deff18] unter der Betreuung des Autors hervorgegangen.

## 6.1 Vorauslegung

Die Vorauslegung ermöglicht eine detaillierte Betrachtung des Konzepts gemäß der Zielsetzung in Abschnitt 4.2.3 für den Lösungsansatz der Ausdehnungsbehinderung durch die Verwendung eines Werkstoffs mit geringem Wärmeausdehnungskoeffizienten für die Spindelwelle.

### 6.1.1 Machbarkeitsanalyse

Die grundlegende Machbarkeit einer thermisch abgestimmten Festlagerung hängt von der Analyse der zu erwartenden Längenänderung der Spindelwelle und der Verschiebung zwischen Innen- und Außenring an den Lagerstellen relativ zur thermisch bedingten Gehäuseausdehnung ab. Es gilt die lineare Beziehung für die thermische axiale Längenänderung  $\Delta l$  von starren Werkstoffen bspw. aus [Alte16]:

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha_T \cdot \Delta T, \quad (6.1)$$

mit der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  und dem materialabhängigen Wärmeausdehnungskoeffizienten  $\alpha_T$  und der Ausgangslänge  $l_0$ . Die thermisch bedingte radiale Verschiebung eines Punkts auf dem Radius  $r$  berechnet sich für isotrope Materialeigenschaften bspw. nach [Schw08]:

$$\delta_r(r) = r \cdot \alpha_T \cdot \Delta T. \quad (6.2)$$

Für eine thermisch abgestimmte Lagerung muss bei gegebenem Lagerabstand  $l_0$  aufgrund des dazwischen liegenden Elektromotors der Ausdehnungskoeffizient  $\alpha_T$  auf die maximal zugelassene Längenänderung des Lagerabstands  $\Delta l_L$  relativ zur Gehäuselängenänderung  $\Delta l_G$  bemessen werden. Wie in Abschnitt 3.1.2 genannt, sind Ausdehnungslegierungen vor dem Hintergrund geringer Wärmeausdehnungskoeffizienten im Vergleich zu Stahl für diese Anwendung interessant. Zur Abschätzung von  $\alpha_T$  wird der konstruktive Entwurf des Motorspindel-Systems in Abbildung 6.1 in Analogie zum modellierten Spindel-Lager-System mit elastischer Lageranstellung aus Abschnitt 4.5 betrachtet. Die Positionierung der Lagerinnenringe auf der Spindelwelle ist durch Wellenabsätze und Gewindehülsen gesichert. Die Position der Lageraußenringe im Lagerdeckel ist durch seitliche Anschläge ebenfalls fixiert.

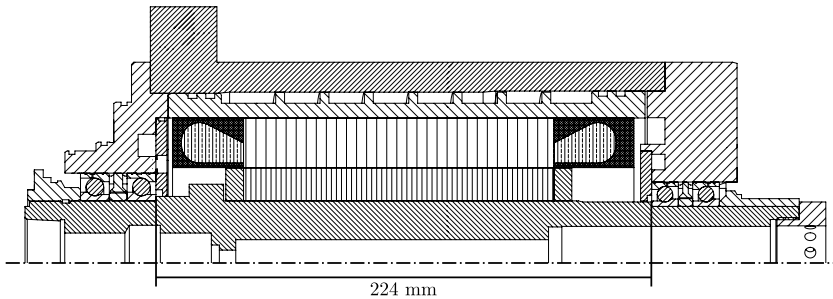


Abbildung 6.1: Konstruktiver Entwurf des starr angestellten Motorspindel-Systems analog zum elastisch angestellten System mit Lagerabstand der Ausgangslänge  $l_0$

Zur Abschätzung seien folgende Annahmen gemäß des definierten Lastfalls aus Abschnitt 4.5.2 gewählt:

- Die Umgebungstemperatur  $T_U$  beträgt  $20^\circ\text{C}$ .
- Die Gehäusetemperatur  $T_G$  beträgt  $40^\circ\text{C}$ .
- Gehäuse aus Stahl, Wärmeausdehnungskoeffizient  $\alpha_{T,G} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ .
- Die Wellentemperatur  $T_W$  beträgt  $80^\circ\text{C}$ .
- Die Ausgangslänge  $l_0$  beträgt 224 mm.

Die thermische Gehäuseausdehnung und damit die Verschiebung am Lageraußenring ergibt sich mit Gleichung (6.1) zu:

$$\Delta l_G = \alpha_{T,G} \cdot l_0 \cdot (T_G - T_U) = 0.054 \text{ mm.} \quad (6.3)$$



### 6.1.3 Vorauslegung der Lagerstellen

Im Zuge der Vorauslegung erfolgt eine Abschätzung der zu erwartenden radialen thermisch und rotativ bedingten Aufdehnung der Spindelwelle im Bereich der Lagerstellen. Diese Information ist entscheidend für die Bemessung der erforderlichen Übermaße im Querpressverband der Welle-Nabe-Verbindung zwischen Lagerinnenring und Spindelwellenaußendurchmesser. Davon sind die erforderlichen Fertigungstoleranzen der Spindelwelle im Bereich der Lagerstellen abhängig. Kritische Bedingungen, wie das Abheben des Lagerinnenrings von der Spindelwelle oder zu hohe Flächenpressungen im Lager müssen vermieden werden. Zum Vergleich erfolgt eine analytische als auch numerische Analyse. Die Ergebnisse der FEM-Analyse sind in Abbildung 6.2 dargestellt. Die Geometrie der Spindelwelle rotiert mit einer Drehzahl von 35 000 U/min. Die Vergleichsspannung der Spindelwelle aus Ni42 weist nur eine lokal geringfügige Überhöhung an einem Absatz der Innengeometrie auf. Die radiale Aufweitung der Spindelwelle aus Ni42 ist im Vergleich zur Stahlwelle aufgrund des geringeren E-Moduls und der höheren Dichte größer (siehe Tabelle 3.1).

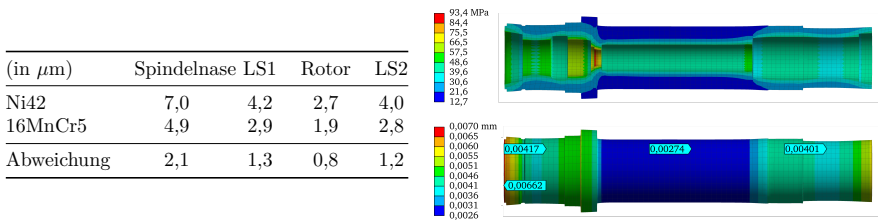


Abbildung 6.2: Rotativ bedingte, radiale Aufweitung der Spindelwelle

Die analytische Abschätzung der erforderlichen Übermaße erfolgt nach [Schw08, S. 11 ff.]. Hierbei werden die Einflüsse durch thermische Dehnung und rotative Dehnung nach dem Prinzip der Superposition berücksichtigt. Zum einen können die Werte aus der numerischen Simulation abgeglichen werden, zum anderen grenzen die analytischen Ergebnisse einen zu fokussierenden Wertebereich für die anschließende Parameterstudie ein. Neben dem Werkstoff Ni42 der Spindelwelle wird der Werkstoff 100Cr6 für die Lagerringe angesetzt (siehe Tabelle 6.2). Die Geometriedaten der Lagerstellen sind in Tabelle 6.3 zusammengefasst.



Tabelle 6.2: Werkstoffdaten für die Spindelwelle und die Wälzlageringringe

Werkstoff	Welle	Lagering
	Ni42	100Cr6
Dichte $\rho$ in kg/m <sup>3</sup>	8150	7800
E-Modul $E$ in kg/m <sup>2</sup>	145 000	210 000
Poisson-Zahl $\nu$	0,29	0,3
$\alpha_T$ in 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>	5,6	11,5

Tabelle 6.3: Geometriedaten von Welle und Lagerringen

	Lager 1		Lager 2		Lager 3 & 4	
	Welle	Lager	Welle	Lager	Welle	Lager
Außendurchmesser in mm	55	60	55	60	50	55
Innendurchmesser in mm	26	55	33	55	32	50

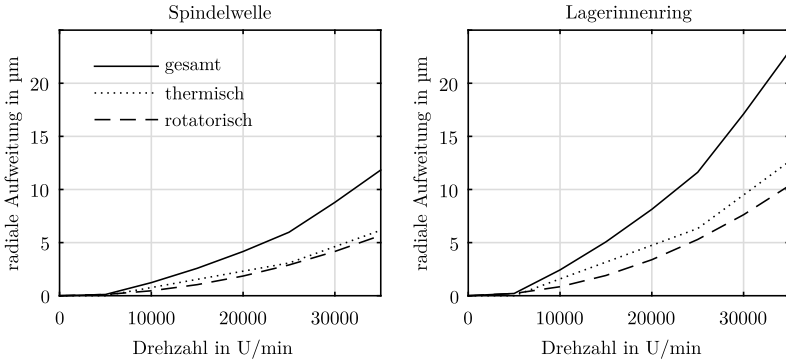
Die radiale Aufweitung dünner Kreisringquerschnitte der Lagerringe mit der Bedingung  $r_a/r_i < 1,2$  berechnet sich in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  zu [Schw08, S. 17]:

$$u_r(r) = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot \rho \cdot n^2 \cdot r^3}{E}. \quad (6.5)$$

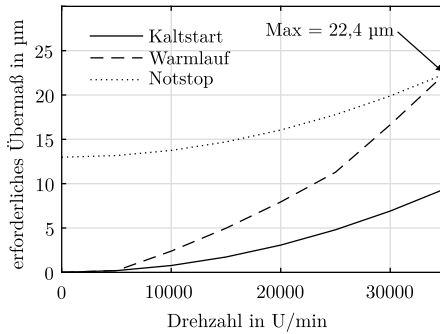
Für isotrope, dickwandige Kreisringquerschnitte der Spindelwelle mit  $r_a/r_i \geq 1,2$  folgt [Schw08, S. 17]:

$$u_r(r) = \frac{-\rho \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot [r_a^2 \cdot (r_i^2 \cdot (-\nu^2 - 3 - 4 \cdot \nu) + r^2 \cdot (\nu^2 - 3 + 2 \cdot \nu))]}{2 \cdot r \cdot E} + \frac{-\rho \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot [r_a^2 \cdot (r_i^2 \cdot (\nu^2 - 3 + 2 \cdot \nu) + r^2 \cdot (1 - \nu^2))]}{2 \cdot r \cdot E}. \quad (6.6)$$

Die thermisch bedingte Aufweitung berechnet sich nach Gleichung (6.2). Einsetzen der Werte aus den Tabellen 6.2 und 6.3 ergibt im Drehzahlbereich bis 35 000 U/min die Graphen in Abbildung 6.3a für die radialen Verformungen an der Lagerstelle 1 im Lastfall Warmlauf. Die Aufweitung des Lagerinnenrings ist thermisch dominiert. Aufgrund des relativ geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Ni42 ist der Anteil der thermischen Ausdehnung vergleichsweise gering. Das Übermaß in Abbildung 6.3b berechnet sich aus der Differenz der radialen Gesamtverformungen multipliziert mit dem Faktor Zwei für den Bezug auf den Durchmesser. Die Ergebnisse der radialen Aufweitung und der erforderlichen Mindestübermaße sind in Tabelle 6.4 aufgeführt.



(a) Thermisch und rotativ bedingte radiale Aufweitung am Lager 1 für den Lastfall Warmlauf



(b) Berechnetes Übermaß aus der Differenz der Gesamtverformungen am Lager 1 aus (a) multipliziert mit Faktor 2 für die Angabe bezogen auf den Durchmesser

Abbildung 6.3: Thermisch und rotativ bedingte radiale Aufweitung an der Lagerstelle 1 für den Lastfall Warmlauf

Das minimal erforderliche Übermaß für Lager 1 beträgt unter Berücksichtigung von Sicherheit rund  $23\ \mu\text{m}$ . Für die anderen Lagerstellen wird analog vorgegangen. Aus fertigungstechnischer Sicht ist zur Bearbeitung des ersten Lagersitzes der Lager 1 und 2 ein gemeinsames Mindestübermaß von  $23\ \mu\text{m}$  festzulegen.

## 6.2 Qualifizierung des Werkstoffs Ni42

Der Werkstoff Ni42 aber auch die Werkstoffgruppe der Ausdehnungslegierungen sind nach Recherchen für diese Arbeit und im Austausch mit Motor-

Tabelle 6.4: Berechnete und festgelegte, erforderliche Mindestübermaße für die Lagerstellen aus der Vorauslegung

	Lager 1	Lager 2	Lager 3 & 4
berechnetes Mindestübermaß in $\mu\text{m}$	23	19	16
gewähltes Mindestübermaß in $\mu\text{m}$	23		16

spindelherstellern bislang nicht als Spindelwellenwerkstoff eingesetzt worden. Aus diesem Grund wird die Qualifizierung des Werkstoffs in diesem Abschnitt erläutert.

Zur Qualifizierung von Ni42 (1.3917) als Werkstoff für Spindelwellen ist es erforderlich die Beanspruchung unter Abschätzung der äußeren Belastungen, wie Drehmomente, Radialkräfte und Aufdehnung unter Rotation, zu analysieren sowie einen ganzheitlichen Festigkeitsnachweis nach [DIN743] zu durchzuführen. Die Beanspruchungsanalyse wird in [Deff18] mit den Anforderungen aus Tabelle 4.1 durchgeführt. Die Streckgrenze des Werkstoffs Ni42 als maximal zulässige Beanspruchung wird stets eingehalten und die auftretenden Verformungen weichen im Bereich von  $\leq 1 \mu\text{m}$  im Vergleich zur Spindelwelle aus dem Werkstoff 16MnCr5 ab. Die Festigkeitsberechnung kritischer Stellen, wie z.B. an den Wellenabsätzen, erfolgt in [Ditt19] mit dem Ergebnis, dass die statische und dynamische Festigkeit der Spindelwelle aus Ni42 im Betrieb unter äußeren Belastungen stets sichergestellt ist, jedoch nur etwa die Hälfte der verbleibenden Sicherheit der Spindelwelle aus 16MnCr5 entspricht.

### 6.2.1 Anforderungen an die Randschichthärte der Spindelwelle

Die Wärmebehandlung der Spindelwelle ist ein wichtiger Schritt, um neben den grundlegenden Materialeigenschaften insbesondere die Härte in Kontaktbereichen zu anderen Komponenten, wie bspw. das in der Welle integrierte Werkzeugspannsystem, das Werkzeugspannfutter mit Hohlchaftkegel oder die Wälzlagerringe am Innendurchmesser, einzustellen. Die Härte ist definiert als der mechanische Widerstand eines Körpers gegen das oberflächliche Eindringen eines anderen Körpers [Weiß21, S. 485]. Die Korrosionsbeständigkeit und Verschleißfestigkeit wird erhöht [Lied05]. Es existieren verschiedene Härteprüfverfahren nach BRINELL, MARTENS, VICKERS und ROCKWELL. Eine Übersicht bietet die Literatur [Weiß21, S. 485 ff.].

Die Lagerringe aus Wälzlagerstahl besitzen eine Härte nach VICKERS von etwa 700 HV 10 nach [FAG18] bzw. von rund 58 bis 65 HRC (ROCKWELL) nach [SKF 14]. Ein gleicher Härtegrad muss für die Randschichtzone der Spindelwelle erzielt werden, um Eindrücke von Lagerringen im Lagersitz zu vermeiden und die Maß- und Formstabilität auch unter Belastung zu gewährleisten.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Werkstoffproben von Ni42 angefertigt, um sie einer Wärmebehandlung durch das Leibniz-Institut für Werkstofforientierte Technologien an der Universität Bremen zu unterziehen. Im Anschluss werden die Proben mittels Härteprüfverfahren und Randschichtdicke vermessen.

### 6.2.2 Verfahren zum Randschichthärten von Ni42

Die Auswahl des Wärmebehandlungsverfahrens ist hinsichtlich der Beibehaltung der charakteristischen Materialeigenschaften der Ausdehnungslegierungen von großer Bedeutung. Das gängig für das Randschichthärten von Spindelwellen eingesetzte Verfahren ist das Nitrieren. Nach DIN EN 10052 wird die Randschicht thermo-chemisch durch das Anreichern von Stickstoff gehärtet. Das Nitrieren wird im Temperaturbereich von 500 °C bis 550 °C durchgeführt. Das Nitrocarburieren findet bei etwas höheren Temperaturen von 570 °C bis 580 °C statt. Hierbei wird thermo-chemisch die Randschicht mit Stickstoff und Kohlenstoff angereichert. Es bildet sich eine Verbindungsschicht unter der sich eine mit Stickstoff angereicherte Diffusionsschicht befindet [Lied05]. Bei Prozesstemperaturen oberhalb von 585 °C kann je nach Stahl Austenit entstehen. Die ferritischen Gefügebereiche sind nicht mehr stabil [Lied05]. Im Fall der Nickel-Eisenlegierung kann es zu einer Veränderung der ursprünglich eingestellten Magnetostriktion, d.h. Verlust der gewünschten Wärmeausdehnungseigenschaft, kommen.<sup>1</sup> Die Wärmeausdehnungskoeffizienten von Knetlegierungen werden durch die Wärmebehandlung des Weichglühens im Temperaturbereich von 900 °C bis 1100 °C mit einer Verweilzeit von bis zu einer Stunde und langsamer Abkühlung bei  $\leq 5$  K/min bis unterhalb von 300 °C eingestellt [DIN17745]. Für die Prozessführung des Randschichthärtens von Nickel-Eisenlegierungen ist daher eine niedrigere Prozesstemperatur zu wählen und die Einwirkzeit des Prozessgases zu regeln. Da nur ausgewählte geometrische Bereiche der Spindelwelle, wie bspw. die Lagersitze, örtlich

---

<sup>1</sup>persönliche Kommunikation mit Herr Dr.-Ing. H. Klümper-Westkamp vom Institut für Werkstofftechnik (IWT) der Universität Bremen am 06.08.2019

begrenzt behandelt werden sollen, sind die anderen Bereiche mit einer Paste geschützt.

Neben dem Wärmebehandeln bietet sich Alternativ auch das Randschichthärten der Bauteile in lokal begrenzten Bereichen durch Plasmaverfahren an. Beim Plasmanitrieren wird ein Plasma der stickstoff- und wasserstoffhaltigen Atmosphäre erzeugt. Die Gase ionisieren und schlagen sich auf der kathodisch-geladenen Bauteiloberfläche nieder. Durch Prozesstemperaturen von 500 °C bis 570 °C diffundiert der Stickstoff in die Randschicht. Es entsteht Eisennitrid, welche die Eigenschaft der Verschleißfestigkeit erzeugen. [Pfei18] Das Randschichthärten mit einer DLC-Beschichtung erfolgt in einem Plasma der durch Gleichspannung ionisierten Gasatmosphäre aus Argon, Wasserstoff und diversen Kohlenstoffverbindungen nach dem PACVD-Verfahren (engl.: *Plasma Assisted Chemical Vapor Deposition*). Es entsteht eine wasserstoffhaltige, amorphe Kohlenstoffschicht auf dem Substrat. Vorteilhaft ist, dass die Prozesstemperaturen im Vergleich zum CVD-Verfahren mit < 150 °C gering sind. [Enge10] Dadurch lassen sich Endkonturen fertigen und anschließend nahezu ohne thermische Verzüge Randschichthärten. Dies spart Fertigungskosten ein. Ein weiterer Vorteil ist die Korrosionsbeständigkeit sowie die hohe Wärmeleitfähigkeit der Randschicht [Enge10]. Dies könnte sich vermutlich positiv auf die Wärmeübertragung von Spindelwelle zum Lager und letztlich auf niedrigere Gesamttemperaturen im Lagerbereich auswirken. Nachteilig ist jedoch, dass die innenliegenden Konturen in Spindelwellen mit den Plasmaverfahren nicht gut behandelt werden können.

Im Vorfeld des eigentlichen Randschichthärtens der Spindelwelle werden Voruntersuchungen anhand von Materialproben des Werkstoffs Ni42 desselben Lieferanten durchgeführt. Es werden Materialproben von Ni42 in Form von dünnen, runden Scheiben in allen vier Verfahren gehärtet. Je nach Härteverfahren werden unterschiedliche Randschichtdicken hoher Härte erzielt. Wichtig ist, dass die Randschicht unter thermischer und mechanischer Beanspruchung nicht rissig wird oder abplatzt. Am Fraunhofer-Institut für Schicht- und Oberflächentechnik (IST) wird das Plasmanitrieren und DLC-Beschichten beauftragt. Am Institut für Werkstofftechnik der Universität Bremen erfolgt das Nitrieren und Nitrocarburieren in einem Kammerofen. Die Ergebnisse der anschließenden Härteprüfung und Randschichtdickenmessung sind aus den zugesandten Prüfprotokollen in der Tabelle 6.5 und der Abbildung 6.4 zusammengefasst.

### 6.2.3 Härteprüfung von Materialproben aus Ni42

Für die Härteprüfung der plasmanitrierten und DLC-beschichteten Proben wird die Universalhärteprüfung nach MARTENS [DIN14577-1] angewendet. Die Martenshärte wird angegeben mit HM 0,5/20/5 in der Einheit Gigapascal (GPa). Die Zahlen entsprechend der Prüfkraft in Newton, der Anstiegszeit der Prüfkraft und der Haltezeit bei maximaler Prüfkraft in Sekunden. Für die Nitrier- und Nitrocarburierproben wird die Vickershärte nach [DIN6507] bestimmt. Die weiteren Angaben in Tabelle 6.5 sind in Anlehnung an die Härtevergleichstabelle in Abschnitt A.9 nach [DIN18265] in die vergleichbaren Härteangaben umgerechnet.

Tabelle 6.5: Erreichte, gemittelte Härtegrade der Werkstoffproben aus Ni42

Behandlung	HM 0,5/20/5	HV 0,1	HRC
keine	2746 GPa	292	≈ 29
DLC-Beschichten	9040 GPa	2158	≫ 70
Plasmanitrieren	2214 GPa	233	≪ 20
Nitrieren	kein Wert vorh.	380	≈ 39
Nitrocarburieren	kein Wert vorh.	440	≈ 45

Das Plasmanitrieren ergibt eine Härte von 233 HV 0,1 und ist damit sogar geringer als die Härte der unbehandelten Probe mit 292 HV 0,1. Der Wertebereich reicht jedoch von 67 HV 0,1 bis 504 HV 0,1. Die Schichtdicke beträgt etwa 100  $\mu\text{m}$ . Die DLC-Beschichtung besitzt den höchsten Härtegrad mit 2158 HV und erfüllt mit 70 HRC die genannten Anforderungen. Die gemessene DLC-Schichtdicke beträgt 6,0  $\mu\text{m} \pm 0,3 \mu\text{m}$ . Damit können Lager-sitze unter hoher Maßhaltigkeit in der Randschicht gehärtet werden mit dem Vorteil, dass eine Nachbearbeitung durch Schleifen nicht erforderlich ist. Entsprechend dünn können die DLC-Schichten präzise aufgetragen werden.

Die Nitrierbehandlung erfolgt bei einer Temperatur von 450 °C, einer Begasung von 1000l/h Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ) und einer Behandlungsdauer von 25 h. Die Randschichtdicke beträgt rund 20  $\mu\text{m}$  und besitzt eine Härte im Mittel von 380 HV 0,1. Der Wertebereich beträgt 270 HV 0,1 bis 490 HV 0,1.

Das Nitrocarburieren wird bei erhöhter Temperatur im Vergleich zum Nitrieren mit 550 °C, einer Begasung von 1000l/h Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ) und 30l/h Kohlenstoffmonoxid ( $\text{CO}$ ) sowie einer Dauer von 10 h durchgeführt. Die Randschicht ist mit 50  $\mu\text{m}$  dicker und im Mittel mit 440 HV 0,1 auch härter. Die Werte streuen im Bereich von 300 HV 0,1 bis 560 HV 0,1.

Die Anforderungen an die Randschichthärte werden mit dem Verfahren des Nitrocarburierens am ehesten erfüllt, da es nicht nur näherungsweise die geforderten Härtegrade liefert, sondern auch die Innenbereiche der Spindelhohlwelle behandelt. Diese Werte konnten auch in einer mitgelieferten Probe für die finale Nitrocarburierbehandlung zusammen mit der Spindelwelle aus Ni42 bestätigt werden. Das finale Ergebnis ist in Abbildung 6.4 dargestellt.

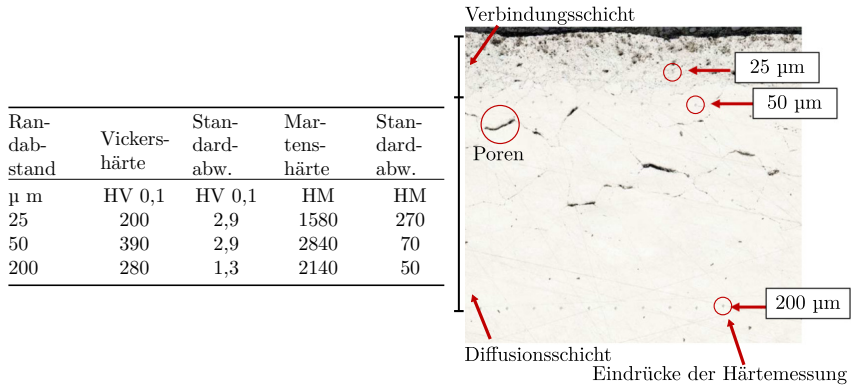


Abbildung 6.4: Ergebnis der Martenshärte (HM 0,5/20/5) am Querschliff einer Materialprobe (45 s in 3%-iger alk.  $\text{HNO}_3$  geätzt) nach der Nitrocarburierbehandlung der Spindelwelle aus Ni42

Für die finale Einstellung eines gehärteten Randbereichs von  $200\ \mu\text{m}$  beträgt die Behandlungsdauer 80 h bei  $575\ ^\circ\text{C}$ . In der Folge sind Poren im Randbereich zu erkennen. Diese sind laut [Lied05] typisch und stellen Gasphasen von molekularem Stickstoff dar und können das Verschleißverhalten beeinträchtigen. Unter Wechselbeanspruchung in der Spindelwelle birgt es die Gefahr des Verschleißens durch Oberflächenzerrüttung in Form von Mikrorissen und adhäsivem Verschleiß in Form von Kaltverschweißungen. Daher sollte für zukünftige Anwendungen der Randbereich rund  $100\ \mu\text{m}$  betragen, um die Porenbildung durch eine verkürzte Behandlungsdauer zu vermeiden.

## 6.2.4 Fazit zur Qualifizierung von Ni42 als Spindelwellenwerkstoff

Mit den Ergebnissen der unterschiedlichen Härteverfahren und der anschließenden Härteprüfungen und Schlifffbildanalysen ist die Arbeitshypothese 3 aus Abschnitt 4.2.4 verifiziert. Die Anforderungen an die Randschichthärte für Spindelwellen in den kritischen Bereichen der Lagersitze, des Hohlchaftkegels und der innenliegenden Funktionsflächen im Kontakt zum Spannsatz des Werkzeugspannsystems sind mittels des Härteverfahrens Nitrocarburieren und der genannten Verfahrensparameter erfüllbar. Eine Betrachtung der Betriebsfestigkeit der Randschichtzone bzw. des tribologischen Verschleißverhaltens ist nicht erfolgt und somit ausstehend für eine abschließende Beurteilung. Für den Aufbau des Demonstrator-Spindelsystems als HSC-SynRM-Motorspindel sind die Erkenntnisse zielführend, sodass mit der Auslegung der starren Lageranstellung fortgefahren werden kann. Damit ist die prinzipielle Einsatztauglichkeit der Ausdehnungslegierung Ni42 als Spindelwellenwerkstoff nachgewiesen.

## 6.3 Berechnung der starren Lageranstellung

Die Auslegung der starren Lageranstellung fokussiert sich auf zwei Aspekte. Zum einen muss die erforderliche minimale und maximale Überdeckung im Bereich der vorderen und hinteren Lagerstelle ermittelt werden. In Abhängigkeit der Maßtoleranzen der Wälzlager errechnen sich die Fertigungstoleranzen für die Lagersitze der Spindelwelle. Zum anderen wird geprüft, dass mit den errechneten Überdeckungen die Grenzen des kinematischen Wälzlagerbewegungsverhaltens unter Annahme der Lastfälle aus Tabelle 6.1 eingehalten werden.

### 6.3.1 Modell der Motorspindel mit starrer Lagerung und SynRM

In Analogie zur Motorspindel mit elastischer Lageranstellung erfolgt die Modellierung und Berechnung mittels der Software MESYS WELLENBERECHNUNG<sup>®</sup> der MESYS AG. Der Modellaufbau in Abbildung 6.5 ergibt sich auf Basis der CAD-Daten des konstruktiven Entwurfs der Motorspindel (vgl. Abbildung 6.1). Das Rotorpaket der SynRM wird vereinfacht als Zusatzmasse auf der Spindelwelle anhand der Position, der Gesamtbreite des Rotorpakets, der Masse und der Massenträgheitsmomente modelliert. Die Massenträgheits-

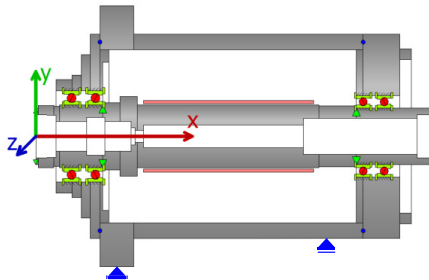


momente berechnen sich nach [Mark12a] mit den Abmaßen des SynRM, der Annahme der Dichte von Stahl und der konservativen Berücksichtigung eines Hohlzylinders zu:

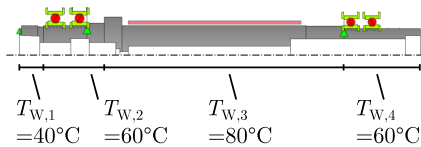
$$\Theta_{xx} = \frac{m}{2}(r_{R,i}^2 + R_{R,a}^2) = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad (6.7)$$

$$\Theta_{yy} = \Theta_{zz} = \frac{m}{12}(3(r_{R,i}^2 + R_{R,a}^2) + h^2) = 10,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2. \quad (6.8)$$

Die Lager sind die Gleichen wie für die Motorspindel mit elastischer Lageranstellung in Abschnitt 4.5.1. Der Werkstoff Ni42 wird mit seinen Werkstoffparametern laut Tabelle 3.1 vorgegeben. Die Umgebungstemperatur beträgt 20 °C. Für die Spindelwelle wird je Lastfall eine Temperaturverteilung je Segment in Anlehnung an die experimentell ermittelten Messergebnisse in Abbildung 2.7 aus [Siel17, S. 133 ff.] vorgegeben (siehe Abbildung 6.5b bis 6.5e).



(a) Modellaufbau in MESYS



(b) Temperaturverteilung in der Spindelwelle

(c) Temperaturverteilung im *Warmlauf*

Drehzahl	$T_G$	$T_{\text{Lagerschild}}$	$T_{W,1}$	$T_{W,2}$	$T_{W,3}$	$T_{W,4}$
0	20	20	20	20	20	20
...	...	...	...	...	...	...
35 000	...	...	...	...	...	...
U/min	40	40	40	60	80	60

(d) Temperaturverteilung im *Betrieb*

Drehzahl	$T_G$	$T_{\text{Lagerschild}}$	$T_{W,1}$	$T_{W,2}$	$T_{W,3}$	$T_{W,4}$
0	40	40	40	60	80	60
...	...	...	...	...	...	...
35 000	...	...	...	...	...	...
U/min	40	40	40	60	80	60

(e) Temperaturverteilung im *Kaltstart*

Drehzahl	$T_G$	$T_{\text{Lagerschild}}$	$T_{W,1}$	$T_{W,2}$	$T_{W,3}$	$T_{W,4}$
0	20	20	20	20	20	20
...	...	...	...	...	...	...
35 000	...	...	...	...	...	...
U/min	20	20	20	20	20	20

Abbildung 6.5: Modellaufbau und Temperaturverteilung in der Spindelwelle

### 6.3.2 Berechnungen zur starr angestellten Lagerauslegung

Auf Basis der Ergebnisse der analytischen Vorauslegung des Übermaßes wird ein Wertebereich je Lagersitz für die numerische Parametervariation zur Er-

mittlung des erforderlichen Übermaßes festgelegt (siehe Tabelle 6.6). Weil die Lagervorspannkraft einer Aufweitung unter Drehzahl entgegenwirkt, werden auch kleinere Werte für die Parameterstudie zugelassen als in der Vorauslegung berechnet.

Tabelle 6.6: Wertebereiche zur Bestimmung des erforderlichen Übermaßes

Variation-Nr.	Übermaß in $\mu\text{m}$			
	Lager 1	Lager 2	Lager 3	Lager 4
1	20	20	10	10
2	21	21	11	11
3	22	22	12	12
4	23	23	13	13
5	24	24	14	14
6	25	25	15	15

### Erforderliches Übermaß im Betrieb

Gemäß des Auslegungskriteriums in Abschnitt 6.1.3 darf es nicht zu einem Verlust des Kontakts zwischen Lagerinnenringen und Spindelwelle kommen. Daher gilt als Grenzwert, dass mindestens  $1\ \mu\text{m}$  als Überdeckung verbleiben muss. Für den Lastfall *Betrieb* nach Abbildung 6.5c für Lager 1 resultiert aus Abbildung 6.6a, dass mit einem Übermaß von  $22\ \mu\text{m}$  die Bedingung gerade noch erfüllt ist. In Abbildung 6.6b sind die Anfangsübermaße größer als die eingestellten Parameterwerte. Im *Warmlauf* liegen zu Beginn Temperaturen im Motorspindelsystem gleich der Umgebungstemperatur vor. Außerdem sind die Lager auf die Spindelwelle geschrumpft, weshalb sich die Lagerinnenringe aufdehnen und sich die Spindelwelle lokal im Durchmesser verringert. Es resultiert ein effektiv höheres Übermaß als das Nennmaß. Am Beispiel des Lagers 1 ergibt sich im Montagezustand ein effektives Übermaß von  $25\ \mu\text{m}$  anstatt von  $22\ \mu\text{m}$ . Das Simulationsprogramm berücksichtigt die elastische Verformung der Lagerringe und der Spindelwelle.

Aus der analogen Betrachtung folgen für alle Lager 1 bis 4 die berechneten Mindestübermaße sowie die zur Fertigung festgelegten Übermaße in Tabelle 6.7.

Die Unterschiede von  $1\ \mu\text{m}$  und  $3\ \mu\text{m}$  im Vergleich zu Tabelle 6.4 in den geringeren Übermaßen resultieren aus der Vorspannung in den Lagern, welche gegen eine Aufweitung der Lagerinnenringe wirkt.

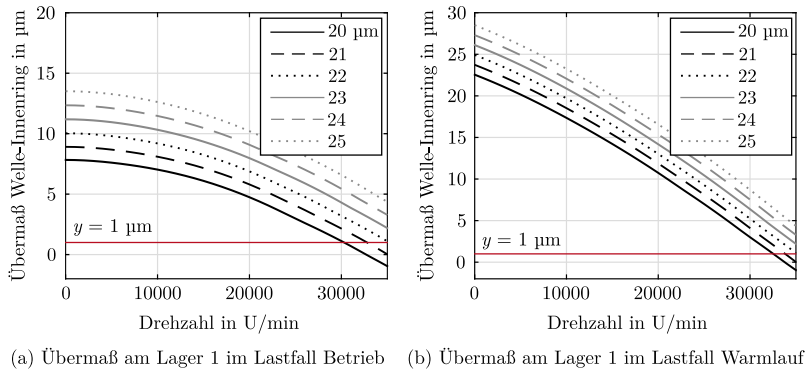


Abbildung 6.6: Verlust des Übermaßes in Abhängigkeit der Drehzahl des Lagers 1

Tabelle 6.7: Berechnete und festgelegte, erforderliche Mindestübermaße für die Lagerstellen

	Lager 1	Lager 2	Lager 3	Lager 4
berechnetes Mindestübermaß in $\mu\text{m}$	22	18	13	13
gewähltes Mindestübermaß in $\mu\text{m}$	22			13

### Resultierende Flächenpressung

Mit den berechneten Übermaßen erfolgt in derselben Simulation auch eine Betrachtung hinsichtlich der Einhaltung der maximal zulässigen Flächenpressung von  $2000 \text{ N/mm}^2$  gemäß den Ausführungen in Abschnitt 3.1.5. Neben der Überdeckung am Innenring spielt auch die Passung des Lageraußenrings zum Gehäuse eine Rolle. Aus Gründen der Montage und zur Gewährleistung eines ausreichenden Radialspiels, um radial nicht mehr Vorspannung im Betrieb einzubringen, gilt die Orientierung an den Ausführungen in den Lagerkatalogen, wie z. B. [SKF 14, S. 74]. Für die Lager 1 bis 4 werden daher Werte für die Gehäusepassung einer Festlagerung nahe an der zulässigen Obergrenze in Abhängigkeit der Außendurchmesser von  $5 \mu\text{m}$  gewählt. Es wird in der Parametervariation für alle Lager nach Variationsnummer (Var 1 bis Var 6) das entsprechende Übermaß nach Tabelle 6.6 vorgegeben.

Zunächst wird die maximale Flächenpressung in den Lagern für den *Warmlauf* untersucht (siehe Abbildung 6.7a). Aufgrund der anfänglichen Umgebungstemperatur der Bauteile, ist auch die Spindelwelle anfänglich thermisch

nicht ausgedehnt. Die resultierende Vorspannung in den Lagern im Montagezustand ist im Vergleich zur Temperaturverteilung im *Betrieb* bei Drehzahl 0 U/min höher, weshalb hier der *Warmlauf* betrachtet wird.

Im Lastfall *Betrieb* gilt es ebenfalls einen kritischen Betriebszustand für alle vier Lager zu betrachten (siehe Abbildung 6.7b). Dieser ist charakterisiert durch ein thermisch aufgewärmtes und in Relation dazu ausgedehntes System, sodass die resultierende Vorspannung im Stillstand womöglich minimale Werte annimmt. Es muss daher überprüft werden, dass die Wälzkörper den Kontakt zur Laufbahn nicht verlieren und damit die Flächenpressung nicht unzulässig niedrigere Werte als bei Nennbedingungen unter leichter Vorspannung nach Vorgabe der Lagerhersteller im Lagerkatalog annimmt. Es besteht ansonsten die Gefahr des Gleitens Abschnitt 3.1.5. Für die Lager gilt ein minimaler Grenzwert von  $800 \text{ N/mm}^2$ .

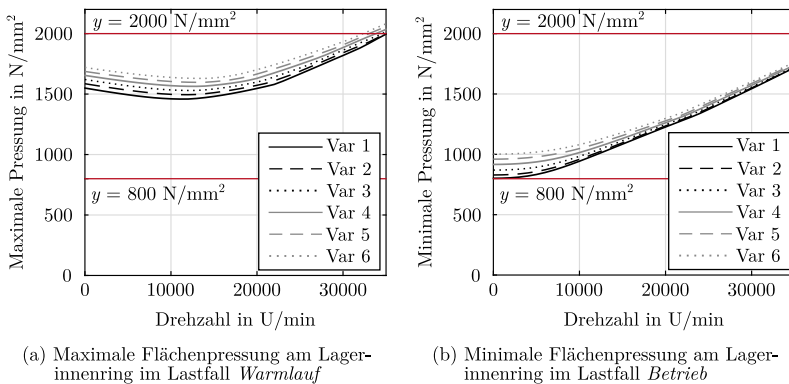


Abbildung 6.7: Bewertung der Verläufe maximaler und minimaler Flächenpressung über alle vier Lager

In Abbildung 6.7a resultiert eine maximale Flächenpressung von  $2036 \text{ N/mm}^2$  bei maximaler Drehzahl von  $35000 \text{ U/min}$  für die Kennlinie „Var 3“. Dieser Wert wird nur am Lager 2 erreicht. Dies ist aufgrund der betrachteten Sicherheit aber nicht kritisch. Die Flächenpressungen der anderen Lager überschreiten in keinem Betriebspunkt den Grenzwert. Die Ursache hierfür liegt in der Erhöhung des Übermaßes und damit der Vorspannung an Lager 2 nach Tabelle 6.7 um  $4 \mu\text{m}$ . Durch den Einsatz von Zwischenringen kann gegebenenfalls die Vorspannungserhöhung für Lager 1 und Lager 2 angeglichen werden.

Die minimale Flächenpressung in Abbildung 6.7b stellt sich am Lager 1 mit einem Wert von rund  $875 \text{ N/mm}^2$  ein und verletzt damit die Grenzbedingung nicht. Die Lager sind im Betriebszustand bei niedrigen Drehzahlen gerade noch ausreichend vorgespannt. Die maximalen Flächenpressungen im Betrieb bei Maximaldrehzahl  $35\,000 \text{ U/min}$  betragen rund  $1700 \text{ N/mm}^2$ .

Es schließt sich die Betrachtung des Lastfalls *Kaltstart* an. Aus produktionstechnischen Gründen sollen die Werkzeugmaschinen möglichst unmittelbar nach längeren Bearbeitungspausen wieder in optimaler Fertigungsqualität und Produktivität produzieren. Thermische Einflüsse durch das Warmfahren sind wunschgemäß auszuschließen. Nicht selten werden deshalb von Maschinenherstellern Warmlaufzyklen vor Produktionsstart empfohlen. Das Beschleunigen der Motorspindel auf Maximaldrehzahl aus dem kalten Zustand heraus gilt es bei Betrachtung des Lastfalls *Kaltstart* abzu prüfen. Die Wirkung der Drehzahl führt zu einer radial gerichteten Zunahme der Vorspannung in den Lagern bei gleichzeitig nur geringfügig thermischer Ausdehnung der Spindelwelle und damit axial gerichteter Abnahme der Vorspannung. Aus Abbildung 6.8 geht hervor, dass ab  $26\,000 \text{ U/min}$  am Lager 2 die Grenze von  $2000 \text{ N/mm}^2$  überschritten wird. Folglich wird für das starr angestellte Motorspindelsystem mit SynRM ein Warmlauf empfohlen.

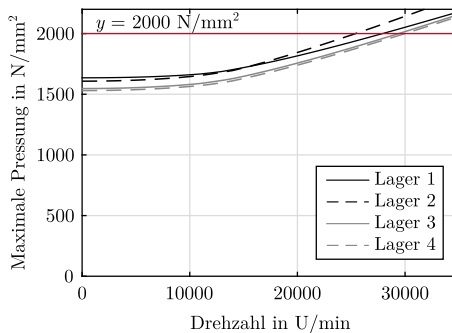


Abbildung 6.8: Maximale Flächenpressung der Lager im Lastfall *Kaltstart*

### Überprüfung der Lagerkinematik unter Betriebsbelastung

Nachdem die Beanspruchung der Lager innerhalb der Grenzen nachgewiesen wurde, werden im nächsten Schritt der Auslegung die Abrollverhältnisse in den Schrägkugellagern unter Einfluss äußerer Bearbeitungskräfte im Lastfall *Betrieb* überprüft. Gemäß Abschnitt 3.1.5 gelten für die Lagerkinematik ent-

sprechende Grenzwerte. Das Bohr-zu-Roll-Verhältnis muss kleiner als 0,3 sein, um zu große Bohr- und damit Reibanteile mit der Folge hoher thermischer Reibverluste im Lager zu vermeiden. In Abbildung 6.9a ist diese Bedingung für eine an der Plananlage in y-Richtung aufgebrachte Radialkraft von maximal 600 N gemäß Anforderungsliste Tabelle 4.1 für alle vier Lager erfüllt. Dies stellt eine maximale Grenzbelastung dar.

Als weitere Grenzbedingung wird der Kugelvor- und -nachlauf anhand Abbildung 6.9b bewertet. Durch die Radialbelastung kommt es zu einer Verschiebung und elastischen Verformung der Lagerinnenringe gegenüber den Außenringen mit unterschiedlichen Betriebsdruckwinkeln. Die Kugeln beginnen auf unterschiedlichen Laufbahnen abzuwälzen, wodurch sich unterschiedliche Kugelumlaufgeschwindigkeiten außerhalb und innerhalb der Lastzone einstellen. Bei zu großen relativen Abständen zwischen den Wälzkörpern größer als das Käfigtaschenspiel besteht die Gefahr des Käfigbruchs [Weck06, S. 382]. Da das Käfigtaschenspiel in den Kugellagerkatalogen im Allgemeinen nicht angegeben ist, kann als Hilfestellung der Durchmesser der Kugel in Beziehung gesetzt werden, da sich die Größe der Tasche an der Größe der Kugel bemisst. Aus der Tabelle 4.1 in [Holl18, S. 82] ergibt sich für Schrägkugellager der „mittleren“ Baureihe 7014 ein Verhältnis von Kugeldurchmesser zu Käfigtaschenspiel von 0,04 und für die „schwere“ Baureihe 7206 ein Verhältnis von rund 0,042. Aus [Chen20] ergeben sich für Lager der Baureihen mit kleinen Wälzkörpern, wie hier für die „leichte“ Baureihe 719, tendenziell größere Verhältnisse im Bereich von 0,05 bis 0,12. Mit den Kugeldurchmessern für die ausgewählten Schrägkugellager ergeben sich daher mit einem Faktor von konservativ 0,05 die Grenzen zu:

- SKF - 71911 ACE: 0,397 mm mit  $D_B = 7,938$  mm,
- FAG - HCB71910: 0,357 mm mit  $D_B = 7,144$  mm.

