

Peter Taubmann

**Analyse der Ventildfederbewegungen als Beitrag
zur Beeinflussung der Verschleißursachen an den
Auflageflächen**

Berichte aus dem
INSTITUT FÜR MASCHINEN- UND
GERÄTEKONSTRUKTION (IMGK)

Herausgegeben von

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulf Kletzin (Maschinenelemente),

Univ.-Prof. Dr.-Ing. René Theska (Feinwerktechnik) und

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber (Konstruktionstechnik)

aus dem Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK) an
der TU Ilmenau.

Band 22

Diese Reihe setzt die „Berichte aus dem Institut für
Maschinenelemente und Konstruktion“ fort.

**Analyse der Ventildfederbewegungen
als Beitrag zur
Beeinflussung der Verschleißursachen
an den Auflageflächen**

Peter Taubmann



Universitätsverlag Ilmenau
2013

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Ilmenau als Dissertation vorgelegen.

Tag der Einreichung: 11. Juli 2012
1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Hans-Jürgen Schorcht
(Technische Universität Ilmenau)
2. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Klaus Zimmermann
(Technische Universität Ilmenau)
3. Gutachter: Dr.-Ing. Gisela Barthold
(SCHERDEL INNOTECH Forschungs- und Entwicklungs-
GmbH, Marktredwitz)
Tag der Verteidigung: 22. Januar 2013

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Ilmenau

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag

Herstellung und Auslieferung

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

www.mv-verlag.de

ISSN 2191-8082 (Druckausgabe)

ISBN 978-3-86360-059-4 (Druckausgabe)

URN [urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013000043](http://nbn:de:gbv:ilm1-2013000043)

Geleitwort der Herausgeber

Die Konstruktion von Maschinen und Geräten sowie die zugehörigen Methoden und Werkzeuge sind seit den frühen 1950er Jahren ein profilbildender Schwerpunkt an der Technischen Universität Ilmenau und ihren Vorgängerinstitutionen. Es war daher ein nahe liegender Schritt, dass die drei konstruktiv orientierten Fachgebiete der Fakultät für Maschinenbau – Maschinenelemente, Feinwerktechnik/Precision Engineering, Konstruktionstechnik – im Mai 2008 das Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK) neu gegründet haben. Das IMGK steht in der Tradition einer Kette ähnlicher Vorgängerinstitute, deren wechselnde Zusammensetzung hauptsächlich durch sich über der Zeit ändernde Universitätsstrukturen bedingt war.

Zweck des Institutes ist es, die Kompetenzen und Ressourcen der beteiligten Fachgebiete zu bündeln, um Forschung und Lehre zu verbessern und erzielte wissenschaftliche Ergebnisse gemeinsam in die Fachöffentlichkeit zu tragen.

Ein wesentliches Instrument hierzu ist die Schriftenreihe des Instituts für Maschinen- und Gerätekonstruktion. Sie führt eine erfolgreiche Schriftenreihe des im Jahr 1991 gegründeten unmittelbaren Vorgängerinstitutes IMK (Institut für Maschinenelemente und Konstruktion) fort.

In der Schriftenreihe erscheinen in erster Linie die am Institut entstandenen Dissertationen, daneben werden aber auch andere Forschungsberichte, die in den thematischen Rahmen passen und von allgemeinem Interesse sind, in die Schriftenreihe aufgenommen.

Der vorliegende Band 22 ist als Dissertation am Fachgebiet Maschinenelemente unter der wissenschaftlichen Betreuung von Professor Hans-Jürgen Schorcht entstanden.

Die Herausgeber wünschen sich reges Interesse an der Schriftenreihe und würden sich freuen, wenn sie zum fruchtbaren Dialog in Wissenschaft und Praxis beitragen würde.

