

Daniel Piel

# Methode zur Beschreibung und Optimierung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben



# Methode zur Beschreibung und Optimierung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben

## Method to Analyze and Optimize the Gear Excitation Behavior of Planetary Gear Sets

Von der Fakultät für Maschinenwesen  
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen  
zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften  
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Daniel Piel

### **Berichter:**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher  
apl. Prof. Dr.-Ing. Ralf Schelenz

Tag der mündlichen Prüfung: 01. Oktober 2020



# ERGEBNISSE AUS DER PRODUKTIONSTECHNIK

**Daniel Piel**

Methode zur Beschreibung und Optimierung des  
Anregungsverhaltens von Planetengetrieben

**Herausgeber:**

Prof. Dr.-Ing. T. Bergs  
Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirt. Ing. G. Schuh  
Prof. Dr.-Ing. C. Brecher  
Prof. Dr.-Ing. R. H. Schmitt

Band 30/2020



**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <https://portal.dnb.de> abrufbar.

Daniel Piel:

Methode zur Beschreibung und Optimierung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben

1. Auflage, 2020

Apprimus Verlag, Aachen, 2020  
Wissenschaftsverlag des Instituts für Industriekommunikation und Fachmedien  
an der RWTH Aachen  
Steinbachstr. 25, 52074 Aachen  
Internet: [www.apprimus-verlag.de](http://www.apprimus-verlag.de), E-Mail: [info@apprimus-verlag.de](mailto:info@apprimus-verlag.de)

ISBN 978-3-86359-919-5

D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2020)

## Vorwort

### *Preamble*

Die vorliegende Dissertation ist während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen des Werkzeugmaschinenlabors der RWTH Aachen entstanden. Dies wäre ohne die Unterstützung zahlreicher Menschen, denen ich im Folgenden meinen Dank aussprechen möchte, nicht möglich gewesen.

Allen voran gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher, dem Inhaber des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen, für die konstruktive Zusammenarbeit und Förderung meiner Forschungstätigkeiten am WZL. Herrn Prof. Dr.-Ing. Ralf Schelenz möchte ich für die ausführliche Durchsicht meiner Dissertation und der Übernahme des Koreferats danken. Ferner danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Wessling für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ein wesentlicher Teil meiner Dissertation ist im Rahmen eines Forschungsprojekts der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) entstanden. Ich möchte den beteiligten Firmen der FVA, insbesondere den Firmenvertretern des Arbeitskreises Berechnung und Simulation sowie der Arbeitsgruppe STIRAK für die konstruktiven Diskussionen und das entgegengebrachte Vertrauen danken. Besonders hervorheben und danken möchte ich hierbei Herrn Dirk-Olaf Leimann für seine Unterstützung nicht nur innerhalb sondern auch außerhalb der FVA sowie für seine stets konstruktiven Anmerkungen und ergiebigen Diskussionen.

Dem Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen, insbesondere den Kollegen der Getriebeabteilung, danke ich für die schöne und kollegiale Zeit sowie die gute Zusammenarbeit. Den Zusammenhalt während und außerhalb der Bürozeiten werde ich stets in guter Erinnerung halten. Herrn Dr.-Ing. Markus Brumm und Herrn Dr.-Ing. Christoph Löpenhaus danke ich für die Unterstützung, die konstruktiven Diskussionen und das mir entgegengebrachte Vertrauen. Herrn Markus Brumm danke ich darüber hinaus für die Unterstützung bei der Themenfindung zu dieser Dissertation. Herrn Christoph Löpenhaus danke ich für die detaillierte Durchsicht und Korrektur dieser Dissertation.

Außerdem gilt mein Dank namentlich den ehemaligen Kollegen Herrn Lothar Emonts, Herr Andreas Schumacher, Herrn Egon Winkler, Herrn Jürgen Krause, Herrn Peter Becker und Herrn Thomas Palowski. Ohne ihre Unterstützung bei Auslegung, Fertigung und Montage von Prüfstand und Prüfverzahnungen wäre dieses Forschungsvorhaben nicht erfolgreich gewesen. Den Herren Dr.-Ing. Markus Obdenbusch, Dr.-Ing. Christian Heyers, Rico Gros und Stefan Hentschel danke ich dafür, dass sie den ehemaligen Bundeswehrprüfstand wieder in Betrieb genommen haben und immer einen großartigen First-Level Support bereitgestellt haben. Herrn Rainer Stephan und Frau Ingrid Gerlofsma danke ich für die zahlreichen guten Diskussionen und sowie der Implementierung von Ideen in die Zahnkontaktanalysen.