Abschließend muss eine weitere Überprüfung der maximalen Flächenpressung im Betrieb unter Querkraftbelastung für die vier Lager erfolgen. Den Berechnungsergebnissen in Abbildung 6.10a zufolge überschreiten die Lager oberhalb der maximalen Betriebsdrehzahl von 30 000 U/min den Grenzwert von 2000 N/mm<sup>2</sup>. Die statische Tragfähigkeit für Dauerfestigkeit im Wälzkörper-Lagerinnenringkontakt wird überschritten. Aus diesem Grund wird in der Simulationsumgebung eine Lagerlebensdauerberechnung für die Lager durchgeführt. Das typische Berechnungsverfahren nach [DIN281] basiert auf der Werkstoffermüdung. Die modifizierte Referenzlebensdauer  $L_{nmr}$  nach [DIN1804b] ist der aktuellste Normenstand und baut auf die Norm zur Berechnung der nominellen Lebensdauer [DIN281] auf. Zusätzlich werden das

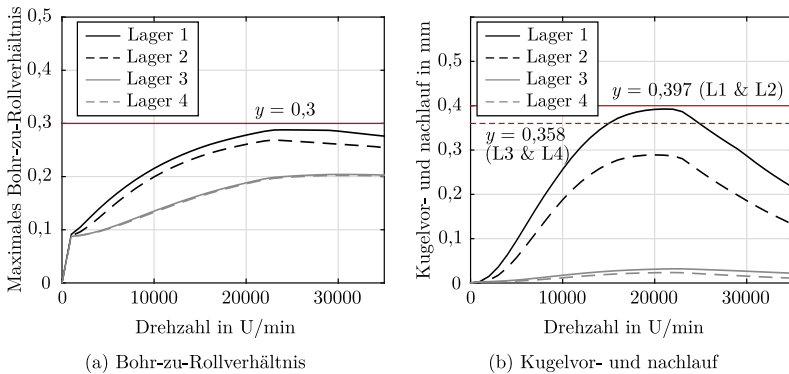


Abbildung 6.9: Überprüfung der Lagerkinematik im *Betrieb* unter Querkraftbelastung an der Plananlage von 600 N anhand des Bohr-zu-Rollverhältnis und Kugelvor- und nachlaufs

Lastkollektiv auf die Wälzkörper durch das Lagerkippmoment und das Lagerspiel berücksichtigt. Beiwerte beziehen Einflussfaktoren, wie Sauberkeit, Schmierung und die Lagerausfallwahrscheinlichkeit mit ein. Die in Tabelle 6.8 angegebenen modifizierten Referenzlebensdauern für eine Radialkraft von 600 N, einer Drehzahl von 30 000 U/min, einen maximalen erweiterten Lebensdauerfaktor von  $a_{ISO,max} = 12$  und einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10% werden je Lager im Vergleich zum elastisch angestellten Motorspindelssystem erzielt. Alle anderen Parameter in der Simulationsumgebung, wie z. B. die Schmierbedingungen der Öl-Luft-Schmierung und Temperaturen, sind äquivalent.

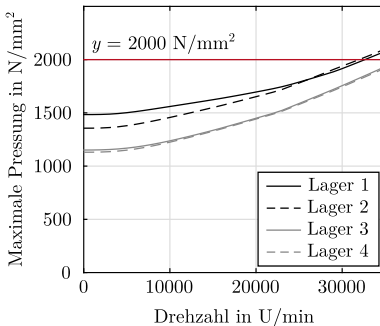
Tabelle 6.8: Berechnete modifizierte Referenzlebensdauer  $L_{10nmrh}$  je Lager im Vergleich der starren zur elastischen Lageranstellung der Motorspindel mit SynRM

modifizierte Referenzlebensdauer $L_{10nmrh}$	Lager 1	Lager 2	Lager 3	Lager 4
elastische Lageranstellung	46 578 h	44 512 h	64 762 h	68 580 h
starre Lageranstellung	15 309 h	12 042 h	16 313 h	16 345 h

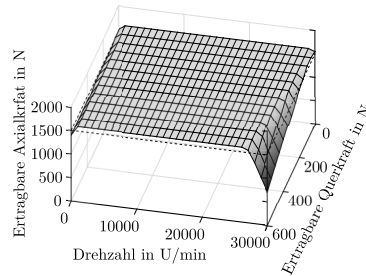
Die minimale modifizierte Referenzlebensdauer der starren und elastischen Lageranstellung ist erwartungsgemäß Lager 2 zugeordnet. Dieser Wert liegt oberhalb von 10 000 h Betriebsstunden, was laut [Weck90] für Hochgeschwindigkeitsspindeln als allgemeine Anforderung gilt. Die Lagerlebensdauerwerte

sind für die elastische Lageranstellung höher, da durch die Federvorspannung die Maximalwerte der Flächenpressung geringer ausfallen. Hinzu kommt, dass wie bereits in der Vorauslegung der Lagerung und der SynRM-Auslegung gesehen, die thermische radiale Aufweitung von 16MnCr5 größer ist als von Ni42 und damit ein geringeres Übermaß erforderlich ist. Die mechanischen Spannungen im Werkstoff des Lagerinnenrings sind dadurch geringer. Jedoch sind die Werte nur für den qualitativen Vergleich der beiden Lageranstellungsarten zulässig. Bspw. erfüllt die elastische Lageranstellung in dem vorgegebenen Betriebspunkt mit Querkraftbelastung nicht die Anforderungen hinsichtlich des Bohr-zu-Rollverhältnisses und des Kugelvor- und -nachlaufs. Hierdurch wäre ein vorzeitiges Versagen der Lagerung aufgrund von erhöhten Reibverlusten und thermischem, radialem Verspannen oder eines Käfigbruchs wahrscheinlicher als eine Werkstoffermüdung. Die starre Lageranstellung kann diesen Betriebspunkt, wie dargelegt, ertragen.

Unter Berücksichtigung einer zusätzlichen Axialkraft in negativer x-Richtung von maximal 1500 N laut Anforderungsliste in Tabelle 4.1 ergibt sich ein dreidimensionales Kennfeld maximaler Belastungskollektive aus Radial- und Axialkraft über der Drehzahl (siehe Abbildung 6.10b). Insgesamt können mit der ausgelegten starren Lageranstellung im nahezu gesamten Betriebsdrehzahlbereich die Belastungskollektive ertragen werden. Nur in Kombination maximaler Radial- und Axialkräfte ergeben sich niedrigere ertragbare Belastungen.



(a) Maximale Flächenpressung im *Betrieb* unter Querkraftbelastung von 600 N



(b) Kennfeld ertragbarer Belastungskollektive im *Betrieb*

Abbildung 6.10: Maximale Flächenpressung und Belastungskollektive im *Betrieb* des starr angestellten Spindel-Lager-Systems mit SynRM



In [Deff18] werden Berechnungsvarianten der starr angestellten Motorspindel je einmal mit Asynchronmotor und Ni42-Spindelwelle sowie mit Synchronreluktanzmotor und Stahlwelle vorgestellt. Diese Varianten belegen, dass eine starre Lageranstellung mit thermisch kompensiertem Lagerabstand für diese Spindelgröße nur in Kombination aus SynRM und Ni42-Spindelwelle realisierbar ist. Ursache hierfür sind entweder zu hohe Temperaturen in der Spindelwelle durch die erhöhten Verluste des Asynchronmotors, weshalb sich die Ni42-Spindelwelle zu stark thermisch axial ausdehnt, sodass die Vorspannung verloren geht oder im Fall der Stahlwelle, dass durch den doppelt so großen Wärmeausdehnungskoeffizienten beim Wärmeeintrag des SynRM die thermisch axiale Längenänderung zu einem Verlust der Vorspannung führt.

## 6.4 Simulative Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens

In Abbildung 6.11 ist der Vergleich des dynamischen Betriebsverhaltens der SynRM-Motorspindeln mit elastischer und starrer Lageranstellung dargestellt.

Das Campbell-Diagramm der elastisch angestellten SynRM-Motorspindel ist fast identisch zur Darstellung im Designentwurf in Abbildung 4.5 bis auf den Unterschied, dass sich durch die Berücksichtigung der Nachgiebigkeit des Spindelgehäuses minimal niedrigere Eigenfrequenzen ergeben. Das starr angestellte Spindel-Lager-System besitzt die gleiche Gehäuseausführung. Die radiale Eigenfrequenz der elastisch angestellten Motorspindel beträgt im Stillstand 830 Hz und fällt unter Einfluss der Drehzahl und Lagerkinematik auf etwa 650 Hz bei 40 000 U/min ab. Die axiale Eigenfrequenz findet sich im Stillstand bei 560 Hz und fällt ebenfalls ab. Dabei ergeben sich zwei kritische Drehzahlen in jeweils einem Schnittpunkt mit der ersten und zweiten Drehzahlordnung, welche die Spindelwelle zu Schwingungen in der axialen Eigenform anregen. Beide kritischen Drehzahlen liegen im Betriebsdrehzahlbereich bis zur Maximaldrehzahl von 30 000 U/min. Die erste radiale, biegekritische Drehzahl der Spindelwelle im Gleichlauf beträgt 39 147 U/min im Schnittpunkt mit der ersten Drehzahlordnung. Das Verhältnis zur Maximaldrehzahl berechnet sich zu 0,77.

Im Gegensatz zum Abfall der Eigenfrequenzen über der Drehzahl lässt sich beim starr angestellten Spindel-Lager-System ein Ansteigen der Eigenfrequenzen beobachten. Im Stillstand ist die radiale Eigenfrequenz mit 690 Hz geringer. Gründe sind die höhere Dichte und der geringere E-Modul von Ni42

im Vergleich zu 16MnCr5. Bei 40 000 U/min liegt die Eigenfrequenz bei 720 Hz und damit um rund 70 Hz höher. Dies wirkt sich auf den Abstand zwischen Maximaldrehzahl und erster biegekritischer Drehzahl von 44 011 U/min im Gleichlauf aus. Das Verhältnis beträgt 0,68. Mit der starr angestellten Lagerung kann die biegekritische Drehzahl um 12 % gesteigert werden. Dadurch ist insbesondere beim Hochgeschwindigkeitsfräsen eine Schwingungsberuhigung zu vermuten. Hinzu kommt, dass die axiale Eigenfrequenz über der Drehzahl ebenfalls ansteigt. Der Anstieg ist derart, dass es keinen Schnittpunkt mit der ersten Drehzahlordnung im Betriebsdrehzahlbereich gibt. Für die Bearbeitung wird folglich von reduzierten axialen Schwingungen ausgegangen. Damit besitzt die schnell drehende Motorspindel mit starrer Lageranstellung und Synchronreluktanzmotor Vorteile hinsichtlich des dynamischen Betriebsverhaltens.

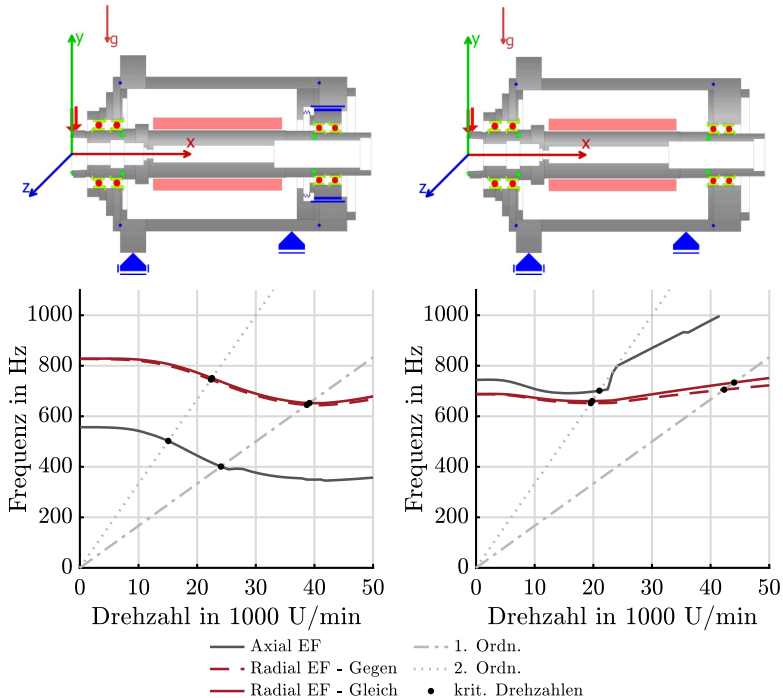


Abbildung 6.11: Gegenüberstellung des dynamischen Betriebsverhaltens der elastischen (links) und starren (rechts) Lageranstellung anhand der Campbell-Diagramme im Lastfall *Betrieb*

Neben den vorteilhaften dynamischen Steifigkeiten sind weitere Vorteile in der statischen Steifigkeit sowie in der thermisch bedingten axialen Verformung der Spindelwelle des starr angestellten Spindel-Lager-Systems zu vermuten. In Abbildung 6.12 sind daher die Verlagerungen der Spindelwellen der modellierten Motorspindeln aufgetragen und die Gegenüberstellungen in Tabelle 6.9 zusammengefasst.

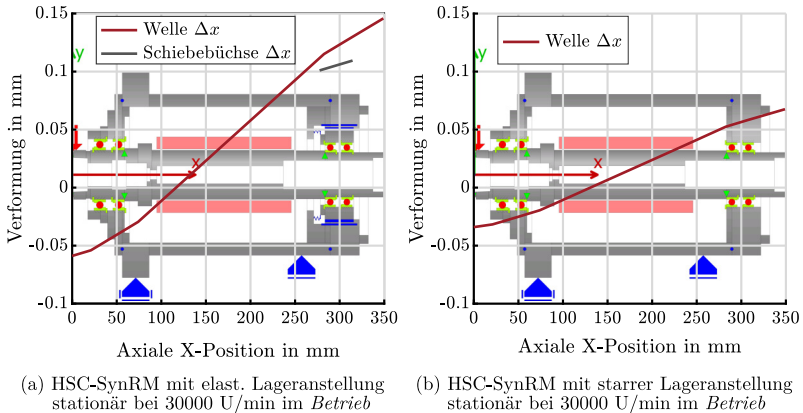


Abbildung 6.12: Temperaturbedingte Verlagerungen im Lastfall *Betrieb*

Tabelle 6.9: Vergleich der statischen Steifigkeiten und thermisch bedingten axialen Verlagerung der Spindelwelle im *Betrieb* bei 30 000 U/min ohne äußere Belastung

	elastische Lageranstellung	starre Lageranstellung	rel. Veränderung
stat. Steifigkeit in X-Richtung (axial) in $N/\mu m$	56,4	243,9	+332%
stat. Steifigkeit in Y-Richtung (radial) in $N/\mu m$	94,3	150,8	+60%
Verlagerung in X-Richtung (axial) in $\mu m$	-59	-34	-42%

So beträgt die Verlagerung der Plananlage der Werkzeugschnittstelle mit  $34 \mu m$  nur etwa die Hälfte des Werts des elastisch angestellten Spindel-Lager-Systems im Lastfall *Betrieb* bei 30 000 U/min. Die statische Steifigkeit der Werkzeugschnittstelle in axialer und radialer Richtung der starren Lageranstellung ist ebenfalls deutlich um mehr als 60 % erhöht. Damit besitzt die HSC-SynRM Motorspindel mit starrer Lageranstellung vielversprechende

thermische, statische und dynamische Vorteile im Betriebsverhalten. Diese gilt es im nächsten Schritt messtechnisch am Prüfstand zu validieren.

## 7 Thermische Modellbildung des starren Spindel-Lager-Systems mit Synchronreluktanzantrieb

In ANSYS® wird ein thermisch stationäres Modell der HSC-SynRM-Motorspindel mit starrer Lageranstellung aufgebaut, um die angenommenen Temperaturen im Lastfall Betrieb numerisch zu validieren. Dieser Schritt ist wichtig, da sicher ausgeschlossen werden soll, dass es in der experimentellen Durchführung zu einem Versagen der starr angestellten Lagerung durch ein Verspannen und Klemmen der Lager kommt. Die Modellierung beruht im Wesentlichen auf den Ausführungen in [Gebe97] und [Boss99].

### 7.1 Vorgehensweise zur numerischen thermischen Modellerstellung

Das numerische thermische Modell setzt sich aus den Softwaremodulen ANSYS MAXWELL®, ANSYS THERMAL® und MESYS® zu einer multi-physikalischen Simulationsumgebung zusammen. Es handelt sich dabei um einen Ansatz verteilter, sequentieller Simulation mit verteilter Modellierung, wobei je physikalischer Modellierung ein separater Lösungs-Solver bzw. Integrator genutzt wird [Geim06]. Die Berechnungen zwischen ANSYS MAXWELL® und ANSYS THERMAL® ist eine über ANSYS WORKBENCH® in der Programmebene gesteuerte, sequentielle Simulation [Geim06]. Zwischen ANSYS THERMAL® und MESYS WELLENBERECHNUNG® handelt es sich um eine iterative Programmkopplung durch Auswertung der Simulationen zum stationären Zeitpunkt und Übermittlung der Ergebnisse. Ziel der Berechnungen ist es, zu einem vorgegebenen Betriebspunkt, definiert durch Drehmoment, Drehzahl, Volumenstrom und Vorlauftemperatur der Spindelkühlung, die stationäre Temperaturverteilung in der Motorspindel im Leerlauf, d. h. ohne äußere Bearbeitungskräfte, beurteilen zu können. Die grundlegende Gliederung des Modellaufbaus erfolgt in Wärmequellen, Wärmesenken und den Wärmetransport.

## 7.2 Wärmequellen

Wärmequellen in Motorspindeln stellen die Orte auftretender Verluste dar. Diese sind der Elektromotor aufgrund der Stromwärme- und Ummagnetisierungsverluste sowie die Wälzlagerung und die rotierenden Komponentenflächen, welche Reibungsverluste hervorrufen.

### 7.2.1 Elektrische Verluste des SynRM

Die im Synchronreluktanzmotor anfallenden Verluste werden in ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> berechnet. Sie teilen sich auf in statorseitige Stromwärme- und Ummagnetisierungsverluste und rotorseitige Ummagnetisierungsverluste. Die Gleichungen zur Verlustberechnung sind in Abschnitt 5.1.3 angegeben. Die Temperaturabhängigkeit des Wicklungswiderstands wird für eine angenommene, mittlere Wicklungstemperatur von 70 ° berücksichtigt (siehe Gleichungen 5.14 und 5.15). In ANSYS<sup>®</sup> werden die elektrischen Verluste mithilfe von materialspezifischen Verlustkennlinien für verschiedene elektrische Speisefrequenzen durch die Modellierung einer Verlustfunktion  $P_{V,Fe,sp}$  approximiert. Diese ist abhängig von der mittleren Luftspaltflussdichte  $B_m$ , der Frequenz  $f_S$  und den Verlustfaktoren für die Hysterese- und Wirbelstromverluste  $C_{Hy}$  bzw.  $C_{Wb}$  (siehe Gleichung 5.18).

Die Ergebnisse der Statorisenverlustberechnung sind in Abbildung 7.1 über der Drehzahl dargestellt. Insbesondere bei hohen Speisefrequenzen dominieren in der Regel einzelne charakteristische höhere Harmonische im Zeitverlauf der Flussdichte. Erwartungsgemäß überschätzt die Approximation nach Gleichung 5.18 die Statorblechverluste. Zum Vergleich ist eine weitere Verlustkurve unter Vernachlässigung einzelner frequenzabhängiger Verlustkennlinien für Drehzahlen oberhalb von 20 000 U/min abgebildet.

Die abgebildeten Ergebnisse in Abbildung 7.8 und Abbildung 7.9 sind ohne Vernachlässigung einzelner Verlustkennlinien nach ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> für den gesamten Querschnittsbereich des Statorblechs im Leerlauf ermittelt worden. Im Vorgriff auf die experimentellen Ergebnisse in Abschnitt 8.4.3 führt dies zu geringeren Abweichungen. Die Rotoreisenverluste unterliegen mehr als das Statorisenblech den Effekten höherer Harmonischer aufgrund der Wicklungs- und Nutungseffekte, welche sich durch den resultierenden Luftspaltflussdichteverlauf auf den Rotor auswirken. Es wird daher davon ausgegangen, dass die Rotoreisenverluste überschätzt werden. Die SynRM wird in der Simulation mit einem ideal sinusförmigen Strom gespeist. Umrichterbedingte höhere Harmonische werden vernachlässigt. Um eine Überschätzung

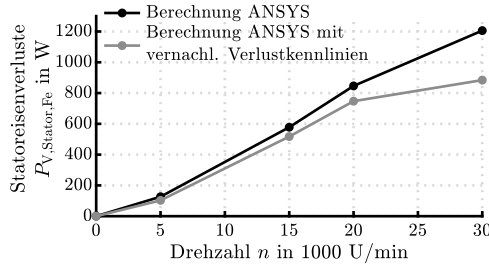


Abbildung 7.1: Berechnete Statorisenverluste aus ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> ohne und mit Vernachlässigung von Verlustkennlinien

der Verluste zu korrigieren bieten sich für den Rotorblechbereich zwei Herangehensweisen an:

- Anpassen der Verlustfunktion durch bewusste Vernachlässigung von Verlustkennlinien hoher Frequenzen,
- Bereichsweise Aufteilung der Blechquerschnitte, um Ummagnetisierungsverluste in Abhängigkeit der Eindringtiefe der Harmonischen des Luftspaltflussdichtenverlaufs bestimmen zu können.

Letztere Vorgehensweise wird für die Verlustberechnung umgesetzt, da sie zu begründeten und abgesicherten Ergebnissen insbesondere für den Rotorquerschnitt führt. Die Einteilung des Rotorquerschnitts in separate Berechnungspunkte und die Berechnungsvorschrift sind in Abbildung 7.2 dargestellt.

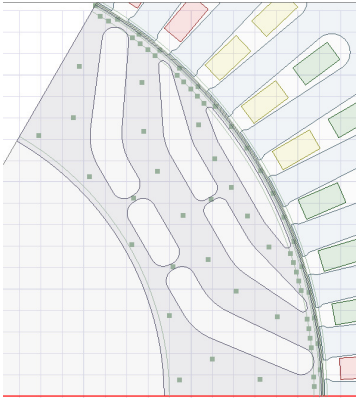
Die Berechnungsergebnisse der Rotoreisenverluste nach ANSYS Maxwell und nach bereichsweiser ANSYS MAXWELL<sup>®</sup>-Berechnung in Verbindung mit MATLAB<sup>®</sup> in Abbildung 7.3 veranschaulichen die relative Abweichung der Approximation der Verlustfunktion bei Anwendung auf den gesamten Rotorquerschnitt im Leerlauf.

## 7.2.2 Lagerreibungsverluste

Die Lagerreibungsverluste werden nach [Gebe97] und [Brän95] berechnet, welcher auf dem Ansatz von PALMGREN [Palm64] basiert:

$$P_{V,Lager} = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot (M_0 + M_1). \quad (7.1)$$

Darin sind  $M_0$  das lastunabhängige Drehmoment und  $M_1$  das lastabhängige Drehmoment in Nmm. Das lastunabhängige Moment  $M_0$  berechnet sich in



Vorgehensweise zur Rotoreisenverlustberechnung:

- FFT-Auswertung des B-Feld-Zeitsignals je Punkt
- Ermittlung der bereichsweise gemittelten B-Feld-Frequenzen und Amplituden
- Berücksichtigung der dritten Luftspaltharmonischen für Hystereseverluste und höherer Harmonische für Wirbelstromverluste

Abbildung 7.2: Berechnungspunkte (grün) im Rotorquerschnitt zur Rotoreisenverlustberechnung im stationären Betrieb

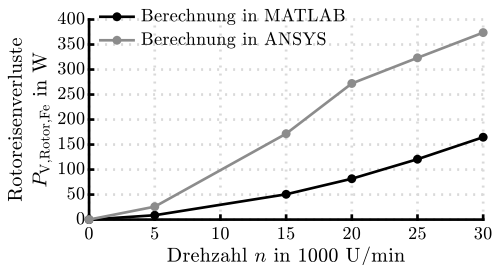


Abbildung 7.3: Rotoreisenverluste aus ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> und bereichsweiser ANSYS MAXWELL<sup>®</sup>-Berechnung in Verbindung mit MATLAB<sup>®</sup>



Abhängigkeit der temperaturabhängigen Schmierstoffviskosität  $\nu$ , des Teilkreisdurchmessers  $d'_m$  des Lagers und eines in [Gebe97] für schnelldrehende Schrägkugellager spezifizierten Beiwerts  $f_0$ :

$$M_0 = k_{0z} \cdot f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d'_m{}^3. \quad (7.2)$$

In [Gebe97, S.45] wird für die hier angewendete Öl-Luftschmierung ein Wert von 0,5 für den Faktor  $k_{0z}$  vorgeschlagen. Das lastabhängige Moment  $M_1$  schließt Effekte, wie der mechanischen Einfederung bzw. Hysterese und Gleitreibung im Abrollvorgang der Wälzkörper in den Lagerringen mit ein. Es berechnet sich anhand der Lagergröße in Abhängigkeit der vorliegenden temperatur- und drehzahlabhängigen, dynamischen äquivalenten Belastung  $P_1 = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$  und eines Lastbeiwerts  $f_1$ :

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d'_m. \quad (7.3)$$

Die Lagerreibung wird als Wärmestromrandbedingung an den Lagerlauflächen des Innen- und Außenrings gemäß prozentualer Aufteilung 50%/50% im thermischen Modell berücksichtigt. Aufgrund der hohen Vorspannung und des Bohr- zu Rollverhältnisses von 0,25 bis 0,3 am Innen- und Außenring der starren Lageranstellung wird diese Aufteilung angenommen. GEBERT orientiert sich mit seiner Annahme zur Verlustaufteilung von 55% am Innenring und 45% am Außenring an Vorarbeiten von VOLL in [Voll94] und eigenen experimentellen Untersuchungen [Gebe97, S. 126].

### 7.2.3 Luftreibungsverluste

Die Luftreibungsverluste entstehen an den rotierenden, radial umlaufenden Flächen an der Spindelwelle sowie den rotierenden, axialen Seitenflächen. Hierzu gehören die Wellenabsätze, die Seitenflächen des Rotorblechpakets, die Wellenmantelflächen und die Rotormantelfläche im Luftspalt. In Abhängigkeit von den Strömungsvorgängen, beschrieben durch die dimensionslose Ähnlichkeitskenngröße der Reynoldszahl sind Fallunterscheidungen zu treffen [Gebe97]. Es treten insbesondere an der Rotormantelfläche mit zunehmender Drehzahl und in Abhängigkeit von der Luftspaltbreite und Viskosität der Luft laminare COUETTE-Strömung, laminare TAYLOR-Wirbelströmung und turbulente Strömung auf. Die Luftreibungsverluste an den Wellenabsätzen und den Seiten des Rotorblechpakets werden beschrieben durch:

$$P_{V,\text{Luft}} = c_f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A(r) \cdot r^3 \cdot \omega^3. \quad (7.4)$$

Darin ist  $c_f$  der dimensionslose Reibungswert in Abhängigkeit von der Reynoldszahl,  $\rho$  die Dichte der Luft,  $r$  der Radius,  $A(r)$  und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit in rad/s. Die Luftreibung wird im thermischen Modell als Wärmestromrandbedingung modelliert. Die exakt angewendeten Gleichungen zur Berechnung der Luftreibungsverluste sind für die rotierenden Bereiche:

- Wellenabsätzen/Seiten des Rotorblechpakets: Ansatz für frei rotierende, kreisförmige Scheiben, siehe [Gebe97, S. 49],
- Wellenmantelflächen: Ansatz für frei rotierende Zylinder, siehe [Gebe97, S. 51],
- Rotormantelfläche im Luftspalt: Ansatz für zwei konzentrisch rotierende Zylinder, siehe [Gebe97, S. 51 f.].

## 7.3 Wärmesenken

Die Wärmesenke in der Motorspindel ist gegeben durch den Wärmeabtransport über die Kühlkanäle im Bereich der vorderen Lager und die Statormantelkühlung. Die Umgebung stellt ebenfalls eine Wärmesenke dar.

### 7.3.1 Wärmeabgabe an die Umgebung

Durch Wärmestrahlung und freie Konvektion wird Wärme an die kühlere Umgebung abgegeben. Die Umgebungstemperatur betrage  $T_U = 20^\circ\text{C}$ . Der emittierte Wärmestrom durch Strahlung  $\dot{Q}_S$  über die freiliegende Motorspindelgehäusefläche  $A$  in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur  $T$  berechnet sich nach dem STEFAN-BOLTZMANN-Gesetz zu:

$$\dot{Q}_S = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T^4 - T_U^4), \quad (7.5)$$

mit dem Emissionsgrad  $\varepsilon$  und der STEFAN-BOLTZMANN-Konstante  $\sigma$ .

In dem betrachteten Fall ist die Motorspindel auf dem Prüfstand horizontal positioniert. Der Wärmestrom durch freie Konvektion  $\dot{Q}_{FK}$  berechnet sich mithilfe des NUSSELT-Ansatzes von MICHEJEV [Gebe97, S. 69]:

$$\dot{Q}_{FK} = \alpha_{FK} \cdot A \cdot (T_W - T_U) = \frac{Nu_{FK} \cdot \lambda}{l} \cdot A \cdot (T_W - T_U), \quad (7.6)$$

mit der Temperatur der freien Umgebung  $T_U$  und der Wandtemperatur  $T_W$ . Charakteristisches Maß  $l$  ist der Durchmesser des zylindrischen Spindelgehäuses. Für die freie Konvektion ist die NUSSELT-Zahl eine Funktion der GRASHOF- und PRANDTL-Zahl [Gebe97, S. 69].

### 7.3.2 Wärmeabgabe durch Flüssigkeitskühlung

Die an das Kühlmittel zur Lager- und Stator Kühlung abgegebene Wärmeleistung wird als Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KM}}$  aus der Motorspindel durch erzwungene Konvektion abgeführt. Diese berechnet sich in Abhängigkeit von der Wärmekapazität  $c_{\text{KM}}$  und Dichte  $\rho_{\text{KM}}$  des Kühlmittel-Stoffgemisches sowie der Differenz aus Vorlauf-  $T_{\text{ein}}$  und Rücklauf-temperatur  $T_{\text{aus}}$  des Kühlmittels zu:

$$\dot{Q}_{\text{KM}} = \dot{V} \cdot \rho_{\text{KM}} \cdot c_{\text{KM}} \cdot (T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}}). \quad (7.7)$$

## 7.4 Wärmeübertragung

Zwischen Wärmequellen und Wärmesenken erfolgt der Wärmetransport in Abhängigkeit von den Wärmeübergangskoeffizienten. Diese sind in den nachfolgenden Abschnitten für die Bereiche in der Motorspindel beschrieben.

### 7.4.1 Wärmetransport in und zwischen Bauteilen

In den Komponenten erfolgt der Wärmeübergang von einer heißen Wand der Temperatur  $T_1$  zu einer kalten Wand der Temperatur  $T_2$  durch Wärmeleitung. Der Wärmestrom bestimmt sich nach dem FOURIER'schen Gesetz und ist abhängig von der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , der Wanddicke  $\delta$  und der Querschnittsfläche der Wand  $A_{\text{W}}$ :

$$\dot{Q}_{\text{W}} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A_{\text{W}} \cdot (T_1 - T_2). \quad (7.8)$$

### 7.4.2 Wärmeübergang in der Kühlhülse

Für die Berechnung der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{Kühl}}$  im Kühlkanal der Wassermantelkühlung wird angenommen, dass sich die Kühlmitteltemperatur linear über die gesamte Länge des Kühlkanals ausgehend von der Vorlauf-temperatur  $T_{\text{ein}}$  bis zur Rücklauf-temperatur  $T_{\text{aus}}$  erwärmt. Der Wärmeübergangskoeffizient der einfach gewendelten Kühlhülse ist nach simulativen und experimentellen Untersuchungen von [Webe17a] im Vergleich zu anderen Kühlhülsen der größte. Er wird zur Modellierung nach [Gebe97, S. 77 ff.] berechnet:

$$\alpha_{\text{Kühl}} = \frac{Nu_{\text{Wendel}} \cdot \lambda_{\text{KM}}}{D_{\text{h}}}. \quad (7.9)$$

Die NUSSELT-Zahl für die Kühlwendel  $Nu_{\text{Wendel}}$  berechnet sich in Abhängigkeit der NUSSELT-Zahl für das gerade Rohr. In gekrümmten Rohren erhöht sich der Wärmeübergang aufgrund des Einflusses der Zentripetalbeschleunigung auf das Kühlmedium [Gebe97].  $\lambda_{\text{KM}}$  ist die Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels in Abhängigkeit von der Temperatur.  $D_h$  ist der hydraulische Durchmesser.

### 7.4.3 Wärmeübergang im Luftspalt

Der Wärmeübergang im Luftspalt ist definiert durch den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{LS}}$  in Abhängigkeit von den Strömungsverhältnisse im Luftspalt. Die Luftspaltströmung ist durch die Drehzahl der Spindelwelle sowie der temperaturabhängigen Stoffeigenschaften der Luft, wie unter anderem die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{LS}}$ , und der Luftspaltbreite  $\delta_{\text{LS}}$  als charakteristische Länge bestimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{LS}}$  berechnet sich zu [Gebe97, S. 83 ff.]:

$$\alpha_{\text{LS}} = Nu_{\text{LS}} \cdot \frac{\lambda_{\text{LS}}}{\delta_{\text{LS}}}. \quad (7.10)$$

Die NUSSELT-Zahl  $Nu_{\text{LS}}$  bestimmt sich für den Fall der durch Rotation vorliegenden erzwungenen Konvektion als Funktion in Abhängigkeit von der PRANDTL-Zahl und der REYNOLDS-Zahl. In Analogie werden für die erzwungene Konvektion die Wärmeübergangskoeffizienten für die rotierenden Flächen der Wellenabsätze, Rotorpaketseitenflächen und Wellenmantelflächen nach [Gebe97, S. 71 ff.] bestimmt.

### 7.4.4 Wärmeübergang in Wälzlagern

In den Wälzlagern der Motorspindel kann nach [Gebe97, S. 103 ff.] die Wärmeübertragung durch Strahlung und Konvektion vernachlässigt werden. Die Schmierfilmdicke wird ebenfalls vernachlässigt [Gebe97, S. 112]. Wesentlich für die Wärmeübertragung vom Lagerinnen- zum Lageraußenring ist die werkstoffspezifische Wärmeleitung der Komponenten und die Wärmeströme in den Wälzlagerkontakten. Die Wärmeströme sind von den betriebspunktabhängigen Flächen der HERTZ'schen Druckellipsen abhängig. Die je Wälzkörper am Innen- und Außenring variierende Kontaktfläche berechnet sich aus den Halbachsen der Druckellipse. In dieser Arbeit wird für den Wälzkörpersatz mit gemittelten Halbachsen gerechnet. Im numerischen Modell wird ein Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{Lager}}$  für den Wärmedurchgang von der Laufläche

des Innenrings bis zur Lauffläche des Außenrings definiert. Der Wärmestrom durch eine Kontaktfläche bemisst sich anhand der Differenz zwischen der Wälzkörper- und Lagerringtemperatur (siehe Gleichung (7.8)).  $\alpha_{\text{Lager}}$  berechnet sich aus dem Wärmeleitwert des Gesamtlagers  $L_{\text{Lager}}$  und dem Mittelwert der Kontaktflächen der beiden Laufbahnen  $A_{\text{m(IR|AR)}}$ :

$$\alpha_{\text{Lager}} = \frac{L_{\text{Lager}}}{A_{\text{m(IR|AR)}}}. \quad (7.11)$$

Der Wärmeleitwert  $L_{\text{Lager}}$  ergibt sich aus der Reihenschaltung der Wärmeleitwerte der beiden Kontaktzonen Lagerinnenring-Wälzkörper  $L_{\text{IR|WK}}$  und Lageraußenring-Wälzkörper  $L_{\text{AR|WK}}$ :

$$L_{\text{Lager}} = \frac{L_{\text{IR|WK}} \cdot L_{\text{AR|WK}}}{L_{\text{IR|WK}} + L_{\text{AR|WK}}}. \quad (7.12)$$

Der Wärmeleitwert der mittleren Lagerkontaktfläche des Wälzkörpersatzes zur Laufbahn berechnet sich nach [Gebe97, S. 111]:

$$\tilde{L}_{\text{IR/AR|WK}} = 2 \cdot z \cdot b_{\text{th,St}} \cdot \sqrt{b_{\text{E}}} \cdot \sqrt{\frac{(d_{\text{m}}'{}^2 - D_{\text{B}}{}^2 \cdot \cos^2 \gamma) \cdot n}{d_{\text{m}}'}} \cdot \int_{-a_{\text{E}}}^{a_{\text{E}}} \sqrt[4]{\frac{a_{\text{E}}{}^2 - y^2}{a_{\text{E}}{}^2}} dy, \quad (7.13)$$

mit:

$z$	Anzahl Wälzkörper,	$a_{\text{E}}$	große Halbachse der Druckellipse,
$d_{\text{m}}'$	Teilkreisdurchmesser,	$b_{\text{E}}$	kleine Halbachse der Druckellipse,
$D_{\text{B}}$	Wälzkörperdurchmesser,	$\gamma$	Betriebsdruckwinkel,
$b_{\text{th,St}}$	Wärmeindringkoeffizient IR/AR Stahl,	$n$	Drehzahl.

Nach [Gebe97, S. 111] kann für die Berechnung folgende Vereinfachung verwendet werden:

$$\int_{-a_{\text{E}}}^{a_{\text{E}}} \sqrt[4]{\frac{a_{\text{E}}{}^2 - y^2}{a_{\text{E}}{}^2}} dy \approx 1,7367 \cdot a_{\text{E}}. \quad (7.14)$$

Die Maße  $a_{\text{E}}$  und  $b_{\text{E}}$  der Druckellipsen werden mithilfe des thermo-mechanischen Modells in MESYS WELLENBERECHNUNG<sup>®</sup> iterativ in Abhängigkeit vom vorgegebenen Betriebspunkt und der je Iterationsschritt konvergierenden Temperaturverteilung in der SynRM-Motorspindel berechnet. Der Wärmeindringkoeffizient  $b_{\text{th,i}}$  berechnet sich für die Werkstoffe Stahl und Keramik in Abhängigkeit von der Dichte  $\rho_i$ , der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_i$  und der Wärmekapazität  $c_i$  zu:

$$b_{\text{th,i}} = \sqrt{\lambda_i \cdot \rho_i \cdot c_i}. \quad (7.15)$$

Für die Umrechnung von  $\tilde{L}_{\text{IR/AR|WK}}$  zu  $L_{\text{IR/AR|WK}}$  muss beachtet werden, dass in diesem Fall der Werkstoff der Wälzkörper - hier Keramik - ein anderer ist, als der der Lagerringe, sodass sich folgende Umrechnung ergibt:

$$L_{\text{IR|WK}} = \frac{b_{\text{th,Keramik}}}{b_{\text{th,St}} + b_{\text{th,Keramik}}} \cdot \tilde{L}_{\text{IR|WK}}, \quad (7.16)$$

$$L_{\text{AR|WK}} = \frac{b_{\text{th,Keramik}}}{b_{\text{th,St}} + b_{\text{th,Keramik}}} \cdot \tilde{L}_{\text{AR|WK}}. \quad (7.17)$$

## 7.5 Thermische Modellberechnungen

Es werden die folgenden Aspekte mit dem thermischen Modell der HSC-SynRM-Motorspindel untersucht:

- Verlustaufteilung in der HSC-SynRM-Motorspindel,
- thermisch-stationäre Temperaturverteilung in den Betriebspunkten aus Tabelle 5.7,
- Untersuchung thermisch kritischer Betriebszustände der starr angestellten Lagerung,
- im Ausblick wird eine adaptive Regelung der Lagervorspannung nach Lösungskonzept mittels thermo-mechanischem Zustandsbeobachter vorgeschlagen.

Das Modell der HSC-SynRM-Motorspindel setzt sich aus den CAD-Daten des konstruktiven Entwurfs aus Abbildung 6.1 zusammen. Das Modell wird mittels Vorgabe der Stoffeigenschaften hinsichtlich der Wärmekapazitäten, Wärmeleitungen sowie der aus den Abschnitten 7.2 bis 7.4 berechneten Wärmeströme und Wärmeübergangskoeffizienten parametrisiert. Gemäß der multi-physikalischen Zusammenhänge in Abbildung 4.1 besteht eine thermo-mechanische als auch thermo-elektrische Kopplung. Zusätzlich sind die Materialeigenschaften wie z. B. die Schmierstoffviskosität temperaturabhängig. Aus diesem Grund wird ein Konvergenzkriterium für die Simulation definiert, um die Stabilität der Simulation zu überprüfen und eine Ergebnissenauigkeit sicherzustellen. Das Konvergenzkriterium lautet, dass die Berechnungsschleife so lange iteriert wird, bis sich alle beobachteten Temperaturen in der Motorspindel weniger als  $3^\circ\text{C}$  im Vergleich zum vorhergehenden Iterationsschritt ändern. Die Wahl des Kriteriums ist mit der diskreten Vorgabe von Temperaturen im thermo-mechanischen MESYS-Modell begründet. Es wird davon ausgegangen, dass dies zu Fehlern in der Temperaturvorgabe in MESYS führt, die im Bereich von  $3^\circ\text{C}$  zwischen benachbarten Bauteilabschnitten liegen. In

praktischen Messungen ist von  $\pm 1^\circ\text{C}$  auszugehen und damit sind  $3^\circ\text{C}$  in der Simulation tolerierbar. Letztlich ist der zeitliche Aufwand der Simulation damit überschaubar und zielführend.

Zur thermischen Untersuchung der HSC-SynRM-Motorsspindel werden im Modell Messstellen festgelegt, wovon einige den Messstellen der experimentellen Temperaturmessung entsprechen. Damit ist eine Modellvalidierung im Anschluss an die Simulation möglich. Die Temperaturmessstellen sind in Abbildung 7.4 dargestellt.

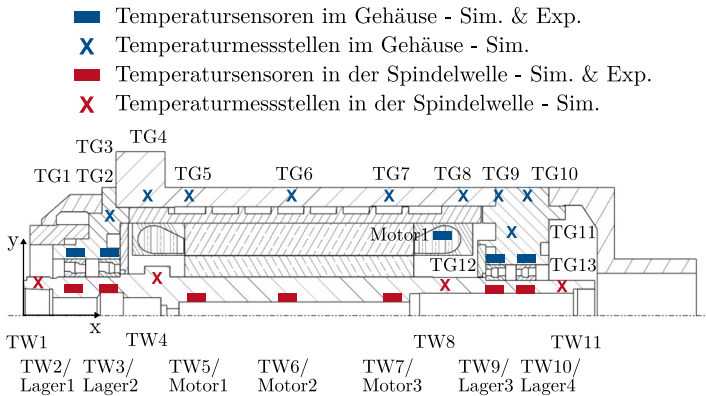


Abbildung 7.4: Temperaturmessstellen in der Simulation und Position von Temperatursensoren für die experimentelle Untersuchung

Um möglichst effizient die Abschätzung zu kritischen Betriebspunkten, Einflussgrößenanalyse der Sollwerte sowie Durchführung einer Modellreduktion mittels maschinellem Lernen vornehmen zu können, werden in [He19] unterschiedliche statistische Versuchspläne erstellt und hinsichtlich der Kriterien *Maximin* nach MORRIS et al. [Morr95] und *Entropie* nach [Sant19] bewertet. Das *Maximin*-Kriterium beschreibt als Güte die eutektische Distanz zwischen den Testpunkten eines Versuchsplans. Ziel ist es, den kleinsten Testpunktabstand zu maximieren. Die *Entropie* gibt den durchschnittlichen Informationsgehalt eines Datensatzes in der Informationstheorie an [Sieb10].

Basis hierfür ist die realistische Betrachtung von Faktorbereichen der Eingangsparameter. In Bezug auf den Volumenstrom und die Vorlaufstemperatur sind moderne Kühlaggregate mit drehzahlvariabler Pumpe zur Volumenstromregelung und integrierter Heizung zur Tankerwärmung erforderlich und am Markt verfügbar. Die Faktoren der Drehzahl und des Drehmoments

decken den Drehzahl-Drehmoment-Bereich der SynRM ab. Es gelten die folgenden Faktorbereiche:

- Drehzahl  $n$  von 10 000 U/min bis 30 000 U/min,
- Drehmoment  $M_{el}$  von 5 Nm bis 25 Nm,
- Volumenstrom  $\dot{V}$  von 4 L/min bis 12 L/min.

Aus der Bewertung in [He19] folgt, dass ein Versuchsplan für die vier gelisteten Faktoren mit je fünf Faktorstufen als *Orthogonales Feld* (*Taguchi-Design*) im Vergleich mit einem *Box-Behnken-Design* und einem Versuchsplan nach der *Quasi Monte-Carlo-Methode* am besten geeignet ist. Denn das *Taguchi-Design* weist den höchsten Informationsgehalt und den zweitbesten Wert der eutektischen Distanzbewertung auf. Die Ergebnisse sind in [Webe21] veröffentlicht.

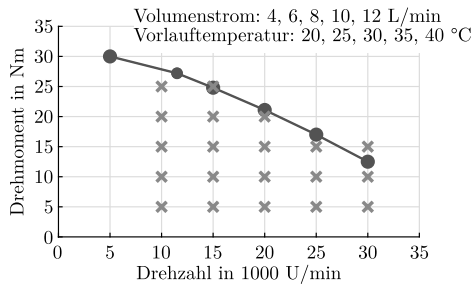


Abbildung 7.5: Testpunkte der numerischen Simulationen

## 7.6 Ergebnisse der numerischen Modellberechnungen

### 7.6.1 Verlustaufteilung

In Abbildung 7.6 sind die Lagerreibungsverluste im Leerlauf in Abhängigkeit von der Drehzahl für den thermisch stationären Zustand bei 20 000 U/min berechnet. Es gilt die Annahme, dass der thermische Zustand über den experimentellen Auslaufversuch nahezu konstant im Mittel vorliegt. Das verwendete Schmieröl besitzt eine Grundviskosität der Klasse ISO VG 68. In der Regel werden für Hochpräzisions-Spindellager Öle niedrigerer Viskosität, wie



z. B. ISO VG 46 oder ISO VG 32 empfohlen [FAG18; SKF 14; GMN 23c]. Im Mikrometerbereich des Wälzkörper-Laufbahnkontakts betrage die Öltemperatur  $75\text{ }^\circ\text{C}$ . Nach dem Ansatz der ANDRADE-Gleichung für die Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität folgt ein Wert von gerundet  $\nu = 17,57\text{ mm}^2/\text{s}$ .