Ilmenau, im März 2013

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulf Kletz (Maschinenelemente)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. René Theska (Feinwerktechnik)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber (Konstruktionstechnik)

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Arbeit hat ihren Ausgangspunkt im Projekt „Auswirkungen tribologischer Beanspruchungen auf Funktion und Lebensdauer von Schraubendruckfedern“, das im Fachgebiet Maschinenelemente der TU Ilmenau bearbeitet und von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert wurde. In diesem Projekt sollten die verschiedenen Arten von Verschleiß an Federn erfasst und die dazugehörigen Bedingungen untersucht werden. Eine weitere Aufgabenstellung bestand darin, die Möglichkeiten zur Verringerung des Verschleißes zu ermitteln. Daraus abgeleitet, liegt der Fokus dieser Dissertationsschrift auf der Untersuchung der Drehbewegungen dynamisch beanspruchter Druckfedern in Ventiltrieben von Verbrennungsmotoren.

Meinen Dank möchte ich an dieser Stelle allen aussprechen, die zum guten Gelingen dieser Arbeit mit beigetragen haben, insbesondere

- Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Schorch, für seine Unterstützung und seine fachlichen Betreuung,
- Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kletzin, Leiter des Fachgebietes Maschinenelemente der TU Ilmenau, für seine Hilfe und seinen Rat,
- Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Zimmermann, Leiter des Fachgebietes für Technische Mechanik der TU Ilmenau, für seine umfangreichen Diskussionen zum Problembereich im Lichte der Technischen Mechanik, für seine Förderung der Arbeiten zur Erstellung eines Fachartikels sowie seine Motivation in schwierigen Situationen,
- Herrn Dr. rer. nat. Zeidis, Fachgebiet Technische Mechanik, für seine Hilfe und Geduld bei der Erarbeitung des mathematischen Modells und Berechnungen dazu,
- Herrn Dipl.-Ing. Beyer, Forschungsgruppe „Draht und Federn der TU Ilmenau“, der mehrfach Messungen durchgeführt hat,
- Herrn Dr.-Ing. Lutz, Steinbeis-Transferzentrum Federntechnik an der TU Ilmenau, für seine Hilfestellung bei der Berechnung der Eigenfrequenzen der Federn,
- Frau Juliette Schieche für das Erstellen der Modellskizze der Feder mit den Federstellern und
- den Gutachtern für die Übernahme der Berichterstattung.

Einen besonderen Dank möchte ich ebenfalls an Frau Dr.-Ing. Barthold, Geschäftsführerin der SCHERDEL INNOTECH Forschungs- und Entwicklungs-GmbH, richten, die das Projekt stets hilfreich unterstützte. Nicht unerwähnt bleiben soll auch die Hilfestellung der Herren Schuster und Hannig, beide INNOTECH. Außerdem möchte ich auch meinen Kollegen danken, die bei der Anfertigung von Teilen für den Prüfstand geholfen haben. Weiterhin sei die Unterstützung durch die Firma SCHERDEL dankend hervorgehoben.

Bedanken möchte ich mich hiermit bei der Firma ITI GmbH Dresden für die Überlassung einer Lizenz der Software SimulationX[®]. Vor allem bedanke ich mich bei Herrn Schreiber für seine Unterstützung und die Tipps. Zum Gelingen der Simulationen hat auch der Rat von Herrn Küster beigetragen, den ich in diesem Rahmen danken möchte.

Ein weiterer Dank gilt der Firma FunctionBay in München für die Bereitstellung einer Lizenz der Software RecurDyn[®] sowie für Beratungen hierzu.

Nicht zuletzt danke ich auch meiner Frau Hanni und meinen Kindern Rebekka und Benjamin für das Verständnis, diese Arbeit in meiner Freizeit auszuführen, und für die Hilfestellung beim Anfertigen der Arbeit sowie für die recht akribischen Korrekturarbeiten.