Mein Dank gilt auch den Kollegen aus dem Akustikbereich der Getriebeabteilung. Für das gute Arbeitsklima, die fachlichen Diskussionen aber auch für die schönen und

lustigen Momente möchte ich den Herren Dr.-Ing. Christian Carl, Dr.-Ing. Martin Hellmann, Dr.-Ing. Peter Geradts, Stephan Wege, Mubarik Ahmad und Marius Schroers danken. Herrn Christian Carl danke ich darüber hinaus für die wertvollen Anmerkungen und die Unterstützung bei der Weiterentwicklung der dynamischen Modelle und bei der Formulierung meiner Forschungsschwerpunkte. Herrn Peter Geradts danke ich für die zahlreichen Diskussionen, die Unterstützung in den verschiedensten Bereichen, sei es bei der Arbeit an Prüfständen, bei der Auswertung von Messergebnissen oder bei der Vorbereitung von Präsentationen gewesen.

Des Weiteren bedanke ich mich bei meinen ehemaligen Studien-, Bachelor-, Master- und Diplomarbeitern sowie bei meinen studentischen Hilfskräften. Ihr persönliches und großes Engagement hat mich während meiner Zeit am Institut unterstützt und zu dieser Arbeit beigetragen. Besonderen Dank gilt dabei Herrn Kai Karlmann, Herrn Eike von Wittich, Herrn Timm Maßmann und Herrn Julian Theling, die viele Stunden am Prüfstand und am Rechner verbringen mussten.

Meiner Familie gebührt ebenfalls großer Dank. Ohne ihre stetige Unterstützung und andauernde Motivation wäre mein beruflicher Werdegang nicht möglich gewesen. Einen besonderen Dank gilt meinen Eltern sowie Großeltern auf die ich stets bauen und zählen kann.

Der größte Dank gilt allerdings meiner Frau Christine. Durch ihre unermüdliche Unterstützung und das große Verständnis für lange Abende und Wochenenden am Institut hat sie mir den notwendigen Rückhalt und die Freiheit gegeben, diese Dissertation zu verwirklichen.

Daniel Piel

Holzwickede, Oktober 2020

# Inhaltsverzeichnis

## Content

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Stand der Technik in Forschung und Industrie</b> .....	<b>5</b>
2.1	Einführung von Planetengetrieben .....	5
2.2	Auslegung von anregungsarmen Getrieben .....	9
2.2.1	Getriebegeräusche und Geräuscentstehung .....	9
2.2.2	Anregungsmechanismen in Planetengetrieben .....	11
2.2.3	Anregungsmechanismen im Zahneingriff .....	14
2.2.4	Vorgehensweise bei der Auslegung anregungsarmer Verzahnungen .....	17
2.3	Methoden zur Beschreibung des Anregungsverhaltens von Getrieben .....	21
2.3.1	Methoden der Zahnkontaktanalyse .....	22
2.3.2	Methoden der dynamischen Betriebssimulation .....	24
2.4	Methoden zur Erfassung des Anregungsverhaltens von Getrieben .....	28
2.4.1	Methoden zur Erfassung der Anregung von Verzahnungen .....	28
2.4.2	Methoden zur Erfassung der Anregung von Planetengetrieben .....	31
2.4.3	Auswirkung von Zahnflankenmodifikationen und Verzahnungsabweichungen .....	32
2.5	Fazit .....	33
<b>3</b>	<b>Zielsetzung und Vorgehensweise</b> .....	<b>35</b>
<b>4</b>	<b>Ansatz zur Berechnung der Phasenverschiebung</b> .....	<b>37</b>
4.1	Phasenverschiebung an den Zentralrädern .....	37
4.2	Phasenverschiebung durch das Planetenrad .....	38
4.3	Phasenverschiebung durch axialen Versatz .....	41
4.4	Fazit .....	43
<b>5</b>	<b>Experimentelle Untersuchung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben</b> .....	<b>45</b>
5.1	Entwicklung einer Prüfmethode auf Grundlage einer Messzelle .....	45
5.1.1	Modulare Gestaltung der Planetengetriebemesszelle .....	45
5.1.2	Beurteilung der Anregung mittels Drehfehlermessungen .....	50
5.2	Vorstellung der untersuchten Radsätze und der aufgebracht Modifikationen .....	52
5.3	Untersuchung des Verlagerungsverhaltens der Messzelle .....	55
5.3.1	Statisches Verlagerungsverhalten .....	55
5.3.2	Dynamisches Verlagerungsverhalten .....	59
5.4	Beurteilung des Anregungsverhaltens auf Basis der Betriebswählprüfung .....	63
5.5	Beurteilung des dynamischen Anregungsverhaltens auf Basis von Drehzahlhochläufen .....	69