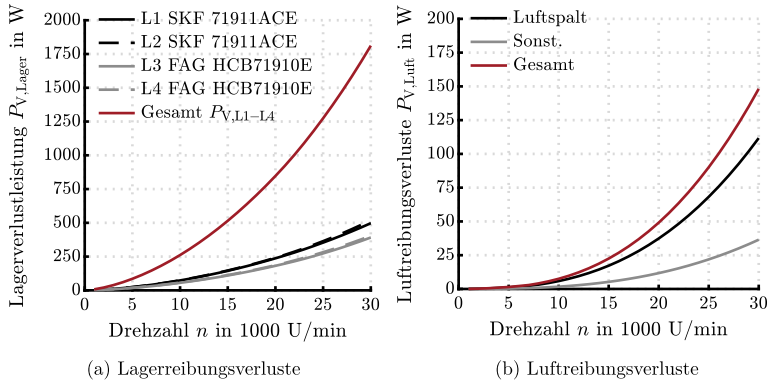


Abbildung 7.6: Reibungsverluste im thermisch stationären Zustand von  $20\,000\text{ U/min}$  im Leerlauf mit  $\dot{V} = 8\text{ L/min}$  und  $T_{\text{ein}} = 20\text{ }^\circ\text{C}$

Für ausgewählte Drehzahlen wird die Aufteilung der Verluste in Stromwärmeverluste im Stator, Ummagnetisierungsverluste im SynRM-Rotor und -Stator sowie Reibungsverluste der Lager und der Luft betrachtet. Für die Berechnung betrage der Volumenstrom  $10\text{ L/min}$  und die Vorlauftemperatur  $24\text{ }^\circ\text{C}$ . Die Verluste in Abbildung 7.7 können mit den vereinfacht berechneten Verlusten im Zuge der SynRM-Auslegung in Abbildung 5.20 für die Betriebspunkte aus Tabelle 5.7 verglichen werden. Mit steigendem Drehmoment nehmen die Verluste aufgrund des höheren Strombetrags zu. Die Kupferverluste dominieren bis zu Drehzahlen zwischen  $10\,000\text{ U/min}$  und  $15\,000\text{ U/min}$ . Ab  $15\,000\text{ U/min}$  sind die Lagerreibungsverluste etwa gleich groß wie die Rotorverluste. Von den Verlusten der SynRM entfallen im Durchschnitt aller hier dargestellten Betriebspunkte rund  $92,5\%$  auf den Stator und nur etwa  $7,5\%$  auf den Rotor. Die Rotorverluste betragen maximal  $120\text{ W}$ . Die Luftreibungsverluste stellen einen Anteil an den Gesamtverlusten von vernachlässigbaren  $2,7\%$  dar. Bei  $30\,000\text{ U/min}$  steigen die Lagerreibungsverluste auf ein vergleichbares Verlustniveau der SynRM-Verluste unter Last an. Damit ist die Motorspindel-Flüssigkeitskühlung auf eine Kühlleistung von rund  $3,2\text{ kW}$  auszuliegen.

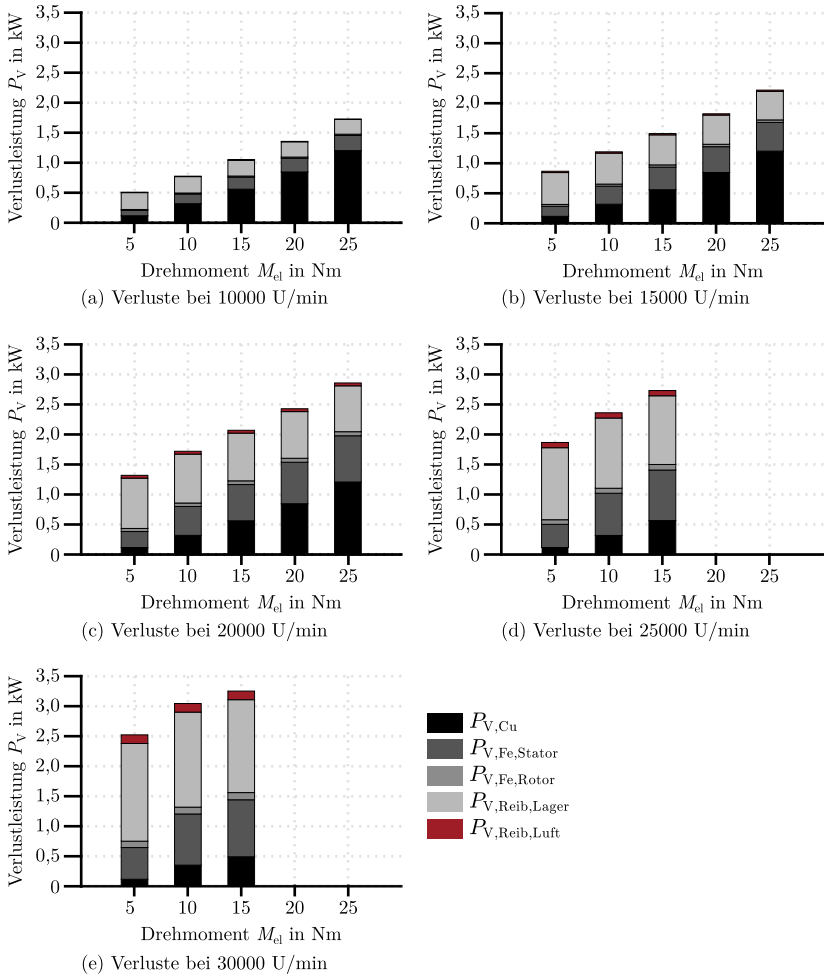


Abbildung 7.7: Vergleich der numerisch berechneten Verlustanteile der SynRM

## 7.6.2 Stationäre Temperaturverteilung

In diesem Abschnitt werden die Berechnungsergebnisse der Temperaturverteilung für zwei stationäre Betriebspunkte für 20 000 U/min und 30 000 U/min vorgestellt.

Bei 20 000 U/min stellt sich eine Temperatur von etwa 65 °C bis 70 °C in der Spindelwelle unterhalb des Rotors in Abbildung 7.8 ein. Die Spindelwelle ist im Bereich der vorderen Lagerinnenringe mit 50 °C um 10 °C wärmer als an den Lageraußenringen. Die Temperaturdifferenz am hinteren Lagerpaar beträgt sogar nur etwa 7 °C. Die vergleichsweise niedrigen Temperaturen der Spindelwelle im Vergleich zu anderen elektrischen Antrieben, wie bspw. Asynchronmotoren, sind auf den verlustarmen SynRM zurückzuführen. Bei 30 000 U/min in Abbildung 7.9 erwärmt sich die Spindelwelle im Bereich des Rotors auf rund 90 °C. Dies hängt insbesondere mit der quadratischen Frequenzabhängigkeit der Wirbelstromverluste bei hohen Drehzahlen zusammen. Beide Betriebspunkte weisen zwei deutliche Wärmequellen im Bereich der Statorwickelköpfe auf. Die konstruktiv gestaltete thermische Anbindung der Wickelköpfe an umliegende Kühlkanäle ist entscheidend für eine gute Wärmeabfuhr.

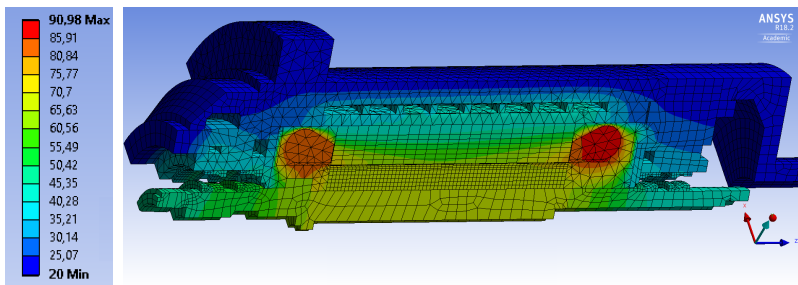


Abbildung 7.8: Stationäre Temperaturverteilung für 20 000 U/min,  $I_{\text{eff}} = 122 \text{ A}$ ,  $\theta_{\text{el}} = 61^\circ$

Das Ziel ist im nächsten Schritt, die Simulation mit praktischen Messungen im stationären Zustand am Prüfstand zu validieren. Das hier dargestellte thermisch stationäre Modell der SynRM Motorspindel mit starrer Lageranstellung wird in [He19] genutzt, um eine Modellreduktion mittels maschinellem Lernen durchzuführen. Der Ansatz beruht auf dem in [Webe19a] beschriebenen Konzept. Die Ergebnisse sind in [Webe21] veröffentlicht. Das übergeordnete Ziel ist es, eine echtzeitfähige, Betriebspunktabhängige Modellberechnung

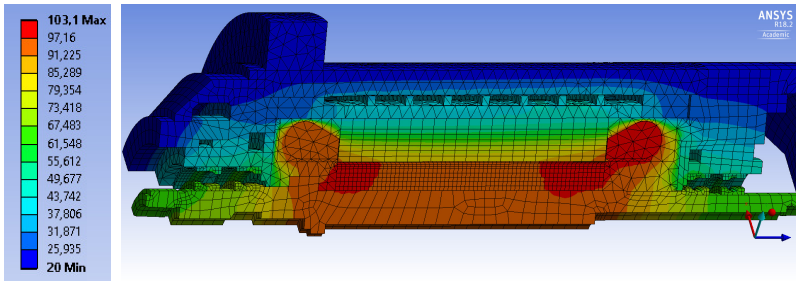


Abbildung 7.9: Stationäre Temperaturverteilung für 30 000 U/min,  $I_{\text{eff}} = 108 \text{ A}$ ,  $\theta_{\text{el}} = 74,5^\circ$

für den praktischen, industriellen Einsatz zu entwickeln, um Anwendungsfälle wie eine thermische Kompensation der Verlagerung in den Arbeitsraum der Werkzeugmaschine, verbessertes Kaltstartverhalten durch einen verkürzten Warmlauf und thermische Regelung der Lagervorspannung zu untersuchen.

### 7.6.3 Lageranalyse

Gemäß des beschriebenen statistischen Versuchsplans sind in den Abbildungen 7.10 und 7.11 die Ergebnisse der simulierten Temperaturen am Lagerinnen- und außenring sowie die berechneten maximalen Flächenpressungen am Innen- und Außenring dargestellt. Unterhalb der Balkendiagramme sind jeweils zur Übersicht die Versuchspunkte mit den Eingangsgrößen in die Simulationsumgebung aufgeführt. Aus Abbildung 7.10 ist zu entnehmen, dass für sechs Testpunkte eine Lagerinnenringtemperatur von mehr als  $80^\circ\text{C}$  erreicht wird. Dies steht im Zusammenhang mit hohen Drehzahlen und insbesondere mit einer hohen Vorlauftemperatur, welche einerseits das Temperaturniveau der gesamten Motorspindel anhebt und andererseits die Kühlleistung aufgrund einer verminderten temperaturabhängigen Wärmekapazität des Kühlmittels verringert.

In der Legende der Grafik sind die Mitteltemperaturen über alle Testpunkte angegeben. Die Lagerdifferenztemperatur zwischen Innen- und Außenring beträgt mehrheitlich rund  $5^\circ\text{C}$  bis  $10^\circ\text{C}$  und in den angesprochenen Einzelfällen sogar bis etwas mehr als  $15^\circ\text{C}$ . Die Temperaturdifferenz gibt die Druckwinkeldifferenz und damit auch die Bohr- zu Rollanteile im Verhältnis Innen- zu Außenring wider. Die höheren Temperaturen resultieren aus einer radial gerichteten Zunahme der Lagervorspannung. Weiter ist zu be-

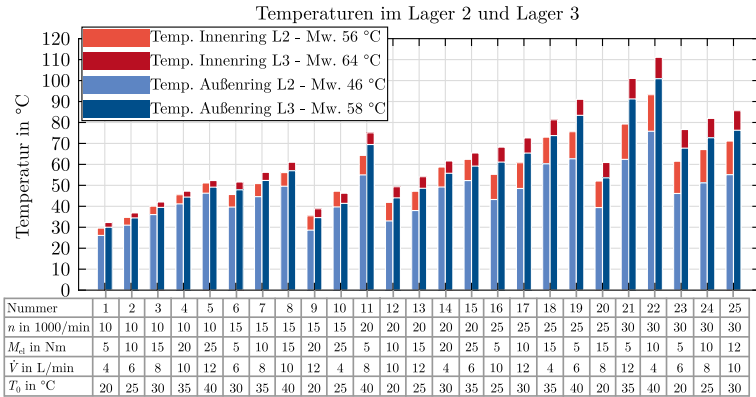


Abbildung 7.10: Temperaturen in den Lagern 2 und 3 in Abhängigkeit der Faktorstufenkombination der Testpunkte

obachten, dass die Lagertemperaturen mit erhöhter Drehmomentbelastung zunehmen. Zusammenfassend ist erkennbar, dass durch die kombinierte Vorgabe von Volumenstrom und Vorlauftemperatur das grundlegende Betriebsverhalten der Motorspindel beeinflusst werden kann. Bspw. kann das Ergebnis genutzt werden, um eine betriebspunktabhängige Temperierungsstrategie als geschlossener Regelkreis zu entwerfen, mit dem Ziel, die Lagerbelastung zu reduzieren und einer Verminderung der Lagernutzungsdauer entgegenzuwirken. Der Entwurf eines Regelkreises zur betriebspunktabhängigen Regelung der Lagervorspannung wird in [Pand20] auf Basis der Ergebnisse aus [Webe21] vorgeschlagen.

Die Flächenpressungen verhalten sich gegenläufig im Vergleich zu den Temperaturen in Abbildung 7.10. Mit steigenden Drehmomenten nimmt insbesondere die Erwärmung in der Spindelwelle zu, weshalb diese sich axial ausdehnt und zu einer axial gerichteten Abnahme der Lagervorspannung und Flächenpressung führt. Insgesamt sind nahezu alle Maximalwerte kleiner als  $1600 \text{ N/mm}^2$ . Die Testpunkte der Nummern 11, 19, 21 und 22 sind mit Maximalwerten um  $1800 \text{ N/mm}^2$  kritisch zu bewerten.

Als Fazit sollten die Vorgaben der Testpunkte der Nummern 11, 19, 21 und 22 aufgrund grenzwertiger Lagertemperaturen in Verbindung mit maximalen Flächenpressungen nicht für den praktischen Betrieb der HSC-SynRM-Motorspindel eingestellt werden.

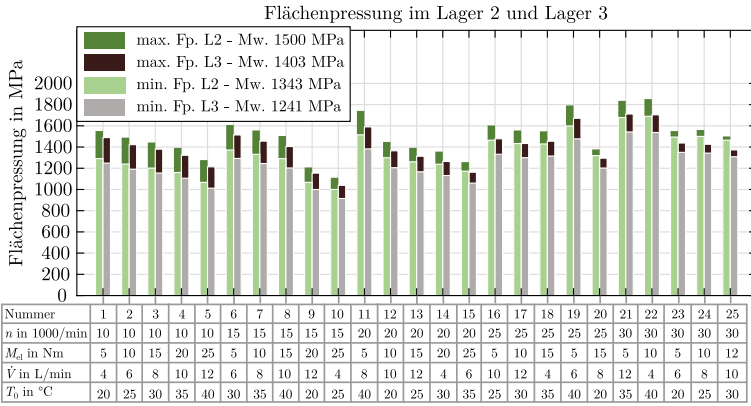


Abbildung 7.11: Flächenpressung in den Lagern 2 und 3 in Abhängigkeit der Faktorstufenkombination der Testpunkte

## 8 Experimentelle Untersuchungen

Die experimentelle Untersuchung umfasst die vergleichende Betrachtung des statischen, dynamischen und thermischen Verhaltens einer elastischen gegenüber einer starren Lageranstellung in Tandem-O-Tandem-Anordnung einer schnelldrehenden Motorspindel mit Synchronreluktanzantrieb. Aus diesem Grund werden zwei Motorspindeln als Demonstratoren aufgebaut und an einem eigens dafür aufgebauten Prüfstand am Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen (PTW) der TU Darmstadt messtechnisch evaluiert. In Abbildung 8.1 ist der Aufbau der Spindelwelle mit Synchronreluktanzrotor und Konzept mit Wellenmutter gezeigt.



Abbildung 8.1: Aufbau des SynRM-Rotors, links: Vorspannen und Verbacken des Blechpakets, mittig: Aufschrumpfen und Nachpressen, rechts: Spindelwelle mit SynRM und Wellenmutter

### 8.1 Motorspindelprüfstand

Die Basis des Motorspindelprüfstands in Abbildung 8.2 bildet das Maschinenbett und die Frequenzumrichter- und Steuerungstechnik, wie sie bereits in der Arbeit von SIELAFF in [Siel17, S. 115 ff.] für den Betrieb der ersten Motorspindel mit SynRM beschrieben wird.

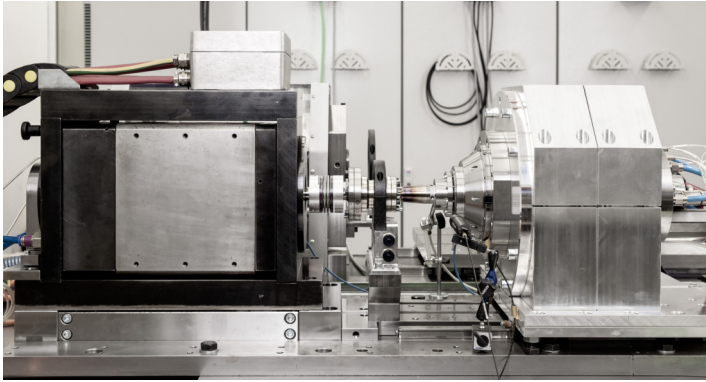


Abbildung 8.2: Motorspindelprüfstand mit Last- und SynRM-Prüfspindel

Die Belastungseinheit ist jedoch in Abhängigkeit der Anforderungen des ausgelegten, schnelldrehenden SynRM in dieser Arbeit zu projektieren. Daher wird aus Gründen der Verfügbarkeit ein Antrieb mit Asynchronmotor des Typs Motorbremse 175146 des Herstellers WEISS SPINDELTECHNOLOGIE GmbH mit der folgenden Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik im Vergleich zur SynRM-Kennlinie ausgewählt (siehe Abbildung 8.3). Für eine vollständige Abdeckung des Drehzahl-Drehmoment-Kennfelds der SynRM ist die Belastungseinheit in manchen Betriebspunkten im S6-40%-Betrieb mit einer Spieldauer von 10 Minuten zu betreiben. Dies macht es in diesen Betriebspunkten nicht möglich, den thermischen Beharrungszustand der SynRM zu untersuchen. Da nur eine der beiden HSC-SynRM-Motorspindeln am Prüfstandssystem mit der erforderlichen Kennfeld-basierten Regelalgorithmik betrieben werden kann, ist auch das Nutzen einer der beiden SynRM als Belastungseinheit nicht möglich.

Die Lastspindel wird von einem Systemverbund SIMODRIVE 611 U mit Leistungsmodul des Typs 6SN1123-1AA00-0KA und Regelungseinschub des Typs 6SN1118-0NH01-0AA0 der SIEMENS AG angesteuert. Die Parametrierung und Sollwertvorgabe erfolgt über die RS232-Schnittstelle mittels der Software *SimoCom U*. Zur Verbesserung des thermischen Verhaltens der Lastspindel wird eine Vorschaltdrossel mit einer Induktivität von  $L_{\text{nen}} = 0,4 \text{ mH}$  pro Phase eingesetzt. Als Stellglied für die SynRM-Prüfmotoren dient ein VECTODRIVE VD600 400A1 Wechselrichter der ARADEX AG. Beide Wechselrichter werden von einem gemeinsamen Zwischenkreis mit der Gleichspannung  $U_{\text{ZK}} = 600 \text{ V}$  durch ein rückspeisefähiges Einspeisemodul des Typs



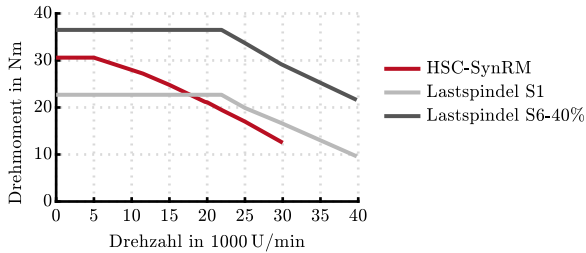


Abbildung 8.3: Vergleich der Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik der Lastspindel und der SynRM

6SN1145-1BB00-0FA0 des Herstellers SIEMENS AG gespeist. Die PWM-Frequenzen der beiden Wechselrichter zur Speisefrequenzmodulation werden je nach Drehzahl- und Drehmoment-Anforderung adaptiv in Abhängigkeit der umrichterbedingten Stromabnahme eingestellt. Eine Übersicht bietet die Tabelle 8.1. Es wird stets mit der maximal möglichen PWM-Taktfrequenz je Drehmomentanforderung gefahren, um eine möglichst geringe Erwärmung in den Spindelssystemen hervorzurufen.

Tabelle 8.1: Betriebspunktabhängige, adaptive PWM-Frequenzeinstellung

		Lastspindel max.			SynRM-Prüfspindel max.				
Drehzahl bis in U/min	Drehmoment bis in Nm	erf. Strangstrom in A(eff)	PWM-Frequenz in kHz	max. Dauerstrom LT in Aeff	Drehzahl bis in U/min	Drehmoment bis in Nm	erf. Strangstrom in A(eff)	PWM-Frequenz in kHz	max. Dauerstrom LT
16000	36	198	3,2	200	12000	32	241	6	320
20000	33	185	4	185	16000	32	241	8	310
26600	28	160	5,33	160	24000	32	241	12	265
32000	23	140	6,4	140	32000	26	205	16	210
40000	17	110	8	110	36000	22	179	18	185

Die SynRM-Antriebsregelung erfolgt durch eine PC-basierte Steuerung des Typs VECTONUM XL der ARADEX AG, welche in einem Echtzeit-Linux-Kernel ausgeführt wird. Die Kommunikation mit dem Wechselrichter erfolgt über das proprietäre Bus-System VECTOBUS. Das Regelungsverfahren zum Betrieb der SynRM ist bereits in der Arbeit von SIELAFF implementiert worden. Es stehen selbst-programmierte Kennfeld-basierte Algo-

rithmen in der Software V8SUPER der ARADEX AG zur Verfügung. Die SynRM kann über vorab numerisch berechnete Induktivitäts- oder Stromkennfelder für die Längs- und Querachse betrieben werden. SIELAFF stellt das Stromtabellen-Verfahren anhand eines Ablaufschemas in [Siel17, S. 108] vor. Die (dq-)Stromtabellen der SynRM werden aus einer numerischen Simulation des elektrischen Betriebsverhaltens auf Basis numerisch ermittelter oder praktisch identifizierter (dq)-Induktivitäten nach dem MTPA- und MTPV-Verfahren nach [Schr09; Betz91] ermittelt. Des Weiteren steht die Regelalgorithmik aus der Arbeit von [Roth11] mit Drehmomentvorsteuerung und Online-Berechnung der (dq)-Stromsollwerte auf Basis numerisch berechneter oder identifizierter Induktivitäten zur Verfügung. Dieses wird jedoch aus Gründen der mangelnden praktischen Verbreitung in marktgängigen Regelungsbaugruppen und zeitlichen Begrenzung der Arbeit nicht angewendet.

Zur Messung des Drehoments wird eine hochgenaue Drehmomentmesswelle der Kalibrierklasse 0,05 nach DIN 51309 des Typs T40HS-S0 des Herstellers HOTTINGER BRÜEL & KJAER GmbH eingesetzt. Der Frequenzbereich zur Drehmomentmessung beträgt 6000 Hz bei einer maximalen Drehzahl von 45 000 U/min. Die Antriebe sind über eine torsionssteife Metallbalgkupplung des Typs BKM/200/24/24 des Herstellers R+W ANTRIEBSELEMENTE GmbH gekuppelt. Die Einzelkomponenten des Antriebsstrangs sind jeweils auf die Wuchtgüte G1 oder besser für die Maximaldrehzahl von 30 000 U/min gewuchtet. Mittels eines Laser-Ausrichtmesssystems wird zur Vermeidung von Fehlansichtungen der Axial-, Lateral- und Winkelversatz der Flansche des Antriebsstrangs korrigiert. Die Ausrichtung erfolgt an Fußpunkten der Belastungseinheit in horizontaler und vertikaler Richtung auf  $\leq 3 \mu\text{m}$  genau.<sup>1</sup> Die Ausrichttoleranz bemisst sich anhand des Kupplungstyps, der Dimensionen und der Drehzahl. Nach dem Ausrichten erfolgt das dynamische Auswuchten des Antriebsverbunds auf eine Schwingstärke der ersten Drehzahlordnung von weniger als 1 mm/s an den Messstellen der jeweils vorderen Lagerstellen der Antriebe. Der Kupplungsstrang verfügt hierzu über zwei Wuchtebenen zum Anbringen von Wuchtschrauben. Die Kühlbedingungen der elastisch angestellten Variante betragen  $T_{\text{ein}} = 22^\circ\text{C}$  und  $\dot{V} = 8,6 \text{ L/min}$ . Die starr angestellte HSC-SynRM-Motorspindel wird mit  $T_{\text{ein}} = 25^\circ\text{C}$  und  $\dot{V} = 10 \text{ L/min}$  gekühlt. Dies hat sich aus Vorversuchen im Zuge der Erstinbetriebnahme der starr angestellten Variante hinsichtlich schneller Warmlaufzyklen sowie geringsten Laufgeräuschen und Schwingungen ergeben. Es wird das Fertiggemisch SK 3301.96x aus Antifrogen® N und Wasser im Verhält-

<sup>1</sup>vgl. American National Standard: Methodik der Wellenausrichtung, Teil 1: Allgemeine Grundsätze, Methoden, Praktiken und Toleranzen. ANSI/ASA S2.75-2017/Teil 1. 2017

nis 1:4 der RITTAL GmbH & Co. KG als Kühlmittel eingesetzt. Die spezifische Wärmekapazität im Temperaturbereich des Kühlmittels von 21 °C bis 28 °C beträgt rund  $\alpha_{KM} = 3,92 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  bei einer mittleren Dichte von  $\rho_{KM} = 1,026 \text{ g}/\text{cm}^3$ . Die Lager der SynRM-Prüflinge sind jeweils über deren Außenring Öl-Luft-geschmiert. Es wird das feinstgefilterte HLP-D Hydrauliköl der Reinheitsklasse 15/13/10 nach [ISO4406] und der Viskositätsklasse ISO VG 68 nach [DIN51524-2] eingesetzt. Die Zeit zwischen den Schmierimpulsen beträgt 7 min bei einer Schmiermenge von 30 mm<sup>3</sup> pro Schmierstelle und Impuls. Während der gesamten Untersuchungen ist kein Werkzeugspannsystem in den Spindelwellen verbaut. Es wird mit einer Sperrluft mit dem Druck von 2 bar gearbeitet.

## 8.2 Identifikation der Motorparameter

Zur feldorientierten Regelung der SynRM werden die Kennfelder der Induktivitäten in Längs- und Querrichtung benötigt, da sie die Nichtlinearitäten in der Abhängigkeit von den Strömen aufgrund von Kreuzkopplungs- und Sättigungseffekten abbilden. Die Verwendung von konstanten (dq)-Induktivitäten bietet sich nur für den Betrieb in einem oder wenigen Betriebspunkten an. Auch das Hinterlegen einer Aussteuerkennlinie, z.B. für das MTPA-Verfahren bis zur Feldschwächung im Grunddrehzahlbereich, ist eine Methode. Für den Betrieb einer Motorspindel mit hochdynamischen Betriebspunktwechseln und der hohen Anforderung an die Regelgüte für Positionieraufgaben und hoher Energieeffizienz sind die letztgenannten Ansätze nicht ausreichend.

Zur Identifikation der essentiellen Motorparameter  $R_s$ ,  $L_d$ ,  $L_q$  aus den Modellgleichungen (5.7) und (5.8) kommen off-line- und on-line-Verfahren zum Einsatz. Off-line-Verfahren sind charakterisiert durch eine sequentielle Durchführung der Messdatenaufnahme und nachgelagerten Auswertung in einer nicht gekoppelten Rechneinheit. In on-line-Verfahren ist die Rechneinheit in einen Regelkreis eingebunden, wodurch im Prozess anhand der Messdaten eine Wertschätzung erfolgt und diese unmittelbar zur Steuerung des Prozesses zurückgeliefert wird. Beim Identifikationsverfahren nach KELLNER aus [Kell12, S. 79 ff.] handelt es sich um ein off-line-Verfahren. Der Ansatz nach KELLNER ist bereits in der Arbeit von SIELAFF in [Siel17, S. 118 ff.] ausführlich beschrieben und durchgeführt worden. Somit stehen die Ansteuerungslogik im Frequenzumrichter, Auswerteskripte und Messeinrichtungen am Prüfstand zur Verfügung.

Der Ansatz nach KELLNER basiert auf der Überlegung, die modellierten Spannungsgleichungen (5.3) und (5.4) für den stationären Betrieb nach den unbekannt verketeteten Flüssen  $\Psi_d(I_d, I_q)$  und  $\Psi_q(I_d, I_q)$  umzuformen. Damit sind die verketeteten Flüsse durch messtechnisch ermittelbare Größen, wie den Motorklemmenspannungen  $U_d$ ,  $U_q$  und Strangströmen  $I_d$ ,  $I_q$  im (dq)-Koordinatensystem und des nach Gleichung (5.15) temperaturabhängigen Wicklungswiderstands  $R_S$  in jedem Betriebspunkt beschreibbar:

$$\Psi_d(I_d, I_q) = \frac{U_q - R_S I_q}{\omega_{el}} \quad (8.1)$$

$$\Psi_q(I_d, I_q) = -\frac{U_d - R_S I_d}{\omega_{el}}. \quad (8.2)$$

Die Induktivitäten folgen rechnerisch aus den verketeteten Flüssen mit Bereiniung des Offsets durch die Kreuzabhängigkeit bei  $\Psi_d(0, I_q)$ ,  $\Psi_q(I_d, 0)$ :

$$L_d(I_d, I_q) = \frac{\Psi_d(I_d, I_q) - \Psi_d(0, I_q)}{I_d} \quad (8.3)$$

$$L_q(I_d, I_q) = \frac{\Psi_q(I_d, I_q) - \Psi_q(I_d, 0)}{I_q}. \quad (8.4)$$

Da die Ummagnetisierungsverluste nach (5.17) drehzahlabhängig sind, zeigt KELLNER auf, dass deren Einfluss auf die Induktivitäten vermindert werden kann, wenn die Betriebspunkte zur Messung sowohl bei positiver Drehrichtung als auch bei negativer Drehrichtung angefahren werden [Kell12]. Letztlich ergeben sich die gesuchten absoluten Induktivitäten aus dem Mittelwert:

$$L_d(I_d, I_q) = \frac{L_{d+}(I_d, I_q) - L_{d-}(I_d, I_q)}{2} \quad (8.5)$$

$$L_q(I_d, I_q) = \frac{L_{q+}(I_d, I_q) - L_{q-}(I_d, I_q)}{2}. \quad (8.6)$$

Die Drehzahl ist einerseits so zu wählen, dass ein ausreichend hohes Spannungsniveau vorliegt, um nichtlineare Effekte aus der Umrichterspeisung zu reduzieren. Andererseits soll die Drehzahl nicht zu hoch gewählt werden, da sich sonst merkliche Ummagnetisierungsverluste ausbilden. Die Güte der Messwertermittlung steigt, wenn der Betriebspunkt angefahren und für einen Moment bis zum Abklingen von Einschwingvorgängen gewartet wird, bis die Messung startet. Des Weiteren werden über die Messzeit mehrere Messwerte erfasst und gemittelt.

### 8.2.1 Experimentelle Vorgehensweise

In der experimentellen Durchführung wird der zu identifizierende Motor, hier der SynRM-Prüfling, durch die gekuppelte Lastmaschine fremdgetrieben. Zu Beginn werden die gekuppelten Antriebe bis in den stationären Zustand warm gefahren, um Temperatureinflüsse zu vermindern. Die Lastmaschine wird in Drehzahlregelung mit der konstanten Drehzahl von hier 4750 U/min betrieben. Bei 5000 U/min kommt es zu einer Schwingungsanregung und wird daher vermieden. Der SynRM-Prüfling wird in der Stromregelung betrieben und mit den Soll-(dq)-Stromwertpaaren aus einem Betriebsquadranten automatisiert nacheinander über eine Stromrampe beaufschlagt. Dies ist zulässig, da durch die aus [Siel17] bekannte Punktsymmetrie der Kennfelder bezogen auf den Ursprung bei  $I_{dq}(0,0)$  jeder andere Quadrant projiziert werden kann. Jedoch ist je (dq)-Strom wenigstens ein Betriebspunkte aus dem angrenzenden Quadranten mit wechselndem Vorzeichen anzufahren. Damit können auf den Achsen mit  $I_d = 0$  bzw.  $I_q = 0$  die Induktivitätswerte  $L_d(I_d, 0)$  und  $L_q(0, I_q)$  interpoliert werden. Die Gleichungen (8.3) und (8.4) sind ansonsten nicht lösbar. Auf diese Weise werden alle Betriebspunkte im Kennfeld einmal im Rechtslauf und anschließend einmal im Linkslauf angefahren. Es werden die (d,q)-Stromwertpaare aus der Schrittfolge  $I_{d,q} = -15 : 15 : 175 \text{ A(eff)}$  gebildet. Vor jeder Messung beträgt die Wartezeit im stationären Zustand 8 s. Die Datenerfassung der Spannungs- und Stromwerte erfolgt umrichterintern für eine Messzeit von 4 s bei einer Abtastrate von 2500 Hz. Die Abtastrate beträgt etwas mehr als das Zehnfache der elektrischen Speisefrequenz. Die Mittelung erfolgt somit über 10 000 Werte. Die Wicklungstemperatur wird zeitgleich im vorderen und hinteren Wickelkopf erfasst und für die Verrechnung zum Betriebspunktabhängigen Strangwiderstand gemittelt. Das Verfahren wird sowohl für die SynRM-Motorspindel mit elastischer als auch mit starrer Lageranstellung durchgeführt. Der Wicklungswiderstand je Strang wird an den Motorklemmen nach 60 min bei einer Kühlung mit der Vorlaufemperatur von  $T_{\text{ein}} = 20^\circ\text{C}$  und Messung der Wicklungstemperaturen für die starr angestellte HSC-SynRM zu  $R_{S,20^\circ\text{C}} = 0,0136 \Omega$  und für die elastisch angestellte HSC-SynRM zu  $R_{S,20^\circ\text{C}} = 0,0126 \Omega$  bestimmt.

### 8.2.2 Identifizierte Induktivitäten

In Abbildung 8.4 sind die identifizierten absoluten Induktivitäten in Abhängigkeit der Ströme dargestellt. Die Betriebspunkte sind als Kreuz gekennzeichnet. Die Kreuzkopplung in der wechselseitigen Abhängigkeit von den Strömen in der Längs- und Querachse wird anhand der Einfärbung deutlich.

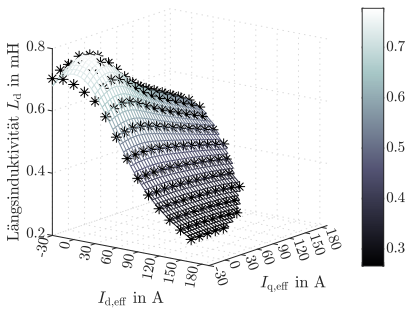
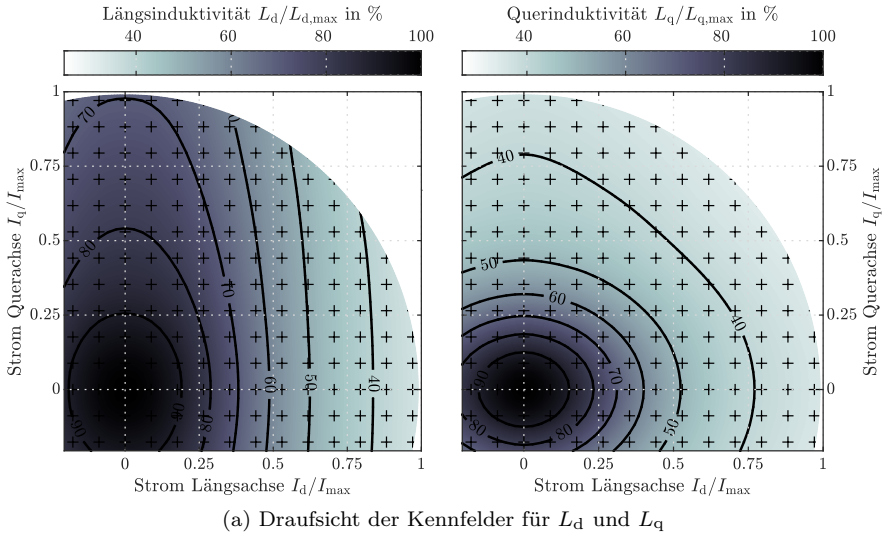
Die Längsinduktivität  $L_d$  ist weniger stark abhängig von  $I_q$  als  $L_q$  von  $I_d$ . Die Querinduktivität ist für geringe Ströme stark abhängig von der Sättigung in den Radialstegen und im umlaufenden Tangentialsteg. Erst wenn diese Geometriebereiche sowohl von geringen q- als auch d-Strömen gesättigt sind, prägt sich die Anisotropie als Reluktanzdifferenz in der d- zur q-Achse aus.

Gemäß der Drehmomentgleichung (5.10) ist die Induktivitätsdifferenz  $\Delta L = L_d - L_q$ , respektive die Schenklichkeit  $\xi = \frac{L_d}{L_q}$ , entscheidend für die Drehmomentdichte. Dies geben die Diagramme in Abbildung 8.5 wider.

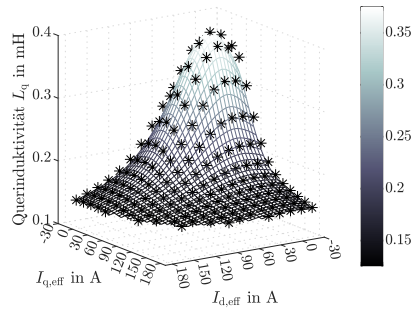
Anhand der messtechnischen Ergebnisse können die unter gleichen Modellrandbedingungen und Verfahren numerisch ermittelten Induktivitäten aus Abschnitt 5.6.4 validiert werden. Dazu erfolgt in Abbildung 8.6 die prozentuale Betrachtung der Induktivitätsdifferenz bezogen auf die experimentell identifizierten Induktivitäten. Auffällig sind die großen Abweichungen der Querinduktivität  $L_q$  bis zu 74%. Diese sind auf numerische Simulationungenauigkeiten im Bereich der Ströme nahe Null zurückzuführen. Im Bereich des geregelten Betriebs mit Stromwinkeln  $\theta_{el} = 61^\circ$  bis  $61^\circ$  betragen die prozentualen Abweichungen für  $L_d$  im Mittel rund  $-7,2\%$  und für  $L_q$  im Durchschnitt rund  $-16,5\%$ . Die experimentell identifizierten Induktivitäten sind in diesem Bereich größer als die simulierten Induktivitäten. Mittels des CARTER-Faktors ist in der 2D-Simulation die Ausführung des Rotorblechpakets mit Stützblechen und reduzierter effektiver Eisenlänge berücksichtigt. Folgende Gründe können dennoch zu der Abweichung insbesondere in der Querinduktivität beitragen. Die Länge der Flusspfade in der q-Achse sind geringer als berechnet. Dies könnte sein, wenn Flusspfade aufgrund der großen Durchflutung und damit resultierenden hohen Flussdichte durch die Flussperren verlaufen. Dadurch erhöht sich die real identifizierte Induktivität. Letztlich scheint die Kreuzkopplung d-Achse zur q-Achse stärker ausgeprägt zu sein, wodurch bei eingepprägtem magnetischen Fluss in der d-Achse unter Last stets ein gewisser Beitrag des magnetischen Flusses in der q-Achse wirkt.

Ein Vergleich zwischen den identifizierten Induktivitäten der starr und elastisch angestellten HSC-SynRM-Motorspindel führt auf die grafischen Ergebnisse in Abbildung 8.7. Die maximale Induktivitätsdifferenz  $\Delta L_d$  beträgt ca. 0,007 mH. Dies entspricht einer Abweichung von rund 0,9%. Die maximale Induktivitätsdifferenz  $\Delta L_q$  liegt bei etwa 0,003 mH, was einer Abweichung von rund 1,7% entspricht.

Im Zuge der Parameteridentifikation wird mittels der Drehmomentmesswelle im Moment der Strom- und Spannungsmessung zeitgleich das resultierende



(b) 3-dimensionale Darstellung von  $L_d$  mit Stützstellen



(c) 3-dimensionale Darstellung von  $L_q$  mit Stützstellen

Abbildung 8.4: Identifizierte Induktivitätskennfelder für die SynRM in der elastischen Lageranstellung

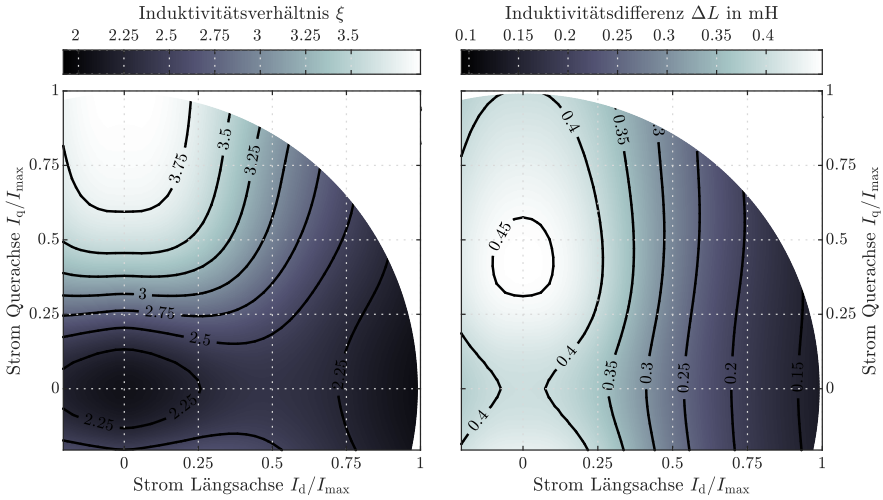


Abbildung 8.5: Kennfelder für das Induktivitätsverhältnis  $\xi$  und die -differenz  $\Delta L$

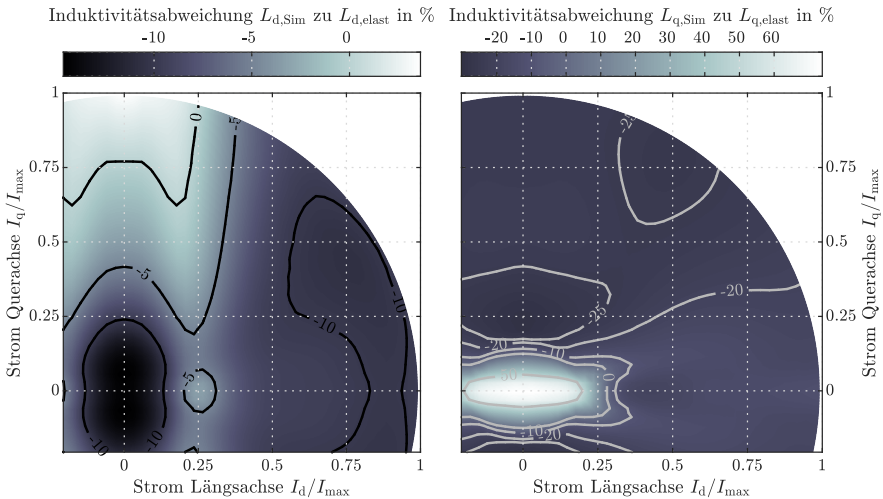


Abbildung 8.6: Kennfelder für die prozentuale Induktivitätsabweichung der numerischen Simulation gegenüber der experimentellen Identifikation



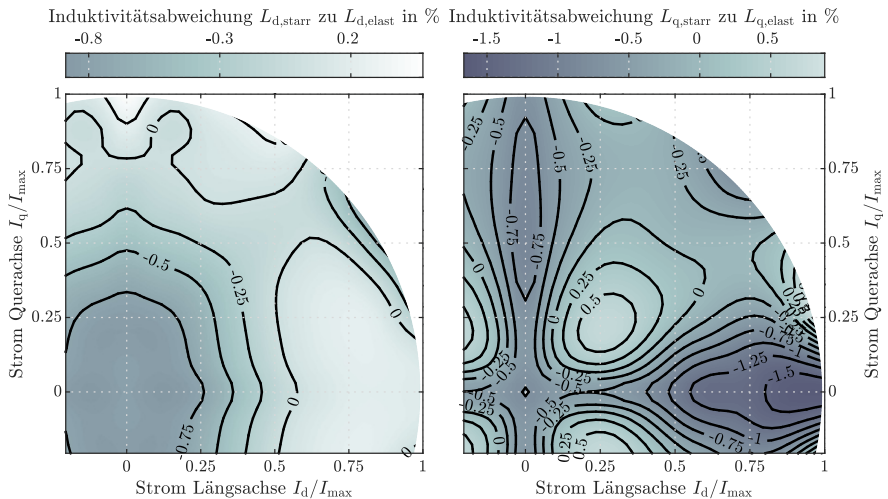


Abbildung 8.7: Kennfelder für die prozentuale Induktivitätsabweichung der SynRM in starrer und elastischer Lageranstellung

mechanische Drehmoment  $M_L$  an der Kupplungsstelle erfasst. Für die starr angestellte HSC-SynRM-Motorspindel resultiert ein maximales Drehmoment von rund 30,8 Nm beim Strompaar von  $I_{d,eff} = 90$  A und  $I_{q,eff} = 150$  A. Die elastisch angestellte HSC-SynRM-Motorspindel liefert ein maximales Drehmoment von rund 31,1 Nm im Betriebspunkt mit  $I_{d,eff} = 90$  A und  $I_{q,eff} = 150$  A. Die maximale Differenz der Drehmomente beträgt 0,43 Nm. Im Mittel liegt die Abweichung bei vernachlässigbaren 0,1 %.