Selb, am 18.04.2013

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG.....	1
2	STAND DER ERKENNTNISSE	3
2.1	FEDERSCHÄDEN UND DEREN TRIBOLOGISCHE URSACHEN.....	3
2.2	DREHBEWEGUNGEN VON VENTILFEDERN UND FEDERTELLERN IM MOTOR	4
2.3	AUSLEGUNG UND BERECHNUNG VON VENTILFEDERN	5
2.4	WEITERE ERKENNTNISSE ZUM SCHWINGUNGSVERHALTEN VON VENTILFEDERN	10
3	PROBLEMBESCHREIBUNG UND ZIELSTELLUNG DER ARBEIT	14
4	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	16
4.1	VORBEMERKUNGEN UND DEFINITION DER DREHRICHTUNGEN	16
4.2	UNTERSUCHUNGEN ZUR DREHBEWEGUNG DER FEDERENDEN VON VENTILFEDERN BEI LANGSAMER STATISCHER EINFEDERUNG	17
4.3	UNTERSUCHUNGEN ZUR DREHBEWEGUNG VON VENTILFEDERN UND FEDERTELLERN BEI DYNAMISCHER ANREGUNG	29
4.3.1	<i>Versuchsprogramm und Anforderungen an den Versuchsstand.....</i>	<i>29</i>
4.3.2	<i>Versuchsstand und dessen Erprobung.....</i>	<i>31</i>
4.3.3	<i>Versuchsbedingungen</i>	<i>34</i>
4.3.4	<i>Versuchsplan und Versuchsdurchführung.....</i>	<i>47</i>
4.3.5	<i>Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zu den verschiedenen Einflussgrößen auf die Drehbewegungen von Ventilfeder und Federteller.....</i>	<i>48</i>
4.3.6	<i>Beobachtung der Bewegungen von Ventilfeder und Federteller mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera</i>	<i>75</i>
4.3.7	<i>Zusammenfassung der Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen.....</i>	<i>78</i>
5	ANALYSE DER DREHBEWEGUNGEN VON VENTILFEDER UND FEDERTELLER MIT DER THEORIE VON BEWEGTEN MECHANISCHEN SYSTEMEN IN DER UMGEBUNG VON DEREN RESONANZEN.....	80
5.1	EINFÜHRENDE BEMERKUNGEN	80
5.2	SCHWINGUNGSMODELL FÜR FEDER UND FEDERTELLER	81

5.2.1	<i>Berechnung der Eigenkreisfrequenz eines Drehschwingers mit zwei Trägheitsmomenten</i>	83
5.2.2	<i>Annahmen zum Umformen auf dimensionslose Größen</i>	84
5.2.3	<i>Darstellung des Systems in dimensionsloser Form</i>	85
5.3	ANWENDUNG DER MITTELUNGSMETHODE UNTER VORAUSSETZUNG DES KLEINEN PARAMETERS ε	85
5.3.1	<i>Umrechnung der Parameter</i>	86
5.3.2	<i>Berechnung des Bezugswinkels κ</i>	87
5.3.3	<i>Zur Bedeutung des Parameters ε und Nachweis von $\varepsilon \ll 1$</i>	88
5.3.4	<i>Überlegungen zur Schwingungsgleichung</i>	88
5.3.5	<i>Anwendung der Mittelungsmethode</i>	92
5.3.6	<i>Auswertung der numerischen Analyse des Gleichungssystems</i>	94
5.4	DISKUSSION DER ERGEBNISSE - ERKLÄRUNG DER EFFEKTE DER RICHTUNGSUMKEHR OHNE RICHTUNGSÄNDERUNG DER STÖRKRAFT	106
6	COMPUTERGESTÜTZTE SIMULATION DER VENTILFEDER- UND FEDERTELLERDREHBEWEGUNG	107
6.1	SIMULATION MIT SIMULATIONX [®]	108
6.1.1	<i>Modellansatz</i>	108
6.1.2	<i>Maßnahmen zur Modelloptimierung</i>	110
6.1.3	<i>Simulationsergebnisse</i>	114
6.2	MEHRKÖRPERSIMULATION MIT RECURDYN [®]	124
6.2.1	<i>Ausgangssituation</i>	124
6.2.2	<i>Modellierung der Feder und der Führung des Stößels</i>	125
6.3	VERGLEICH ZWISCHEN VERSUCH UND SIMULATION.....	131
7	ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE UND SCHLUSSFOLGERUNGEN	138
8	AUSBLICK	144