5.6	Fazit .....	75
<b>6</b>	<b>Methode zur Berechnung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben.....</b>	<b>77</b>
6.1	Konzeption der Methode .....	77
6.2	Entwicklung der Methode .....	78
6.2.1	Quasistatische Zahnkontaktanalyse.....	79
6.2.2	Dynamisches Grundmodell .....	81
6.3	Anwendung der Methode auf die Messzelle zur Analyse des Drehfehlerverhaltens .....	86
6.4	Fazit .....	94
<b>7</b>	<b>Erweiterung der Methode zur Auslegung von Zahnflankenmodifikationen auf Basis des Einzeleingriffsverhaltens .....</b>	<b>97</b>
7.1	Beschreibung der Methode zur Auslegung von Modifikationen.....	98
7.2	Strategien zur Auswahl von geeigneten Modifikationen .....	99
7.3	Diskussion einer Auslegung am Beispiel eines 2 MW Windkraftgetriebes .....	102
7.4	Fazit .....	107
<b>8</b>	<b>Analyse des Einsatzverhaltens einer Planetenstufe eines 2 MW Windkraftgetriebes .....</b>	<b>109</b>
8.1	Vorstellung und Modellaufbau der Planetenstufe .....	109
8.2	Diskussion von Simulations- und Messergebnissen .....	111
8.3	Parameterstudie zum Einfluss der Phasenverschiebung .....	113
8.4	Fazit .....	116
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>119</b>
9.1	Zusammenfassung.....	119
9.2	Ausblick.....	120
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>123</b>
<b>11</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>139</b>

# Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis

## Formula Symbols and Abbreviations

### Lateinische Formelzeichen

a	mm	Achsabstand
b	mm	Zahnbreite
$b_{cE}$	mm	Breite der Endrücknahme
c	N/ $\mu\text{m}$	Federsteifigkeit
$c_A$	$\mu\text{m}$	Betrag der Kopfrücknahme
$c_E$	$\mu\text{m}$	Betrag der Endrücknahme
$c_f$	$\mu\text{m}$	Betrag der Fußrücknahme
$c_m$	N/( $\mu\text{m}\cdot\text{mm}$ )	mittlere Eingriffsfedersteifigkeit
$c_{v\beta}$	$\mu\text{m}$	Betrag der Verschränkung
$c_\alpha$	$\mu\text{m}$	Betrag der Profilballigkeit
$c_\beta$	$\mu\text{m}$	Betrag der Breitenballigkeit
$c_\gamma$	N/( $\mu\text{m}\cdot\text{mm}$ )	Gesamtzahnfedersteifigkeit
$c_\varepsilon$	$\mu\text{m}$	Betrag der Echrücknahme
d	mm	Teilkreisdurchmesser
$d_a$	mm	Kopfkreisdurchmesser
$d_b$	mm	Grundkreisdurchmesser
$d_{Ca}$	mm	Durchmesser Beginn Kopfrücknahme
$d_{Na}$	mm	Kopfnutkreisdurchmesser
$d_{Nf}$	mm	Fußnutkreisdurchmesser
f	mm	Auslenkung
F	N	Kraft
F	-	Laufgrad
$F_{ax}$	N	Axialkraft
$F_{Bolzen}$	N	Tangentialkraft Planetenträgerbolzen
$F_{bt}$	N	Zahnnormalkraft
$f_{ges}$	mm	Starrkörperverschiebung
$f_{H\alpha}$	$\mu\text{m}$	Profillinienwinkelabweichung