Die Validierung der Betriebspunkte aus der Simulation in Tabelle 5.7 führt auf die Ergebnisse in Tabelle 8.2.

Zusammenfassend kann die Induktivitätsdifferenz bzw. die relative Abweichung zwischen simulativer und experimenteller Parameteridentifikation im für SynRM relevanten Betriebsbereich als vernachlässigbar gering betrachtet werden. Des Weiteren ergeben sich für zwei aufgebaute SynRM vernachlässigbar kleine relative Abweichungen in den experimentell identifizierten Induktivitäten und im Drehmoment. Damit ist gezeigt, dass es prinzipiell ausreichen sollte, eine entwickelte SynRM numerisch einer Parameteridentifikation zu unterziehen und die Ergebnisse für die Regelung gefertigter Motoren in der Serie zu nutzen. Eine experimentelle Identifikation in der Vorserie kann

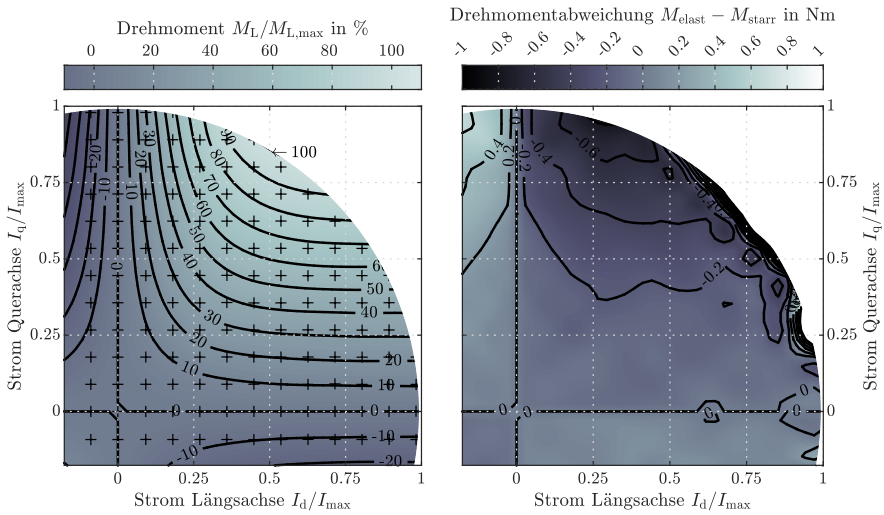


Abbildung 8.8: Kennfeld des Drehmoments und der Drehmomentdifferenz der starr und elastisch angestellten HSC-SynRM-Motorspindel

Tabelle 8.2: Experimentelle Validierung der Betriebspunkte des finalen SynRM-Rotordesign der Variante 3 in der Ausführung 130/6-55-140

Betriebspunkt	1	2	3	4	5	6
Verkettete Spannung $U_{\text{ph-ph}}$ in $V_{\text{eff}}$	102,2	223,8	280,0	368,2	380,4	425,3
Effektiver Strangstrom $I_S$ in $A_{\text{eff}}$	164,5	149,0	140,0	126,9	116,0	113,1
Frequenz $f_S$ in Hz	250	575	750	1000	1100	1200
Drehzahl $n$ in U/min	5000	11500	15000	20000	22000	24000
Mech. Leistung $P_{\text{mech}}$ in kW	15,3	30,2	36,1	42,5	41,5	44,4
Drehmoment $M_L$ in Nm	29,2	25,0	23,0	20,3	18,0	17,7
Stromwinkel $\theta$ in $^\circ$	59,7	59,7	59,7	61,0	62,2	68,9
Verlustleistung $P_{V,el}$ in W	1645	2300	2400	3111	3202	3391
Induktivität $L_d$ in mH	0,418	0,445	0,462	0,489	0,523	0,558
Induktivität $L_q$ in mH	0,132	0,138	0,141	0,147	0,152	0,155
Schenkligkeit $\xi$	3,2	3,2	3,3	3,3	3,4	3,6
Leistungsfaktor $\cos(\varphi)$	0,56	0,56	0,57	0,58	0,57	0,57

dennoch überlegt werden. Das Potenzial zur Kosteneinsparung im Zuge der Fertigung der SynRM wird als sehr groß eingeschätzt.

### 8.3 Systemwirkungsgrad und Leistungsfaktor

Zur Bewertung der Energieeffizienz der SynRM und der aufgebauten HSC-SynRM-Motorspindeln in starrer und elastischer Lageranstellung, werden zunächst der Wirkungsgrad und der Leistungsfaktor der SynRM untersucht. Im Anschluss erfolgt die Betrachtung des Systemwirkungsgrads unter Berücksichtigung der Umrichterverluste. Die methodische Vorgehensweise erfolgt nach den Beschreibungen in der Norm DIN EN 61800-9-2 zur Bestimmung der Energieeffizienzklasse von elektrisch betriebenen Arbeitsmaschinen [DIN61800-9-2]. Unter den Geltungsbereich der Norm können im weiteren Sinne auch numerisch geregelte Werkzeugmaschinen fallen. Das Antriebssystem (engl.: *Power Drive System (PDS)*) setzt sich aus dem kompletten Antriebsmodul (engl. *Complete Drive Module (CDM)*) und dem Motor zusammen. In Abbildung 8.9 ist das Antriebssystem dargestellt, wobei in der Untersuchung nur die Teilsysteme mit durchgezogener Linie betrachtet werden. Das erweiterte Produkt (EP) kann Netzfilter, Drossel, Sinusfilter und andere elektrische Zusatzeinrichtungen umfassen. Eine Vorschalt-drossel, ein Sinusfilter oder Überspannungsschutzmodul ist für den Betrieb der SynRM nicht erforderlich. Die Norm bezieht sich auf die Effizienzbetrachtung im S1-Lastspielbereich.

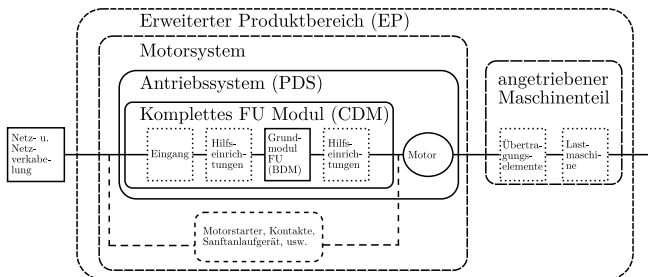


Abbildung 8.9: Das betrachtete Antriebssystem bestehend aus Motor und Umrichtermodul - hier SynRM und ARADEX Wechselrichter; Abbildung in Anlehnung an [DIN61800-9-2]

### 8.3.1 Experimentelle Vorgehensweise

Die Vorgehensweise zur Ermittlung von Teilsystem- und Systemwirkungsgraden wird in der Norm als Eingangs- und Ausgangsgrößen-Messung der elektrischen bzw. mechanischen Leistung beschrieben. Am Eingang des ARADEX Wechselrichters wird die elektrische Eingangsleistung  $P_{el,ZK}$  aus der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$  und dem Zwischenkreisgleichstrom  $I_{ZK}$  bestimmt. Am Ausgang des Wechselrichters und damit am Eingang der Motorklemmen der SynRM wird die elektrische Leistung  $P_{el}$  aus den verketteten Spannungen  $U_\nu$  und den Strangströmen  $I_S$  unter Berücksichtigung des Leistungsfaktors als Summe aus den drei Leistungen der drei Phasen und vier Leitern mit künstlichem Sternpunkt berechnet. Die mechanische abgegebene Leistung  $P_{mech}$  der HSC-SynRM-Motorspindel ergibt sich aus der erfassten Drehzahl  $n$  und dem Drehmoment  $M_L$  an der Kupplungsstelle zur Lastmaschine. Alle genannten Messgrößen werden zeitsynchron mittels eines Leistungsmessgeräts von YOKOGAWA des Typs WT1600 über eine Oversampling-Funktion mit 10 kHz ohne weitere Filtereinstellung erfasst und geräteintern alle 50 ms in die Leistungswerte umgerechnet. Gleichfalls erfolgt über die dreiphasige Strom- und Spannungsmessung an den Motorklemmen die Bestimmung des Leistungsfaktors  $\cos \varphi$ . Der Wirkungsgrad des ARADEX Wechselrichters  $\eta_{CDM}$  ergibt sich aus:

$$\eta_{CDM} = \frac{P_{el}}{P_{el,ZK}} = \frac{\sqrt{3}U_\nu I_S \cos \varphi}{U_{ZK} I_{ZK}}, \quad (8.7)$$

und der Wirkungsgrad der HSC-SynRM-Motorspindel mit  $n$  in 1/s inkl. Reibungsverlusten im stationären Zustand aus:

$$\eta = \frac{P_{me}}{P_{el}} = \frac{2\pi n M_L}{\sqrt{3}U_\nu I_S \cos \varphi}. \quad (8.8)$$

Der Systemwirkungsgrad des Antriebssystems  $\eta_{PDS}$  berechnet sich aus der Multiplikation:

$$\eta_{PDS} = \eta_{CDM} \cdot \eta. \quad (8.9)$$

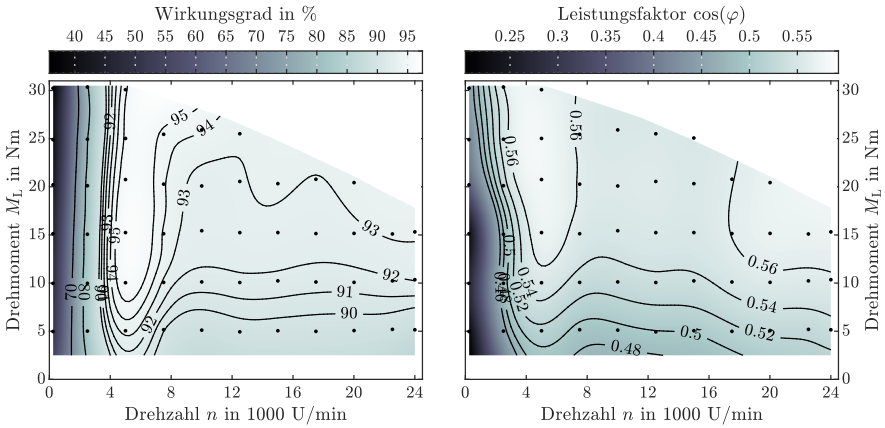
Ziel dieser Arbeit ist die Darstellung der Ergebnisse als Wirkungsgrad- und Leistungsfaktorkennfeld. Vor der Messung durchfahren die HSC-SynRM-Motorspindeln einen Warmlauf bis in den thermisch quasi-stationären Zustand. Dieser Zustand definiert sich nach Norm im Nennpunkt bis die Änderung der Gehäusetemperatur des Stators weniger als  $\Delta T = 1 \text{ K}$  pro 30 min beträgt.

Es gilt die Annahme, dass dieser Zustand sich während der Messung nur geringfügig ändert. Das abgefahrene Kennfeld spannt sich aus Messpunkten mit der Drehmoment-Schrittweite von 5 Nm und der Drehzahl-Schrittweite von 2500 U/min bis zum Erreichen der Strom- und/oder Spannungsgrenze auf. Bei einer Speisefrequenz nahe Null können große Schwankungen im Strom und der Spannung sowie deren Verteilung auftreten, weshalb sich die Wicklungen stark erwärmen. In diesem Fall ist eine Speisefrequenz nach Norm von bis zu 12 Hz erlaubt [DIN61800-9-2]. Bei der HSC-SynRM entspricht dies einer minimalen Drehzahl von 240 U/min. Die Norm schreibt vor, dass im Anschluss an das Warmfahren zunächst der Messpunkt mit höchster Drehzahl und höchstem Drehmoment anzufahren ist, bis sich ein stationärer Temperaturpunkt in der Statorwicklung für ca. 2 min eingestellt hat. Die Messung wird für 5 s durchgeführt und die Werte mit maximal 45 Hz aus dem WT1600 an MATLAB<sup>®</sup> übertragen, woraus je 225 Leistungswerte zur Ergebnisberechnung gemittelt werden. Das Anfahren aller weiteren Messpunkte erfolgt analog. Es darf nach Norm entweder schrittweise die Drehzahl je aufgebrachtem Lastmoment verringert oder, je nach Einfachheit der Einstellung, schrittweise das Drehmoment je Drehzahl verringert werden. Die Lastmaschine wird in Drehmomentregelung und der SynRM-Prüfling in Drehzahlregelung betrieben. Es wird durchgehend die PWM-Taktfrequenz von 12 kHz für die Speisung der SynRM-Prüflinge genutzt.

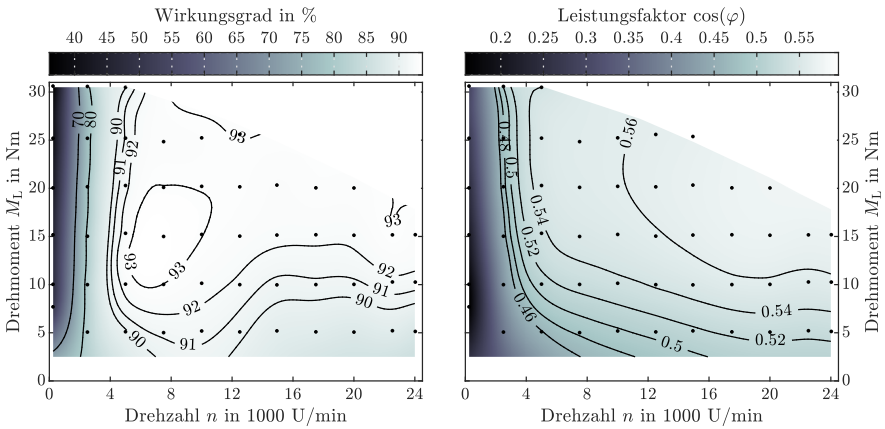
### 8.3.2 Ergebniskennfelder

In Abbildung 8.10 sind die Kennfelder der Wirkungsgrade und der Leistungsfaktoren der SynRM in elastischer und starrer Lageranstellung visualisiert.

Der Vergleich zeigt, dass die Lageranstellung keinen nennenswerten Einfluss auf den Wirkungsgrad  $\eta$  der HSC-SynRM-Motorspindeln hat. Ab der Bemessungsdrehzahl von 5000 U/min nimmt der Wirkungsgrad für beide Maschinen Werte im Bereich von rund 93 % an. Maximal erreicht der Wirkungsgrad der HSC-SynRM für die elastische Lageranstellung Werte von rund 95 %. Insgesamt besitzt die HSC-SynRM-Motorspindel mit elastischer Lageranstellung im Teillastbereich einen höheren Wirkungsgrad um etwa 1 %. Ursachen hierfür sind sowohl in der Induktivitätsdifferenz als auch in den unterschiedlichen Reibungsverlusten der Lageranstellungen zu vermuten. Die thermischen Verhältnisse unter Last begünstigen nach Abbildung 7.11 eine geringere Flächenpressung in den Lagern der starren Lageranstellung gegenüber dem Leerlaufverhalten in Abbildung 8.12. Jedoch ist anzunehmen, dass die Lagerreibung der elastisch angestellten HSC-SynRM-Motorspindel



(a) SynRM mit elastischer Lageranstellung: Wirkungsgrad und Leistungsfaktor



(b) SynRM mit starrer Lageranstellung: Wirkungsgrad und Leistungsfaktor

Abbildung 8.10: Wirkungsgrad- und Leistungsfaktorkennfelder für die HSC-SynRM-Motorspindeln mit elastischer und starrer Lageranstellung

in der experimentellen Versuchsdurchführung relativ zur starren Lageranstellung geringer gewesen ist. Der Wirkungsgrad ist bei 240 U/min - quasi im Stillstand - erwartungsgemäß wie für viele Elektromotoren mit 30 % bis 40 % sehr gering. Der Leistungsfaktor für beide SynRM beträgt im Drehzahlbereich oberhalb von 5000 U/min im Mittel rund 0,54. Die Werte sind geringer als die numerisch berechneten Auslegungswerte mit rund 0,6 an der Drehzahl-Drehmoment-Grenze nach Abbildung 5.20. Der Einsatz von Radial- und Tangentialstegen zur Festigkeitssteigerung vermindert den Leistungsfaktor aufgrund von Streuflüssen im Eisenblechquerschnitt. Mit ausgefeilteren Berechnungsmethoden, z. B. nach [Nard17], [Babe17b] oder [Cred20], lassen sich die Parameter zur Designoptimierung in Abhängigkeit der Zielgröße des Leistungsfaktors bestimmen. Dies wäre ein fortzuführender Ansatz an diese Arbeit.

In Abbildung 8.11 sind die Wirkungsgradkennfelder des ARADEX Wechselrichters (CDM) und des Antriebssystems (PDS) gezeigt. Für beide SynRM resultieren beinahe gleiche Wirkungsgrade. Zusammenfassend kann von einem vernachlässigbaren Einfluss der Art der Lageranstellung der HSC-SynRM-Motorspindeln auf die Verlustleistung des gesamten Antriebssystems ausgegangen werden.

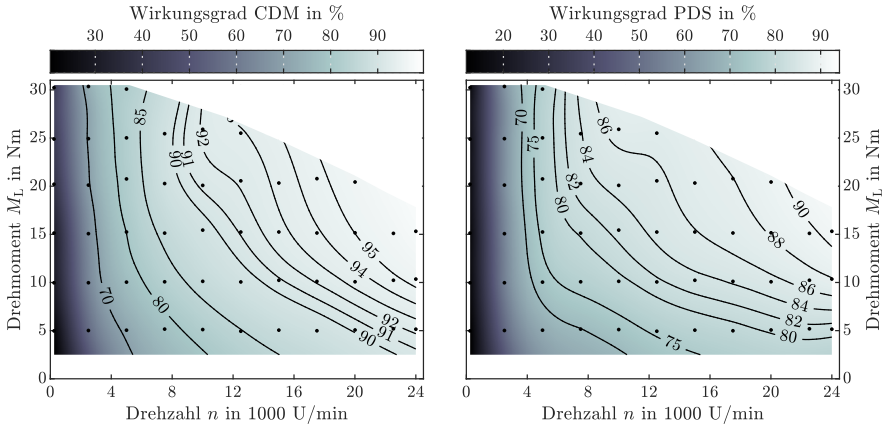
### 8.3.3 Aufteilung der Verlustanteile

Die den Wirkungsgraden zugrunde liegenden Verluste sollen zur Validierung der numerischen Simulationsergebnisse in die jeweiligen Anteile in Anlehnung an die Darstellungen in Abbildung 5.20 und Abbildung 7.7 aufgeteilt werden. Da die Verlustanteile an den Gesamtverlusten  $P_V$  nicht getrennt voneinander messtechnisch zu erfassen sind, werden sie vereinfacht aus den betriebspunkt-abhängigen Wirkungsgraden ermittelt:

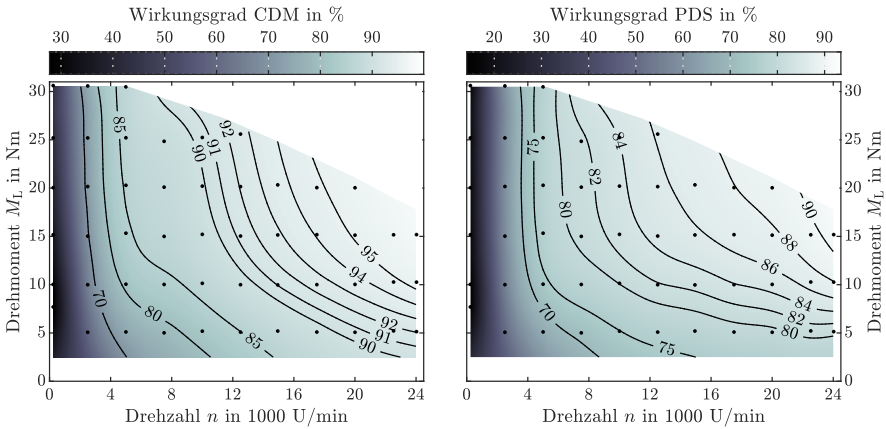
$$\eta = \frac{P_{me}}{P_{el}} = \frac{P_{el} - P_V}{P_{el}} \quad \text{mit} \quad (8.10)$$

$$P_V = P_{V,Reib} + P_{V,Cu} + P_{V,Fe}. \quad (8.11)$$

Die in den Lagern auftretenden Reibungsverluste können in einem Schlepp- oder Auslaufversuch ermittelt werden. Beim Schleppversuch treibt die Lastmaschine den SynRM-Prüfling im stationären drehzahlgeregelten Betriebspunkt an und über die Drehmomentmesswelle wird das Lagerreibmoment erfasst. In dieser Arbeit wird ein Auslaufversuch durchgeführt. Die HSC-SynRM-Motorspindel wird im ungekuppelten Leerlaufbetrieb einem Warmlauf bis zum Erreichen des thermisch stationären Zustands unterzogen. Aus



(a) SynRM mit elastischer Lageranstellung: Wirkungsgrade des CDM und PDS



(b) SynRM mit starrer Lageranstellung: Wirkungsgrade des CDM und PDS

Abbildung 8.11: Wirkungsgradkennfelder des Wechselrichtermoduls (CDM) und des Antriebssystems (PDS) für die HSC-SynRM-Motorspindeln mit elastischer und starrer Lageranstellung



der maximalen Drehzahl von 25 000 U/min heraus läuft der Antrieb ungebremst und ungeregelt bis zum Stillstand aus. Mittels einer Tachoprobe wird die Drehzahl über der Zeit erfasst. Mit der Kenntnis des polaren Massenträgheitsmoments und der Drehwinkelgeschwindigkeitsänderung über der Zeit kann nach (5.11) das Reibmoment der Lager und schließlich die Reibleistung berechnet werden. Es wird erwartet, dass die Lagerreibleistung aufgrund der starren Lageranstellung mit tendenziell höheren Flächenpressungen höher ausfällt als die der elastischen Lageranstellung. In Abbildung 8.12 sind die mittels gleitendem Mittelwert über 50 Einzelwerte erzeugten Verlustkennlinien über der Drehzahl gezeigt. Diese enthalten streng genommen auch die Luftreibungsverluste.

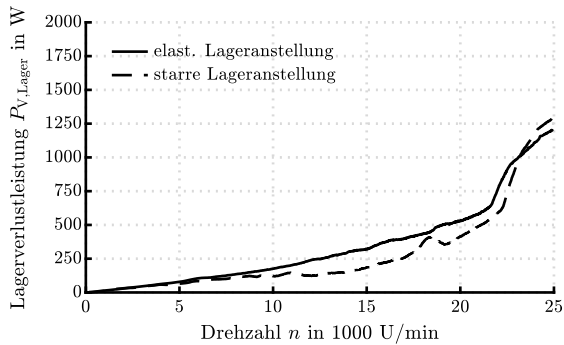


Abbildung 8.12: Verlustleistung durch Lagerreibung im Vergleich der starren und elastischen Lageranstellung

Im direkten Vergleich der elastischen gegenüber der starren Lageranstellung ist zu erkennen, dass die Lagerreibleistung für die starre Lageranstellung bis zur Drehzahl von 22 500 U/min etwas geringer ausfällt. Die axiale Wärmedehnung führt bei der starren Lageranstellung zu einer stärkeren Abnahme der axial gerichteten Vorspannung (vgl. Abbildung 6.7), wobei ab 22 500 U/min die radial gerichtete Vorspannung aufgrund der Drehzahleffekte stärker zunimmt. Neben der Begründung über die Temperatur- und Vorspannungsverhältnisse der Lagerung ist auch der Unterschied im Massenträgheitsmoment aufgrund des unterschiedlichen Spindelwellenwerkstoffs zu berücksichtigen. Das polare Massenträgheitsmoment der Spindelwelle aus 16MnCr5 mit SynRM beträgt  $0,008\,265 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Aufgrund der höheren Dichte des Werkstoffs Ni42 liegt das Massenträgheitsmoment der starr angestellten HSC-SynRM-Motorspindel bei  $0,008\,307 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Die Lagerverlustleistung beider

Antriebe weist maximal bei 25 000 U/min rund 1,25 kW auf. Dies entspricht nahezu den simulierten Lagerreibungsverlusten bei gleichen Randbedingungen in Abbildung 7.6a. Jedoch fällt auf, dass die Berechnungsformel die realen Pressungsverhältnisse nicht exakt wiedergeben kann und im Drehzahlbereich bis 20 000 U/min die Reibleistung mit rund 750 W gegenüber weniger als 500 W bei 20 000 U/min überschätzt.

Die Stromwärmeverluste im Stator berechnen sich mit den bekannten Wicklungswiderständen beider SynRM in Abhängigkeit der Wicklungstemperatur und den gemessenen Strangströmen gemäß (5.14). Die Ummagnetisierungsverluste resultieren aus der Umstellung der Bilanzgleichung (8.11) mit den bereits bekannten Verlustgrößen. In Abbildung 8.13 sind die experimentell ermittelten Verlustanteile gezeigt.

Die Gesamtverluste der elastischen Lageranstellung sind im Mittel um rund 14,4 % höher als die simulativ berechneten Gesamtverluste. Daher kann davon ausgegangen werden, dass insbesondere die Ummagnetisierungsverluste im Stator in der Simulation letztlich unterschätzt werden. Eine Frequenzspektrumanalyse der harmonischen Anteile im Strom der getakteten Frequenzumrichterspeisung würde im Anschluss an diese Arbeit Aufschluss über die dominanten, und damit der in der Simulation in ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> zu berücksichtigenden, Harmonischen liefern. Zur Erinnerung: In der Simulation sind nur harmonische Anteile in der Luftspaltfelderregerkurve. Die Kupferverluste der SynRM in starrer Lageranstellung sind im Durchschnitt über die dargestellten Betriebspunkte um 9,7 % höher. Die Ummagnetisierungsverluste sind 14,7 % höher. Zu beachten ist, dass zum Zeitpunkt der experimentellen Durchführung des Auslaufversuchs und der Wirkungsgradermittlung unterschiedliche thermische Zustände geherrscht haben. Im Auslaufversuch lag der thermisch stationäre Zustand im Leerlauf vor, wohingegen zur Wirkungsgradermittlung der thermisch stationäre Zustand unter Volllast vorlag. Damit ist gemäß der simulativen starren Lagerauslegung im Betrieb unter Volllast eine höhere radial gerichtete Lagervorspannung zu erwarten, als es das Ergebnis des Auslaufversuchs suggeriert. Des Weiteren ist die Ausführung der starren Lageranstellung in Verbindung mit der weichmagnetischen Wellenmaterial Ni42 zu betrachten. In dieser Ausführungsform der SynRM mit den hohen Strangströmen und relativ kompakten Rotorquerschnitt wird eine entsprechend hohe Durchflutung und damit Sättigung des Eisenkreises erreicht. Es wird daher vermutet, dass es zu einem anteiligen magnetischen Fluss in der Spindelwelle aus Ni42 kommt, wodurch entsprechend hohe Wirbelstromverluste anfallen. Aufschluss über die Hypothese würde eine numerische 2D-FEM-Analyse des Rotorblechquerschnitts in Verbindung mit einem

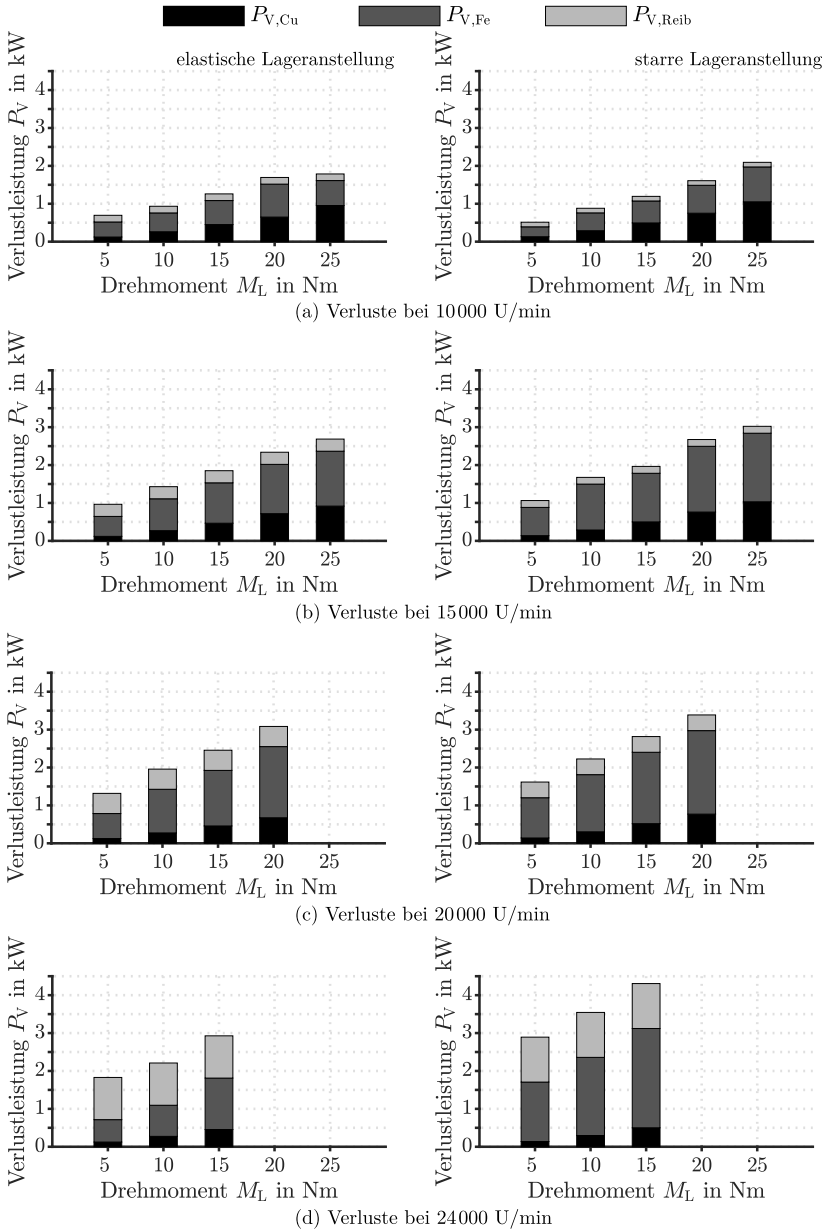


Abbildung 8.13: Verlustleistungsanteile der SynRM in elastischer (links) und starrer (rechts) Lageranstellung

Wellenquerschnitt aus Ni42 liefern, wobei eine sinusförmige Stromspeisung mit superponierten harmonischen Frequenzanteilen vorgegeben werden muss. Alternativ könnte ein Betrieb mit einer Vorschalt-drossel die Hypothese praktisch überprüfen, ob harmonische Frequenzanteile der Umrichterspeisung ursächlich für die höheren Ummagnetisierungsverluste in der Spindelwelle aus Ni42 sind. Leider ergab sich im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr die Möglichkeit der Verifikation der Hypothesen.

## 8.4 Thermisches Betriebsverhalten

Im Zuge der Analyse des thermischen Betriebsverhaltens ist die Temperaturverteilung im stationären Betriebszustand von Interesse. Dieser Zustand ist simulativ berechnet und soll validiert werden. Anhand der Lagertemperaturen und der Temperaturdifferenzen ist das Konzept der starren Lageranstellung unter Einsatz der Ausdehnungslegierung Ni42 zu bewerten. Die lastbedingten Temperaturänderungen im Vergleich zum Leerlauf geben Aufschluss über die Grenzen des S1-Dauerbetriebs und einen Ausblick auf Potenziale zur thermischen Optimierung des Spindelsystems. Die Vermessung der axialen Verlagerung der Plananlage im Leerlauf in Anlehnung an [ISO230-3] überprüft die Hypothese, ob sich das axiale Spindelwellenwachstum durch das Konzept der starren Lagerung mit dem Wellenwerkstoff Ni42 gegenüber des konventionellen Spindel-Lager-Systems vermindert. Dies wäre ein entscheidender Faktor, welcher für das entwickelte Motorspindelsystem in der Anwendung sprechen würde, da sich relative Verlagerungen zur Z-Achse der Werkzeugmaschine direkt auf die Fertigungsgenauigkeit auswirken [Siel17, S. 133].

### 8.4.1 Experimentelle Vorgehensweise

Die Temperaturmesspunkte im Gehäuse und in der Welle sind in Abbildung 7.4 gezeigt. Die Temperaturmesspunkte werden beginnend von der Plananlage von vorne nach hinten hochgezählt. Der gehäuseseitige Temperaturmesspunkt *Motor 1* ist ein PT1000-Sensor im hinteren Wickelkopf des SynRM-Stators. Gehäuseseitig ist an der hinteren Lagerstelle an den Messstellen *TG12* und *TG13* nur ein PT100-Sensor *Lager 3* verbaut. Für die experimentelle Untersuchung wird zur Messung der rotierenden Messpunkte ein Telemetriestab mit angebundenen PT100-Sensoren konturgenau in die Bohrung der Hohlwelle eingesetzt. In den Bereichen, wo der Telemetriestab nicht hinreicht, werden die PT100-Elemente auf die Innenseite der Spindelwelle mit Sekundenkleber befestigt. Die Signal- und Energieübertragung erfolgt

induktiv mittels einer gepulsten Wechselspannung von 100 Hz. Die Telemetrieinheit ist in Abbildung 8.14 dargestellt.

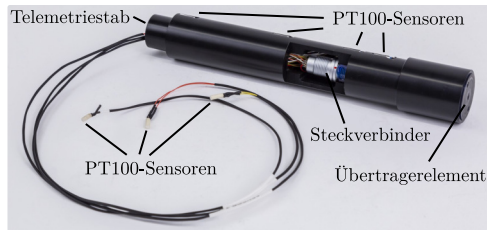


Abbildung 8.14: Telemetrieinheit zur Messung der Lagerinnenring und Rortemperaturen mit insgesamt sieben PT100-Sensoren

Des Weiteren werden die Temperaturen im Vorlauf und Rücklauf sowie der Volumenstrom im Vorlauf des Kühlkreislaufs am Prüfstand gemessen. Daraus berechnet sich nach Gleichung (7.7) unter Zuhilfenahme der Werte des Kühlmittels aus Abschnitt 8.1 die abgeführte Kühlleistung. Die Charakterisierung der Grenztemperaturen erfolgt für die Statorwicklung anhand des ausgeführten Isolationssystems und beträgt  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Für die Lagertemperaturen gilt eine Abschaltgrenze nach Betriebsanleitung von  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$  gemessen am Lageraußenring. Der optimale Temperatureinsatzbereich des Hydrauliköls wird laut Hersteller mit bis zu  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  angegeben. Können diese Grenztemperaturen im thermisch stationären Zustand eingehalten werden, ist ein S1-Dauerbetrieb möglich.

Der thermisch stationäre Betriebszustand ist nach [DIN60034-1] definiert durch die Zeit, mit der die Verlustleistung auf ein Einkörpermodell wirkt, bis die Temperatur im Einkörpermodell homogen ist. Dabei steigt die Temperatur gegenüber der Ausgangstemperatur um ein  $\Delta T$  bis zur Beharrungstemperatur  $T_{\infty}$  an. Die Temperaturdifferenz wird als Übertemperatur bezeichnet und folgt der e-Funktion:

$$\Delta T(t) = \Delta T_{\infty} \left( 1 - e^{-\frac{t}{t_c}} \right). \quad (8.12)$$

Darin ist  $t_c$  die Erwärmungszeitkonstante. Bei Erreichen einer Zeit von mehr als das Dreifache der Zeitkonstanten ( $t_b \geq 3 \cdot t_c$ ) kann die thermische Beharrung von Elektromotoreinheiten angenommen werden. Im S1-Dauerbetrieb wird dieser Zustand sowohl für das Warmlaufen als auch für den umgekehrten Abkühlvorgang erreicht. Der geschilderte Zusammenhang ist in Abbil-

dung 8.15 veranschaulicht. Die zulässige Wärmebelastung ergibt sich aus dem Bezug auf die ermittelten Nenngrenzwerte:

$$\frac{\Delta T_{\infty}}{\Delta T_{\infty, \text{nenn}}} = \frac{P_V}{P_{V, \text{nenn}}} \leq 1. \quad (8.13)$$

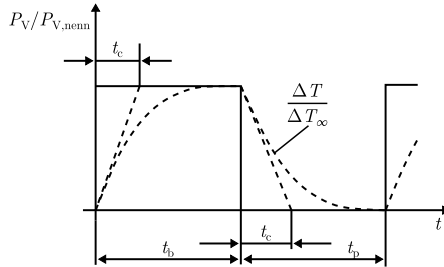


Abbildung 8.15: Schematische Darstellung zur Definition des thermisch stationären Zustands nach [DIN60034-1]

## 8.4.2 Thermisches Verhalten im Leerlauf

Die Vorgehensweise orientiert sich an der Methodik nach [ISO230-3]. Die Spindelsysteme werden aus dem Temperaturzustand bei Raumtemperatur heraus mit konstanter Drehzahl betrieben und die Temperaturen und die axialen Verlagerungen der Plananlage und des Spindelgehäuses unmittelbar neben der Plananlage kontinuierlich mit einer Abtastrate von 10 Hz erfasst.

In den Abbildungen 8.16 und 8.17 sind die Temperaturverläufe beider Spindel-Prüflinge jeweils für die Drehzahlen 12 000 U/min und 24 000 U/min dargestellt.

Das elastisch angestellte Spindel-Lager-System aus dem Wellenwerkstoff 16MnCr5 erreicht bei 12 000 U/min nach ca. 20 min bis 25 min den thermisch stationären Zustand. Die Beharrungstemperaturen betragen an der vorderen Lagerstelle am Innenring im Mittel  $36^{\circ}\text{C}$  und an der hinteren Lagerstelle im Mittel  $47^{\circ}\text{C}$ . Im Bereich des SynRM-Rotors stellen sich Temperaturen um  $40^{\circ}\text{C}$  ein. Gehäuseseitig werden durch die Lagerkühlung an der vorderen Lagerstelle Temperaturen von rund  $23^{\circ}\text{C}$  bis  $25^{\circ}\text{C}$  im Beharrungszustand gemessen. Die Lageraußentemperatur an der hinteren, ungekühlten Lagerstelle beträgt hingegen rund  $35^{\circ}\text{C}$ . Damit ergeben sich Lagerdifferenztemperaturen von etwa  $12^{\circ}\text{C}$  an der vorderen und ebenfalls  $12^{\circ}\text{C}$  an der hinteren

Lagerstelle. Bei 24 000 U/min steigen die Lagertemperaturen deutlich an. Die Beharrungstemperaturen stellen sich nach etwa 30 min ein. Die Rotortemperaturen erreichen rund 60 °C im Maximum. Anhand der Temperaturverteilungen in der Spindelwelle ist erkennbar, dass die Temperaturen im Rotorbereich im Leerlauf allgemein durch die axiale Wärmeleitung in der Spindelwelle von der vorderen und hinteren Lagerstelle dominiert werden. Dies deckt sich mit der Erkenntnis aus der Untersuchung der Verlustaufteilung der SnyRM, dass im Leerlauf keine nennenswerten Ummagnetisierungsverluste im Rotor zu verzeichnen sind.

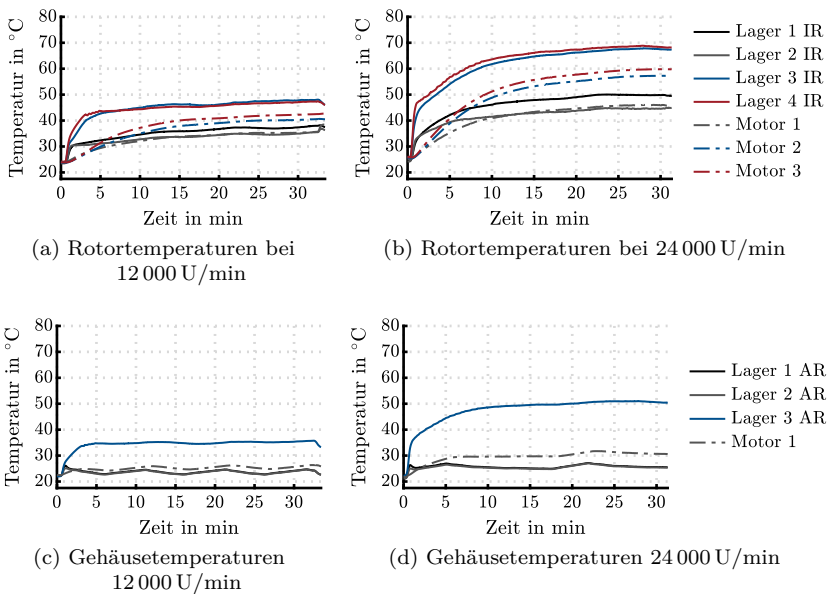


Abbildung 8.16: Thermisches Verhalten im Leerlauf der elastisch angeordneten Variante

Das Spindel-Lager-System mit starrer Lageranstellung und Wellenwerkstoff Ni42 erreicht bei 12 000 U/min erstmalig nach etwa 12 min die maximale Temperatur im hinteren Lagerbereich von rund 66 °C am Innenring und 47 °C am Außenring. Durch Veränderung der axialen und radialen Vorspannungssituation im Zuge der Wärmetransportprozesse stellen sich niedrigere Beharrungstemperaturen ein. Zunächst erhöht sich die Flächenpressung an der hinteren Lagerstelle aufgrund der radial gerichteten Wärmeeintragung im Lager und

der mangelnden Kühlung. Die Wärme verteilt sich erst mit fortschreitender Zeit axial in der Spindelwelle, weshalb die Temperaturen im Rotorbereich kontinuierlich bis ca. 20 min zunehmen. Im Beharrungszustand bei 35 min beträgt die Temperaturdifferenz an der vorderen Lagerstelle etwa  $11\text{ }^{\circ}\text{C}$  und an der hinteren Lagerstelle ca.  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Um das thermische Verhalten bei  $24\,000\text{ U/min}$  untersuchen zu können, muss ein Warmlauf erfolgen. Hierzu wird das kalte Spindelsystem bei  $12\,000\text{ U/min}$  für 10 min eingelaufen und dann auf  $24\,000\text{ U/min}$  beschleunigt und die Messung gestartet. Auf diese Weise stellt sich der Beharrungszustand erneut nach rund 30 min in Summe ein. Die Lagerinnenringtemperaturen an der hinteren Lagerstelle betragen im Mittel ca.  $74\text{ }^{\circ}\text{C}$ , wohingegen am Lageraußenring die Temperatur bei  $54\text{ }^{\circ}\text{C}$  liegt. Die vordere Lagerstelle bleibt mit maximal  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  am Innenring und  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  am Außenring relativ kalt. Die Lagertemperaturdifferenz beträgt vorne wie hinten  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

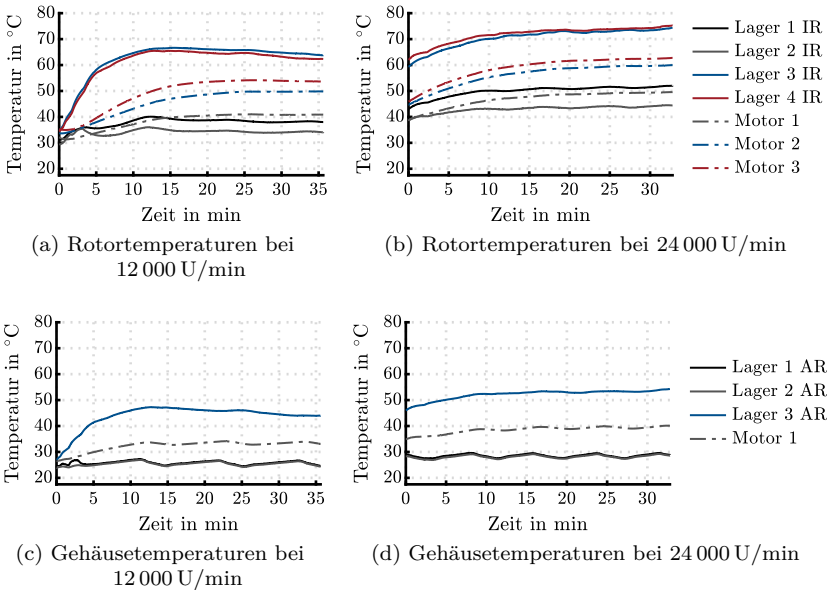


Abbildung 8.17: Thermisches Verhalten im Leerlauf der starr angestellten Variante



Exemplarisch zur Beschreibung der relativen axialen Verlagerung der Plananlage gegenüber der Planfläche des Spindelgehäuses sind die Verläufe in Abbildung 8.18 bei 24 000 U/min gezeigt. Die Verlagerung im Beharrungszustand des elastisch angestellten Spindel-Lager-Systems beträgt rund  $45 \mu\text{m}$  im Vergleich zum abgekühlten Stillstand bei Raumtemperatur. Im Gegensatz dazu beträgt sie für die starre Lageranstellung  $44 \mu\text{m}$ . Der Verlauf in Abbildung 8.18 gibt für die starre Lageranstellung nur den Beharrungszustand relativ zur Temperaturverteilung und Ausdehnung bei Start der Messung wider.