Verwendete Formelzeichen - Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Benennung	Einheit
a_{\max}	Maximale Beschleunigung der Nockenfunktion beim Entlasten (Rückhub)	m/s ²
$a(t)$	Verdrehwinkelamplitude als Funktion der dimensionslosen Zeit im mathematischen Modell	---
A	Amplitude der Anregung im mathematischen Modell	---
B	Amplitude des Reibmomentes	Nmm
B_0	Mittleres Reibmoment, das sich aus der Vorspannung der Feder ergibt	Nmm
c	Federrate	N/mm
c_1	Federrate in Stellung 1	N/mm
c_2	Federrate in Stellung 2	N/mm
c_d	Drehfederrate	Nmm/°
c_l	Federrate längs im Ersatzmodell	N/mm
c_m	Mittlere Federrate zwischen Stellung 1 und 2	N/mm
d	Drahtdurchmesser	mm
D_a	Federaußendurchmesser	mm
D_m	mittlerer Federdurchmesser (Drahtmitte)	mm
D_i	Federinnendurchmesser	mm
e	Exzentrizität des Kreisnockens	mm
f	Frequenz, z. B. bei der Nockenwelle $f = \frac{n}{60} \cdot \frac{\text{min}}{s}$;	Hz
f_e	Längs-Eigenfrequenz allgemein	Hz
f_{e1}	Längs-Eigenfrequenz in Stellung 1	Hz
f_{e2}	Längs-Eigenfrequenz in Stellung 2	Hz
f_d	Dreh-Eigenfrequenz allgemein	Hz
f_{d1}	Dreh-Eigenfrequenz in Stellung 1	Hz

f_{d2}	Dreh-Eigenfrequenz in Stellung 2	Hz
f_{Motor}	Frequenz des Motors	Hz
f_{NW}	Frequenz der Nockenwelle	Hz
f_{q1}	Quer-Eigenfrequenz in Stellung 1	Hz
f_{q2}	Quer-Eigenfrequenz in Stellung 2	Hz
E	Elastizitätsmodul	N/mm ²
F_1	Federkraft in Stellung 1 (Ventil geschlossen)	N
F_2	Federkraft in Stellung 2 (Ventil betätigt)	N
F_{Dreh}	Kraft aus dem Drehmoment durch Verdrehung der Federenden zueinander (Berechnung wie bei Drehfedern)	N
F_{Feder}	Momentane Federkraft	N
F_N	Normalkraft	N
F_R	Reibkraft	N
F_{Stat}	Statische Federkraft (in axialer Richtung)	N
G	Gleitmodul	N/mm ²
h	Hub des Nockens	mm
H_{0cz}	Höhe der federnden Windungen der ungespannten Feder, gemessen von Drahtmitte Anfang zu Drahtmitte Ende der federnden Windungen, bei der Berechnung nach MICHALCZK	mm
H_{1cz}	Höhe der federnden Windungen im jeweiligen Betriebspunkt der Feder, gemessen von Drahtmitte Anfang zu Drahtmitte Ende der federnden Windungen, bei der Berechnung nach MICHALCZK	mm
i	Übertragungsverhältnis von Federhub zu Federverdrehung	rad/mm
j	Ordnungszahl der Oberschwingung der Nockenwellenfunktion	---
J_1	Massenträgheitsmoment des Federtellers im mathema-	kgmm ²