$f_{H\beta}$	$\mu\text{m}$	Flankenlinienwinkelabweichung
$f_{H\beta, \text{res}}$	$\mu\text{m}$	Resultierende Flankenlinienwinkelabweichung
$F_n$	N	Zahnkontaktkraft
$f_z$	Hz	Zahneingriffsfrequenz
$g_\alpha$	mm	Eingriffsstrecke
$i$	-	Übersetzung
$i_0$	-	Standübersetzung
$J$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	polares Massenträgheitsmoment
$k$	$\text{Ns/m}$	Dämpfung
$K$	-	Variable
$K_{H\beta}$	-	Breitenlastverteilungsfaktor
$K_V$	-	Dynamikfaktor
$K_Y$	-	Lastverteilungsfaktor
$l$	mm	Abstand zwischen Messebenen
$m$	kg	Masse
$M$	Nm	Drehmoment
$M_1$	Nm	Drehmoment Sonnenrad
$M_2$	Nm	Drehmoment Hohlrاد
$M_{B, \text{Bolzen}}$	Nm	Biegemoment am Planetenträgerbolzen
$M_D$	Nm	Dämpfungsmoment
$M_G$	Nm	Gesamtmoment
$m_n$	mm	Normalmodul
$m_{\text{red}}$	kg	Reduzierte Masse
$M_S$	Nm	Drehmoment Planetenträger
$M_{Zf}$	Nm	Drehmomentzahnfeder
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_1$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl Sonnenrad
$n_2$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl Hohlrاد
$n_P$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl Planetenrad
$n_S$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl Planetenträger
$p_{\text{et}}$	mm	Stirneingriffsteilung
$P$	W	Leistung

$P_{\text{Hohlrad}}$	W	Leistung am Hohlrad
$P_{\text{Sonne}}$	W	Leistung am Sonnenrad
$P_{\text{Träger}}$	W	Leistung am Planetenträger
$q$	-	Anzahl Planetenräder
$r$	mm	Radius
$r_b$	mm	Grundkreisradius
$r_{\text{Na}}$	mm	Kopfnutkreisradius
$r_{\text{Nf}}$	mm	Fußnutkreisradius
$s$	$\mu\text{m}$	Weganregung im Zahneingriff
$S$	mm	Abstand zum Messobjekt
$s_t$	mm	Zahndicke im Teilkreis im Stirnschnitt
$t$	s	Zeit
$U$	V	Spannungssignal
$x$	mm	Wälzposition
$x_E^*$	-	Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor
$x_f$	$\mu\text{m}$	Weganregung im Zahneingriff
$Z_1$	-	Zähnezahl Sonnenrad
$Z_2$	-	Zähnezahl Hohlrad
$Z_3$	-	Zähnezahl Planetenrad
$Z_P$	-	Zähnezahl Planetenrad

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	$^\circ$	Eingriffswinkel
$\alpha$	-	Polynomkoeffizient
$\alpha_{i,j}$	-	Einflusszahl
$\alpha_n$	$^\circ$	Normaleingriffswinkel
$\alpha_{\text{Na}}$	$^\circ$	Profilwinkel am Kopfnutkreis
$\alpha_{\text{Nf}}$	$^\circ$	Profilwinkel am Fußnutkreis
$\alpha_t$	$^\circ$	Stirneingriffswinkel
$\alpha_{\text{wt}}$	$^\circ$	Betriebseingriffswinkel
$\beta$	$^\circ$	Schrägungswinkel
$\beta_b$	$^\circ$	Schrägungswinkel am Grundkreis

$\Delta b_K$	mm	Breitenversatz
$\Delta c$	N/( $\mu\text{m}\cdot\text{mm}$ )	Wechselanteil der bezogenen Gesamtfedersteifigkeit
$\Delta_i$	$\mu\text{m}$	Kontaktabstand
$\delta_{ji}$	$^\circ$	Stegteilungswinkel zwischen zwei Planetenrädern
$\Delta M$	Nm	Schrittweite Drehmoment
$\Delta p_{G,BU}$	mm	axialer Versatz
$\Delta w$	mm	Wellenverlagerung
$\Delta x$	$\mu\text{m}$	Wälzabweichung in der Eingriffsstrecke
$\Delta \varphi$	$\mu\text{rad}$	Wälzabweichung
$\varepsilon$	$^\circ$	Hilfswinkel [PAPI14]
$\varepsilon_\alpha$	-	Profilüberdeckung
$\varepsilon_\beta$	-	Sprungüberdeckung
$\varepsilon_\gamma$	-	Gesamtüberdeckung
$\zeta_P$	$^\circ$	Winkel zwischen zwei Eingriffsstartpunkten
$\Theta$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment
$\vartheta$	-	Gesamtphasenverschiebung
$\vartheta_P$	-	Phasenverschiebung Planetenrad
$\vartheta_{ZR,ji}$	-	Phasenverschiebung Zentralrad
$\kappa$	-	Variable für Vorzeichen
$\varphi$	rad	Drehwinkel
$\psi_P$	$^\circ$	Winkel zwischen Eingriffspunkten am Planetenrad
$\psi_P$	$^\circ$	Transformationswinkel Planetenrad
$\psi_S$	$^\circ$	Transformationswinkel Sonnenrad