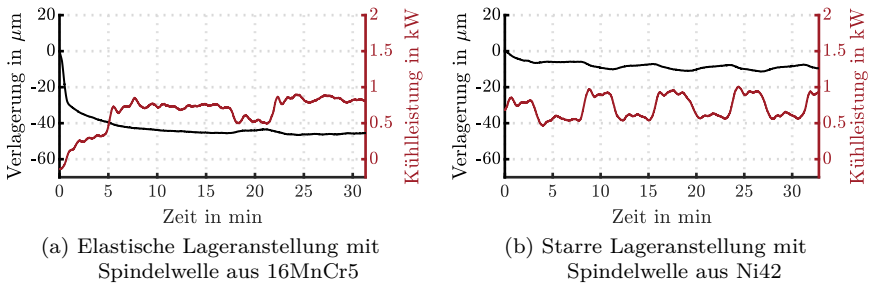


Abbildung 8.18: Thermisch bedingte Verlagerung und abgeführte Kühlleistung im Leerlauf der elastisch und starr angestellten Varianten im Vergleich bei 24 000 U/min

Zusammengefasst lässt sich das beobachtete thermische Verhalten sehr gut anhand der durch die mechanischen und thermischen Simulationen erlangten Kenntnisse beschreiben. Die Lagerverlustleistung führt zu einem dominierenden Wärmeeintrag in die Spindelwelle. Der Rotor der SynRM verursacht nahezu keine Verluste und bleibt daher an sich relativ kalt. Ist das Spindel-Lager-System starr angestellt, so führt dies zu einer zeitlich zunächst radial gerichteten Wärmeausdehnung, wodurch die Vorspannung in den Lagern ansteigt. Erst mit der Zeit nimmt die Lagervorspannung durch die axiale Wärmeausdehnung der Spindelwelle wieder ab. Dies ist abhängig von den thermischen Eigenschaften des gewählten Werkstoffs. Das Temperaturniveau der starr angestellten HSC-SynRM-Motorspindel liegt oberhalb des Temperaturniveaus der Variante mit elastischer Lageranstellung. Dies ist zum einen auf die erhöhte erforderliche Vorlauftemperatur der Kühlung und zum anderen auf eine höhere anfängliche Lagervorspannung beim Betrieb aus dem Kaltstart zurückzuführen. Die höhere Vorlauftemperatur bewirkt neben einer axialen auch eine radiale Wärmedehnung des Gehäuses, wodurch sich für die

starre Lageranstellung die jeweilige Spielpassung an den Lageraußenringen geringfügig erhöht und damit der radial gerichteten Vorspannungserhöhung entgegengewirkt wird. Abschließend ist somit gezeigt, dass sich das HSC-SynRM-Motorspindel in starrer Tandem-O-Tandem-Lageranordnung problemlos im Leerlauf betreiben lässt. Um die Arbeitshypothese 1 aus Abschnitt 4.2.4 auch unter realen Betriebsbedingungen zu verifizieren, folgt die Untersuchung und Ergebnisdiskussion des thermischen Verhaltens unter Drehmomentbelastung.

### 8.4.3 Thermisches Verhalten unter Last

Zur experimentellen Untersuchung des thermischen Verhaltens unter Drehmomentbelastung werden zunächst zwei Betriebspunkte vergleichend betrachtet. Aufgrund der eingangs beschriebenen Randbedingung des begrenzten S1-Dauerbetriebs der Lastspindel wird der Betriebspunkt im Grunddrehzahlbereich bei 5000 U/min und 20 Nm, d. h. einer Leistung von ca. 10,5 kW, analysiert. Der zweite Betriebspunkt liegt bei 15 000 U/min und 15 Nm, was einer Leistung von ca. 23,6 kW entspricht. In Abbildung 8.19 sind die Temperaturverläufe der elastisch angestellten HSC-SynRM-Motorspindel gezeigt. In Abbildung 8.20 folgen sie für die starre Lageranstellung. Die Temperaturen des SynRM-Rotors stellen jeweils die höchsten Temperaturen in der Spindelwelle dar, wobei das Temperaturmaximum in der Rotormitte an der Stelle Motor 2 auftritt. Das bedeutet, dass die Temperaturen im Rotorbereich zwar noch von der Wärmeentwicklung in den Lagern beeinflusst aber nicht mehr dominiert wird. Die frequenzabhängigen Ummagnetisierungsverluste - insbesondere die quadratisch von der Frequenz abhängigen Wirbelstromverluste - tragen im Rotorblechpaket zur Erwärmung bei. Die thermische Beharrung wird ab etwa 35 min erreicht.

Bei 5000 U/min und 20 Nm in Abbildung 8.19a wird eine maximale Temperatur von 70 °C im Bereich des SynRM-Rotors erreicht. Die Lagertemperaturen steigen an der vorderen und hinteren Stelle auf etwas mehr als 50 °C an. Im Gegensatz zur elastischen Anstellung ergibt sich ein erhöhtes Temperaturniveau bei starrer Lageranstellung, wobei angemerkt sei, dass die Vorlauftemperatur mit 25 °C um 3 °C höher liegt. Außerdem ist zu berücksichtigen, dass die Wärmekapazität von Ni42 um 16 % höher und die Wärmeleitfähigkeit um 72 % geringer im Vergleich zu 16MnCr5 ist. Beide thermische Eigenschaften begünstigen den Erhalt der Wärme in der Spindelwelle. So beträgt die maximale Temperatur im Bereich des SynRM-Rotors etwa 75 °C. Die maximale Lagertemperatur am Innenring liegt vorne bei rund 55 °C und hinten bei etwa 59 °C. Gehäuseseitig unterscheiden sich die Temperaturen an den Lagerau-

Berührungen in den Abbildungen 8.19b und 8.20b etwa um  $2^\circ\text{C}$  bis  $3^\circ\text{C}$  gemäß der unterschiedlichen Kühlbedingungen. Es fällt auf, dass die Systembedingungen der HSC-SynRM-Motorspindel mit starrer Lageranstellung zu einer deutlich sichtbaren Ausprägung der Zweipunktregelung des Kühlaggregats führen.

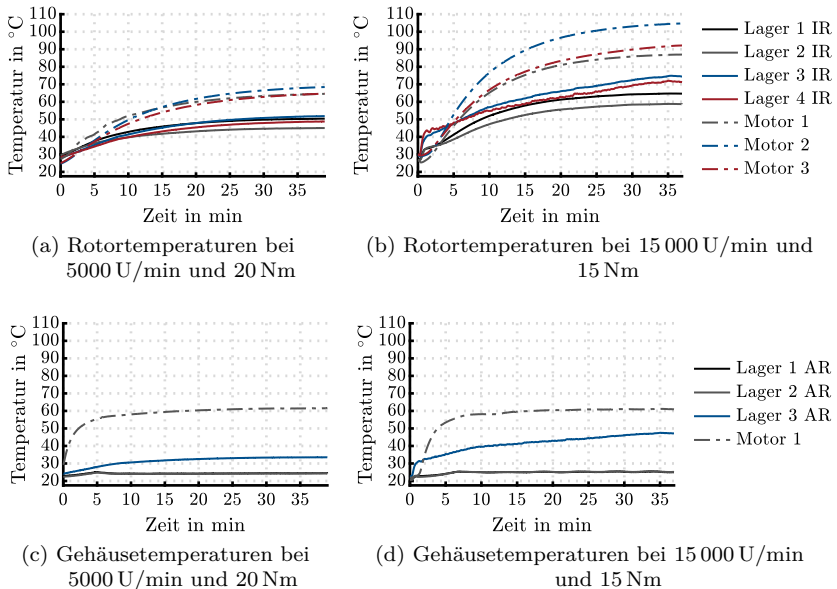


Abbildung 8.19: Thermisches Verhalten unter Last in der HSC-SynRM-Motorspindel mit elastischer Lageranstellung

Im Betriebspunkt bei 15000 U/min und 15 Nm steigen die Temperaturen im SynRM-Rotor auf bis zu  $105^\circ\text{C}$  für die elastische Variante (Abbildung 8.19c) und  $110^\circ\text{C}$  für die starre Variante (Abbildung 8.20c) an. Die Lagertemperaturen erreichen mit  $85^\circ\text{C}$  (Abbildung 8.20c) gegenüber  $75^\circ\text{C}$  (Abbildung 8.19c) höhere Werte. Dies lässt vermuten, dass sich im stationären Zustand andere Lagerreibungsverluste als im Auslaufversuch ergeben. Die erhöhten Reibungsverluste in den Lagern wirken sich in der Folge als Wärmeeintrag auch auf die SynRM-Rotortemperatur aus. Gehäuseseitig werden keine kritischen Temperaturen gemessen. Jedoch zeigt sich anhand der Temperaturverläufe der vorderen Lagerstelle in Abbildung 8.20d die Zunahme der Lagervorspannung,

anhand des gegenüber Abbildung 8.19d erkennbaren Temperaturanstiegs auf etwas mehr als 40 °C.

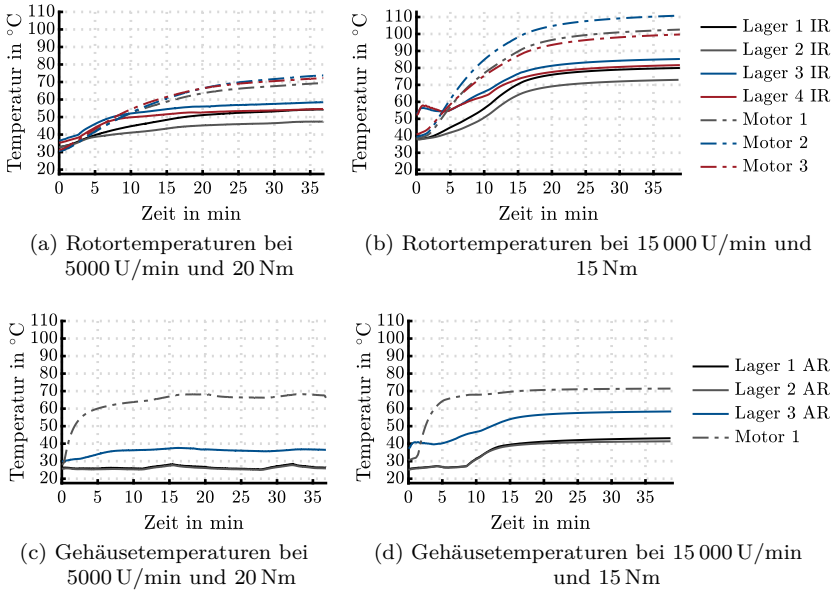


Abbildung 8.20: Thermisches Verhalten unter Last in der HSC-SynRM-Motorspindel mit starrer Lageranstellung

Zur Analyse exemplarischer thermischer Grenzen und der Temperaturentwicklung des SynRM im S1-Dauerbetrieb für ausgewählte Betriebspunkte aus Tabelle 5.7 sind die Temperaturverläufe in Abbildung 8.21 gegeben. Für 20 000 U/min und 20 Nm werden kritische Temperaturen von 90 °C am Lagerinnenring von Lager 3 erreicht. Am Außenring liegt der Temperaturwert mit fast 65 °C an der Abschaltgrenze. Dieser Betriebspunkt markiert die Grenze des S1-Betriebs und sollte nur in der Betriebsart S6 des ununterbrochenen, periodischen Betriebs angefahren werden. Im Abgleich mit den Rotortemperaturen aus der numerischen thermischen Simulation für die starre Lageranstellung in Abbildung 7.8 fällt auf, dass die SynRM-Rotortemperaturen mit mehr als 120 °C über den berechneten Temperaturen von bis zu 75 °C liegen. Folglich sind wichtige höhere Harmonische aus dem Spektrum der Speisefrequenz in der numerischen Berechnung der Rotoreisenverluste unberücksichtigt geblieben. Die abgeführte Kühlleistung beträgt maximal rund 3,2 kW,

was etwa der Messung der Gesamtsumme der Verluste in Abbildung 8.13c (links) entspricht.

## 8.5 Dynamisches Betriebsverhalten

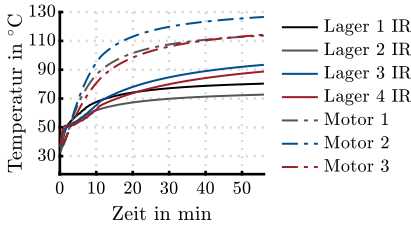
Für die Eignung der starren Lageranstellung wird neben dem thermischen Verhalten auch das dynamische Betriebsverhalten beurteilt. Im Fokus dieser Arbeit stehen der dynamische Rundlauf und die Frequenzganganalyse. Zum einen werden die simulativen Auslegungsergebnisse aus MESYS validiert und zum anderen das dynamische Schwingverhalten beider HSC-SynRM-Motorspindeln mit elastischer und starrer Lageranstellung verglichen.

### 8.5.1 Rundlauf im Betrieb

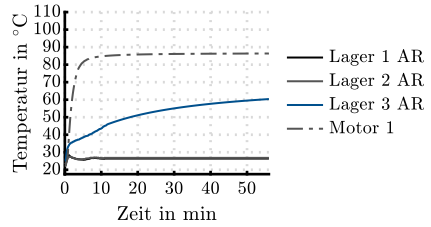
Eine der wichtigsten charakteristischen Eigenschaften von Motorspindeln zur Bewertung ihrer zentralen Funktion der rotativen Werkzeugführung ist der dynamische Rundlauf, da dieser die Fertigungsgenauigkeit neben der thermischen Verlagerung bestimmt. Dieser wird an einem Dummy-Werkzeugschaft in einem definierten Abstand zur Plananlage der Spindelwelle gemessen. Da kein Werkzeugspannsystem in der Spindelwelle integriert ist, kommt zur Spannung des HSK-Werkzeugspannfutters in der Ausführung als Schrumpffutter ein Sicherungsflansch zum Einsatz. Das Anzugsmoment der Schrauben führt in Summe zur Nenneinzugskraft von 11 kN nach [DIN69063-1] für die Schnittstelle HSK-A50.

#### Experimentelle Vorgehensweise

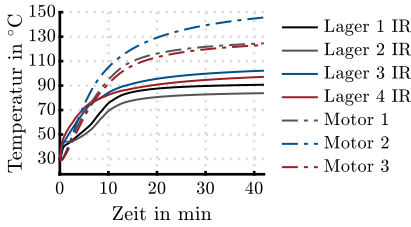
Zur Messung des Rundlaufs kommen zwei Abstandssensoren des Typs eddyNCDT 3300 mit einem Messbereich von 0,4 mm und einer Auflösung von  $0,02 \mu\text{m}$  des Herstellers MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GMBH & CO. KG mit induktivem Messprinzip (Wirbelstromsensoren) in zueinander um  $90^\circ$  versetzter Positionierung zum Einsatz. Ziel der Messung ist die Analyse der Kreisbewegung des Wellendurchstoßpunktes in der Rotationsachse. Die Drehzahl bzw. der Rotorlagewinkel wird zeitsynchron mittels Lasertachoprobe zur winkelbezogenen, gemittelten Auswertung je Umdrehung erfasst. Die Messmethode ist in [Mark15] und speziell zur Auswertung in [Gasc02, S. 627] beschrieben. Das Messsignal enthält Rundlauffehler, welche aus der Unrundheit des Werkzeugschaftes und aus Werkstoffinhomogenitäten, bzgl. Abweichungen in elektrischen und magnetischen Eigenschaften, resultieren. Der Rundlauffehler wird als Mittelwert je Rotorwinkelposition aus 10 gleichförmigen



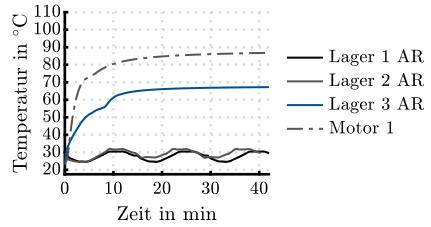
(a) Rotortemperaturen bei  
15 000 U/min und 25 Nm



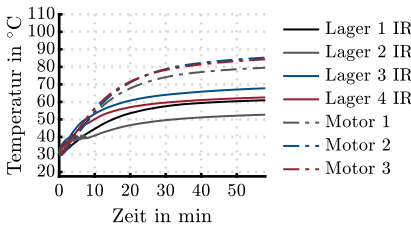
(b) Gehäusetemperaturen bei  
15 000 U/min und 25 Nm



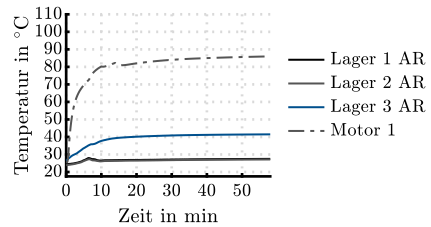
(c) Rotortemperaturen bei  
20 000 U/min und 20 Nm



(d) Gehäusetemperaturen bei  
20 000 U/min und 20 Nm



(e) Rotortemperaturen bei 5000 U/min  
und 25 Nm



(f) Gehäusetemperaturen bei  
5000 U/min und 25 Nm

Abbildung 8.21: Thermisches Verhalten unter Last in der HSC-SynRM-Motorspindel mit elastischer (a bis d) bzw. starrer Lageranstellung (e und f)

Umdrehungen bei sehr kleiner Drehzahl nahe Null - hier 10 U/min ermittelt. In diesem Fall sind die von der Unwucht erzeugten Auslenkungen vernachlässigbar klein. Die Orbitkinematik kann als geschlossene Bahnkurve in der komplexen Ebene mit einer Messrichtung als Realteil und der rechtwinklig versetzten Messrichtung als Imaginärteil mathematisch ausgedrückt werden. Dabei stellt sich der Orbit unter Annahme des bei Wälzlagern vorliegenden isotropischen Steifigkeitsverhaltens als Überlagerung von gleich- und gegenläufigen Kreisbahnen dar. Die Ausprägung der Orbitkinematik ist eine Ellipse bei Vernachlässigung von Oberwellenanteilen im Spektrum. Oberwellenanteile der 2. und 3. Ordnung treten bspw. durch unrunde Wellen, Wellen mit Schlag oder Riß auf. Es wird angenommen, dass die neu gefertigten Spindelwellen keine dieser Beeinträchtigungen aufweisen, da entsprechende Qualitätsmerkmale im Zuge der Fertigung geprüft werden. Zur Auswertung der Messung erfolgt eine Mittelung im Zeitbereich über jeweils 100 Umdrehungen bei konstanter Drehzahl nach Abklingen von Eigenschwingungen mit anschließender zweiseitiger Fourieranalyse. Die erhaltenen Amplituden der gleich- und gegenläufigen Kreisbahnen werden zur Kreisbahnamplitude in Abhängigkeit der Rotorwinkellage aufsummiert. Beide HSC-SynRM-Motorspindeln weisen vernachlässigbare Unterschiede in den Schwingstärken der ersten Drehzahlordnung im Leerlauf auf, was für einen vergleichbaren Wuchtzustand spricht. Sie werden jeweils einem Warmlauf bis zur Maximaldrehzahl von 24 000 U/min unterzogen und anschließend für aufsteigende Drehzahlen die Orbits erfasst und ausgewertet.

### Orbitkinematik

Die Orbits der ersten Drehzahlordnung bei 24 000 U/min sind exemplarisch in Abbildung 8.22 dargestellt. Die Veränderung der Orbitgröße in Abhängigkeit von der Drehzahl kann anhand der Wertänderung der großen Halbachse der Ellipse in Abbildung 8.23 betrachtet werden.

Im Fall der elastisch angestellten HSC-SynRM-Motorspindel werden zwei Eigenfrequenzen bei 8000 U/min (133,3 Hz) und bei 22 000 U/min (366,6 Hz) durchfahren. Bei diesen Drehzahlen weisen die Orbitale eine besonders große Amplitude der kombinierten Verlagerungen in x- und y-Richtung der Grundschwingung auf. Bei 8000 U/min beträgt sie  $1,6 \mu\text{m}$  und bei 22 000 U/min beträgt sie  $4,1 \mu\text{m}$ . Aufgrund der unwuchterzwungenen Biegeauslenkung der Spindelwelle beträgt die Amplitude bei 24 000 U/min maximal  $5,2 \mu\text{m}$ .

Die Analyse der Orbits der starr angestellten HSC-SynRM-Motorspindel deutet auf eine Eigenfrequenz bei 16 000 U/min (266,7 Hz) hin. Damit wird im

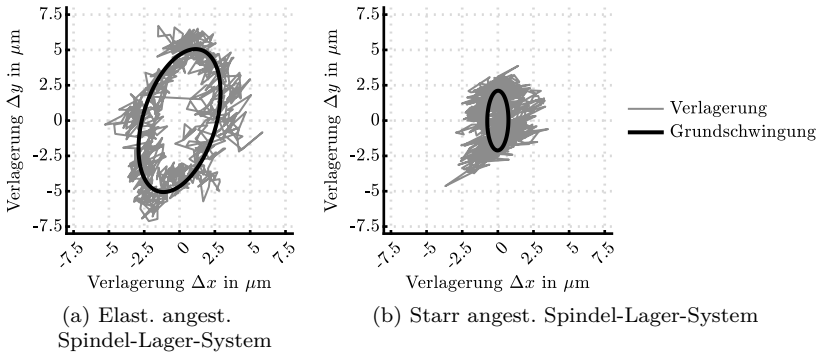


Abbildung 8.22: Exemplarische Orbits der 1. Ordnung bei 24000 U/min für die elastische und starre Lageranstellung bereinigt um den Rundlauffehler

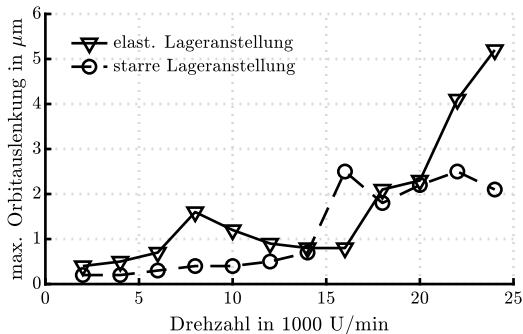


Abbildung 8.23: Veränderung der maximalen Orbitauslenkung in Abhängigkeit von der Drehzahl für die elastische und starre Lageranstellung



Betriebsdrehzahlbereich eine Eigenfrequenz weniger beobachtet als bei der HSC-SynRM-Motorspindel mit elastischer Lageranstellung. Bei dieser Drehzahl weist das Orbital eine besonders große Amplitude der kombinierten Verlagerungen in x- und y-Richtung der Grundschiwingung auf. Sie beträgt maximal  $2,5\ \mu\text{m}$ . Bei höheren Drehzahlen, z. B. bei  $22\ 000\ \text{U}/\text{min}$  beträgt sie  $2,5\ \mu\text{m}$ , was ein besseres Ergebnis darstellt im Vergleich zur elastisch angestellten Lagerungsvariante. Allgemein steigen im Vergleich zur Spindel mit elastischer Anstellung die Amplituden des Schwingwegs zu höheren Drehzahlen stark an. Bei  $24\ 000\ \text{U}/\text{min}$  betragen sie nur  $2,1\ \mu\text{m}$  im Gegensatz zu  $5,2\ \mu\text{m}$ . Die Messwerte der Variante mit starrer Lageranstellung weisen jedoch eine höhere Standardmessunsicherheit von im Mittel  $3,1\ \mu\text{m}$  gegenüber  $2,7\ \mu\text{m}$  auf.

## 8.5.2 Frequenzganganalyse

Die dynamische Steifigkeit wird anhand einer Frequenzgangmessung analysiert. Dazu wird ein Beschleunigungssensor an der Plananlage befestigt und unmittelbar daneben (Kollokation) die Struktur der HSC-SynRM-Motorspindel mittels Impulshammer breitbandig zu Schwingungen angeregt. Die Systemantwort bildet sich aus der Überlagerung angeregter Eigenschwingungen der Struktur. Die resultierende Übertragungsfunktion im Frequenzbereich wird im Messprogramm von BRÜEL & KJÆR automatisch ausgewertet und grafisch dargestellt. Die angewandte Methodik der experimentellen Modalanalyse folgt der Beschreibung der Literatur [Maia97, S. 125] und [Natk92, S. 54 f.]. Für die Messungen sind jeweils dieselben Messeinstellungen und Sensoren verwendet worden. Die Messspitze am Impulshammer ist ein Plastik-Tip mit ausreichend linearem Übertragungsverhalten im interessierenden Frequenzbereich bis ca.  $1400\ \text{Hz}$ . Die Kohärenz, als Güte für die Linearität des Anregungs- zu Antwortsignals, beträgt im Frequenzbereich bis  $2000\ \text{Hz}$  über  $95\ \%$ . Vergleichend für die elastische und starre Lageranstellung sind die Übertragungsfunktionen der H1-Bewertung in Abbildung 8.24 für die axiale und in Abbildung 8.25 für die radiale Richtung dargestellt. Idealerweise sollte die Betrachtung anhand der H4 oder zumindest H3-Übertragungsfunktion durchgeführt werden. Zur Bestimmung der Lage der Eigenfrequenzen und zur qualitativ vergleichenden Dämpfungsbewertung ist die H1-Übertragungsfunktion jedoch ausreichend.

Durch die Axial-Radial-Kopplung der Schrägkugellager bildet die Übertragungsfunktion in axialer Richtung die radiale Biegeeigenfrequenz des Spindel-Lager-Systems ab. Die radiale Eigenfrequenz der Ni42-Spindelwelle ist im kal-

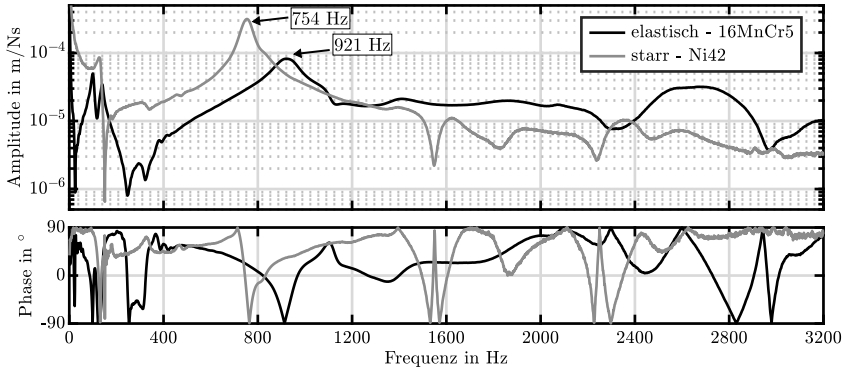


Abbildung 8.24: Axialer Geschwindigkeitsfrequenzgang (Mobilität) des elastisch und starr angestellten Spindel-Lager-Systems

ten Zustand geringer als die der 16MnCr5-Spindelwelle. Grund hierfür ist der geringere E-Modul und die höhere Dichte des Werkstoffs Ni42 gegenüber dem Werkstoff 16MnCr5. Dies ist aus der MESYS-Berechnung in Abbildung 6.11 bekannt. Die gemessenen Eigenfrequenzen liegen jedoch mit 921 Hz (elastisch) und 754 Hz (starr) im Mittel um 10 % höher.

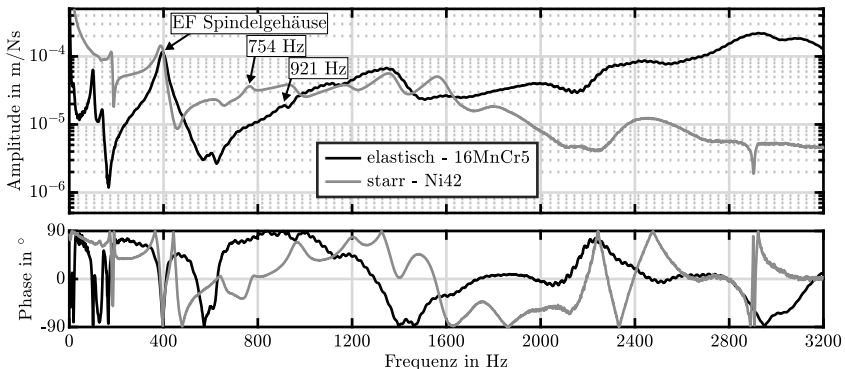


Abbildung 8.25: Radialer Geschwindigkeitsfrequenzgang (Mobilität) des elastisch und starr angestellten Spindel-Lager-Systems

Im radialen Frequenzgang sind die Amplituden der Resonanzen bei 400 Hz jeweils der radialen Biegeeigenfrequenz der Spindelgehäuse zuzuordnen. Das starr angestellte Spindel-Lager-System besitzt eine höhere Nachgiebigkeit im

Frequenzbereich bis zur biegekritischen Eigenfrequenz. Im überkritischen Frequenzbereich ist die Nachgiebigkeit gegenüber dem elastisch angestellten System höher. Die Bewertung der Dämpfung der beiden SynRM-Motorspindeln kann exemplarisch anhand der Halbwertsbreite bei einem Amplitudenrückgang von  $-3$  dB für die Resonanz der radialen Eigenfrequenz erfolgen. Die Dämpfung des elastisch angestellten Spindel-Lagersystems mit Wellenwerkstoff 16MnCr5 beträgt ca. 6 % bei einer Frequenzbreite von rund 114 Hz. Im Vergleich dazu ist die Dämpfung des starr angestellten Systems mit der Spindelwelle aus Ni42 mit 3 % bei einer Frequenzbreite von rund 47 Hz geringer. Insgesamt wird über den Frequenzbereich der Unterschied der Dämpfung hier nicht als ausschlaggebend für die Systembewertung betrachtet.

## 8.6 Fazit zu den experimentellen Untersuchungen

Die experimentelle Parameteridentifikation führt zu der Erkenntnis, dass die numerisch berechneten Induktivitätskennfelder eine Genauigkeit besitzen, welche den Betrieb der HSC-SynRM-Motorspindeln ohne nennenswerte Beeinträchtigungen im Betriebsverhalten ermöglichen. Für die Energieeffizienzbeurteilungen ist der Betrieb mit experimentell identifizierten Induktivitätskennfeldern durchgeführt worden.

Der Wirkungsgrad der SynRM liegt sowohl im Volllast- als auch im Teillastbereich für Drehzahlen oberhalb von 5000 U/min um 95 %. Der Gesamtsystemwirkungsgrad des Antriebssystems (Power Drive System - PDS) erfüllt die Energieeffizienzklasse IES2 nach [DIN61800-9-2]. Der Leistungsfaktor liegt mit rund  $\cos \varphi = 0,56$  etwas niedriger als erwartet. Ein Grund wird in der Ausführung des Rotorblechpakets mit Stützblechen vermutet, da dies nicht explizit numerisch in einer elektromagnetischen Simulation überprüft wurde. Dies wirkt sich nachteilig auf die erforderliche Scheinleistung des Umrichter-Systems und den erhöhten Gesamtstrombedarf zur Erreichung vergleichbarer Drehmomentdichten anderer Antriebstopologien aus. Der höhere Strombedarf ist insbesondere durch die zusätzlichen Bauraumbeschränkungen kompakter Motorspindelssysteme gegeben, wodurch SynRM unter Last mit hohem Sättigungsgrad resultieren. Die hohen Flussdichten wirken sich in Kombination mit hohen Drehfrequenzen und höherer Harmonischer unmittelbar auf die Generierung von Ummagnetisierungsverlusten aus.

Die experimentellen Untersuchungen zu den abgeschätzten Verlustanteilen haben die numerisch berechneten Verlustanteile des thermischen Modells der starr angestellten HSC-SynRM-Motorspindel weitestgehend validiert. Die Ei-

senverluste - gerade im Rotorbereich - werden jedoch unterschätzt. Hierzu muss eine gesonderte experimentelle Untersuchung des hochfrequenten Speisesignals am Ausgang des Frequenzumrichters erfolgen, um damit die Oberwellenanteile in der Simulation korrekt berücksichtigen und die Effekte höherer Harmonischer in der Eisenverlustgenerierung abbilden zu können. In der Simulation sind hingegen nur Effekte höherer Harmonischer durch die Wechselwirkung der Stator- und Rotornuten - bzw. Flussperrenenden - bei ideal sinusförmiger Stromspeisung eingeflossen.

Im Leerlauf zeigt sich, dass die Temperaturen im Rotorbereich durch die Wärmeentstehung aufgrund der Lagerreibungsverluste dominiert werden. Die starr angestellte HSC-SynRM-Motorspindel muss mit einer höheren Vorlauf-temperatur betrieben werden, um einer radial gerichteten Zunahme der Lagervorspannung entgegenzuwirken. Darüber hinaus erfüllt die erhöhte Vorlauf-temperatur den Zweck, die axiale Wärmeausdehnung im Gehäusebereich zu unterstützen, um die Lageraußenringe auch bei geringerer thermisch bedingter axialer Spindelwellenausdehnung den Lagerinnenringen nachzuführen. Auf diese Weise resultieren unter Last vermutlich höhere Lagerreibungsverluste in der starr angestellten HSC-SynRM-Motorspindel als in der elastisch angestellten Variante. Die Auslaufversuche im Leerlauf für den warmgelaufenen Zustand geben darüber keinen ausreichenden Aufschluss. In der numerischen thermischen Simulation resultieren aufgrund niedriger abgeschätzter Lagerverluste auch geringere Lagertemperaturen.

Die SynRM kann mit den in dieser Arbeit umgesetzten Maßnahmen zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit bis zu einer Drehzahl von 24 000 U/min sicher betrieben werden. Damit wird gezeigt, dass sich das Anwendungsgebiet von SynRM in Motorspindeln gegenüber der Universalbearbeitung gemäß den Ausführungen von SIELAFF in [Siel17] auf die Hochgeschwindigkeits-Fräsbearbeitung erweitert. Neben konventionellen Lageranstellungsarten lassen sich kompakte Lageranstellungen unter Einsparung von Komponenten wie der Gleitführungsbüchse oder Kugelführungsbüchse in der starren Tandem-O-Tandem-Anordnung realisieren.

Mit den experimentellen Untersuchungsergebnissen sind die Arbeitshypothesen aus Abschnitt 4.2.4 größtenteils verifiziert:

Zu 1.: Das neuartige Motorspindelkonzept mit starrer Lageranstellung weist folgende Aspekte auf:

- Das HSC-SynRM-Motorspindelssystem mit starrer Lageranstellung weist eine höhere dynamische Steifigkeit (Mobilität) gegenüber konventionell in elastischer Anstellung gelagerte Motorspindelssysteme auf. Die

axiale Eigenfrequenz wird im Betriebsdrehzahlbereich sogar nicht mehr durchfahren. Die Schwingungsberuhigung führt zu einer vergleichbaren Laufruhe und Rundlaufgenauigkeit.

- Das Konzept der HSC-Motorspindel mit starrer Lageranstellung ist aufgrund der geringen elektrischen Verluste des Synchronreluktanzantriebs überhaupt erst realisierbar, was durch vergleichende simulative Betrachtungen dargelegt und experimentell verifiziert wird.
- Eine thermische Verlagerung ist nach wie vor vorhanden. Sie kann jedoch durch den Einsatz der Ausdehnungslegierung Ni42 und der starren Lageranstellung im Vergleich zur elastischen Anstellung unter Verwendung des Wellenwerkstoffs 16MnCr5 theoretisch um bis zu 42% reduziert werden. Praktisch lässt sich dieses Verhalten in den hier präsentierten Ergebnissen nicht eindeutig nachweisen, da es unter anderem Abweichungen in den praktischen zu den theoretischen Materialeigenschaften der Wärmeausdehnung gibt und es zu einer Überlagerung mit der kinematisch bedingten Verlagerung kommt. Außerdem wird die SynRM-Motorspindel mit starrer Lageranstellung bei einer erhöhten Vorlauftemperatur betrieben, was bereits zu einer thermischen Verlagerung führt.

Zu 2.: Die festigkeitssteigernde Maßnahme durch axiales Verpressen des Rotorblechpakets, sowie der Einsatz von hochfesten Stützblechen und Fixieren mittels Wellenmutter führt zur gewünschten Aufweitungsbehinderung des Rotorausendurchmessers und ermöglicht maximale Drehzahlen bis 24 000 U/min. Die Zielforderung von 30 000 U/min wäre in gleicher Ausführung des Rotorblechpakets mit höherwertigen, verlustarmen Elektroblechen hoher Streckgrenze, wie z. B. JNEX 900 mit einem Silizium-Anteil von 6,5%, erreichbar. Das Kosten-Nutzen-Verhältnis muss abgewogen werden.

Zu 3.: Der Einsatz der Ausdehnungslegierung Ni42 als Spindelwellenwerkstoff ist nachweislich im Prüfstandsbetrieb unter Last erbracht worden. Jedoch erscheint die thermisch bedingte axiale Verlagerung in starrer Lageranstellung im Vergleich zur elastisch angestellten Lagerung mit der Spindelwelle aus 16MnCr5 höher als erwartet. Gründe hierfür sind statistische Abweichungen in der natürlichen Qualitätsschwankung des Werkstoffs. Die Angaben auf den technischen Datenblättern sind in der Berechnung mit einer statistischen Unsicherheit bzw. einem Sicherheitsbeiwert bei zukünftigen Auslegungen zu berücksichtigen.

Zu 4.: Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen verifizieren die Hypothese, dass die in Abschnitt 4.2.4 genannten Herausforderungen sich im

Zuge einer Gesamtsystembetrachtung des Antriebsstrangs aus Umrichtersystem und Spindelsystem lösen ließen. Ein breiter Einsatz der Technologie mit Erreichung hoher Energieeffizienz wird in der industriellen Praxis zukünftig möglich, wenn weiterführende Aspekte in die Systemauslegung einfließen.

- Der Betrieb am Umrichter von Aradex ist mit 18 kHz PWM-Taktfrequenz bei einem Maximalstrom 185.63 Aeff bis zur Grenze ausgereizt bei der Spindel mit 30 Nm mit 170 Aeff und maximal 24.000 rpm. Limitierend wirkt das Stromderating aufgrund zunehmender Schaltverluste der IGBTs im Frequenzumrichter bei höheren PWM-Taktfrequenzen. Damit fallen nicht nur Verluste im Umrichter an, sondern die adaptive an Drehzal und Drehmoment angepasste PWM-Taktfrequenz-Umschaltung ist erforderlich. Im Umrichter wären die Umschaltunkte für eine Automatisierung zu hinterlegen. Dies ist bei Systemen am Markt zum Teil möglich aber in der Regel nur auf eine Umschalt Drehzahl begrenzt. Die Systeme bieten am Markt für die Werkzeugmaschine aktuell nur PWM-Schaltfrequenzen bis maximal 16 kHz an. Neue Umrichter mit SiC-Halbleiterschalt-elementen bieten Vorteile hinsichtlich geringer Schaltverluste und kaum Stromderating. Damit ließe sich dieses HSC-SynRM-Spindelsystem selbst bei maximalem Drehmoment von 30 Nm möglichst verlustarm fahren. Die Auswirkung häufig wiederkehrender kurzer Spannungsanstiegszeiten auf das Wicklungs-isolationssystem müsste hierfür einer gesonderten Betrachtung unterzogen werden.
- Weiterhin zeigt sich, dass die Stromreglerparametrierung für große Ströme bzw. große Wertebereiche des Stroms ausgelegt sein sollte. Ursächlich ist ein nicht ausreichend lineares Übertragungsverhalten des Stromreglers. Insbesondere bei hohen Drehzahlen wären dadurch induzierte Ummagnetisierungsverluste aufgrund harmonischer Störanteile im Spektrum zu vermeiden, welche aus nicht optimal auf den Betriebspunkt abgestimmten Reglereinstellungen resultieren. Ein Lösungsansatz ist, nach dem Betragsoptimum betriebspunktabhängig automatisch parametrierte Strom- und Geschwindigkeitsregler zu verwenden. Dieses Verfahren wird in der Dissertation von ROTHENBÜCHER in [Roth11] vorgestellt.
- Verlustminimale, kennfeldbasierte Betriebsstrategien nach Identifikation der Eisenverlustparameter gemäß [Siel17, S. 131 ff.] liefern einen weiterführenden Ansatz zur Steigerung der Energieeffizienz und reduzierte Temperaturen im Eisenblech durch minimale Verluste. Dies trägt vermutlich zu einer erhöhten Systemlebensdauer bei aufgrund besser

abgestimmter und weniger variierender Betriebslagervorspannung bei Ausführung in starrer Lageranstellung.





## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Motorspindeln sind die zentrale Komponente einer Werkzeugmaschine. Sie wandeln durch den integrierten Elektromotor die bereitgestellte elektrische Energie in die für die Zerspanungsbearbeitung erforderliche mechanische Energie um. Zusätzlich führen sie das Werkzeug relativ zum Werkstück. Gefordert werden eine hohe statische und dynamische Steifigkeit, ein hoher dynamischer Rundlauf und minimale, konstante Verlagerungen im Betrieb, weil diese Eigenschaften die Fertigungsgenauigkeit und Produktivität beeinflussen. Hinzu kommt die Forderung nach einer hohen Energieeffizienz vor dem Hintergrund europäischer und nationaler Zielstellungen zur Begrenzung der CO<sub>2</sub>-Emissionen der produzierenden Industrie auf dem Weg zur klimaneutralen Produktion. Der unmittelbare Nutzen der Anwender liegt in der Reduzierung gestiegener Energiekosten.

In der Arbeit von SIELAFF in [Siel17] wird deshalb ein neuartiges Motorspindelssystem mit integriertem Synchronreluktanzmotor entwickelt und experimentell untersucht. Fokus des Anwendungsbereichs ist die Universalbearbeitung bis zu einer Drehzahl von ca. 14 000 U/min. Im direkten Vergleich wird ein Motorspindelssystem mit Asynchronmotor betrachtet. Die Ergebnisse zeigen das Potenzial zur Anhebung der Energieeffizienz mit Synchronreluktanzmotor auf. Dies beeinflusst die Temperaturverteilung im Spindel-Lager-System positiv. Es resultieren geringere Lagertemperaturen und Temperaturdifferenzen an den Innen- und Außenringen der Lager, sodass schließlich ein alternatives Lagerungskonzept für die Frässpindel mit starrer O-Anordnung vorne und Zylinderrollenlager an der hinteren Lagerstelle simulativ begründet vorgeschlagen wird. Vorteil ist, dass die Anzahl an Bauteilen reduziert und die thermisch bedingte Verlagerung gesenkt werden könnte. Die Synchronreluktanztechnologie kommt ohne die Verwendung von Permanentmagneten unter Einsatz von Seltenen Erden aus. Dieses Konzept bietet daher Vorteile hinsichtlich Kosten und ist im Sinne einer Kreislaufwirtschaft ressourcenschonend.

Die Technologieentwicklung im Werkzeugmaschinenbau weist derzeit zwei Richtungen auf, welche die Universalbearbeitung nicht im Fokus haben. Zum einen entstehen hochspezialisierte Bearbeitungszentren für die Fertigung von Bauteilen für die Traktionsanwendung im Automobil mit dem Ziel die Hauptzeiten auf ein Minimum zu reduzieren. Zum anderen sind die Werkstücke

immer größer geworden und damit der Bedarf zur Flexibilisierung der Werkzeugmaschine durch neue Strukturen. Die kinematische Bewegung der Motorspindel im Arbeitsraum vereint zunehmend eine höhere Anzahl an Achsbewegungen bei gleichzeitig hohen Anforderungen an Produktivität, Qualität und Energieeffizienz. Beispiele hierfür sind Hexapoden, Schwenkköpfe oder die Zerspanung mittels Industrierobotern.

Aus den Anforderungen resultiert der Bedarf und damit die Zielstellung dieser Arbeit, ein Motorspindelssystem zu entwickeln, welches die Energieeffizienzvorteile der Synchronreluktanztechnologie bis zu Drehzahlen für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung von 30 000 U/min mit den Vorteilen der starren Lagerung kombiniert. Im Gegensatz zum vorgeschlagenen Konzept von SIELAFF wird aus Gründen einer kompakten Bauform zur Erreichung einer hohen dynamischen Steifigkeit der Synchronreluktanzmotor zwischen der vorderen und hinteren Lagerstelle der starr angestellten Tandem-O-Tandem-Anordnung platziert. Dieses Konzept ist neuartig und wurde bislang nicht wissenschaftlich untersucht. Im Zuge dieser Arbeit werden technologische Lösungen für zentrale Problemstellungen vorgestellt. Die technisch-wissenschaftlichen Herausforderungen liegen in der Entwicklung eines schnelldrehenden Synchronreluktanzmotors für Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 133 m/s, der Realisierung einer thermisch abgestimmten Lagerung mit integriertem Motor und der hierfür nötigen Qualifizierung eines Werkstoffs für den Einsatz als Spindelwellenmaterial mit geringem Wärmeausdehnungskoeffizienten. Das Konzept in dieser Arbeit ist kostenneutral im Vergleich zu klassischen Motorspindeln. Es können sogar Bauteile der Loslagerfunktionalität, wie die Schiebebüchse und Kugelführungshülse, eingespart werden. Das in dieser Arbeit beschriebene und experimentell erprobte Konzept ist unter der Nummer DE 10 2021 108 813 A1 zum Patent angemeldet [Webe22].

Die methodische Vorgehensweise folgt dem Produktentwicklungsprozess nach VDI 2221-1. Um die Vorteile des vorgestellten Konzepts wissenschaftlich bewerten zu können, wird ein Referenzsystem mit konventioneller Tandem-O-Tandem-Lageranordnung in elastischer Anstellung entwickelt. Dieses dient mit seinem geometrisch definierten Bauraum als Auslegungsbasis für den Synchronreluktanzmotor. Die Berechnung der magnetisch anisotropen Rotorgehalt mit Flussperren erfolgt zur Grobauslegung mittels analytischem Verfahren und für die Feinauslegung anhand numerischer Finite-Elemente-Analyse (FEA). Die Methodik ist äquivalent zu [Siel17]. Die elektromagnetische Auslegung des Synchronreluktanzmotors zeigt auf, dass ein Zielkonflikt zwischen der Anforderung an die dynamische Steifigkeit des Spindel-Lager-Systems, dem resultierenden Bauraum und dem Strombedarf zur Erreichung maxima-

ler Drehmomente existiert. So ist ein vergleichsweise hoher Strombedarf nötig, wodurch der kompakte magnetische Kreis bestehend aus Stator und Rotoreisenblech bereits bei höheren Drehmomenten einen Sättigungsgrad erreicht, der Ummagnetisierungsverluste begünstigt. Die Bemessung des Stroms in Abhängigkeit von der geforderten Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik muss unter Berücksichtigung der Strombegrenzung der PWM-Taktfrequenzen des Umrichtersystems erfolgen. Auf diese Weise werden beide Teilsysteme optimal ausgenutzt.