	tischen Modell	
J_2	Massenträgheitsmoment der Feder im mathematischen Modell	kgmm^2
J_F	Massenträgheitsmoment der Feder	kgmm^2
J_{St}	Massenträgheitsmoment des Stößels	kgmm^2
k^*	Übersetzungsverhältnis zwischen Längs- und Drehbewegung der Feder	$\frac{\text{rad}}{\text{mm}}$
k_d	Konstante im Ersatzmodell zur Koppelschwingungsberechnung für die Drehung	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
k_l	Konstante im Ersatzmodell zur Koppelschwingungsberechnung für die Längsschwingung	$\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$
L	Drahtlänge der federnden Windungen in der Berechnung nach MICHALCZYK	mm
L_0	Federlänge der unbelasteten Feder	mm
L_1	Federlänge in Stellung 1	mm
L_2	Federlänge in Stellung 2	mm
L_{Block}	Feder-Blocklänge	mm
m_F	Federmasse	kg
m_{red}	Reduzierte Masse im Ventiltrieb	kg
M_{Dreh}	Drehendes Moment, erzeugt die Drehbewegungen von Feder und Federteller	Nmm
$M_{gemessen}$	Gemessenes Drehmoment beim Zusammendrücken der Feder	Nmm
M_{Reib}	Reibmoment	Nmm
m_{St}	Masse des kompletten Stößels	g
\hat{M}	Amplitude des dimensionslosen anregenden Momentes im mathematischen Modell	---
n	Windungszahl	---
n_f	federnde Windungen	---
n_g	Gesamtwindungszahl	---

n_{Mo}	Motor- bzw. Kurbelwellendrehzahl	min^{-1}
n_{NW}	Nockenwellendrehzahl	min^{-1}
n_{ocz}	Federnde Windungen der ungespannten Feder in der Berechnung nach MICHALCZYK	---
n_{Ende}	Nockenwellendrehzahl am Ende der Simulation mit RecurDyn [®]	min^{-1}
n_{Fed}	Drehzahl der Feder	min^{-1}
n_{FT}	Drehzahl des Federtellers	min^{-1}
n_{Start}	Nockenwellendrehzahl zum Beginn der Simulation mit RecurDyn [®]	min^{-1}
r	Windungsradius in der Berechnung nach MICHALCZYK	---
r_0	Windungsradius der ungespannten Feder, in der Berechnung nach MICHALCZYK	---
s	Abstand zweier Körper	mm
S_W	Mittlerer Mittelpunktsabstand der Windungen voneinander	mm
S_{W0}	Mittlerer Mittelpunktsabstand der Windungen voneinander, in ungespanntem Zustand der Feder	mm
t	Zeit	s
t	Dimensionslose Zeit für das mathematische Modell, nach dem das System komplett substituiert ist	---
t^*	Dimensionslose Zeit für das mathematische Modell	---
t_{Hochl}	Zeit in der MKS-Simulation für einen Hochlauf der Nockenwellendrehzahl vom Beginn bis zur Enddrehzahl	s
ν	Poissonzahl	---
ν_{Bezug}	Bezugsgeschwindigkeit für Reibwertberechnung	---
ν_{rel}	Relativgeschwindigkeit	---

x	Federweg im Ersatzmodell	mm
z	Nr. der Hübe in einer Simulation	1

Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Benennung	Einheit
α	Drehwinkel zur Berechnung am exzentrischen Nocken in der Nockenberechnung	rad
α	Parameter im mathematischen Modell	---
α	Bei Excel-Modell Winkelbeschleunigung der Nockenwelle	$\frac{1}{\text{min}}$ s
α_1	Parameter zur Vereinfachung für das mathematische Modell	---
α_2	Parameter zur Vereinfachung für das mathematische Modell	---
α_3	Parameter zur Vereinfachung für das mathematische Modell	---
α_w	Steigungswinkel der Windungen	°
α_{w0}	Steigungswinkel der Windungen im ungespannten Zustand	°
β	Parameter im mathematischen Modell	---
γ	Hilfsgröße im mathematischen Modell	---
κ	Winkelumrechnungsfaktor im mathematischen Modell, um die Winkel auch dimensionslos zu machen	---
λ	Kreisfrequenz der Koppelschwingungen des Ersatzmodells	$\frac{1}{s}$
Δ	Winkelabweichung in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit im mathematischen Modell	---
ε	Kleiner Parameter Epsilon im mathematischen Modell	---
ζ	Winkelversatz zwischen $\psi(t)$ und dem fortlaufenden dimensionslosen Winkel des mathematischen Modells	---
ϑ	Neue Variable im dimensionslosen mathematischen Modell	---