### Abkürzungen und Indizes

A	Beginn der Eingriffsstrecke
A	Amplitude
ax	Axial
b	Grundkreis
B	Einzeleingriffspunkt
BEM	Randelementenmethode (boundary element method)
ber	Berechnet

---

BWP	Betriebswälzprüfung
C	Wälzpunkt
CBM	Craig-Bampton Methode
D	Einzeleingriffspunkt
DF	Drehfehler
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
E	Ende der Eingriffsstrecke
EWP	Einflankenwälzprüfung
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GDF	Gesamtdrehfehler
GS	Generatorseitig
gem	Gemeinsam
H	Hohlrad
i	Zählvariable Planetenrad
i	Zählvariable Eingriffsebenen
inv	Involut Funktion
ISO	Internationale Organisation für Normung
IT	ISO Toleranz
j	Zählvariable Zentralrad
j	Zählvariable Räder
KOS	Koordinatensystem
LSS	Low Speed Stage
mod	Modulus Funktion
OSFT	Operating Single Flank Testing
P	Planetenrad
p	Wälzstellung
P AB	Abstand Messebenen A-B an Planetenradwelle
PA	Messebene A Planetenrad
PB	Messebene B Planetenrad
Q	Qualität

---

RS	Rotorseitig
red	Reduziert
res	Resultierend
S	Sonnenrad
S	Planetenträger
S	Stabilität
St	Steg
SW	Sonnenradwelle
T	Tangentenpunkt
TCA	Tooth Contact Analysis
t	Tangential
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WZL	Werkzeugmaschinenlabor
x/X	x Richtung
y/Y	y Richtung
z/Z	z Richtung
ZKA	Zahnkontaktanalyse
$\alpha$	Profilrichtung
$\beta$	Breitenrichtung
0	Standgetriebe
1	Sonnenrad, Kleinrad, Planetenrad 1
2	Hohlrاد, Großrad, Planetenrad 2
3	Planetenrad, Planetenrad 3

# 1 Einleitung

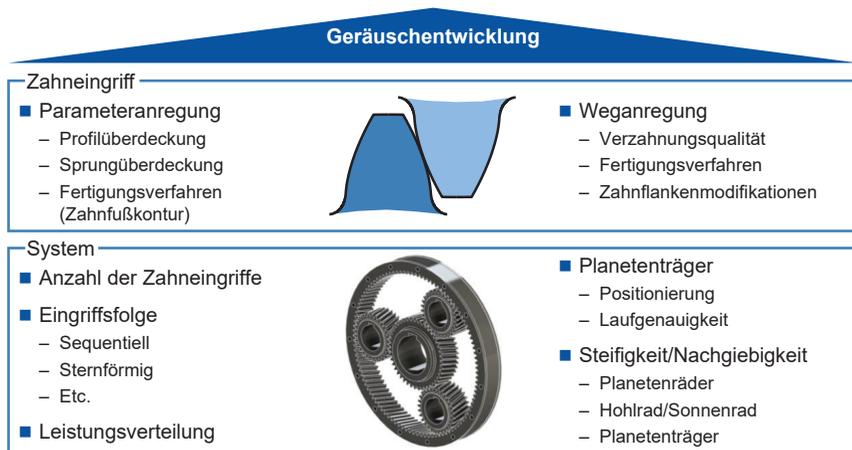
## *Introduction*

In modernen Antriebssystemen werden Planetengetriebe zunehmend eingesetzt. Zurückzuführen ist der steigende Einsatz auf die hohe Leistungsdichte, die kompakte Bauform und die Möglichkeit der hohen realisierbaren Übersetzung. Die Bauform erlaubt ferner die Leistung mehrerer Antriebsmaschinen zu summieren oder die Leistung auf mehrere Abtriebsmaschinen zu differenzieren. Der Leistungsfluss innerhalb eines Planetengetriebes wird vom außen- oder innenverzahnten Zentralrad auf mehrere Planetenräder aufgeteilt. Die Planetenräder selbst sind drehbar auf einem Planetenträger gelagert und stehen im Doppeleingriff mit den Zentralrädern. Der Planetenträger kann ebenfalls als drehbares Getriebeelement ausgeführt sein und somit auch Teil des Leistungsflusses werden, indem er mit An- oder Abtriebsmaschinen gekoppelt wird. Dieses Prinzip führt zu den oben genannten Vorteilen von Planetengetrieben gegenüber herkömmlichen Stirnradgetrieben.