Die mechanische Auslegung des Rotorquerschnitts des transversal laminierten Synchronreluktanzmotors muss den Anforderungen an die Drehzahlfestigkeit bei maximaler Betriebsdrehzahl genügen. Radial- und Tangentialstege werden als geometrische Elemente im Rotorblechquerschnitt eingefügt. Mittels einer statistischen Versuchsplanung zur computergestützten Parametervariation wird ein Regressionsmodell zur Beschreibung der SynRM-Varianten erzeugt, sodass ein Pareto-optimales Design hinsichtlich minimaler Beeinträchtigung des Leistungsfaktors und Reduzierung der Drehmomentwelligkeit identifiziert werden kann. Festigkeitssteigernde Maßnahmen am Rotorblechpaket schließen sich an, wobei auf Erkenntnissen von SIELAFF aufgebaut wird. Das Rotorpaket setzt sich aus Segmenten mit dazwischenliegenden Stützblechen zusammen. Vorteilhaft ist, dass diese Maßnahme nur eine geringfügige Auswirkung auf den Magnetkreis hat. Die herauszustellende, den Stand der Technik übertreffende Maßnahme zur Steigerung der Drehzahlfestigkeit stellt die axiale Zusammenpresskraft auf das Rotorblechpaket dar. Diese wird im Zuge der Rotorfertigung durch ein spezielles Werkzeug aufgebracht und nach der Rotormontage auf der Spindelwelle mittels einer Wellenmutter aufrechterhalten. In dieser Arbeit wird die Auslegung mittels numerischer 2D- und 3D-FEM-Verfahren aufgezeigt.

Die Maßnahmen zur Festigkeitssteigerung sind abhängig von der Gestaltung der Welle-Nabe-Verbindung. Es wird dargelegt, dass je nach Verbindungsart die mechanische Vorbeanspruchung des Rotorblechs im Montagezustand variiert. In der Folge sind die erzielbaren Maximaldrehzahlen unterschiedlich. Der Einfluss der Betriebstemperatur wird berücksichtigt. Eine zielführende Lösung stellt der Querpressverband dar. Es existiert ein Zielkonflikt in der Auslegung des Übermaßes. Ein hohes Übermaß führt zu einer verminderten Drehzahlfestigkeit der filigranen Rotorquerschnittsgeometrie. Ein Optimum wird erreicht, wenn Fertigungstoleranzen berücksichtigt und das minimal erforderliche Übermaß zur Sicherung gegen Abheben und für die Übertragung des maximalen Drehmoments unter Drehzahl ermittelt wird.

Die drehzahlteste SynRM-Rotorauslegung wird anhand von experimentellen Schleuderversuchen an Proberotoren validiert. Es wird die bleibende Rotoraufweitung in Abhängigkeit der Drehzahl auf einem Koordinatenmessgerät vermessen. Ab einer Drehzahl von 25 000 U/min ist eine plastische Verformung des Rotorblechpakets messbar. Die Zieldrehzahl von 30 000 U/min wird nicht sicher erreicht, weshalb die maximale Betriebsdrehzahl auf 24 000 U/min begrenzt wird. Durch gezielte Ausnutzung der Kaltverfestigung im plastischen Bereich könnten künftig höhere Drehzahlen erzielt werden. Insgesamt sind die festigkeitssteigernden Maßnahmen umfassenderen Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit zu unterziehen. Die Modellierung des Werkstoffverhaltens zur verbesserten Abschätzung des realen Verformungsverhaltens von filigranen Rotorblechgeometrien im Zuge numerischer FEM-Berechnungen kann durch eine Reduzierung der Streckgrenze und Verwendung eines multilinearen Werkstoffmodells erfolgen. Dies ist exemplarisch im Anschluss an diese Arbeit in [Barr23] durchgeführt und stellt einen Ausgangspunkt weiterer Forschungsarbeiten dar. Diese Erkenntnisse würden Anwendungen im Bereich der Traktionsantriebe, Turboanwendungen und Hochfrequenzmotorspindeln nützen.

Die Auslegung der starren Lagerung in Tandem-O-Tandem-Anordnung erfolgt im ersten Schritt anhand einer analytischen Vorauslegung zur Identifikation eines Sollwerts des Wärmeausdehnungskoeffizienten des Spindelwellenwerkstoffs. Die Werkstoffgruppe der Eisen-Nickel-Knetlegierungen bietet über die Spezifikation des Nickelanteils die Möglichkeit der Einstellung des geforderten Wärmeausdehnungskoeffizienten. Die Qualifizierung des Werkstoffs als Spindelwellenmaterial ist durch Nachweis mittels Härtemessungen in der Randschichtzone an wärmebehandelten Proben gegeben. Im zweiten Schritt der Lagerauslegung wird ein MESYS-Modell aufgebaut. Die Flächenpressungen und andere kinematische Kenngrößen der Spindellagerung werden in Abhängigkeit verschiedener thermischer Lastfälle und über den Drehzahlbereich bewertet. Schließlich ergibt sich eine Konfiguration der Übermaße der Spindelwelle zu den Lagerinnenringen, welche die Bewertungskriterien nicht verletzt. Ein Warmlauf der starr angestellten Lagerung ist genauso wie für die elastisch angestellte Lagerung nötig. Vorteile der starr angestellten Spindellagerung gegenüber dem Referenzsystem ist eine erhöhte dynamische Steifigkeit im Bereich mittlerer bis hoher Drehzahlen. Die biegekritische Drehzahl liegt um 12 % höher. Die axiale Eigenfrequenz wird nicht durch die erste Drehzahlordnung angeregt, sondern steigt mit höheren Drehzahlen an. Die axiale Steifigkeit ist um mehr als das Dreifache erhöht. Die radiale Steifigkeit ist um

---

60 % gesteigert. Das thermische bedingte Wellenwachstum der Plananlage wird um rund 42 % reduziert.

Schließlich wird eine simulative thermische Untersuchung der starr angestellten Lagerung mittels 3D-FEM-Modellierung durchgeführt. Dies dient der Validierung der im Rahmen der mechanischen Auslegung angenommenen Temperaturverteilung im thermisch stationären Betrieb. Hierzu werden alle erforderlichen Verlustanteile aus dem SynRM-Rotor, der Lager und der Luftreibung ermittelt und im Zuge einer gekoppelten elektromagnetischen, mechanischen und thermischen Simulation dem 3D-FEM-Modell iterativ in jedem Simulationsschritt der Konvergenzanalyse bis zum Erreichen der Beharrung zugeführt. Erste simulative Erkenntnisse deuten darauf hin, dass die Temperaturen im Bereich der Spindellager und im SynRM-Rotor höhere Werte annehmen als erwartet.

Die experimentellen Untersuchungen dienen der Validierung der simulativen Ergebnisse. Letztlich werden anhand der experimentell gewonnenen Erkenntnisse die Arbeitshypothesen größtenteils erfolgreich verifiziert. So kann das Spindel-Lager-System in starrer Lageranstellung erfolgreich bis zur Maximaldrehzahl von 24 000 U/min betrieben werden. Der dynamische Rundlauf der Motorspindel ist gegenüber dem elastisch angestellten System verbessert. Dies kann messtechnisch anhand des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs begründet werden und deckt sich mit den simulativen Ergebnissen. Die Analyse des thermischen Betriebsverhalten führt zur Erkenntnis, dass wie in der Simulation höhere Temperaturen als erwartet im SynRM-Rotor unter Last auftreten. Gründe hierfür sind im hohen Strombetrag und im hohen Sättigungsgrads des Magnetkreises zu finden. Weitere Gründe sind die Stromspeisung mit überlagerten Oberwellenanteilen bzw. Harmonischen und eine statische Strom- und Drehzahlreglerparametrierung, welche für einen großen Strom- und Frequenzstellbereich vermutlich nicht optimal ist und Oberwelleneffekte begünstigt. Dies würde der Erkenntnis von ROTHENBÜCHER entsprechen, der nach dem Betragsoptimum betriebspunktabhängig, automatisch parametrierte Strom- und Geschwindigkeitsregler vorschlägt [Roth11].

Für den industriellen Einsatz sollte das Spindel-Lager-System nochmals mit den gewonnenen Erkenntnissen zur Verlust- und Temperaturverteilung simulativ neu ausgelegt werden. Dadurch können die Lagerübermaße und mechanische Abstimmmaße in der Spindelkonstruktion optimiert werden. Dies würde die Lagerlebensdauer positiv beeinflussen. Ebenfalls könnte eine Konfiguration gefunden werden, welche zu einer konstanteren Lagervorspannung über der Drehzahl führt. Dies würde Lagergeräusche beim Abbremsen ver-

mindern. Technologische Ansätze könnten Peltier-Elemente bieten, welche bestimmte Bereiche gezielt temperieren, um Einfluss auf die Vorspannungssituation zu nehmen. Mittels Piezo-Elementen könnte aktiv eine minimale axiale Vorspannung zum Ausgleich hervorgerufen werden. Die wissenschaftliche Untersuchung des Betriebs von schnelldrehenden SynRM-Motorspindeln an Multilevel-SiC-Frequenzumrichtern stellt einen vielversprechenden Ansatz dar, um die Ummagnetisierungsverluste auf ein Minimum zu reduzieren. Damit wären starr angestellte Lagerungskonzepte im industriellen Einsatz denkbar.

Schließlich konnte im Zuge dieser Arbeit ein erster Ansatz zur Auslegung einer Temperierungsstrategie auf Basis thermischer Simulationsdaten, die durch eine statistische Versuchsplanung gewonnen wurden, gefunden und rechnerisch erprobt werden [Webe21]. In der Arbeit von [Pand20] wird ein geschlossener Regelkreis vorgestellt, welcher als Regelgrößen entweder die Lagertemperaturen, die Flächenpressungen oder das Spindelnasenwachstum besitzt. Mittels Anwendung von Verfahren des maschinellen Lernens, wie z. B. multivariate Regression oder neuronaler Netze, ist das modellierte thermische Verhalten des Spindel-Lager-Systems als Zustandsbeobachter abgebildet. Die Regelungsstruktur weist starke nichtlineare Charakteristiken auf, was die Einstellung betriebspunktabhängiger Reglerparameter erfordert. Lösungsansätze hierfür könnten Schätzer nach dem Betragsoptimum oder die Anwendung neuronaler Netze sein. Die Einführung von Temperierungsstrategien für Motorspindeln bietet Vorteile für eine prozessabhängige Lagervorspannung, Reduzierung des Kühlleistungsbedarfs, Stabilisierung des Spindelwellenwachstums und der Zeitverkürzung bis zur thermischen Beharrung. Insbesondere vor dem Hintergrund der Energieeinsparung und Reduzierung schädlicher Treibhausgasemissionen sind Temperierungsstrategien interessant und dahingehend zu bewerten. Für die Umsetzung müssen Motorspindelhersteller in enger Kooperation mit den Werkzeugmaschinenherstellern arbeiten, um technische Herausforderungen lösen zu können. Dies betrifft z. B. den Wärmeübergang in die Maschinenstruktur, die regelungstechnische Ansteuerung, die Berücksichtigung thermisch großer Zeitkonstanten und den Einsatz eines separaten Kühlkreislaufs für die Motorspindel.

# Literaturverzeichnis

## Literaturquellen

- [Aalb23] Aalberts Surface Technologies GmbH. *Gleitbeschichtungen*. Letzter Zugriff am 03.05.2023. 2023. URL: <https://www.aalberts-st.com/de/verfahren/gleitbeschichtungen/>.
- [ABB 20] ABB Asea Brown Boveri Ltd. *ABB Robotics IRB 6660*. Letzter Zugriff 12.03.2023. 2020. URL: <https://new.abb.com/products/robotics/de/roboter/knickarmroboter/irb-6660>.
- [Abel06] E. Abele, M. Dervisopoulos und M. Kreis. „Beeinflussbarkeit von Lebenszykluskosten durch Wissensaustausch. Produzieren mit Blick auf die Lebenszykluskosten“. In: *wt Werkstattstechnik online Jahrgang 1996* 96.7/8 (2006), S. 447–454.
- [Abel07a] E. Abele, S. Rothenbücher und A. Schiffer. „Digitally controlled output filters for improvement of temperature behavior of machine tool main spindle drives“. In: *Production Engineering* 1/2007 (2007), S. 219–226.
- [Abel07b] E. Abele und M. Weigold. „Spanende Bearbeitung mit Industrierobotern : Forschungsprojekt ADVOCUT - Entwicklungen und Industrietransfer“. In: *Abschlussbericht BMBF-Verbundprojekt Adaptive, vollserielle Werkzeugmaschine mit hochintegriertem, mechatronischen Fräsm modul zur HSC-Bearbeitung* (ADVOCUT). 2007.
- [Abel09] E. Abele, G. Rumpel, J. Hohenstein und K.-H. Benning. „Elektromobilität - Konsequenzen für die Zerspanung Perspektiven und Herausforderungen für Teile-, Maschinen- und Werkzeuglieferanten von Powertrain-Komponenten“. In: *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* 104 (2009), S. 993–997.

- [Abel10] E. Abele, Y. Altintas und C. Brecher. „Machine tool spindle units“. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 59.2 (2010), S. 781–802.
- [Abel13a] E. Abele. *Maximierung der Energieeffizienz spanender Werkzeugmaschinen: Schlussbericht zum Projekt Maxiem; Projektlaufzeit: 01.12.2008 bis 30.11.2012*. Techn. Ber. Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen, TU Darmstadt, 2013.
- [Abel13b] E. Abele, T. Sielaff und L. Holland. *Abschlussbericht EnergieMSP „Energiebedarfsoptimierte Motorspindel und angepasster elektrischer Antriebsstrang“ – BMBF-Rahmenkonzept „Forschung für die Produktion von morgen“*. Techn. Ber. Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen, TU Darmstadt, 2013.
- [Abel17a] E. Abele, C. Baier, C. Tepper, S. Bay und C. Kuhn. „Bessere Qualitätsschleifen“. In: *Form + Werkzeug, Carl Hanser Verlag, München* 26.4 (2017), S. 62–63.
- [Abel17b] E. Abele, K. Haddadian, C. Baier, F. Hähn und C. Kuhn. „Presswerkzeugbau: Lean Tryout | Tool & Die Shop: Lean Tryout“. In: *Fachtagung Mechatronik 2017*. 2017, S. 191–197.
- [Abel19] E. Abele und M. Beck. *Gemeinsamer Schlussbericht zum Projekt ETA-Fabrik*. Techn. Ber. Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen, TU Darmstadt, 2019.
- [Abra20a] V. Abramenko, J. Nerg, I. Petrov und J. Pyrhonen. „Influence of magnetic and nonmagnetic layers in an axially laminated anisotropic rotor of a high-speed synchronous reluctance motor including manufacturing aspects“. In: *IE-EE Access* 8 (2020), S. 117377–117389.
- [Abra20b] V. Abramenko, I. Petrov, J. Nerg und J. Pyrhonen. „Synchronous reluctance motors with an axially laminated anisotropic rotor as an alternative in high-speed applications“. In: *IEEE Access* 8 (2020), S. 29149–29158.



- 
- [Agen21] E. E. Agency. *EEA greenhouse gases — data viewer*. letzter Zugriff am 25.03.2023. 2021. URL: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/data-viewers/greenhouse-gases-viewer>.
- [Alte16] H. Altenbach. *Holzmann/Meyer/Schumpich Technische Mechanik Festigkeitslehre*. 12. Aufl. 2016.
- [Alti95] Y. Altintas und E. Budak. „Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling“. In: *Annals of the CIRP* 44.1 (Dez. 1995), S. 357–362.
- [Babe17a] C. Babetto, G. Bacco, G. Berardi und N. Bianchi. „High Speed Motors: a Comparison between Synchronous PM and Reluctance Machines“. In: *2017 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)* (2017). Cincinnati, OH, USA, S. 3927–3934.
- [Babe17b] C. Babetto, G. Bacco und N. Bianchi. „Analytical Approach to Determine the Power Limit of High-Speed Synchronous Reluctance Machines“. In: *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)* (2017). Miami, FL, USA, S. 1–7.
- [Baie20] C. Baier. „Fertigung von Luftfahrtstrukturbauteilen mit hybridem Roboterkonzept“. Schriftenreihe des PTW: Innovation Fertigungstechnik. Diss. Shaker Verlag, Düren: TU Darmstadt, 2020.
- [Ball15] M. Ballweg und K. Büttner. „Reluktanzrotorblech mit Aussparungen zur Spannungsreduktion“. DE. Europäische Patentanmeldung EP2903136A1 (München). 2015.
- [Bari69] T. Barish. „Ball Speed Variation in Ball Bearings and its Effect on Cage Design“. In: *J. Am. Soc. Lubrication Engineering* 25.3 (1969), S. 110–116.
- [Bart04] W. J. Bartz. *Handbuch der Tribologie und Schmierungs-technik, Band 12: Werkstoffe - Gleit- und Wälzlager - Dichtungen*. Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 2004.
- [Bart99] W. J. Bartz. *Schäden an geschmierten Maschinenelementen*. Hrsg. von W. B. und Elmar Wippler. Bd. 3. überarbeitete Auflage. Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag, 1999.

- [Batz19] Batz+Burgel GmbH & Co. KG. *Werkstoffdatenblatt: EC 80 Einsatzstahl (16MnCr5 - 1.7131)*. Letzter Zugriff am 14.04.2024. 2019. URL: [https://batz-burgel.com/wp-content/uploads/data-de/BB\\_EC80.pdf](https://batz-burgel.com/wp-content/uploads/data-de/BB_EC80.pdf).
- [Berc22] V. Berchtenbreiter, M. von Elling, C. Tepper, M. Weber und M. Weigold. „Datengetriebene Produktion zum Anfasen Aufbau eines KI-basierten Demonstrators zur Echtzeit-spindelüberwachung“. In: *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* 117.10 (2022), S. 618–622.
- [Bert84] G. Bertotti. „Space-Time Correlation Properties of the Magnetization Process and Eddy Current Losses: Applications. I. Fine wall spacing“. In: *Journal of Applied Physics* 55.12 (1984), S. 4339–4347.
- [Bert88] G. Bertotti. „General properties of power losses in soft ferromagnetic materials“. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 24.1 (1988), S. 621–630.
- [Bert92] G. Bertotti. „Dynamic generalization of the scalar Preisach model of hysteresis“. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 28.5 (1992), S. 2599–2601.
- [Besh14] M. Besharati, G. Atkinson, J. D. Widmer, V. Pickert und P. K. R. „Investigation of the Mechanical Constraints on the Design of a Super-high-speed Switched Reluctance Motor for Automotive Traction“. In: *7th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2014)* (2014). Manchester, UK, S. 1–6.
- [Betz91] R. Betz. „Control of synchronous reluctance machines“. In: *Industry Applications Society Annual Meeting, 1991., Conference Record of the 1991 IEEE*. Industry Applications Society Annual Meeting, 1991., Conference Record of the 1991 IEEE, 28 1991-oct. 4 1991, 456–462 vol.1.
- [Betz92a] R. Betz. „Theoretical aspects of control of synchronous reluctance machines“. In: *Electric Power Applications, IEE Proceedings B* 139.4 (Juli 1992), S. 355–364.
- [Betz92b] R. Betz, M. Jovanovic, R. Lagerquist und T. Miller. „Aspects of the control of synchronous reluctance machines including saturation and iron losses“. In: *Industry Applications Society Annual Meeting, 1992., Conference Record of the 1992 IEEE*. Okt. 1992, 456–463 vol.1.

- 
- [Bian12] N. Bianchi, M. Barcaro und S. Bolognani. „Finite Element Analysis - From Biomedical Applications to Industrial Developments“. In: Hrsg. von D. Moratal. InTech, März 2012. Kap. Electromagnetic and Thermal Analysis of Permanent Magnet Synchronous Machines, S. 407–438.
- [Bind12] A. Binder. *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2012.
- [Birk08] H. Birkhofer und R. Nordmann. *Maschinenelemente und Mechatronik II*. Aachen: Shaker Verlag, 2008.
- [Birk12] H. Birkhofer und T. Kümmerle. *Feststoffgeschmierte Wälzlager: Einsatz, Grundlagen und Auslegung*. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.
- [Blan09] T. Blankenburg. „Schnell und Effizient - Umrichter in der Hochleistungserspannung von Aluminiumlegierungen passend ausgewählt“. In: *Antriebstechnik* 7 (2009), S. 22–25.
- [Blum04] S. Blum und J. Riedel. „Mehrzieloptimierung durch evolutionäre Algorithmen“. In: *Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage* 1 (2004), S. 1–14.
- [Boer07] B. de Boer und J.-M. Kraus. „Eisen-Nickel-Legierungen – Die optimale Lösung für den Formenbau im CFK-Bereich“. In: *MaschinenMarkt* (2007).
- [Bold96] I. Boldea. *Synchronous Reluctance Machines and Drives*. Clarendon Press, Oxford, 1996.
- [Boss23] Bossard Holding AG. *Härtevergleichstabelle*. Letzter Zugriff am 05.01.2024. 2023. URL: <https://www.bossard.com/de-de/assembly-technology-expert/technische-informationen-und-tools/technische-informationen/umrechnungstabellen/haertevergleichstabelle/>.
- [Boss99] B. Bossmanns und J. F. Tu. „A thermal model for high speed motorized spindles“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39.9 (1999), S. 1345–1366.
- [Brac12] N. Brachthäuser. „Elektromobilität - Neue Herausforderungen an den Werkstoff Elektrobund“. In: *Vortrag TU Darmstadt* (2012), S. 1–8.

- [Brän72] J. Brändlein und N. Klühspies. „Die Lastverhältnisse in schnelllaufenden Kugellagern“. In: *Werkstatt + Betrieb* 105.9 (1972), S. 671–678.
- [Brän95] Brändlein, Eschmann, Hasbargen und Wiegand. *Die Wälzlagerpraxis - Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. Vereinigte Fachverlage, 1995.
- [Brec10] C. Brecher, W. Herf, C. Heyers, W. Klein, J. Triebes, E. Beck und T. Dorn. „Ressourceneffizienz von Werkzeugmaschinen im Fokus der Forschung: Effizienzsteigerung durch Optimierung der Technologien zum Komponentenbetrieb“. In: *wt Werkstattstechnik online* 100.7/8 (2010), S. 559–564.
- [Brec11] C. Brecher, J. Rossaint und G. Spachtholz. „Erweiterung des Einsatzbereiches von Spindellagern durch Modifikation der Rillengeometrie“. In: *Konstruktion: Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe* 63.9 (2011), S. 84–90.
- [Brec20] C. Brecher, H.-M. Eckel und S. Neus. „Erforschung dynamischer Lagerlasten in Hauptspindeln“. In: *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* 115.12 (2020), S. 920–923.
- [Brin12] J. Brinkemper, S. Beineke, J. Lutz und M. Kroll. „High-Speed-Lösungen für Anwendungen im Hochleistungsbereich“. In: *Tagungsband SPS/IPC/DRIVES 2012*. Hrsg. von G. Frey, W. Schumacher und A. Verl. VDE-Verlag Berlin Offenbach, 2012, S. 234–241X.
- [Burd23] Burde & CO GmbH. *Ausdehnungslegierungen*. Letzter Zugriff am 02.04.2023. 2023. URL: <https://www.burdeco.com/wp-content/uploads/2015/10/ausdehnungslegierungen.pdf>.
- [Bütt14] K. Büttner, M. Warmuth und N. Wolf. „Reluktanzmotor mit stabilisiertem Rotor“. DE. Europäische Patentanmeldung EP2790296A1 (München). Okt. 2014.
- [Butt15] D. Butterweck, M. Hombitzer, D. Franck und K. Hameyer. „Kinelectric Drive - Hochdrehzahl Antriebssystem mit integriertem kinetischem Energiespeicher“. In: *Antriebssysteme 2015 - Elektrik, Mechanik, Fluidtechnik in der Anwendung* (2015). VDI-Berichte 2268.

- 
- [Bütt15] K. Büttner, M. Warmuth und N. Wöhner. „Mechanisch stabilisierter Rotor für einen Reluktanzmotor“. DE. Europäische Patentanmeldung EP2961039A1 (München). Dez. 2015.
- [Butz07] F. Butz. „Gestaltung der Loslagerung von Werkzeugmaschinen-spindeln“. Diss. Aachen: RWTH Aachen, 2007.
- [Camp94] P. Campbell. *Permanent Magnet Materials and their Application*. Cambridge: Cambridge University Press, 1994.
- [Chal97] B. Chalmers und L. Musaba. „Design and field-weakening performance of a synchronous reluctance motor with axially-laminated rotor“. In: *Industry Applications Conference, 1997. Thirty-Second IAS Annual Meeting, IAS '97., Conference Record of the 1997 IEEE*. Bd. 1. 1997, 271–278 vol.1.
- [Chen05] J.-S. Chen und K.-W. Chen. „Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 45.12-13 (2005), S. 1487–1493.
- [Chen20] S. Chen, X. Chen, Q. Shuai und J. Gu. „Effects of Cage Pocket Shapes on Dynamics of Angular Contact Ball Bearings“. In: *Tribology Online* 15.5 (2020), S. 343–355.
- [Colo06] A. Colotti. „Feldschwächung bei Synchronmaschinen - Maßgeschneiderte Motorauslegung optimiert Systemverhalten“. In: *A&D KOMPENDIUM 2005/2006* (2006), S. 118–121.
- [Cord19] M. Cordes, W. Hintze und Y. Altintas. „Chatter stability in robotic milling“. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 55 (2019), S. 11–18.
- [Cred19] A. Credo, G. Fabri, M. Villani und M. Popescu. „High Speed Synchronous Reluctance Motors for Electric Vehicles: a Focus on Rotor Mechanical Design“. In: *2019 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)* (2019), S. 165–171.

- [Cred20] A. Credo, G. Fabri, M. Villani und M. Popescu. „Adopting the topology optimization in the design of high-speed synchronous reluctance motors for electric vehicles“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 56.5 (2020), S. 5429–5438.
- [Crui66] A. Cruickshank, R. Menzies und A. Anderson. „Axially laminated anisotropic rotors for reluctance motors“. In: *Electrical Engineers, Proceedings of the Institution of* 113.12 (Dez. 1966), S. 2058–2060.
- [Dave98] K. Davey. „Analytic analysis of single- and three-phase induction motors“. In: *Magnetics, IEEE Transactions on* 34.5 (Sep. 1998), S. 3721–3727.
- [Deim19] M. Deiml, T. Eriksson, M. Schneck und A. Tan-Kim. „High-speed Electric Drive Unit for the Next Generation of Vehicles“. In: *ATZ Worldwide* 121 (2019), S. 42–47.
- [Denk20a] B. Denkena, B. Bergmann und H. Klemme. „Cooling of motor spindles - a review“. In: *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 110 (2020), S. 3273–3294.
- [Denk20b] B. Denkena, B. Bergmann und C. Teige. „Preload Control of Spindle Bearings by Means of Shape Memory Alloys“. In: *Proceedings of the Machining Innovations Conference (MIC) 2020* (2020), S. 154–159.
- [Deut23] Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG). *TRR 96: Thermo-Energetische Gestaltung von Werkzeugmaschinen - Eine systemische Lösung des Zielkonflikts von Energieeinsatz, Genauigkeit und Produktivität am Beispiel der spanenden Fertigung*. Letzter Zugriff am 26.03.2023. 2023. URL: <https://gepris.dfg.de/gepris/projekt/174223256?context=projekt&task=showDetail&id=174223256&>.
- [Diet14] E. Dietrich und A. Schulze. *Statistische Verfahren zur Maschinen- und Prozessqualifikation*. 7. Aufl. Hanser Verlag, 2014.
- [Ecke23] R. Eckerle. *Modularen Multilevel (Parallel) Umrüchtern*. Techn. Ber. Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Universität der Bundeswehr München, 2023.

- [Ehm16] A. Ehm. „Einsatz von Industrierobotern für die Bohrbearbeitung an automobilen Strukturbauteilen unter Berücksichtigung des thermischen Verlagerungsverhaltens und der Prozessinteraktion“. Schriftenreihe des PTW: Innovation Fertigungstechnik. Diss. TU Darmstadt, 2016.
- [Eink23] Einkaufsgemeinschaft für Sachwerte GmbH. *Neodym als Investment*. Letzter Zugriff am 30.03.2023. 2023. URL: <https://www.goldsilber.org/neodym-investment-eigenschaften-vorkommen-preis.php>.
- [Enge10] J. Engemann. *Diamantähnliche Kohlenstoffschichten*. Letzter Zugriff am 05.01.2024. PlascoTec GmbH. 2010. URL: [https://www.plascotec.de/downloads/DLC\\_Info.pdf](https://www.plascotec.de/downloads/DLC_Info.pdf).
- [Enge79] L. Engel und H. Winter. „Wälzlagerschäden“. In: *antriebstechnik* 18.3 (1979), S. 71–74.
- [Epsk20] T. Epskamp. „Steigerung der Leistungsdichte von Traktionsantrieben und Aufbau einer hochdrehenden Asynchronmaschine“. Diss. Karlsruher Institut für Technologie, 2020.
- [Erke09] G. Erkens, J. Alami und J. Müller. „Mikrolegierte Beschichtung Mpower für die Hochleistungszer-spannung: Hochgradig angepasste Systeme“. In: *Werkstatt + Betrieb* 4.142 (2009), S. 18–23.
- [Euro19] Europäische Kommission. *Der europäische Grüne Deal*. Letzter Zugriff am 25.03.2023. 2019. URL: [https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:b828d165-1c22-11ea-8c1f-01aa75ed71a1.0021.02/DOC\\_1&format=PDF](https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:b828d165-1c22-11ea-8c1f-01aa75ed71a1.0021.02/DOC_1&format=PDF).
- [Euro20] Europäische Kommission. *Ein neuer Aktionsplan für die Kreislaufwirtschaft - Für ein saubereres und wettbewerbsfähigeres Europa*. Letzter Zugriff am 07.05.2023. März 2020. URL: [https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:9903b325-6388-11ea-b735-01aa75ed71a1.0016.02/DOC\\_1&format=PDF](https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:9903b325-6388-11ea-b735-01aa75ed71a1.0016.02/DOC_1&format=PDF).
- [Euro23] Eurostat. *Energieendverbrauch nach Sektoren*. Letzter Zugriff am 25.03.2023. 2023. URL: <https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/ten00124/default/bar?lang=de>.

- [FAG18] FAG. *Hochgenauigkeitslager - Spindellager, Hochgenauigkeits-Zylinderrollen, Axial-Schrägkugellager*. FAG Katalog. veränderter Nachdruck von 2010. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2018.
- [FAG23] FAG. *Kriterien zur Lagerauswahl*. Letzter Zugriff am 02.04.2023. Schaeffler Technologies AG & Co. KG. 2023. URL: <https://medias.schaeffler.de/de/criteria-for-bearing-selection>.
- [Fasc94] G. Fasching. *Werkstoffe für die Elektrotechnik*. 3. Aufl. Wien: Springer-Verlag, 1994.
- [Faul13] Faulenbach Schmiedetechnik GmbH. *Werkstoffdatenblatt 1.3917*. Letzter Zugriff am 14.04.2024. 2013. URL: [https://www.faulenbach-gmbh.de/app/uploads/2023/07/1\\_3917.pdf](https://www.faulenbach-gmbh.de/app/uploads/2023/07/1_3917.pdf).
- [Fied03] U. Fiedler. „Prozesssicherheit beim HSC-Fräsen von Aluminium-Knetlegierungen“. Darmstädter Forschungsberichte für Konstruktion und Fertigung. Diss. Shaker Verlag, Aachen: TU Darmstadt, 2003.
- [Fisc23] Fischer Spindle Group AG. *MFW-1709/14*. Letzter Zugriff am 19.03.2023. 2023. URL: <https://www.fischerspindel.e.com/de/produkte/fraesspindeln/34/MFW-1709/24?cHash=04295504a34f753c9e78e3d005e620af>.
- [Frat89] A. Fratta, A. Vagati und F. Villata. „On the evolution of AC machines for spindle drive applications“. In: *Industry Applications Society Annual Meeting, 1989., Conference Record of the 1989 IEEE*. Okt. 1989, 699–704 vol.1.
- [Frau23a] Fraunhofer IEE. *Mit Siliziumkarbid-Halbleitern Material einsparen*. Letzter Zugriff am 15.05.2023. 2023. URL: <https://www.materials.fraunhofer.de/de/Geschaeftsfelder/Mobilitaet/mit-siliziumkarbid-halbleitern-material-einsparen.html>.
- [Frau23b] S. Fraureuth. *Online-Katalog Wälzlager*. Techn. Ber. Spindel- und Lagerungstechnik Fraureuth GmbH, 2023.
- [Gasc02] R. Gasch, R. Nordmann und H. Pfützner. *Rotordynamik*. 2., vollst. neubearb. und erw. Aufl. ISBN 978-3-540-33884-0. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2002.



- 
- [Gebe96] K. Gebert und U. Rondé. *Hochgeschwindigkeitsbearbeitung*. Hrsg. von H. Schulz. Kap. Motorspindeln, S.163 - 175. München: Carl Hanser Verlag, 1996.
- [Gebe97] K. Gebert. „Ein Beitrag zur thermischen Modellbildung von schnell-drehenden Motorspindeln“. Darmstädter Forschungsberichte für Konstruktion und Fertigung. Diss. Aachen: TU Darmstadt, 1997.
- [Gees20] A. Gees. *Siliziumkarbid gewinnt weiter an Bedeutung für Frequenzumrichter, Motorstarter und Stromversorgungen*. Letzter Zugriff am 15.05.2023. KEM Konstruktion. 2020. URL: <https://kem.industrie.de/steuerungstechnik/fuer-frequenzumrichter-motorstarter-und-stromversorgungen/>.
- [Geim06] M. Geimer, T. Krüger und P. Linsel. „Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkopplung?“. In: *O + P, Zeitschrift für Fluidtechnik* 50.11-12 (2006), S. 572–576.
- [Gera14] D. Gerada, A. Mebarki, N. L. Brown, C. Gerada, A. Cavignino und A. Boglietti. „High-Speed Electrical Machines: Technologies, Trends, and Developments“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 61.6 (Juni 2014), S. 2946–2959.
- [Germ00] J. J. Germishuizen, F. S. van der Merwe, K. van der Westhuizen und M. J. Kamper. „Performance comparison of reluctance synchronous and induction traction drives for electrical multiple units“. In: *Industry Applications Conference, 2000. Conference Record of the 2000 IEEE*. Bd. 1. 2000, S. 316–323.
- [Germ13] J. J. Germishuizen. „Vergleich zwischen RSM und ASM als Traktionsantrieb“. In: *FEMAG Anwendertreffen 2013*. 2013.
- [GF C22] GF Casting Solutions AG. *Leichtbau in der Gießerei für effiziente Elektromobilität*. Letzter Zugriff am 18.03.2023. Vogel Communications Group GmbH & Co. KG. Mai 2022. URL: <https://www.automobil-industrie.vogel.de/leichtbau-in-der-giesserei-fuer-effiziente-elektromobilitaet-a-6eb92cb7c3220782c64fa1485d6de37f/>.

- [Gier98] H.-U. Giersch, H. Harthus und N. Vogelsang. *Elektrische Maschinen: Prüfen, Normung, Leistungselektronik*. 4. Aufl. Wiesbaden: B.G. Teubner/ GWV Fachverlage, 1998.
- [Gies17] Giesserei Praxis. *Eisenmann etabliert sich in der Elektromobilität*. letzter Zugriff am 18.03.2023. Schiele & Schön GmbH. Jan. 2017. URL: <https://www.giesserei-praxis.de/news-artikel/artikel/eisenmann-etabliert-sich-in-der-elektromobilitaet>.
- [GmbH11] C. GmbH. *Schraubenvorspannung - Richtig umgesetzt*. Letzter Zugriff am 29.12.2023. 2011. URL: [https://ww3.cad.de/foren/ubb/uploads/Gunner/Schraubenvorspannung\\_CadFem.pdf](https://ww3.cad.de/foren/ubb/uploads/Gunner/Schraubenvorspannung_CadFem.pdf).
- [GMN 16] GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG. *GMN HCS 280: Hochgeschwindigkeitsspindeln mit hydroviskoser Dämpfung*. Letzter Zugriff am 03.05.2023. 2016. URL: [https://www.zerspanungstechnik.com/bericht/spindeln/hochgeschwindigkeitsspindeln\\_mit\\_hydroviskoser\\_daempfung-2016-05-03](https://www.zerspanungstechnik.com/bericht/spindeln/hochgeschwindigkeitsspindeln_mit_hydroviskoser_daempfung-2016-05-03).
- [GMN 23a] GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG. *Genauigkeitsklassen und Toleranzen von GMN Hochpräzisions-Kugellagern*. Techn. Ber. GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG, 2023.
- [GMN 23b] GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG. *Hochfrequenzspindeln für automatischen Werkzeugwechsel*. letzter Zugriff am 19.03.2023. 2023. URL: [https://www.gmn.de/wp-content/uploads/2505\\_1219\\_d2.pdf](https://www.gmn.de/wp-content/uploads/2505_1219_d2.pdf).
- [GMN 23c] GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG. *Hochpräzisionskugellager*. GMN Katalog. 2023.
- [GMN 23d] GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG. *Motoren*. Letzter Zugriff am 13.05.2023. 2023. URL: <https://www.gmn.de/spindeln/know-how/motoren/>.
- [Gott00] R. Gottkehaskamp. *Grundlagen elektromagnetischer Energiewandler*. online. 2000.
- [Grot94] U. Groth und A. Kammel. „Lean Management“. In: Wiesbaden: Gabler Verlag, 1994. Kap. Simultaneous Engineering.

- 
- [Günt11] P. Günther, F. Dreier, T. Pfister, J. W. Czarske, T. Haupt und W. Hufenbach. „Measurement of radial expansion and tumbling motion of a high-speed rotor using an optical sensor system“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011), S. 319–330.
- [Gupt79] P. K. Gupta. „Dynamics of Rolling-Element Bearings - Part III: Ball Bearing Analysis“. In: *Journal of Lubrication Technology* 101.3 (1979), S. 312–318.
- [Hähn20] F. Hähn. „Modellierung und Kompensation der Bahnabdrängung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern“. Schriftenreihe des PTW: Innovation Fertigungstechnik. Diss. Shaker Verlag, Düren: TU Darmstadt, 2020.
- [Hame21] K. Hameyer. *Erster Silizium-Carbid-Frequenzumrichter des IEM erfolgreich in Betrieb genommen*. Letzter Zugriff am 15.05.2023. Institut für Elektrische Maschinen, RWTH Aachen. 2021. URL: <https://www.iem.rwth-aachen.de/cms/IEM/Institut/AktuelleMeldungen/~nmkt/Erster-Silizium-Carbid-Frequenzumrichter/>.
- [Hamr04] B. J. Hamrock, S. R. Schmid und B. O. Jacobson. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. CRC PRESS INC, 2004.
- [Harr07] T. A. Harris und M. N. Kotzalas. *Rolling Bering Analysis - Essential Concepts of Bearing Technology*. 5. Aufl. Boca Raton, London, New York: CRC Taylor & Francis, 2007.
- [Harr91] T. A. Harris. *Rolling Bearing Analysis*. 3. Aufl. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1991.
- [Haul07] R. Hauleitner und R. Huber. „Verhalten von Blechkäfigen in schnelllaufenden Rillenkugellagern“. In: *SKF Science Report 2006-2007* (2007), S. 27–38.
- [Heid23] J. Heidjann. *Gewerbestrompreise und Industriestrompreise*. Letzter Zugriff am 29.03.2023. Heidjann GmbH. 2023. URL: <https://www.stromauskunft.de/gewerbestrom/gewerbestrompreis/>.

- [Hein03] T. Heinz-Schwarzmeier. „Bestimmung der Lebensdauer feststoffgeschmierter Kugellager auf der Grundlage von Reibenergieberechnungen und Kurzzeitversuchen“. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 363. Diss. TU Darmstadt, 2003.
- [Hein12] S. Heinz. „Die Synchrone Reluktanzmaschine im Vergleich zu anderen Motortopologien“. In: *FEMAG Anwendertreffen 2012*. 2012.
- [Hemp23] Hempel Special Metals GmbH. *Cronidur 30 / 1.4108*. Letzter Zugriff am 10.04.2023. 2023. URL: <https://www.hempel-metals.de/de/werkstoffe/sonderwerkstoffe/cronidur-30-14108/>.
- [Herk72] B. Herkert. „Bestimmung des Verschleißes und der Kinematik schnelllaufender Wälzlager mit Hilfe radioaktiver Isotope“. Diss. Kernforschungszentrum Karlsruhe, 1972.
- [Hofe17] M. Hofer und M. Schroedl. „Comparison of a flux barrier and a salient pole synchronous reluctance machine for high rotational speeds in electric traction applications“. In: *20th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS) 20* (2017), S. 1–6.
- [Holl13] L. Holland, G. Laugisch und M. Voll. „Investigation and Optimisation of Friction Behaviour“. In: *Proceedings of the 10th International Conference on High Speed Machining - Progress in Productivity and Quality* (September 26-27 2013). Darmstadt, Germany. Eigenverlag, Darmstadt.
- [Holl18] L. Holland. „Analyse des Bewegungsverhaltens der Komponenten in Spindellagern mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie“. Schriftenreihe des PTW: Innovation Fertigungstechnik. Diss. TU Darmstadt, 2018.
- [Holl79] H.-J. Holland. „Einfluss auf die Gebrauchsdauer feststoffgeschmierter Wälzlager“. Diss. Technische Hochschule Darmstadt, 1979.
- [Hons65] V. B. Honsinger. „Selbstanlaufender Synchronreluktanzmotor“. DE. DE000001203378B. Okt. 1965.
- [Hons72] V. B. Honsinger. „Synchronous Reluctance Motor“. EN. US000003652885A. März 1972.

- 
- [HQW18] HQW. *Spindellager*. Katalog. Kürnach: HQW Precision GmbH, 2018.
- [HSM 23a] HSM Stahl- und Metallhandel GmbH. *Werkstoffdatenblatt 1.4310 / X10CrNi18-8*. Letzter Zugriff am 27.12.2023. HSM Stahl- und Metallhandel GmbH. 2023. URL: [https://www.hsm-stahl.de/wp-content/uploads/2023/07/HSM\\_Datenblatt\\_1.4310.pdf](https://www.hsm-stahl.de/wp-content/uploads/2023/07/HSM_Datenblatt_1.4310.pdf).
- [HSM 23b] HSM Stahl- und Metallhandel GmbH. *Werkstoffdatenblatt 1.8550 / 34CrAlNi7-10*. Letzter Zugriff am 31.03.2023. 2023. URL: [https://www.hsm-stahl.de/fileadmin/user\\_upload/datenblatt/HSM\\_Datenblatt\\_1.8550.pdf](https://www.hsm-stahl.de/fileadmin/user_upload/datenblatt/HSM_Datenblatt_1.8550.pdf).
- [Hwan09] Y.-K. Hwang und C.-M. Lee. „Development of automatic variable preload device for spindle by using centrifugal force“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49.10 (2009), S. 781–787.
- [Hwan10] Y.-K. Hwang und C.-M. Lee. „Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50.3 (2010), S. 253–259.
- [Hwan14] Y.-K. Hwang, I.-H. Park, K.-S. Paik und C.-M. Lee. „Development of Variable Preload Spindle by using an Electromagnetic Actuator“. In: *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 15.2 (2014), S. 201–207.
- [IBC10] IBC. *Hochpräzisions-Wälzlager*. Katalog. IBC Wälzlager GmbH, 2010.
- [IFR 22] IFR - International Federation of Robotics. „World Robotics Industrial Robots 2022 - Statistics, Market Analysis, Forecasts and Case Studies“. In: *World Robotics Industrial Robots 2022*. 2022.
- [inge23a] ingenieurkurse.de. *Baustofftechnik 1 - Duktilität und Sprödigkeit*. Letzter Zugriff am 31.03.2023. examio GmbH. 2023. URL: <https://www.ingenieurkurse.de/baustofftechnik-1/mikrostruktur-von-baustoffen/charakteristische-baustoffeigenschaften-in-bezug-auf-die-bindung/duktilitaet-und-sproedigkeit.html>.

- [inge23b] ingenieurkurse.de. *Maschinenelemente 2 - Werkstoffe für Wellen und Achsen*. Letzter Zugriff am 31.03.2023. examio GmbH. 2023. URL: <https://www.ingenieurkurse.de/maschinenelemente-2/wellen-und-achsen/werkstoffefuer-wellen-und-achsen.html>.
- [Jenn95] F. Jenni und D. Wüest. *Steuerverfahren für selbstgeführte Stromrichter*. vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zürich und B.G. Teubner Stuttgart, 1995.
- [Jian10] S. Jiang und H. Mao. „Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50.1 (2010), S. 19–28.
- [Jile86] D. Jiles und D. Atherton. „Theory of ferromagnetic hysteresis“. In: *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 61.1 (1986), S. 48–60.
- [Jira64] R. Jira. „Die Bewegung der Kugeln in einem Schrägkugellager“. In: *Wälzlagertechnik: Berichte der Firma FAG 2* (1964), S. 2–8.
- [Kamp96] M. Kamper, F. van der Merwe und S. Williamson. „Direct finite element design optimisation of the cageless reluctance synchronous machine“. In: *Energy Conversion, IEEE Transactions on* 11.3 (Sep. 1996), S. 547–555.
- [Kauf87] M. Kauffeld. *Hochgeschwindigkeitsfräsen und Fertigungsgenauigkeit dünnwandiger Werkstücke aus Leichtmetallguss*. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1987.
- [Kazi14] M. K. Kazimierczuk. *High-Frequency Magnetic Components*. Hrsg. von W. S. University. Chapter 4: Proximity Effect. Dayton, Ohio, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2014, S. 226–263.
- [Kell12] S. L. Kellner. *Parameteridentifikation bei permanenterregten Synchronmaschinen*. 2012.
- [Khon01] M. M. Khonsari und E. R. Booser. *Applied Tribology - Bearing Design and Lubrication*. John Wiley & Sons, Inc., 2001.