μ	Reibwert allgemein	---
μ_G	Gleitreibwert	---
μ_{Grenz}	Theoretischer Grenz-Reibwert, der unterschritten sein müsste, damit das Federende rutschen kann	---
μ_H	Haftreibwert	---
ν	Dimensionslose Kreisfrequenz im mathematischen Modell	---
ρ	Materialdichte	---
φ	Drehwinkel	---
φ_0	Startwinkel	<i>rad</i>
φ_1	Drehwinkel des Federtellers im mathematischen Modell	<i>rad</i>
φ_2	Drehwinkel der Feder im mathematischen Modell	---
φ_{stat}	Verdrehung der Federenden zueinander, beim langsamen statischen Belasten	°
$\varphi_{stat,rad}$	Verdrehung der Federenden zueinander, beim langsamen statischen Belasten	rad
ψ_s	Sicherheitsfaktor zur Auslegung der Federkraft der Ventildfeder	---
$\psi(t)$	Fortlaufender von der dimensionslosen Zeit abhängiger Winkel im mathematischen Modell	---
Ω	Mittlere Geschwindigkeit des gesamten Impulses	$1/s$
Ω^*	Neue Variable im dimensionslosen mathematischen Modell	---
Ω_m	Winkelgeschwindigkeit, erhalten aus den gemittelten Gleichungen des analytischen Modells	---
ω	Kreisfrequenz, z. B. der Nockenwellendrehzahl	$1/s$
ω_d	Dreieigenkreisfrequenz	$1/s$

ω_l	Längseigenkreisfrequenz	$1/s$
ω_{Start}	Kreisfrequenz der Nockenwelle bei Simulationsstart	$1/s$
ω_{End}	Kreisfrequenz der Nockenwelle bei Simulationsende	$1/s$
$\Delta\omega$	Differenz der Winkelgeschwindigkeiten zwischen Federteller und Feder	$1/s$

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
FedPro	Programm zur Dimensionierung von Schraubendruckfedern vom Steinbeis-Transferzentrum Federntechnik Ilmenau
FEM	Finite Elemente Methode
FE-Modell	Finite-Elemente-Modell
MKS	Mehrkörpersimulation

Kurzfassung

Ventilfedern führen im Motorbetrieb außer den funktionsbedingten Längsbewegungen auch Drehbewegungen aus, was zu Verschleiß an den Federauflageflächen und benachbarten Bauteilen führt. Die Drehbewegungen sind aber gewollt, da sie sich auf den Ventilstößel mit Ventilteller übertragen. Dadurch werden die Ventilsitze sauber gehalten, und die thermische Belastung verteilt sich gleichmäßiger über deren Umfang. Das Phänomen der Drehbewegungen ist bisher ungeklärt, weshalb deren Ursachen und Beeinflussungsmöglichkeiten ermittelt werden sollten.

Ein erster Schritt zur Klärung des Problems bestand in der Ermittlung der Verdrehung der Federenden zueinander beim statischen Einfedern. Weiterhin fanden umfangreiche experimentelle Untersuchungen an einem Versuchsstand statt, wobei die Drehbewegungen von Feder und Ventilstößel bzw. oberem Federteller als Funktion von Nockenwellendrehzahl und Federvorspannung erfasst wurden.

Ein mathematisches Modell lieferte erste theoretische Erkenntnisse zum Entstehen der Drehbewegungen. Weitere Untersuchungen hierzu wurden mit dem Programm SimulationX[®] durchgeführt. Das verwendete Prinzipmodell besteht aus zwei parallelen Feder-Masse-Systemen, von denen das eine linear, das andere drehend schwingt. Da die Federmasse kontinuierlich über die Feder verteilt ist, wurden von einer Mehrkörpersimulation die besten Ergebnisse erwartet, die mit Hilfe des Programms RecurDyn[®] erfolgt ist.