Die stetig steigenden Anforderungen an moderne Leistungsgetriebe hinsichtlich höherer Tragfähigkeit, höheren Wirkungsgraden und geringerer Geräuschemission bei gleichzeitiger Senkung von Produktionskosten und kürzeren Entwicklungszeiten erfordern die stetige Weiterentwicklung von Auslegungsmethoden für Planetengetriebe. Auslegungsmethoden für Stirn- und Kegelradgetriebe berücksichtigen heute bereits im Gegensatz zu Auslegungsmethoden von Planetenradgetriebe fertigungs- und betriebsbedingte Abweichungen und erlauben die Auslegung von abweichungsrobusten Zahnflankenmodifikationen zur Optimierung des Einsatzverhaltens von Verzahnungen.

In **Bild 1.1** sind die Einflussgrößen auf das Anregungs- und Geräuschverhalten von Planetengetrieben dargestellt. Systemabhängig kann das Anregungsverhalten durch die Wahl der Anzahl an Planetenrädern und deren Verteilung beeinflusst werden. Durch die Wahl der Zähnezahlen sowie der Anzahl an Planetenrädern wird die Eingriffsfolge definiert. Die Eingriffsfolge hat einen Effekt auf das dynamische Verhalten und somit auch auf die Anregung von Strukturkomponenten. Daneben wirkt sich auch der Leistungsfluss im Getriebe auf das dynamische Verhalten aus. Die Gestaltung des Planetenträgers sowie dessen Positionierung haben einen Einfluss auf das Eingriffsverhalten und wirken sich auf die Anregungsmechanismen im Zahneingriff aus. Die Komponenten- und Koppelsteifigkeiten eines Planetengetriebes bestimmen und beeinflussen die Ausrichtung der Verzahnungen zueinander. Die lastabhängige Ausrichtung der Verzahnungen beeinflusst die Weganregung im Zahneingriff. Durch Schiefstellungen und sowohl gezielte als auch unbeabsichtigte Abweichungen im Eingriff wird das Verzahnungsgesetz verletzt und es kommt zu einer Anregung. Gezielte Abweichungen sind Zahnflankenmodifikationen, unbeabsichtigte Abweichungen sind beispielsweise Fertigungsabweichungen. Neben der Weganregung muss als weitere Anregungsart im Zahneingriff die Parameteranregung genannt werden. Sie ist als Anregung durch Steifigkeitsschwankungen definiert. Die Zahnsteifigkeit setzt sich aus den geometrischen Hauptgrößen einer Verzahnung zusammen. Pa-

parameter- und Weganregungen tragen wesentlich zum Anregungs- und Geräuschverhalten des Gesamtsystems bei.



**Bild 1.1:** Einflussgrößen auf die Geräuschentwicklung in Planetengetrieben

*Parameters Influencing the Noise Development of Planetary Gear Stages*

Heutige Auslegungsmethoden für Planetengetriebe berücksichtigen hinsichtlich des Anregungsverhaltens die optimale Auswahl der Anzahl an Planetenrädern und deren Verteilung. Die Auslegung von Zahnflankenmodifikationen hingegen beschränkt sich auf eine optimale Breitenlastverteilung, um die Tragfähigkeit der Verzahnung zu steigern. Die Reduzierung der Anregung in Planetengetrieben beschränkt sich derzeit auf die Optimierung der Einzeleingriffe ohne Berücksichtigung ihrer Interaktion infolge der vorliegenden Mehrfacheingriffe. Inwieweit dies zulässig ist, ist bisher nicht näher untersucht worden.

Diese Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, diese Lücke zu schließen und einerseits aufzeigen, welche Optimierungskenngrößen eines Planetengetriebes zur Beurteilung der Anregung herangezogen werden müssen. Andererseits wird eine Methode bereitgestellt, die die Auslegung von abweichungsrobusten Zahnflankenmodifikationen für das Gesamtsystem erlaubt und die Potentiale der Anregungsoptimierung durch Zahnflankenmodifikationen ausschöpft. Der Fokus liegt dabei auf Planetengetrieben mit einem Sonnenrad, einem Hohlrad und mehreren mit Sonnenrad und Hohlrad ein Eingriff stehenden Planetenrädern. Planetengetriebe mit Stufenplaneten oder Ravigneaux Radsätze werden in dieser Arbeit nicht behandelt.