- 
- [Kim98] J. C. Kim, J. H. Lee, I. S. Jung und D. S. Hyun. „Vector control scheme of synchronous reluctance motor considering iron core loss“. In: *Magnetics, IEEE Transactions on* 34.5 (Sep. 1998), S. 3522–3527.
- [King68] E. P. Kingsbury. „Ball Motion in Angular Contact Bearings“. In: *Wear* 11.1 (1968), S. 41–50.
- [King80] E. P. Kingsbury. „Dynamic and Coupling Influences on Basic Speed Ratio of an Angular Contact Bearing“. In: *Wear* 63.1 (1980), S. 189–196.
- [Klei98] E. Kleinlein, P. Dreschmann, R. Karbacher, H. Kröner, R. Kühl, A. Noronha, A. Tönsmann und H.-W. Zoch. *Einsatz von Wälzlagern bei extremen Betriebs- und Umgebungsbedingungen: Optimierung durch geeignete Konstruktion und Entwicklung von Wälzlagern, Schmierung und Abdichtung*. Hrsg. von W. J. Bartz. 574. Kontakt & Studium. Expert Verlag, 1998.
- [Klim15] M. Klimach. „Beitrag zur Gestaltung funktionsintegrierender, leichtbauoptimierter Faser-Kunststoff-Verbundwellen für den Maschinenbau“. Schriftenreihe Konstruktiver Leichtbau mit Faser-Kunststoff-Verbunden. Diss. Shaker Verlag, Aachen: TU Darmstadt, 2015.
- [Koch96] A. Koch. „Steigerung der Höchstdrehzahl von Schrägkugellagern mit Ölminimale Mengenschmierung“. Diss. WZL RWTH Aachen, 1996.
- [Kost23] J. K. Kostko. „Polyphase reaction synchronous motors“. In: *Journal of the American Institute of Electrical Engineers* 42 (1923), S. 1162–1168.
- [Krei08] M. Kreis. „Zum Eigenverhalten von Motorspindeln unter Betriebsbedingungen : Einflüsse und Konsequenzen für die Prozessstabilität“. Schriftenreihe des PTW: Innovation Fertigungstechnik. Diss. Shaker Verlag, Aachen: TU Darmstadt, 2008.
- [Krol11] L. Kroll, P. Blau, M. Wabner, U. Friess, J. Eulitz und M. Klärner. „Lightweight components for energyefficient machine tools“. In: *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 4.2 (2011), S. 148–160.

- [KUKA20] KUKA AG. *KUKA Fortec 500*. Letzter Zugriff am 12.03.2023. 2020. URL: <https://www.kuka.com/de-de/produkte-leistungen/robotersysteme/industrieroboter/kr-500-fortec>.
- [Künz12] S. Künzel, B. Herrmann, N. Stadter und B. Weis. „Umrichter mit Ausgangsfilter für Hochgeschwindigkeitsbearbeitung“. In: *Tagungsband SPS/IPC/DRIVES 2012*. Hrsg. von G. Frey, W. Schumacher und A. Verl. 2012, S. 79–88.
- [Lask23] B. Laska. *Siliziumcarbid – ein Stoff, der Entwickler träumen lässt*. Techn. Ber. Siemens Mobility GmbH, 2023.
- [Lawr64] P. Lawrenson und L. Agu. „Theory and performance of polyphase reluctance machines“. In: *Electrical Engineers, Proceedings of the Institution of* 111.8 (1964), S. 1435–1445.
- [Lawr65] P. Lawrenson. „Development and application of reluctance motors“. In: *Electronics and Power* 11.6 (Juni 1965), S. 195–198.
- [Lee13] K. H. Lee und J. H. Ahn. „Synchronous Reluctance Motor“. Europäische Patentanmeldung EP2160817B1 (Seoul). Jan. 2013.
- [Lenz12] Lenze SE. *Antrieboptimierung durch Feldschwächung mit DSD V4.0*. Letzter Zugriff am 07.05.2023. 2012. URL: [https://download.lenze.com/AKB/German/201201150/Antrieboptimierung%20durch%20Feldschw%C3%A4chung\\_DSD\\_V4.0.pdf](https://download.lenze.com/AKB/German/201201150/Antrieboptimierung%20durch%20Feldschw%C3%A4chung_DSD_V4.0.pdf).
- [Li15] X.-h. Li, Y.-f. Zhang, J. Hong, H. Zhao und H.-f. Li. „Experiment Analysis of Spin Performance with Rolling Bearing under non-uniform Preload“. In: *Proc IMechE Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 230 (2015), S. 1–12.
- [Lied05] D. Liedtke. „Merkblatt 447 - Wärmebehandlung von Stahl - Nitrieren und Nitrocarburieren“. In: *Stahl-Informations-Zentrum* (2005), S. 1–44.



- 
- [Lipo94] T. A. Lipo, T. J. E. Miller, A. Vagati, I. Boldea, L. Male-sani und T. Fukao. „Synchronous Reluctance Motors and Drives - A New Alternative“. In: *IEEE-IAS Annual Meeting*. Hrsg. von A.Vagati und T. Lipo. Denver Co, Okt. 1994.
- [Love00] E. C. F. Lovelace. „Optimization of a Magnetically Saturable Interior Permanent-Magnet Synchronous Machine Drive“. Diss. Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Electrical Engineering und Computer Science, 2000.
- [Maia97] N. M. M. Maia und J. M. M. e Silva, Hrsg. *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. Engineering dynamics series. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1997.
- [Mang13] H. A. Mang und G. Hofstetter. *Festigkeitslehre*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.
- [Mark12a] R. Markert. *Strukturdynamik*. 2012.
- [Mark12b] R. Markert. *Technische Mechanik, Teil B - Dynamik*. 2012.
- [Mark15] R. Markert. *Rotordynamik*. 2015.
- [Masc23] Maschinenbau-Wissen.de. *Stahl - Einsatzstahl, Vergütungsstahl, Nitrierstahl*. Letzter Zugriff am 31.03.2023. 2023. URL: <https://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/werkstofftechnik/stahl-eisen/45-einsatzstahl-verguetungsstahl-nitrierstahl>.
- [Mats93] T. Matsuo und T. Lipo. „Field oriented control of synchronous reluctance machine“. In: *Power Electronics Specialists Conference, 1993. PESC '93 Record., 24th Annual IEEE*. Juni 1993, S. 425–431.
- [Mats94] T. Matsuo und T. Lipo. „Rotor design optimization of synchronous reluctance machine“. In: *Energy Conversion, IEEE Transactions on* 9.2 (1994), S. 359–365.
- [Matt05] P. Matthes und W. Glöckler. „Optimale Umrichter-Motor-Auslegung“. In: *A&D Kompendium 2005 - (2005)*, S. 223–225.
- [Mein09] M. Meinecke. „Prozessauslegung zum fünffachsigen zirkularen Schruppfräsen von Titanlegierungen“. Diss. Aachen: Apprimus Verlag: RWTH Aachen, 2009.

- [Melz22] C. M. Melzer. „Investigation of the influencing variables on the cage rattling of spindle roller bearings through modifications to the guiding skirt“. In: *Bearing World, 4th International FVA-Conference* (Juli 2022).
- [Merk14] A. Merkert, T. Krone und A. Mertens. „Characterization and Scalable Modeling of Power Semiconductors for Optimized Design of Traction Inverters with Si- and SiC-Devices“. In: *IEEE Transactions on Power Electronics* 29.5 (2014), S. 2238–2245.
- [MESY22] MESYS Engineering Consulting Software AG. *MESYS Berechnungssoftware Benutzerhandbuch*. 2022.
- [Metz04] M. Metzle. „Piezoaktoren regeln die Lagervorspannung - Aktive Piezo-Stellelemente zum Anpassen schnell drehender Spindellager an die Betriebssituation“. In: *wt Werkstattstechnik online* 94.7/8 (2004), S. 344–349.
- [Mogh11] R. R. Moghaddam. „Synchronous Reluctance Machine (SynRM) in Variable Speed Drives (VSD) Applications“. Diss. KTH Royal Institute of Technology, 2011.
- [Mogh12] R.-R. Moghaddam, F. Magnussen und C. Sadarangani. „Novel rotor design optimization of Synchronous Reluctance Machine for low torque ripple“. In: *Electrical Machines (ICEM), 2012 XXth International Conference on*. 2012, S. 720–724.
- [Möll19] C. Möller. „Entwicklung eines hochgenauen Bearbeitungsroboters durch den Einsatz zusätzlicher Messtechnik“. Forschung für die Produktionstechnik von Morgen, Band 4. Diss. Fraunhofer Verlag, Stuttgart: Fraunhofer IFAM, 2019.
- [Morr95] M. D. Morris und T. J. Mitchell. „Exploratory designs for computational experiments“. In: *Journal of Statistical Planning and Inference* 43.3 (1995), S. 381–402.
- [Müll08] G. Müller, K. Vogt und B. Ponick. *Berechnung elektrischer Maschinen*. 6., völlig neu bearbeitete Auflage. WILEY-VCH Verlage GmbH Co. KGaA, 2008.

- 
- [Mura99] H. Murakami, Y. Honda, H. Kiriyama, S. Morimoto und Y. Takeda. „The Performance Comparison of SPMSM , IPMSM and SynRM in Use as Air-conditioning Compressor“. In: *IEEE* - (1999), S. 840–845.
- [Nach] Nachi-Tool. *Technical Information (Präsentation)*. Letzter Zugriff am 11.04.2023. URL: <http://nachi-tool.jp/bearing/pdf/Tech.pdf>.
- [Nard17] M. D. Nardo, G. L. Calzo, M. Galea und C. Gerada. „Design Optimization of a High Speed Synchronous Reluctance Machine“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 54 (2017), S. 233–243.
- [Natk92] H. G. Natke. *Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse: Identifikation schwingungsfähiger elastomechanischer Systeme*. 3. Aufl. Grundlagen und Fortschritte der Ingenieurwissenschaften. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 1992.
- [Neus21] S. Neusüs. „Vergleich von synchronen Reluktanzmotoren ohne und mit Ferritmagnetunterstützung“. Diss. TU Darmstadt, 2021.
- [Niem05] G. Niemann, H. Winter, B.-R. Höhn und K. Stahl. *Maschinenelemente 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. 5. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2005.
- [Njoy80] G. Njoya. „Untersuchungen zur Kinematik im Wälzlager bei synchron umlaufenden Innen- und Aussenringen“. Diss. Universität Hannover, 1980.
- [Ozce19] N. G. Ozcelik, U. E. Dogru, M. Imeryuz und L. T. Erge-  
ne. „Synchronous Reluctance Motor vs. Induction Motor at Low-Power Industrial Applications: Design and Comparison“. In: (2019).
- [Palm64] A. Palmgren. *Grundlagen der Wälzlagertechnik*. 3. Aufl. Stuttgart: Francksche Verlagsbuchhandlung, 1964.
- [Park66] R. J. Parker, E. V. Zaretsky und W. J. Anderson. *A review of ball motion in an angular contact ball bearing*. Technical Paper. Spring Lubrication Symposium. New Orleans, Louisiana: National Aeronautics und Space Administration, June 6 1966.

- [Pasc23] R. Paschotta. *Teillastbetrieb*. Letzter Zugriff am 07.05.2023. RP Photonics AG. Apr. 2023. URL: <https://www.energie-lexikon.info/teillastbetrieb.html>.
- [Paus09] B. Pause. *Stromverbrauch einer Werkzeugmaschine nach Komponenten in Deutschland im Jahr 2009*. Letzter Zugriff am 26.03.2023. Statista Research Department. 2009. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/239583/umfrage/stromverbrauch-einer-werkzeugmaschine-nach-komponenten/>.
- [Pfei18] H. Pfeifer, B. Nacke und F. Beneke. *Grundlagen - Prozesse - Verfahren*. 3. Aufl. Bd. 1. Praxishandbuch Thermoproszesstechnik. Essen: Vulkan Verlag, 2018.
- [Poni98] B. Ponick. „Das Luftspaltmoment elektrischer Maschinen unter Berücksichtigung parametrischer Effekte“. In: *Electrical Engineering* 81 (1998), S. 291–296.
- [Poto04] D. Potoradi, H. Seidner und J. Kurz. „Permanentmagnet Motoren in Produktions- und Werkzeugmaschinen“. In: *Internationale Fachtagung der Elektroniker und Elektromaschinenbauer, 17.-19. Juni, Salzburg*. Salzburg, 2004.
- [Prei35] F. Preisach. „Über die magnetische Nachwirkung“. In: *Zeitschrift für Physik* 94.5 (1935), S. 277–302.
- [Quic23] Quick Metall GmbH. *Werkstoffdatenblatt 1.4310, X10CrNi18-8, 301*. Letzter Zugriff am 27.12.2023. Quick Metall GmbH. 2023. URL: <http://www.quickmetall.de/Werkstoffdatenblatt-1.4310.aspx>.
- [Redd15] P. B. Reddy, K. Grace und A. El-Refaie. „Conceptual Design of Sleeve Rotor Synchronous Reluctance Motor for Traction Applications“. In: *2015 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)* (2015), S. 195–201.
- [Rich54] R. Richter. *Elektrische Maschinen: Die Induktionsmaschinen*. 2. Aufl. Birkhäuser, 1954.
- [Roos15] E. Roos und K. Maile. *Werkstoffkunde für Ingenieure*. Springer-Lehrbuch 5. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2015.

- 
- [Ross13] J. Rossaint. „Steigerung der Leistungsfähigkeit von Spindellagern durch optimierte Lagergeometrien“. Diss. WZL RWTH Aachen, 2013.
- [Roth09] S. Rothenbücher, A. Schiffler und J. Bauer. „Die Speisung macht’s“. In: *WB - Werkstatt und Betrieb* 142.7-8 (2009), S. 62–65.
- [Roth11] S. Rothenbücher. *Optimierte Ausnutzung von schnelllaufenden Synchronmaschinen für Hauptspindelantrieben von Werkzeugmaschinen*. 2011.
- [Sant19] T. J. Santner, B. J. Williams und W. I. Notz. *The Design and Analysis of Computer Experiments*. 2. Aufl. Springer Series in Statistics. New York: Springer New York, NY, 2019.
- [Scha06] D. Schall. „Spindelschwingungen beim Hochgeschwindigkeitsfräsen: Unter besonderer Berücksichtigung der Lagerbeanspruchung“. Diss. Aachen: Shaker Verlag; TU Darmstadt, 2006.
- [Scha13] Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Wälzlagerschäden - Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Wälzlager*. Schweinfurt, Juni 2013.
- [Scha19] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Hrsg. *Wälzlagerpraxis - Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen*. 5. Aufl. Vereinigte Fachverlage, 2019.
- [Schi11] A. Schiffler. *Steuerungsintegrierte Prozessüberwachung bei der Zerspanung mit Motorspindeln*. Shaker, 2011.
- [Schl09] B. Schlecht. *Maschinenelemente 2 - Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen*. Pearson Deutschland, 2009.
- [Schn16] U. J. Schneider. „Untersuchung von modellbasierter Fehlerkompensation und erweiterter Positionsregelung zur Genauigkeitssteigerung von roboterbasierten Zerspanungsprozessen“. Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung, Band 60. Diss. Fraunhofer Verlag, Stuttgart: Fraunhofer IPA, 2016.
- [Schn19] M. Schnarrenberger und D. Bräckle. *Modulare Multilevel-Umrichter (MMC)*. Techn. Ber. Elektrotechnisches Institut (ETI), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019.

- [Schr08] D. Schröder. *Leistungselektronische Schaltungen Funktion, Auslegung und Anwendung*. 2. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [Schr09] D. Schröder. *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. 3., bearbeitete Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
- [Schu92] H. Schulz und T. Moriwaki. „High-speed Machining“. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 41.2 (1992), S. 637–643.
- [Schu96] H. Schulz. *Hochgeschwindigkeitsbearbeitung : = High-speed machining*. Hrsg. von H. Schulz. München Wien: Carl Hanser Verlag, 1996.
- [Schw08] M. Schwarz. „Gezielte Steifigkeits- und Festigkeitssteigerung von Maschinenbauteilen durch vorgespannte Ringarmierungen aus Faser-Kunststoff-Verbunden“. Diss. 2008.
- [Seil15] K. Seiler, S. Tremmel, S. Wartzack, B. Hahn und O. Graf-Goller. „Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik in der Käfigführung auf die Wälzlagerreibung und -kinematik“. In: *VDI-Berichte 2257*. Hrsg. von V.-W. GmbH. Bd. 2257. VDI-Berichte. Düsseldorf, 2015, S. 351–363.
- [Seke19] Sekels. *VACOFLUX / VACODUR*. Letzter Zugriff am 13.05.2023. Sekels GmbH. 2019. URL: <https://www.sekels.de/werkstoffe-und-halbzeuge/vacofluxr/-vacodurr>.
- [Siad17] A. Siadatan, M. K. Adab und H. Kashian. „Compare motors of Toyota Prius and synchronous reluctance for using in electric vehicle and hybrid electric vehicle“. In: *2017 IEEE Electrical Power and Energy Conference (EPEC)* (2017), S. 1–6.
- [Sieb10] K. Siebertz, D. van Bebber und T. Hochkirchen. *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. 1. Aufl. Heidelberg: Springer, 2010.
- [Siel17] T. Sielaff. „Zum Einsatz von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln für Universal-Bearbeitungszentren“. Schriftenreihe des PTW: Innovative Fertigungstechnik. Diss. Shaker Verlag, Aachen: TU Darmstadt, 2017.

- 
- [Siem09] Siemens AG. *Spindellösungen Spindelmotoren und Motor-spindeln für jede Anforderung*. Okt. 2009.
- [Siem20] Siemens AG. *SINAMICS - Low Voltage Projektierungshandbuch*. Juni 2020.
- [SKF 12] SKF Group. *Hauptkatalog - Das Wälzlagerhandbuch für Studenten*. Druckschrift 6000/2 DE. Okt. 2012.
- [SKF 14] SKF Group. *SKF Hochgenauigkeitslager der Reihe SSuper-precision bearings*". Techn. Ber. 2014.
- [SKF 23] SKF Group. *Auswahlhilfe für Gleitwerkstoffe und Gleitlagertypen*. Letzter Zugriff am 03.05.2023. 2023. URL: <https://www.skf.com/de/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/principles/type-selection-guides>.
- [Somm14] K. Sommer, H. Rudolf und J. Schöfer. *Verschleißschäden metallischer Werkstoffe - Erscheinungsformen sicher beurteilen*. 2. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [Soon93a] W. Soong und T. Miller. „Theoretical limitations to the field-weakening performance of the five classes of brushless synchronous AC motor drive“. In: *Electrical Machines and Drives, 1993. Sixth International Conference on (Conf. Publ. No. 376)*. 1993, S. 127–132.
- [Soon93b] W. L. Soong. „Design and Modelling of Axially-Laminated Interior Permanent Magnet Motor Drives for Field-Weakening Applications“. Diss. University of Glasgow: University of Glasgow, 1993, S. –.
- [Spac08] G. Spachtholz. „Erweiterung des Leistungsbereichs von Spindellagern“. Diss. WZL RWTH Aachen, 2008.
- [Spec02] B. Spechtel. „Das Verhalten von Wälzlagern unter hohen Winkelbeschleunigungen“. Diss. WZL RWTH Aachen, 2002.
- [Stäu20] Stäubli International AG. *TX200 Sechachs-Roboter*. Letzter Zugriff am 12.03.2023. 2020. URL: <https://www.staubli.com/de-de/robotics/produktprogramm/roboterarme/6-achs-roboter/tx200/>.
- [Ste192] C. P. Steinmetz. „On the Law of Hysteresis“. In: *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers* 9.1 (1892), S. 1–64.

- [Stein96] T. Steinert. „Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig“. Diss. RWTH Aachen, 1996.
- [Tagh14] S. Taghavi und P. Pillay. „A Sizing Methodology of the Synchronous Reluctance Motor for Traction Applications“. In: *IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics* 2 (2014), S. 329–340.
- [Teig13] J. Teigelkötter. *Energieeffiziente elektrische Antriebe*. Springer Vieweg, 2013.
- [Thal08] W. Thaler. „Die elektrische Maschine in der Spindelanwendung“. In: *Seminar: Gestaltung von Spindel-Lagersystemen*. 2008.
- [thys22] thyssenkrupp Steel Europe AG. *Non grain oriented electrical steel powercore*®. Techn. Ber. 2022.
- [thys23a] thyssenkrupp Steel Europe AG. *Einsatzstahl – verschleißfeste Oberfläche und hohe Zähigkeit im Kern*. letzter Zugriff am 31.03.2023. 2023. URL: <https://www.thyssenkrupp-steel.com/de/produkte/warmband/c-stahl/einsatzstahl/einsatzstahl.html>.
- [thys23b] thyssenkrupp Steel Europe AG. *Unlegierter und legierter Vergütungsstahl – hohe Festigkeit und Zähigkeit nach dem Härten für hochbeanspruchte Bauteile*. Letzter Zugriff am 31.03.2023. 2023. URL: <https://www.thyssenkrupp-steel.com/de/produkte/warmband/c-stahl/unlegierter-und-legierter-verguetungsstahl/unlegierter-und-legierter-verguetungsstahl.html>.
- [Timm18] E. H. Timm, M. Schade, S. Rothe, C. Deubner, M. Tasche, M. Estorf und F. Weikard. „Blechschnitt für einen Rotor einer elektrischen Maschine, Rotor für eine elektrische Maschine und elektrische Maschine mit Rotor“. DE. Europäische Patentanmeldung EP3410571A1 (Wolfsburg). Dez. 2018.
- [Tram23] Tramec GmbH. *Wir denken in Fräsköpfen*. letzter Zugriff am 19.03.2023. 2023. URL: [https://www.tramec.net/fileadmin/user\\_upload/download/Produktflyer\\_DE.pdf](https://www.tramec.net/fileadmin/user_upload/download/Produktflyer_DE.pdf).



- 
- [Tsut88] S. Tsutsui, T. Aoyama und I. Inasaki. „Development of Spindle System with an Adjustable Preload Mechanism Using Piezoelectric Actuator“. In: *JSME International Journal* 31.3 (1988), S. 593–597.
- [Tüll99] U. Tüllmann. „Das Verhalten axial verspannter, schnell-drehender Schrägkugellager“. Diss. Aachen: RWTH Aachen, 1999.
- [Uhlm08] E. Uhlmann. *Vorlesung Bearbeitungssystem Werkzeugmaschine, Hauptspindeln*. Vorlesung. Institut für Werkzeugmaschinen und Fabrikbetrieb, Technische Universität Berlin, 2008.
- [Vaga00] A. Vagati, A. Canova, M. Chiampi, M. Pastorelli und M. Repetto. „Design refinement of synchronous reluctance motors through finite-element analysis“. In: *Industry Applications, IEEE Transactions on* 36.4 (2000), S. 1094–1102.
- [Vaga92] A. Vagati, G. Franceschini, I. Marongiu und G. Troglia. „Design criteria of high performance synchronous reluctance motors“. In: *Industry Applications Society Annual Meeting, 1992., Conference Record of the 1992 IEEE*. 1992, 66–73 vol.1.
- [Vaga95] A. Vagati, A. Fratta, G. Franceschini und T. G.P. „Stall-torque capability of brushless and synchronous reluctance motors: a comparison“. In: *Proceedings of the International Intelligent Motion Conference, 27*. Nurnberg: ZM Communications GMBH, 1995, S. 347–353.
- [Vaga96] A. Vagati, A. Fratta, G. Franceschini und P. Rosoo. „AC motors for high-performance drives: a design-based comparison“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 32.5 (Sep. 1996), S. 1211–1219.
- [Vaga98a] A. Vagati, M. Pastorelli, G. Franceschini und S. Petracche. „Design of low-torque-ripple synchronous reluctance motors“. In: *Industry Applications, IEEE Transactions on* 34.4 (Juli 1998), S. 758–765.
- [Vaga98b] A. Vagati. „Synchronous Reluctance Electrical Motor Having a Low Torque Ripple Design“. 5818140. 1998.

- [Ver119] A. Verl, A. Valente, S. Melkote, C. Brecher, E. Ozturk und L. T. Tunc. „Robots in Machining“. In: *CIRP Annals* 68.2. 2019.
- [Voll94] H. Voll. „Gestaltung und Auslegung von Hauptspindeln und deren Lagerungen für Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung technische und ökonomischer Aspekte“. Diss. TU Dresden, 1994.
- [Walt22] WalterTools. *E-Mobilität - Tod oder Treiber der Metallzerspanung?* Letzter Zugriff am 18.03.2023. Walter AG. Jan. 2022. URL: [https://pages.walter-tools.com/whitepaper-e-mobilitaet\\_de.html?utm\\_source=aluminium&utm\\_medium=newsletter&utm\\_campaign=aluminium&utm\\_content=sponsoredcontent](https://pages.walter-tools.com/whitepaper-e-mobilitaet_de.html?utm_source=aluminium&utm_medium=newsletter&utm_campaign=aluminium&utm_content=sponsoredcontent).
- [Walt71] C. T. Walters. „The Dynamics of Ball Bearings“. In: *Journal of Lubrication Technology* 93.1 (1971), S. 1–10.
- [Webe17a] J. Weber, S. Linart und J. Weber. „State of the art and optimization of the energy flow in cooling systems of motorized high-speed spindles in machine tools“. In: *Procedia CIRP* 67 (2017), S. 81–86.
- [Webe19a] M. Weber, M. Helfert, F. Unterderweide, E. Abele und M. Weigold. „Synchronreluktanz-Motorspindeln in Werkzeugmaschinen“. In: *wt Werkstattstechnik online* 109.1/2 (2019), S. 72–80.
- [Webe19b] M. Weber und M. Weigold. „High Speed Synchronous Reluctance Drives for Motor Spindles“. In: *MM Science Journal* (2019), S. 3323–3329.
- [Webe21] M. Weber, F. He, M. Weigold und E. Abele. „Development of a Temperature Strategy for Motor Spindles with Synchronous Reluctance Drive Using Multiple Linear Regression and Neural Network“. In: *Production at the leading edge of technology. WGP 2020. Lecture Notes in Production Engineering*. Hrsg. von B. A. Behrens, A. Brosius, W. Hintze, S. Ihlenfeldt und J. P. Wulfsberg. Berlin, Heidelberg: Springer, 2021, S. 538–548.
- [Webe22] M. Weber, K. Gebert, M. Deffaa, S. Heinz und M. Weigold. „Spindelwelle, Rotorbaugruppe, elektrischer Antrieb und den elektrischen Antrieb aufweisende Werkzeugmaschine“. DE 10 2021 108 813 A1. Okt. 2022.

- 
- [Weck02] M. Weck und F. Butz. „Schrägkugellager - Maschinenelement zur Lagerung schnelldrehender Spindeln“. In: *VDI-Berichte 1706 Gleit- und Wälzlagerungen* (2002), S. 277–308.
- [Weck06] M. Weck und C. Brecher. *Werkzeugmaschinen 2 - Konstruktion und Berechnung*. 8., neu bearbeitete Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [Weck90] M. Weck. *Konstruktion von Spindel-Lager-Systemen für die Hochgeschwindigkeits-Materialbearbeitung*. Expert Verlag, 1990.
- [Weig08] M. Weigold. „Kompensation der Werkzeugabdrängung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern“. Schriftenreihe des PTW: Innovation Fertigungstechnik. Diss. TU Darmstadt, 2008.
- [Weig20] M. Weigold u. a. *Gemeinsamer Schlussbericht zum Projekt PHI-Factory: flexible elektrische Fabriknetzführung - zur systemübergreifenden Steigerung der Energieeffizienz unter den Anforderungen zukünftiger Verteilnetze mit regenerativer Energieerzeugung: Förderbereich: Energieeffizienz in Industrie und Gewerbe, Handel und Dienstleistungen GHD : Laufzeit: 01.12.2016-31.03.2020, Flexible elektrische Fabriknetzführung - zur systemübergreifenden Steigerung der Energieeffizienz unter den Anforderungen zukünftiger Verteilnetze mit regenerativer Energieerzeugung*. Techn. Ber. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, Opel Automobile GmbH, Bosch Rexroth AG, ENTEGA AG, MPDV Mikrolab GmbH, Ökotec GmbH, Software AG, 2020.
- [Weiß21] W. Weißbach. „Handbuch Maschinenbau - Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik“. In: Hrsg. von A. B. und Wolfgang Böge. 24. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021. Kap. Werkstoffprüfung, S. 485–497.
- [Wink18] S. Winkler und R. Werner. „Hochtourige Reluktanzmotoren für den Einsatz als Spindelantriebe“. In: *antriebstechnik* 10 (2018), S. 90–95.

- [Wink19] S. Winkler und R. Werner. *Verluste in synchronen Reluktanzmaschinen am Spannungszwischenkreis-Umrichter*. Techn. Ber. Elektrotechnisches Institut, TU Chemnitz, 2019.
- [Witt17] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek und C. Spura. *Ro-loff/Matek Maschinenelemente*. 23. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [Xiao16] L. Xiaohu, H. Li, Y. Zhang und J. Hong. „Investigation of nonuniform preload on the static and rotational performances for spindle bearing system“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 106 (2016), S. 11–21.
- [Xu91] L. Xu, X. Xu, T. Lipo und D. Novotny. „Vector control of a synchronous reluctance motor including saturation and iron loss“. In: *Industry Applications, IEEE Transactions on* 27.5 (Sep. 1991), S. 977–985.
- [Zhan18] B. Zhang. „Modellierung und hocheffiziente Berechnung der lastabhängigen Eisenverluste in permanentmagneterregten Synchronmaschinen“. Diss. Karlsruher Institut für Technologie, 2018.

## Normen und Richtlinien

- [DIN13-2] *DIN 13-2:1999-11. Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung - Teil 2: Nennmaße für Feingewinde mit Steigungen 0,2 mm, 0,25 mm und 0,35 mm; Gewinde-Nenn Durchmesser von 1 mm bis 50 mm.*
- [DIN14577-1] *DIN EN ISO 14577-1:2015-11. Metallische Werkstoffe - Instrumentierte Eindringprüfung zur Bestimmung der Härte und anderer Werkstoffparameter - Teil 1: Prüfverfahren (ISO 14577-1:2015).*
- [DIN17745] *DIN 17745:2002-09. Knetlegierungen aus Nickel und Eisen - Zusammensetzung.*
- [DIN1804a] *DIN 1804:1971-03. Nutmuttern; Metrisches ISO-Feingewinde.*
- [DIN1804b] *DIN 26281:2010-11. Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer-Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager.*

- 
- [DIN18265] *DIN EN ISO 18265:2014-02. Metallische Werkstoffe - Umwertung von Härtewerten.*
- [DIN20816-3] *DIN ISO 20816-3:2023-04. Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen - Teil 3: Industriemaschinen mit einer Leistung über 15 kW und Betriebsdrehzahlen zwischen 120 U/min und 30000 U/min (ISO 20816-3:2022).*
- [DIN21940-11] *DIN ISO 21940-11:2023-04. Mechanische Schwingungen - Auswuchten von Rotoren - Teil 11: Verfahren und Toleranzen für Rotoren mit starrem Verhalten.*
- [DIN281] *DIN ISO 281:2010-10. Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer.*
- [DIN51524-2] *DIN 51524-2:2017-06. Druckflüssigkeiten - Hydrauliköle - Teil 2: Hydrauliköle HLP, Mindestanforderungen.*
- [DIN5412-1] *DIN 5412-1:2005-08. Wälzlager - Zylinderrollenlager - Teil 1: Einreihig, mit Käfig, Winkelringe.*
- [DIN5483-1] *DIN 5483-1:1983-06. Zeitabhängige Größen; Benennungen der Zeitabhängigkeit.*
- [DIN60034-1] *DIN EN 60034-1:2015-02; VDE 0530-1:2015-02 - Entwurf. Drehende elektrische Maschinen - Teil 1: Bemessung und Betriebsverhalten (IEC 2/1768/CD:2014).*
- [DIN61800-9-2] *DIN EN IEC 61800-9-2:2022-01. VDE 0160-109-2:2022-11 Drehzahlveränderbare elektrische Antriebe - Teil 9-2: Ökodesign für Motorsysteme - Energieeffizienzbestimmung und -klassifizierung (IEC 22G/445/CD:2021).*
- [DIN620-2] *DIN 620-2:1988-02. Wälzlager; Wälzlagertoleranzen; Toleranzen für Radiallager.*
- [DIN620-3] *DIN 620-3:1982-06. Wälzlager; Toleranzen für Axiallager.*
- [DIN623-1] *DIN 623-1:2020-06. Wälzlager - Grundlagen - Teil 1: Bezeichnung, Kennzeichnung.*
- [DIN628-6] *DIN 628-6:1999-07. Wälzlager - Radial-Schrägkugellager Teil 6: Einreihig, Berührungswinkel 15° und 25°.*
- [DIN6507] *DIN EN ISO 6507-1:2018-07. Metallische Werkstoffe - Härteprüfung nach Vickers - Teil 1: Prüfverfahren.*

- [DIN69063-1] *DIN 69063-1:2008-08. Werkzeugmaschinen - Aufnahmen für Kegel-Hohlschäfte - Teil 1: Für Form A und Form C nach DIN 69893, Anschlussmaße.*
- [DIN743] *DIN 743-1:2012-12. Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen.*
- [ISO230-3] *ISO 230-3:2020-11. Prüfregeln für Werkzeugmaschinen - Teil 3: Prüfung des thermischen Verhaltens.*
- [ISO4406] *ISO 4406:2021-01. Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles.*
- [ISOTR17243-1] *ISO TR 17243-1:2014-12. Werkzeugmaschinen­spindeln - Bewertung von Vibrationen an Werkzeugmaschinen­spindeln durch Messung am Spindelgehäuse - Teil 1: Spindeln mit Wälzlagern und integriertem Antrieb die mit Drehzahlen zwischen 600 U/min und 30000 U/min betrieben werden.*
- [VDI2221-1] *VDI 2221-1:2018. Entwicklung technischer Produkte und Systeme - Modell der Produktentwicklung.* 2018.

## Studentische Arbeiten

- [Barr23] M. Barreiro Martin. „Berechnung der Drehzahlfestigkeit von Rotoren elektrischer Antriebe unter Berücksichtigung von plastischer Verformung und Schwingfestigkeit“. Bachelorarbeit. TU Darmstadt, 2023.
- [Bart18] J. Barth. „Analysis of motor spindles available on the market and manufacturer-specific developments in the field of smart motor spindles and additive spindle components“. Bachelorarbeit. TU Darmstadt, 2018.
- [Deff18] M. Deffaa. „Auslegung einer fest angestellten Lagerung für eine Synchron-Reluktanz-Motorspindel“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2018.
- [Ditt19] J. Dittrich. „Festigkeitsnachweis einer Spindelwelle mit HSK-A50-Werkzeugschnittstelle aus den Werkstoffen 16MnCr5 und Ni42“. Bachelorarbeit. TU Darmstadt, 2019.

- [He19] F. He. „Entwicklung eines Regelungskonzepts zur betriebspunktabhängigen Kühlung von Motorspindeln“. Mastertesis. TU Darmstadt, 2019.
- [Pand20] M. Pandikow. „Konzeptionierung und Entwurf einer Regelung zur betriebspunktabhängigen Temperierung von Motorspindeln“. Bachelorthesis. TU Darmstadt, 2020.
- [Webe14] M. Weber. „Aufbau einer Simulationsumgebung für einen Synchron-Reluktanzmotor mittels FEM und Matlab / Simulink“. Bachelorthesis. TU Darmstadt, 2014.
- [Webe17b] M. Weber. „Vergleichende Untersuchung von Lagerbelastungen in Motorspindeln beim trochoidalen und linearen Fräsen“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2017.





# A Anhang

## A.1 Berechnungen zum Einsatzpotenzial von Synchronreluktanzmotoren in Motorspindeln

Für diese Hochrechnung wird ein technisch realisierbarer Leistungs- und Drehzahlbereich für Synchronreluktanzantriebe von maximal 160 kW und 50 000 U/min angenommen (siehe Abbildung 2.6) und mit der Anzahl produzierter Bearbeitungszentren für typische Zerspanungsaufgaben wie Fräsen, Drehen, Bohren und Schleifen im Jahr 2017 verrechnet. Aufgrund der Voruntersuchungen von Sielaff wird ein Energieeinsparpotenzial durch Einsatz der Reluktanz-Antriebstechnologie von 5 % bis 7 % abgeschätzt [Siel17]. Die Gesamtproduktionsstückzahl aller Werkzeugmaschinentypen im Jahr 2017 betrug 122 147 Stück wovon konservativ angenommen 24 548 Stück auf den genannten Leistungs- und Drehzahlbereich entfallen (Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e. V. (VDW) 2018). Das entspricht rund 20 %. Weiterhin werden folgende Angaben zur Berechnung verwendet: Energieverbrauchsanteil einer Motorspindel in einer Werkzeugmaschine von 19 % [Paus09] und durchschnittliche Leistungsaufnahme im Betriebszustand einer Werkzeugmaschine von 9,73 kW. Nach erfolgter Marktanalyse für Katalogspindeln in [Bart18] wird in den neu produzierten Werkzeugmaschinen mit Zahlen des VDW zur Werkzeugmaschinen-Produktion in Deutschland nach Maschinenart aus dem Jahr 2017 ein Asynchronmotoranteil von 69 % für die Hauptspindelantriebe angenommen. Ferner seien ein gleicher S1-Betriebspunkt unter Last und ausschließlich einspindlige Werkzeugmaschinen betrachtet. Damit ergibt sich eine durchschnittliche Leistungseinsparung je Motorspindel bei Betrachtung von einspindligen Maschinen von:

$$9,73 \text{ kW} \cdot 19 \% \cdot 7 \% = 0,13 \text{ kW.} \quad (\text{A.1})$$

Die Leistungseinsparung pro Jahr bei neu in Verkehr gebrachten Werkzeugmaschinen durch Substitution von ASM durch SynRM in dem angenommenen Drehzahl- und Leistungsbereich könnte folglich bis zu 3,2 GW betragen. Die Maschinenlaufzeit als Spanabhebungszeit im Betriebszustand „Working“ betrage inklusive der Abschätzungen zu Stillstands- und Wartungszeiten rund 27 % bei einer mittleren Serienfertigung im 2-Schicht-Betrieb mit 248 Pro-

duktionstagen im Jahr rund 1071 Stunden pro Jahr pro Maschine [Brec10]:

$$2 \cdot 8 \text{ h/d} \cdot 248 \text{ d/a} \cdot 27 \% = 1071 \text{ h/a.} \quad (\text{A.2})$$

Daraus ergibt sich die Energieeinsparung pro Jahr pro Maschine zu:

$$0,13 \text{ kW} \cdot 1071 \text{ h/a} = 139 \text{ kWh/a.} \quad (\text{A.3})$$

Für die betrachtete Menge von 16 938 Stück an Werkzeugmaschinen mit SynRM ergibt sich somit eine Energieeinsparung von rund 2,4 GWh bzw. 2,4 Mio.kWh pro Jahr für den deutschen Werkzeugmaschinenmarkt aufgrund neu in Verkehr gebrachter Werkzeugmaschinen. Bei einem derzeitigen Industriestrompreis von 40,11 Cent/kWh [Heid23] folgt eine Kostenersparnis von rund 56 €/Jahr pro Maschine:

$$40,11 \text{ Cent/kWh} \cdot 139 \text{ kWh/a} = 55,85 \text{ €/a.} \quad (\text{A.4})$$

Mit einem Industriestrompreis vor dem Krieg in der Ukraine mit durchschnittlich 19,19 Cent/kWh in den Jahren 2019 bis 2021 [Heid23] folgt eine jährliche Kostenersparnis von 10,71 €:

$$19,19 \text{ Cent/kWh} \cdot 139 \text{ kWh/a} = 10,71 \text{ €/a.} \quad (\text{A.5})$$

## A.2 Toleranzklassen und Passungswahl für schnelldrehende Motorspindeln

In Tabelle A.1 sind die Toleranzen der Lagersitze für die Umbauteile Welle und Lagerdeckel der in dieser Arbeit betrachteten Motorspindel angegeben.

## A.3 Auslegung der elastischen Federvorspannkraft

Die Bestimmung der erforderlichen Mindest-Federvorspannkraft orientiert sich am Vorgehen aus [SKF 12, S. 209 ff.]. Die Vorspannkraft bemisst sich anhand ihrer Auswirkung auf die Steifigkeit, Lebensdauer und Betriebssicherheit im Betrieb. Die Vorspannkraft muss anhand des kalten Zustands im Montagefall für die Einbauanstellung der Lager überprüft werden. Es gilt, dass eine Mindestbelastung bei schnelllaufenden Spindel-Schräggugellagern in Tandem-Anordnung, insbesondere für Anwendungen mit abrupten Beschleunigungsvorgängen oder schnellen Lastrichtungswechseln vorliegen muss.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>siehe 3.1.5, S. 42 und 3.1.7, S. 49

Tabelle A.1: Toleranzklassen und Passungenwahl für hochgenaue Spindellager – ein Auszug, Werte aus [HQW18; GMN 23c]

Toleranzen (Alle Angaben in $\mu\text{m}$ )		d in mm		P4		P4S/ P4+/ P4A		P2		HG		UP	
		über	bis	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.
<b>Innenring-Toleranzen</b>													
Abweichung des Bohrungsdurchmessers	$\Delta d_{\text{mp}} / \Delta d_{\text{d}}$	30	50	0	-6	0	-6	0	-2,5	0	-5	0	-3
		50	80	0	-7	0	-7	0	-4	0	-5	0	-4
Rundlauf des Innenrings am zusammengebauten Lager (Radialschlag)	$K_{\text{ia}}$	30	50	4		2,5		2,5		2		2	
		50	80	4		2,5		2,5		3		2	
Planlauf der Stirnseite in Bezug auf die Bohrung (Seitenschlag)	$S_{\text{d}}$	30	50	4		1,5		1,5		4		2	
		50	80	5		1,5		1,5		4		2	
<b>Wellen-Toleranzen (Form- und Lagetoleranzempfehlung nach DIN EN ISO 1101)</b>													
Abweichung des Wellendurchmessers	Abmaße für Übermaße	30	50	+7	+1	+7	+1	+4	+1	+4	0	+4	0
		50	80	+8	+1	+8	+1	+5	+1	+4	0	+4	0
Rundlauf der Welle (Konzentrität)		30	50	2		1,5		1,5		1,7		1,7	
		50	80	2		1,5		1,5		2		2	
Planlauf der Stirnseite in Bezug auf die Welle		30	50	2		0,8		0,8		1,7		1,7	
		50	80	2,5		0,8		0,8		2		2	
<b>Außenring-Toleranzen</b>													
Abweichung des Außendurchmessers	$\Delta D_{\text{mp}} / \Delta D_{\text{d}}$	50	80	0	-7	0	-7	0	-4	0	-4	0	-4
		80	120	0	-8	0	-8	0	-5	0	-4	0	-4
Rundlauf des Außenrings am zusammengebauten Lager (Radialschlag)	$K_{\text{ea}}$	50	80	5		4		4		3		3	
		80	120	6		5		5		3		3	
Schwankung der Neigung der Mantellinie, bezogen auf die Bezugsseitenfläche (Seitenschlag)	$S_{\text{D}}$	50	80	4		1,5		1,5		4		2	
		80	120	5		2,5		2,5		5		2,5	
<b>Gehäuse-Toleranzen (Form- und Lagetoleranzempfehlung nach DIN EN ISO 1101)</b>													
Abweichung der Gehäusebohrung	Abmaße für leichtes Spiel	50	80	+8	+1	+8	+1	+5	+1	+5	0	+5	0
		80	120	+9	+1	+9	+1	+6	+1	+6	0	+6	0
Rundlauf der Gehäusebohrung (Konzentrität)		50	80	2,5		2		2		2		2	
		80	120	3		2,5		2,5		2,5		2,5	
Planlauf der Stirnseite in Bezug auf die Gehäusebohrung		50	80	2,5		2		2		2		2	
		80	120	3		2,5		2,5		2,5		2,5	

Die Mindestbelastung für Lager in Tandem-Anordnung ergibt sich näherungsweise aus [SKF 12, S. 414]:

$$F_{a,m} = k_a \cdot \frac{2C_0}{1000} \cdot \left( \frac{n d_m}{100000} \right)^2. \quad (\text{A.6})$$

Hierin sind  $C_0$  die statische Tragzahl des Einzellagers in N,  $k_a$  der Minimallastfaktor,  $n$  die Betriebsdrehzahl  $d_m$  der mittlere Lagerdurchmesser. In den Lagerkatalogen der bekannten Hersteller sind jedoch keine Minimallastfaktoren für die Lagerbaureihe der hier ausgewählten Axial-Schräggugellager für die Spindelanwendung zu finden. Lediglich eine Orientierung bietet [SKF 12, S. 414] mit  $k_a = 1,2$  für Universallager. Da dies auf deutlich zu hohe Werte in diesem Fall führt, müsste der Faktor viel geringer für eine realistische Abschätzung sein. Daher wird ein weiterer Ansatz zur Bemessung der Vorspannkraft gewählt.