Die Versuche ergaben, dass die Drehbewegungen hauptsächlich von der Federwinderichtung, der Federvorspannung und der Nockenfunktion und Nockenwellendrehzahl abhängen. Hochgeschwindigkeitsaufnahmen zeigten, dass es sich um sehr komplexe Bewegungen handelt und Resonanzen Ursache der Drehbewegungen sind.

Für das Entstehen von Drehbewegungen ist ein Entlasten der Federenden erforderlich, was durch Oberschwingungen der Nockenfunktion, die in der Nähe der Längseigenfrequenzen der Feder liegen, verursacht wird. Außerdem beeinflusst das Verhältnis der Oberschwingungen zu den Dreieigenfrequenzen die Drehbewegungen. Das mathematische Modell zeigt, dass es beim Überschreiten der Resonanzfrequenz zur Richtungsumkehr kommen kann.

Die Einflussmöglichkeiten auf die Drehbewegungen von Feder und Ventilstößel sind in Hinweisen für den Konstrukteur zum Entwurf und zur Optimierung von Ventiltrieben zusammengefasst. Eine Vorausberechnung bedarf jedoch noch weiterer Untersuchungen.

Abstract

During engine operation, valve springs carry out, apart from functional longitudinal movements, also rotating movements which lead to wear at the spring load surfaces and the neighbouring components. However the rotating movements are deliberate, as they are transferred to the valve tappet with the valve retainer. This keeps the valve seats clean and the thermal load is distributed more uniformly over their circumference. Until now the phenomenon of rotating movements has not been clarified, this is why their causes and the possibilities to influence them had to be determined.

A first step to clarify the problem was to determine the twisting of the spring ends one to the other at static deflecting. Moreover extensive experimental analyses were carried out at a test station, where the rotating movements of spring and valve tappet resp. upper spring retainer were recorded as a function of camshaft speed and spring preload.

A mathematic model provides first theoretical knowledge about the development of the rotating movements. Further analyses were carried out with the SimulationX[®] program. The used principle model is composed of two parallel spring/mass systems of which one system oscillates in a linear and the other in a rotating manner. As the spring mass is distributed continuously over the spring, the best results were expected from a multi-body simulation which was carried out with the RecurDyn[®] program.

The tests showed that the rotating movements mainly depend on the spring coiling installation, spring preload, cam function and camshaft speed. Highspeed records showed that these movements are very complex and that resonances are the cause of the rotating movements.

For the development of the rotating movements a release of the spring ends is necessary, which is caused by the harmonic oscillations of the cam function situated near the longitudinal natural frequencies of the spring. Moreover the ratio between the harmonic oscillations and the rotating natural frequencies influences the rotating movements. The mathematic model shows that there might be a direction reversal if the resonant frequency is exceeded.

The possibilities to influence the rotating movements of spring and valve tappet are summarized in the remarks for the Des.Engrs. with regard to design and optimization of valve drives. However any precalculation will need further analyses.

1 Einleitung

Ventilfedern sind sehr wichtige und hoch beanspruchte Bauteile in Ventilen von Verbrennungsmotoren. Ventile dienen zur Steuerung des Gaswechsels im Verbrennungsraum. Sowohl in ihrer Funktion als Einlass- wie auch als Auslassventil besitzen sie einen Ventilstößel, der seinerseits aus Ventilschaft und Ventilteller mit Ventil Sitz besteht und den Verbrennungsraum gegen den Ventilsitzring im Zylinderkopf abdichtet [Gsch-94] (s. a. Bild 2.2). Die Ventile werden durch die Nocken der Nockenwelle geöffnet und bilden zusammen mit diesen Bauteilen den so genannten Ventiltrieb.

Die Ventilfedern haben die Aufgabe, die Ventile wieder zu schließen und sicher geschlossen zu halten. Dazu müssen die Ventilfedern die notwendigen Kräfte aufbringen und so bemessen sein, dass sie die bewegten Ventilbauteile entsprechend der Bewegungsfunktion des Nockens, kurz Nockenfunktion, so beschleunigen können, dass es nicht zum Abheben des Ventilstößels vom Nocken kommt. Ein Abheben bedeutet, dass der Ventilstößel der Nockenkurve nicht mehr folgen kann und dass damit die Ventilfunktion und infolge dessen auch die Motorfunktion gestört ist. Diese Gefahr besteht insbesondere bei höheren Motordrehzahlen.