Für das allgemeine Vorgehen wird zunächst ein vereinfachtes Modell der Motorspindel in elastischer Lageranstellung aufgestellt, siehe Abbildung A.1. Hierin ist  $K_a$  die äußere Axialkraft, welche im Fräsprozess von außen als Zugkraft auf die Welle laut Anforderungsliste in Tabelle 4.1 mit maximal 1500 N wirkt. Die zugehörige Radialkraft an der Plananlage darf 600 N nicht überschreiten. Es liegt faktisch ein Zwei-Massenschwinger bestehend aus Los-

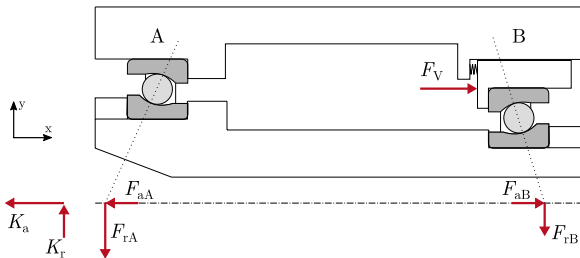


Abbildung A.1: Vereinfachtes Spindelmodell in elastischer Lageranstellung mit Lagerkräften  $F_A$  und  $F_B$ , äußerer Axialkraft  $K_a$  und Vorspannkraft  $F_V$

lagerbuchse und Spindelwelle vor, wobei diese durch die Lagersteifigkeit an der Lagerstelle B miteinander gekoppelt sind. Das Freischneiden der Spin-

delwelle führt auf die Gleichungen des Kräftegleichgewichts in axialer und radialer Richtung im Belastungsfall mit  $|F_{rA}| \geq |F_{rB}|$  und  $|K_a| \geq 0$ :

$$x : 0 = -K_a - F_{aA} + F_{aB}, \quad (\text{A.7})$$

$$y : 0 = K_r - F_{rA} - F_{rB}. \quad (\text{A.8})$$

Der Kräftesatz an der Loslagerbuchse in axialer Richtung führt auf die Beziehung:

$$x : 0 = F_V - F_{aB} \quad (\text{A.9})$$

Vereinfachend wird die äußere Radialkraft  $K_r$  der Radialkraft an der Lagerstelle A  $F_{aA}$  zugeschlagen, da auch in der Realität die Radialkraft an Lagerstelle B kaum eine Änderung durch die äußere Radialkraft erfährt. Dadurch vereinfacht sich Gleichung A.8 zu:

$$F_{rA} = K_r \quad (\text{A.10})$$

Es gilt, dass die axiale Lagervorspannkraft so groß sein muss, dass bei maximaler Radialkraftbelastung stets mindestens die Hälfte der Wälzkörper belastet sind. Für Axial-Schräggugellager gilt [Niem05]:

$$F_a \geq R \cdot F_r = 1,22 \cdot \tan \alpha \cdot F_r. \quad (\text{A.11})$$

Der Faktor  $R$  bemisst sich an den inneren Berührungsverhältnissen im Schräggugellager und wird allgemein nach [SKF 12, S. 415 ff.] oder hier im Speziellen nach [Niem05] in Abhängigkeit des Nenndruckwinkels  $\alpha$  bestimmt. Es gilt, dass die äußere Axialkraft  $K_a$  maximal so groß, wie die axiale Abhebekraft des Lagers an der Stelle A  $K_{aE}$  sein darf:

$$|K_a| \leq |K_{aE}|. \quad (\text{A.12})$$

Dies bedeutet praktisch, dass die Kugeln aus der Laufbahn über die Lager Schulter am Innenring springen können. Bereits bei Belastungen mit überwiegender Axialkräften kleiner als die Abhebekraft liegen ungünstige Abrollverhältnisse der Kugeln im entlasteten Lager vor, wodurch es zu Laufgeräuschen, zur Unterbrechung des Schmierfilms oder zu erhöhter Käfigbeanspruchung kommen kann [SKF 12, S. 418]. In diesem kritischen Fall erfährt die lastabgewandte Lagerstelle B nahezu die gesamte Axialbelastung. Daraus resultiert die Vorgabe, dass die elastische Vorspannkraft  $F_V$  stets größer als die maximale äußere Axialkraft plus ein Kraftanteil aus der zusätzlich wirkenden

Radialkraft an Lagerstelle A bei Axial-Radial-Kraftkopplung im Schrägkugellager sein muss. Dies ist ersichtlich durch Umstellen der Gleichung A.7 nach  $F_{aB}$ :

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a \quad (\text{A.13})$$

Durch Einsetzen von Gleichung A.11 in Gleichung A.13 ergibt sich damit die Forderung für die Federvorspannkraft zu:

$$F_V \geq F_{aB} = R \cdot F_{rA} + K_a = R \cdot K_r + K_a. \quad (\text{A.14})$$

Einsetzen der Werte für die Variablen führt auf die Bedingung, dass die Vorspannkraft mindestens 1841 N betragen sollte. Aus den Anforderungen resultiert eine hohe Vorspannung. Zusätzlich muss die Vorspannung elastische Federungseffekte in den Lagern und in den Umgebungsbauteilen im Kraftfluss kompensieren. Es wird eine Reihenschaltung der Lagersteifigkeit und der Vorspannfedersteifigkeit an der Lagerstelle B angenommen. Für die Tandem-Anordnung der Lager sind jeweils die Einzellagersteifigkeiten für hohe Vorspannung mit dem Faktor 2 für eine Parallelschaltung der Lagersteifigkeiten zu multiplizieren.

$$F_V \geq F_{aB} \cdot \left(1 + \frac{c_B}{c_A}\right) = F_{aB} \cdot \left(1 + \frac{\frac{c_V \cdot c_{L,B}}{c_V + c_{L,B}}}{c_{L,A}}\right). \quad (\text{A.15})$$

Durch Einsetzen der Werte aus Tabelle A.2 zeigt sich jedoch, dass die Änderung weniger als ein Promille ausmacht.

Tabelle A.2: Werte der ausgewählten Lager für die HSC-SynRM zur Bemessung der Federvorspannkraft [SKF 14; FAG18]

Lagerstelle	A			B		
Lagerauswahl (Tandem-Anordnung)	SKF-71911	ACE/HCP4A		FAG-HCB71910-E-T-P4S		
Dyn. Tragzahl $C$ [kN]	14,6			18,6		
Stat. Tragzahl $C_0$ in kN	10,2			10,8		
	L	M	H	L	M	H
Vorspannkraft $F_V$ in N	53	208	447	40	229	542
Abhebekraft $K_{aE}$ in N	157	654	1487	115	671	1626
Axiale Steifigkeit $c_L$ in $N/\mu\text{m}$	93	167	230,4	79,7	147,9	205,3

Das Ergebnis der Vorauslegung wird mittels der Software MESYS anhand des Spindelmodells überprüft. Die Variation des Parameterwerts für die Federsteifigkeit bei konstanter Anfangsauslenkung  $\delta$  deutet auf eine optimale

Federsteifigkeit von  $c_V = 300 \text{ N/mm}$  hin, was bei konstanter Wegvorspannung von  $\delta = 5,25 \text{ mm}$  zu einer Vorspannkraft von  $F_V = 1575 \text{ N}$  führt. Die Bewertung erfolgt anhand der Kriterien eines Bohr- zu Roll-Verhältnisses von  $\leq 0,3$  und einer Flächenpressung von  $800 \text{ N/mm}^2 \leq p_{\max} < 2000 \text{ N/mm}^2$ , um zum einen möglichst geringe Bohranteile und zum anderen ausreichende Flächenpressung für alle Lager zu gewährleisten. Dies sichert eine bestmögliche Spindellagerkinematik im Betriebsfall ab.

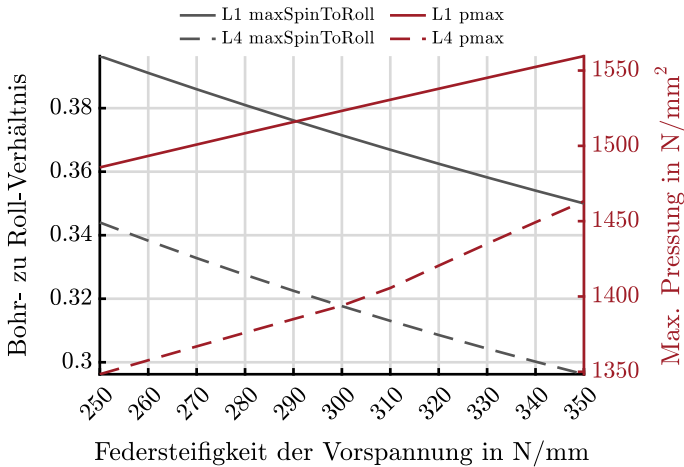


Abbildung A.2: Vorspannung

## A.4 Analytisches Modell des Spindel-Lager-Systems

In diesem Abschnitt wird ein analytisches Modell der Motorspindel in Tandem-O-Tandem in Anlehnung an [Gasc02, S. 102 ff.] entwickelt, um die erste radiale biegekritische Eigenfrequenz abzuschätzen, welche für die Auslegung als Maß zur Bestimmung der maximalen Betriebsdrehzahl dient. Ausgehend vom ungedämpften Laval-Rotor mit masseloser biegeelastischer Welle und einfach besetzter massebehafteter Scheibe kann das rotordynamische Verhalten einer Motorspindel vereinfacht analytisch modelliert werden. Das mechanische Modell ist in Abbildung A.3 schematisch dargestellt.

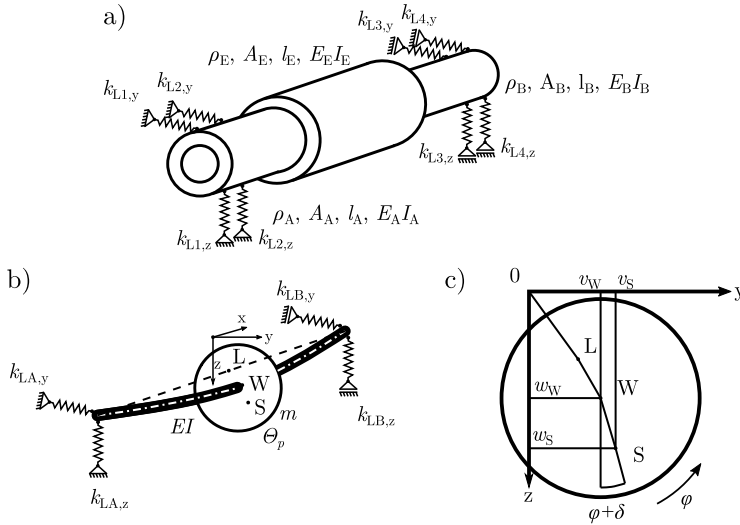


Abbildung A.3: Modellierung der Motorspindel als Laval-Rotor in isotroper Lagerung

Es wird eine isotrope Lagerung in die radialen Raumrichtungen  $y$  und  $z$  angenommen, da die verschiebungsabhängigen Lagersteifigkeiten im Vergleich zur resultierenden Verschiebungsänderung durch die wirkende Gewichtskraft im stationären Fall und ohne äußere Lasten sehr groß sind. Es gilt:

$$k_{L,y} = k_{L,z} = k_L \quad (\text{A.16})$$

Die Tandem-Lagerungen an den Lagerstellen A und B werden als parallele Federschaltungen modelliert, wobei die Lagersteifigkeiten an den Lagerstellen A und B entsprechend der Wälzlagerauswahl unterschiedlich sind. Das Tandem-Lagerpaar besitzt jeweils die gleiche radiale Lagersteifigkeit mit:

$$k_{L1} = k_{L2} \text{ und } k_{L3} = k_{L4} \quad (\text{A.17})$$

Die Steifigkeiten der Lagerstellen A und B sind wiederum parallel und schließlich in Reihe zur Biegesteifigkeit der Spindelwelle geschaltet. Die Lagersteifigkeit in  $z$ -Richtung - respektive  $y$ -Richtung - berechnet sich aus:

$$k_{L,z} = k_{LA,z} + k_{LB,z} \quad (\text{A.18})$$



Die Gesamtsteifigkeit des Spindel-Lager-Systems in beide radiale Raumrichtungen berechnet sich äquivalent nach:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_L} + \frac{1}{k_w} \quad (\text{A.19})$$

Die Biegesteifigkeit der Spindelwelle berechnet sich aus der Biegelinie des statisch bestimmt gelagerten Biegebalkens nach der Theorie von Bernoulli mit mittigem Angriffspunkt der Kraft  $F = G = m \cdot g$ , maximaler Auslenkung  $w_{\max}$  und konstanter Biegesteifigkeit  $EI$ , siehe Abbildung A.4:

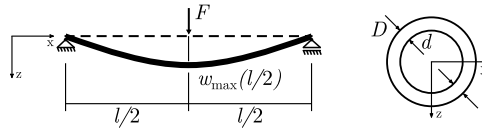


Abbildung A.4: Modell des beidseitig gelenkig gelagerten Biegebalkens nach Bernoulli

$$EI \cdot w_{\max} \left( \frac{l}{2} \right) = \frac{Fl^3}{48} \Rightarrow k_w = \frac{F}{w_{\max} \left( \frac{l}{2} \right)} = \frac{48EI}{l^3}. \quad (\text{A.20})$$

Das Spindelsystem in Abbildung A.3 a) ist in drei Segmente A, E und B unterteilt. Für jedes Wellensegment werden die Querschnittsfläche des Hohlzylinders  $A$ , das Flächenträgheitsmoment  $I$  und die Masse  $m$  anhand der Dichte des Werkstoffs  $\rho$  berechnet. Die Biegesteifigkeit der Spindelwelle berechnet sich aus dem über die Länge des Segments gewichteten mittleren E-Modul  $E$  und Flächenträgheitsmoment  $I$ :

$$E = \frac{l_A \cdot E_A + l_E \cdot E_E + l_B \cdot E_B}{l_A + l_E + l_B}, \quad (\text{A.21})$$

$$I = \frac{l_A \cdot I_A + l_E \cdot I_E + l_B \cdot I_B}{l_A + l_E + l_B}. \quad (\text{A.22})$$

Der Ansatz lässt sich allgemein für eine feinere Unterteilung der Welle in  $n$  Segmente wie folgt formulieren mit  $i \in \mathbb{N}$ :

$$\bar{E} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n l_i} \cdot \sum_{i=1}^n E_i \cdot l_i, \quad (\text{A.23})$$

$$\bar{I} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n l_i} \cdot \sum_{i=1}^n I_i \cdot l_i. \quad (\text{A.24})$$

Das Flächenträgheitsmoment  $I$  um die radiale y-Achse berechnet sich für einen Hohlwelle mit Kreisringquerschnitt aus:

$$I = \frac{A}{4} \left( \left( \frac{D}{2} \right)^2 + \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right). \quad (\text{A.25})$$

Die Querschnittsfläche  $A$  für einen Kreisringquerschnitt berechnet sich anhand:

$$A = \pi \left( \left( \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right). \quad (\text{A.26})$$

Durch Einsetzen der (A.26) in (A.25) ergibt sich das Flächenträgheitsmoment vereinfacht zu:

$$I = \frac{\pi}{4} \left( \left( \frac{D}{2} \right)^4 - \left( \frac{d}{2} \right)^4 \right). \quad (\text{A.27})$$

Die Exzentrizität  $\epsilon$  des Massenschwerpunkts wirkt als erzwungene Schwingungsanregung, welche mit der Welle umläuft:

$$\epsilon = |\epsilon| \cdot e^{i\delta}. \quad (\text{A.28})$$

Die Rotorumlaufgeschwindigkeit beträgt  $\dot{\varphi}$  im Gegenurzeigersinn (siehe Abbildung A.3 c)). Die Bewegungsgleichungen in festen Koordinaten leiten sich aus dem Kräfte- und Momentensatz sowie der kinematischen Beziehung bezogen auf den Scheibenschwerpunkt S ab. Der Kräftesatz an der freigeschnittenen starren Scheibe ergibt:

$$m \ddot{v}_S = -F_{k_z} + G, \quad (\text{A.29})$$

$$m \ddot{w}_S = -F_{k_y} \quad (\text{A.30})$$

mit den elastischen Rückstellkräften aus der Parallel- und Reihenschaltung der Lager- und Wellensteifigkeit mit Kraftangriffspunkt am Wellendurchstoßpunkt W

$$F_{k_z} = k \cdot w_W, \quad (\text{A.31})$$

$$F_{k_y} = k \cdot w_W \quad (\text{A.32})$$

und der Gewichtskraft

$$G = m \cdot g. \quad (\text{A.33})$$

Der Momentensatz um den Scheibenschwerpunkt liefert mit der Momentenwirkung aus dem Produkt der Exzentrizität und den wirkenden Lagerkräften:

$$\Theta_P \ddot{\varphi} = M_A + |\varepsilon| \cdot \cos(\varphi + \delta) F_{k_y} - |\varepsilon| \cdot \sin(\varphi + \delta) F_{k_z}. \quad (\text{A.34})$$

Die Koordinatentransformation zwischen der Darstellung der Gleichungen bezogen auf den Scheibenschwerpunkt und Wellendurchstoßpunkt lautet:

$$w_S = w_W + |\varepsilon| \cos(\varphi + \delta), \quad (\text{A.35})$$

$$v_S = v_W + |\varepsilon| \sin(\varphi + \delta). \quad (\text{A.36})$$

Die Bewegungsgleichungen in Koordinaten des Wellendurchstoßpunktes lauten:

$$m \ddot{w}_W + k_{(z)} w_W = -m |\varepsilon| [\cos(\varphi + \delta)]'' + m g, \quad (\text{A.37})$$

$$m \ddot{v}_W + k_{(y)} v_W = -m |\varepsilon| [\sin(\varphi + \delta)]''; \quad (\text{A.38})$$

$$\Theta_P \ddot{\varphi} = M_A + k_{(y)} \cdot |\varepsilon| [v_W \cos(\varphi + \delta)] - k_{(z)} \cdot |\varepsilon| [w_W \cdot \sin(\varphi + \delta)] \quad (\text{A.39})$$

Die Bewegungsgleichungen in Koordinaten des Scheibenschwerpunktes lauten:

$$m \ddot{w}_S + k_{(z)} w_S = k_{(z)} |\varepsilon| \cos(\varphi + \delta) + m g, \quad (\text{A.40})$$

$$m \ddot{v}_S + k_{(y)} v_S = k_{(y)} |\varepsilon| \sin(\varphi + \delta), \quad (\text{A.41})$$

$$\Theta_P \ddot{\varphi} = M_A + k_{(y)} |\varepsilon| \cos(\varphi + \delta) \cdot [v_S - |\varepsilon| \sin(\varphi + \delta)] \quad (\text{A.42})$$

$$- k_{(z)} |\varepsilon| \sin(\varphi + \delta) \cdot [w_S - |\varepsilon| \cos(\varphi + \delta)] \quad (\text{A.43})$$

$$= M_A + k_{(y)} |\varepsilon| \cdot v_S \cos(\varphi + \delta) - k_{(z)} |\varepsilon| \cdot w_S \sin(\varphi + \delta). \quad (\text{A.44})$$

Für den hiesigen Fall der isotropen Lagersteifigkeiten gilt:

$$\Theta_P \ddot{\varphi} = M_A + k |\varepsilon| \cdot [v_S \cos(\varphi + \delta) - w_S \sin(\varphi + \delta)]. \quad (\text{A.45})$$

Für die Betrachtung stationärer Drehzahlzustände ergibt sich mit  $\ddot{\varphi} = 0$  und  $\dot{\varphi} = \Omega$  für die Bewegungsgleichung des Wellendurchstoßpunktes:

$$m \ddot{w}_W + k_{(z)} w_W = m |\varepsilon| \Omega^2 \cdot \cos(\Omega t + \delta) + m g \quad (\text{A.46})$$

$$m \ddot{v}_W + k_{(y)} v_W = m |\varepsilon| \Omega^2 \cdot \sin(\Omega t + \delta), \quad (\text{A.47})$$

und für die Bewegungsgleichungen in Koordinaten des Schwerpunktes folgt:

$$m \ddot{w}_S + k_{(z)} w_S = k_{(z)} |\varepsilon| \cos(\Omega t + \delta) + m g, \quad (\text{A.48})$$

$$m \ddot{v}_S + k_{(y)} v_S = k_{(y)} |\varepsilon| \sin(\Omega t + \delta). \quad (\text{A.49})$$

Eine wichtige Größe ist die Kennkreisfrequenz  $\omega_0$  zur Abschätzung der biegekritischen Drehzahl  $n_{\text{krit}}$  des Spindel­systems:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi f_0 \text{ mit } n_{\text{krit}} = \frac{60}{2\pi} \omega_0 \text{ in U/min.} \quad (\text{A.50})$$

## A.5 Berechnungsablauf zur analytischen SynRM-Vorauslegung

Der Berechnungsablauf ist der Arbeit von [Siel17] entnommen und ist schematisch in den Abbildungen A.5 und A.6 dargestellt. Das Auslegungsprogramm ist in der Software MATLAB<sup>®</sup> von MATHWORKS umgesetzt. Zunächst erfol-

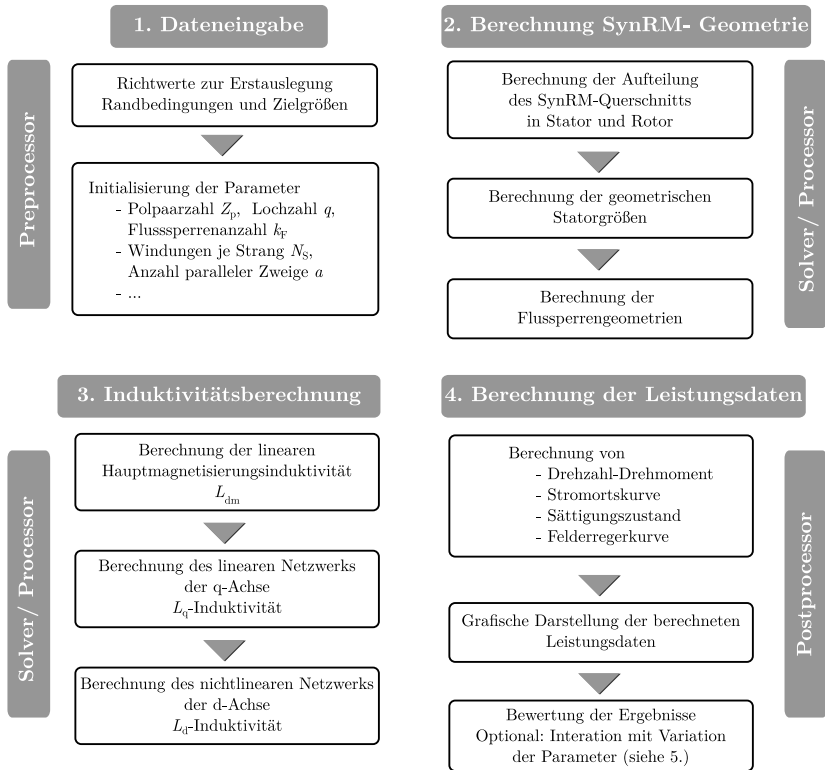


Abbildung A.5: Schematische Darstellung der Schritte 1 bis 4 zur Erstellung des SynRM-Entwurfsdesigns; Abbildung aus [Siel17, S. 69, S. 78]

gen in Schritt 1 die Eingaben der festgelegten Randbedingungen und der Zielgrößen für die Erstausslegung. Im zweiten Schritt erfolgt die Aufteilung des im Querschnitt zur Verfügung stehenden Bauraums in Stator und Rotor. Das Programm kann dahingehend abgeändert werden, dass ausgehend von

definierten Statorgeometrien eine bestmögliche SynRM-Rotorgeometrie entworfen wird. Iterativ erfolgt die Anpassung in Abhängigkeit von den Parametern Polpaarzahl  $Z_p$ , Jochhöhe  $h_y$  und Nuthöhe  $h_s$  sowie der Wicklungskonfiguration. Die Wicklungskonfiguration ist beschrieben durch eine gesehnte Zweischichtwicklung [Bind12, S. 71 ff.] mit parallelen Spulengruppen  $a$ , der Strangwindungszahl  $N_S$  und der Spulenwindungszahl  $N_c$  gemäß dem Zusammenhang:

$$N_S = \frac{2Z_p q N_c}{a} \quad (\text{A.51})$$

Im Anschluss wird die Flusssperrengeometrie in Anlehnung an den natürlichen magnetischen Feldlinienverlauf im geometrisch definierten Vollmaterialläufer in Abhängigkeit von den Parametern für die Flusssperrenanzahl  $k_F$  und der parametrischen Modellbildung der Flusssperre nach [Mogh11] und [Love00] ermittelt. Wesentlich hierfür ist der Spreizwinkel der Polgabel und die Verteilung der Flusssperrenenden am Rotorausendurchmesser für eine niedrige Drehmomentwelligkeit. Diese Regelgeometrie reduziert die Anzahl beschreibender Modellparameter, vereinfacht die Möglichkeit zur Integration von Permanentmagneten in standardisierter, fertigungstechnisch einfach herstellbarer Quaderform und ermöglicht die Überführung der Auslegungsgeometrie in ein parametrisches CAD-Modell im letzten Schritt der Entwurfsauslegung.

Die Leistungsdaten werden in Schritt 4 unter Berücksichtigung von Sättigung in der d-Achse berechnet. Hierzu erfolgt eine Parameteridentifikation der nichtlinearen Induktivität  $L_d$  anhand eines Reluktanz-Netzwerks nach der Methode von [Love00]. Die Sättigung in der q-Achse wird vernachlässigt, da sie sehr gering ist im Vergleich zum Wert der linearen Induktivität  $L_q$ . Zur Optimierung der Leistungsdaten schließen sich weitere Iterationszyklen mit Parametervariationen an. Der Vorteil der analytischen Vorauslegung ist der kurze Zeitbedarf für eine Variantenberechnung, sodass innerhalb kürzester Zeit eine Vielzahl an SynRM-Varianten erstellt und leistungstechnisch anhand der Zielgrößen Drehmoment, Wirkungsgrad, Leistungsfaktor und elektrischer Leistungsbedarf verglichen werden können. Zuletzt wird ein Parametersatz zur Ableitung des parametrischen Modells in eine CAD-Geometrie erstellt, die es ermöglicht, die Auslegungsgeometrie zur Detailauslegung mittels FE-Analyse in ANSYS MAXWELL<sup>®</sup> zu überführen.

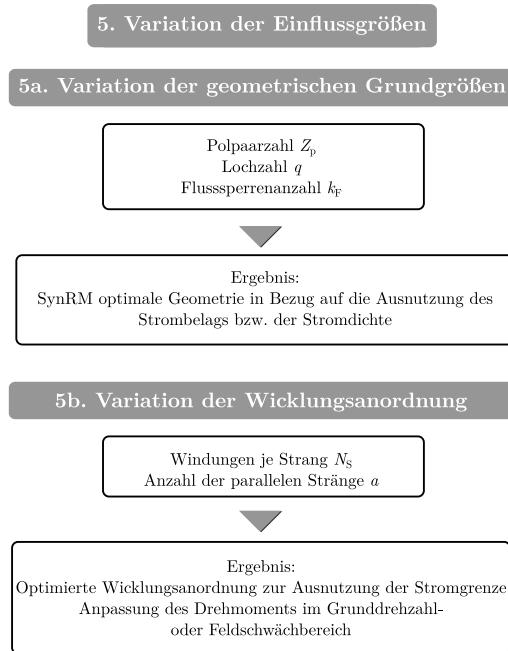


Abbildung A.6: Schematische Darstellung des 5. Schritts zur Erstellung des SynRM-Entwurfsdesigns; Abbildung aus [Siel17, S. 80]

## A.6 Statistische Versuchsplanung zur Auslegung optimierter SynRM-Rotoren

In Tabelle A.3 sind die Faktoren und deren Faktorstufen aufgeführt. In Tabelle A.4 ist der durchgeführte ONE-FACTOR-AT-A-TIME-Versuchsplan (OFAT) dargestellt. Es werden nicht alle möglichen Versuche durchgeführt, da es physikalisch-technisch nicht praktikable Ausführungen gibt. Es sei angenommen, dass sich die Veränderung einzelner Faktorstufen unabhängig von den anderen Faktoren auf die Zielgröße auswirkt. Die Berechnungen in den Zeilen 1 bis 9 dienen der Untersuchung des Einflusses der Anzahl der Flusssperren auf das Drehmoment. Des Weiteren werden mit den Faktorstufenkombinationen in den Zeilen 10 bis 23 der Einfluss der effektiven Eisenlänge und des minimalen Rotorinnendurchmessers auf die Zielgrößen betrachtet. In den Zeilen 24 und 25 wird der Faktor der Strangwindungszahl in mehreren Stufen variiert.

Tabelle A.3: Faktoren und Faktorstufen für die analytische Berechnung der Rotorgeometrie bei gegebener Statorgeometrie

Benennung		Symbol	Einheit	Faktorstufen		
			-1	0	1	
A	Statorgeometrie			135/6	130/6	135/4
B	Anzahl der Flussperren	$k_F$		2	3	4
C	Strangwindungszahl	$N_S$		vorgegeben	variiert	
D	effektive Eisenlänge	$l_{Fe}$	mm	100	150	200
E	minimaler Rotorinnendurchmesser	$d_{R,i}$	mm	45	50	55

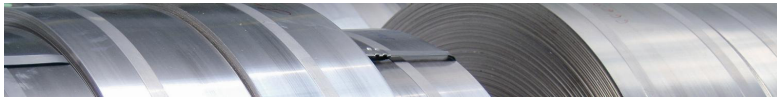
Tabelle A.4: Versuchsplan für die analytische Berechnung einer optimalen Rotorgeometrie bei gegebener Statorgeometrie

Versuch	A	B	C	D	E
1	-1	-1	-1	0	-1
2	-1	0	-1	0	-1
3	-1	1	-1	0	-1
4	0	-1	-1	0	-1
5	0	0	-1	0	-1
6	0	1	-1	0	-1
7	1	-1	-1	0	-1
8	1	0	-1	0	-1
9	1	1	-1	0	-1
10	0	0	-1	-1	-1
11	0	0	-1	1	-1
12	0	0	-1	0	0
13	0	0	-1	0	1
14	0	-1	-1	-1	-1
15	0	-1	-1	1	-1
16	0	-1	-1	0	0
17	0	-1	-1	0	1
18	0	1	-1	-1	-1
19	0	1	-1	1	-1
20	0	1	-1	0	0
21	0	1	-1	0	1
22	0	0	-1	1	0
23	0	0	-1	1	1
24	0	0	0	0	-1
25	1	0	0	0	-1



# A.7 Werkstoffdaten des Elektrobands NO20HS

C.D. Wälzholz



## Werkstoffdatenblatt Elektroband

Material data sheet Electrical steel strip

**NO20 HS** nach EN 10303

NO20 HS acc. EN 10303

### Magnetische Werte

Magnetic values

	P 1,0 <sub>50Hz</sub> [W/kg]	P 1,5 <sub>50Hz</sub> [W/kg]	P 1,0 <sub>400Hz</sub> [W/kg]	P 1,0 <sub>700Hz</sub> [W/kg]	P 1,0 <sub>1000Hz</sub> [W/kg]
Mittelwert mean value	<b>1,09</b>	<b>2,80</b>	<b>13,01</b>	<b>27,91</b>	<b>48,71</b>
min.	1,04	2,66	12,36	26,51	46,27
max.	1,14	2,94	13,66	29,31	51,15

	J 2500 [T]	J 5000 [T]	J 10000 [T]		
Mittelwert mean value	<b>1,51</b>	<b>1,59</b>	<b>1,73</b>		
min.	1,49	1,57	1,70		
max.	1,54	1,62	1,75		

### Mechanische Werte

Mechanical values

	Rm [N/mm <sup>2</sup> ]	Rp0,2 [N/mm <sup>2</sup> ]	A80 [%]	HV	
Mittelwert mean value	<b>560</b>	<b>440</b>	<b>19</b>	<b>210</b>	
min.	500	420	16	180	
max.	590	490	23	215	

Die hier angegebenen magnetischen Kennwerte sind als typische Produktionswerte anzusehen und können nicht garantiert werden.  
The above listed magnetic properties should be considered only as typical production values, and can not be guaranteed.

Anisotropie max. [%] Anisotropy max. [%]	± 17
Stapelfaktor min. Stacking factor min.	0,93
Biegezahl min. Number of bends min.	2
Dichte [kg-dm <sup>3</sup> ] Density [kg-dm <sup>3</sup> ]	7,60

Wärmeleitfähigkeit [W/mK] Thermal conductivity max. [W/mK]	19,2

Ansprechpartner / contact person : Daniel Dunker  
 Telefon / phone : +49(0) 2331-964-2412  
 E-Mail / e-mail : ddunker@cdw.de

C.D. Wälzholz KG / Feldmühlenstr. 55 / 58093 Hagen / Deutschland / www.cdw.de

Stand: 2014

Abbildung A.7: Werkstoffdatenblatt des Elektrobands NO20HS, Bildquelle: C.D. Wälzholz KG

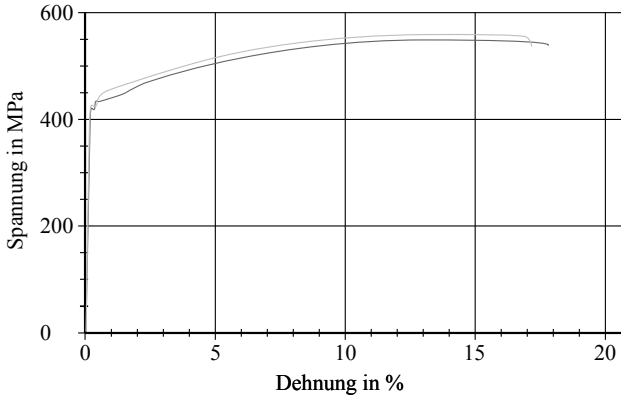


Abbildung A.8: Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Elektrobands NO30HS, Bildquelle: C.D. Wälzholz KG; Abbildung aus [Siel17, S. 186]

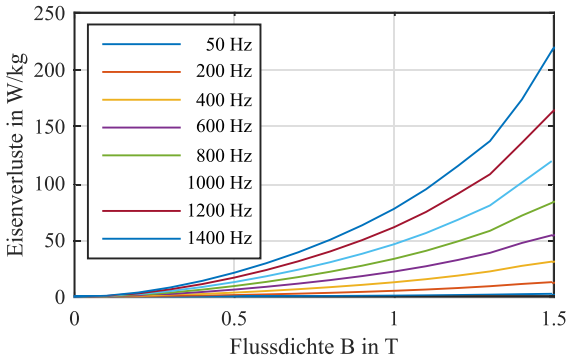


Abbildung A.9: Spezifische Eisenverluste von NO20HS in Abhängigkeit der Flussdichte und der Frequenz; Abbildung aus [Siel17, S. 186]

## A.8 Werkstoffdaten der Spindelwellen

### Technische Daten und Bearbeitung ausgewählter Ausdehnungslegierungen

Allgemein	Invar 36	N42	N48	N52	Dilver P1	Dilver O
DIN Bezeichnung	Ni 36	Ni 42	Ni 48	NiFe 47	FeNi29 Co17	FeCr 28
DIN WStNr-Nummer	1.3912	1.3917	1.3922	2.4478	1.3991	
JNS WStNr-Nummer	K93600	K94100	K94800	N14052	K94610	K91801
Nickelgehalt %	35 - 37	41 - 43	46 - 50	>=50	28 - 29,5	>27
Physikalische Eigenschaften	Invar 36	N42	N48	N52	Dilver P1	Dilver O
Wärmeleitf. [W/m Grad C]	10,5	12,5	16,0	16,5	17,5	12,1
spez. Wärme [J/g Grad C]	0,51	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Dichte [g/cm3]	8,13	8,15	8,2	8,2	8,25	7,5
Curie Punkt [Grad C]	230	330	450	500	425	570
Schmelzpunkt [Grad C]	1450	1425	1425	1425	1450	1450
spez.Widerst.bei 20 Grad C [mikro Ohm cm]	75	63	50	44	49	65
Mechanische Eigenschaften	Invar 36	N42	N48	N52	Dilver P1	Dilver O
E-Modul [MPa]	140000	145000	160000	165000	139000	190000
Festigkeit Rm [N/mm2]	480	500	540	540	540	570
Streckgr. Rp0.2 [N/mm2]	310	300	270	270	380	420
Dehnung A [%]	30	30	30	30	30	25
Vickershärte [HV]	140	140	140	140	160	-
Lieferform, Dicke	Invar 36	N42	N48	N52	Dilver P1	Dilver O
Band kaltgewalzt, max 4mm	x	x	x	x	x	
Band warmgewalzt, 4-20mm	x				x	
Stab, 6- 85mm	x				x	
Draht kaltgezogen, 0,01-13mm	x	x	x	x	x	x
Draht warmgewalzt, 6-19mm	x	x	x	x	x	x

typische Werte, für den üblichen, wärmebehandelten=weichen Zustand

### Magnetische Eigenschaften

Die Ausdehnungslegierungen sind höchst präzise, im Vacuum erschmolzene Legierungen, deren Optimierung auf den definierten Ausdehnungskoeffizient erfolgt über einen bestimmten Temperaturbereich. Den magnetischen Eigenschaften wird dabei keine Aufmerksamkeit geschenkt. Somit sind die Magnetwerte undefiniert und daher im Datenblatt nicht eingetragen. Tatsächlich sind die Legierungen unter deren Curie Punkt weichmagnetisch, dies abhängig von Temperaturbehandlung und Festigkeit / Härte. Je weicher das Material, umso höher die Permeabilität und geringer die Hystereseverluste. Bei bestimmter Wärmehandlung stellen sich auch bestimmte Magnetwerte ein.

### Spanende Bearbeitung:

die FeNi Legierungen verhalten sich ähnlich rostfreier Stahl 1.4301 - weicher Zustand, d.h. ist praktisch nicht spanbrechend, damit gibt es auch ähnliche Empfehlungen wie bei austenitischem Stahl, z.B. niedrige Schnittgeschwindigkeiten

Bearbeitung	Drehen	Fräsen	Bohren
Werkzeug	Hartmetall, beschichtet (Karbistahl S3 o. S4)	Hartmetall, beschichtet (Super-Schnellstahl)	Hartmetall, beschichtet (HS Stahl)
Schmiermittel	wasserlösliches Öl	wasserlösliches Öl	wasserlösliches Öl
Schnittwinkel	12 -17 °	15 °	
Freischnitt	5 - 8 °	3 - 7 °	9 -13 °
Schnittgeschw. M/mm	50 - 75	10 - 15	10
Vorschub mm	0,2 - 0,5 / U	0,05 - 0,1 / Zahn	0,1 / U

Abbildung A.10: Übersicht zu technischen Daten von Ausdehnungslegierungen  
[Burd23]

**WERKSTOFFDATENBLATT**
Werkstoff -Nummer: **1.3917**UNS-Nummer: **—**Bezeichnung: **Alloy 42**
**CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG IN (%)**

SEW 385

C	≤0,05
Si	≤0,30
Mn	≤1,00
Ni	41,0 - 43,0

**MECHANISCHE EIGENSCHAFTEN**

geglüht

R <sub>m</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	440 - 640
A (%)	≥30

**MITTLERER LINEARER WÄRMEAUSSDEHNUNGSKOEFFIZIENT**

α	10 <sup>-6</sup> /K
20°C - 100°C	5,6 +/- 0,3
20°C - 150°C	5,5 +/- 0,3
20°C - 200°C	5,4 +/- 0,3
20°C - 300°C	5,4 +/- 0,3
20°C - 400°C	6,2 +/- 0,3
20°C - 500°C	8,1 +/- 0,3
20°C - 600°C	9,5 +/- 0,3

Die angegebenen Werte sind unverbindliche Richtwerte

 Faulenbach Schmiedetechnik GmbH  
 Robert-Koch Straße 6  
 D-51674 Wiehl

 Telefon: 49(0)2261 97461-0  
 Telefax: 49(0)2261 97461-9  
 E-Mail: info@faulenbach-gmbh.de  
 Internet: www.faulenbach-gmbh.de

 DIN EN ISO 9001:2008  
 PED 97/23/EC  
 AD 2000-Merkblatt W0


Stand: März 2013 - 10.36.A

Abbildung A.11: Werkstoffdatenblatt von Ni42 [Faul13]

+ Batz  
Burgel

+ Metallbearbeitung  
Metallhandel

+ BB

Werkstoffdatenblatt: EC 80 Einsatzstahl (16MnCr5 – 1.7131)

1. Chemische Zusammensetzung  
nach DIN EN 10025

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Bemerkung	Andere Elemente
0,42-0,50	0,40	0,50-0,80	0,035	0,035	0,5	0,4	0,1		

2. mechanische Eigenschaften  
nach DIN EN 455-2 Bleche und Platten (gebräuchliche Zustände)

Zustand	Nennstärke		Zugfestigkeit		Streckgrenze		Bruchdehnung		Härte
	in mm		R <sub>m</sub> in MPa		R <sub>p0,2</sub> in MPa		In % (mm)		HBS
	über	bis	Min.	Max.	Min.	Max.	A <sub>50mm</sub>	A	
geschliffen	5	150	590	735		355	≥14	-	175-210

Physikalischen Eigenschaften

(Richtwerte bei 20°C)

Physikalischen Eigenschaften		Allgemeine Eigenschaften	
Dichte in g/cm <sup>3</sup>	7,85	Spezielle Glühung	-
Wärmeleitfähigkeit W/(mK)	35-45	Barbarkeit	2
Therm. Längenausdehnungskoeffizient 10 <sup>-6</sup> /K	11-14	Formstabilität	3
Bruchzähmodul N/m <sup>2</sup>	210	Schweißbarkeit	4
		Korrosionsbeständigkeit	5
		Säurebeständigkeit	5

Standardtoleranzen

Standardtoleranzen		Oberflächenbehandlung	
Oberflächengüte Ra	1,6	Härten	3
Dickentoleranz	+0,35 / -0	Verrücken	2
-Längen- u. Breitentoleranz (gesägt)	-0 / +2,0		
Parallelität	<0,03		
Ebenheit	<0,1		

3. Ausführung

Material speziell geölt, Dicke geschliffen, Länge und Breite gesägt oder plasmageschnitten.  
Gegen Aufpreis: Außenkontur gefräst mit Längen- und Breitentoleranz von +/- 0,2 mm

3. Hauptverwendung und Besonderheiten

Grundplatte, Tischplatte, Richtplatte, Lehren, Vorrichtungen

Sämtliche Angaben ohne Gewähr – Quelle: DIN EN 573-3/ EN 515/ DIN 17611:2011  
Bewertungen im Schweißsystem I-6 (1=sehr gut) Stand September 2019

www.batz-burgel.com

Abbildung A.12: Werkstoffdatenblatt von 16MnCr5 [Batz19]

## A.9 Härtevergleichstabelle

Zugfestigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]	Vickers- härte HV [F ≥ 98 N]	Brinell härte <sup>1)</sup> HB	Rockwellhärte		
			HRB	HRC	HRA
255	80	76	-	-	-
270	85	80,7	41	-	-
285	90	85,5	48	-	-
305	95	90,2	52	-	-
320	100	95	56,2	-	-
335	105	99,8	-	-	-
350	110	105	62,3	-	-
370	115	109	-	-	-
385	120	114	66,7	-	-
400	125	119	-	-	-
415	130	124	71,2	-	-
430	135	128	-	-	-
450	140	133	75	-	-
465	145	138	-	-	-
480	150	143	78,7	-	-
495	155	147	-	-	-
510	160	152	81,7	-	-
530	165	156	-	-	-
545	170	162	85	-	-
560	175	166	-	-	-
575	180	171	87,1	-	-
595	185	176	-	-	-
610	190	181	89,5	-	-
625	195	185	-	-	-
640	200	190	91,5	-	-
660	205	195	92,5	-	-
675	210	199	93,5	-	-
690	215	204	94	-	-
705	220	209	95	-	-
720	225	214	96	-	-
740	230	219	96,7	-	-
755	235	223	-	-	-
770	240	228	98,1	20,3	60,7
785	245	233	-	21,3	61,2
800	250	238	99,5	22,2	61,6
820	255	242	(101)	23,1	62
835	260	247	-	24	62,4
850	265	252	(102)	24,8	62,7
865	270	257	-	25,6	63,1
880	275	261	(104)	26,4	63,5
900	280	266	-	27,1	63,8
915	285	271	(105)	27,8	64,2
930	290	276	-	28,5	64,5
950	295	280	-	29,2	64,8
965	300	285	-	29,8	65,2
995	310	295	-	31	65,8
1030	320	304	-	32,2	66,4
1060	330	314	-	33,3	67
1095	340	323	-	34,3	67,6
1125	350	333	-	35,5	68,1

Zugfestigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]	Vickers- härte HV [F ≥ 98 N]	Brinell härte <sup>1)</sup> HB	Rockwellhärte		
			HRB	HRC	HRA
1155	360	342	-	36,6	68,7
1190	370	352	-	37,7	69,2
1220	380	361	-	38,8	69,8
1255	390	371	-	39,8	70,3
1290	400	380	-	40,8	70,8
1320	410	390	-	41,8	71,4
1350	420	399	-	42,7	71,8
1385	430	409	-	43,6	72,3
1420	440	418	-	44,5	72,8
1455	450	428	-	45,3	73,3
1485	460	437	-	46,1	73,6
1520	470	447	-	46,9	74,1
1555	480	(465)	-	47,7	74,5
1595	490	(466)	-	48,4	74,9
1630	500	(475)	-	49,1	75,3
1665	510	(485)	-	49,8	75,7
1700	520	(494)	-	50,5	76,1
1740	530	(504)	-	51,1	76,4
1775	540	(513)	-	51,7	76,7
1810	550	(523)	-	52,3	77
1845	560	(532)	-	53	77,4
1880	570	(542)	-	53,6	77,8
1920	580	(551)	-	54,1	78
1955	590	(561)	-	54,7	78,4
1995	600	(570)	-	55,2	78,6
2030	610	(580)	-	55,7	78,9
2070	620	(589)	-	56,3	79,2
2105	630	(599)	-	56,8	79,5
2145	640	(608)	-	57,3	79,8
2180	650	(618)	-	57,8	80
-	660	-	-	58,3	80,3
-	670	-	-	58,8	80,6
-	680	-	-	59,2	80,8
-	690	-	-	59,7	81,1
-	700	-	-	60,1	81,3
-	720	-	-	61	81,8
-	740	-	-	61,8	82,2
-	760	-	-	62,5	82,6
-	780	-	-	63,3	83
-	800	-	-	64	83,4
-	820	-	-	64,7	83,8
-	840	-	-	65,3	84,1
-	860	-	-	65,9	84,4
-	880	-	-	66,4	84,7
-	900	-	-	67	85
-	920	-	-	67,5	85,3
-	940	-	-	68	85,6

Die eingeklammerten Zahlen sind Härtewerte, die ausserhalb des Definitionsbereichs der genormten Härteprüfverfahren liegen, praktisch jedoch vielfach als Näherungswerte benutzt werden. Darüber hinaus gelten die eingeklammerten Brinellhärtewerte nur dann, wenn mit einer Hartmetallkugel gemessen wurde.

<sup>1)</sup> Errechnet aus: HB = 0,95 · HV

Abbildung A.13: Härtevergleichstabelle aus [Boss23] nach [DIN18265]