Von Seiten der Motorenhersteller ist bekannt, dass sich die Ventilstößel und auch die Ventilfedern und Federteller im laufenden Motor drehen. Drehrichtung und Drehzahl sowohl der Ventilfeder und der Federteller als auch des Ventilstößels sind von der Motordrehzahl abhängig. Eine höhere Motordrehzahl begünstigt die Drehbewegungen von Feder, Federteller und Ventilstößel. Nähere Zusammenhänge zum Phänomen dieser Drehbewegungen sind jedoch bisher nicht geklärt.

An den gegenüberliegenden Seiten des Umfangs des Ventiltellers treten je nach Motor und Verbrennungsverfahren Temperaturdifferenzen von bis zu 250 °C auf [Kün-95]. Damit eine dadurch entstehende ungleichmäßige Wärmedehnung des Ventiltellers und ein Verzug des Ventilstößels verhindert werden, sind diese Drehbewegungen gewollt. Außerdem bewirkt das Drehen des Ventilstößels, dass sich Verbrennungsrückstände nicht auf dem Ventil Sitz festsetzen bzw. sich sogar in den Ventil Sitz oder den Ventilsitzring einarbeiten können. Dies ist besonders für die Auslassventile wegen der höheren thermischen Belastung durch die heißen Verbrennungsgase von größerer Bedeutung. Wenn sich der Ventilstößel nicht dreht, kann es durch ungleichmäßigen Verschleiß des Ventilsitzes und dessen Einarbeiten in den Ventilsitzring zu Ventildichtheiten bis hin zum Ventilbruch kommen. Aus diesem Grund sind für einige Sondermotoren sogar spezielle Ventildrehvorrichtungen entwickelt worden, die den Ventilstößel zwischen 1,8 bis 50 U/min rotieren lassen [Gsch-94] [Esch-03] [Hüt-94] [Kün-95].

Die Drehbewegungen werden unter anderem durch die Ventilfeder selbst erzeugt. Dadurch kommt es naturgemäß sowohl an der Feder als auch an den Federtellern bzw. an

der Ventilschaftdichtung, wenn diese gleichzeitig als Federteller dient, zu Verschleiß und in der Folge teilweise auch zum Bruch dieser Bauteile. Wenn die Feder ohne Zwischenlegen eines Federtellers auf dem Zylinderkopf direkt aufsitzt, kann dies dort auch zu Verschleiß bis hin zu Eingrabungen in den Zylinderkopf führen.

Die Abnutzung der Federenden führt zu einer geringeren Federvorspannung, da sich die ungespannte Federlänge durch den Verschleiß verkleinert. Weiterhin nimmt durch den Verschleiß an den Federtellern bzw. anderen Flächen, auf die die Feder wirkt, auch die Einbaulänge der Feder geringfügig zu, was ebenfalls die Vorspannung verringert. Als Folge davon verändert sich die Federkennlinie, und es ergeben sich kleinere Federkräfte.

Da Ventildedern einerseits immer höhere Anforderungen hinsichtlich der Auslegung der Federkräfte und der zu erreichenden Lebensdauer erfüllen müssen und andererseits in der Fahrzeugtechnik generell eine Verringerung des Bauraumes sowie der Massen der einzelnen Motorbauteile gefordert wird, wird es immer wichtiger, das Problem des Verschleißes und seiner Ursachen sowie die damit im Zusammenhang stehenden Änderungen von Kräften und Funktionseigenschaften der Feder näher zu untersuchen. Weiterhin wird der Hubraum der Motoren durch Downsizing immer weiter verringert, wodurch höhere Motordrehzahlen in Kauf genommen werden. Dies wirkt sich auf die beschriebenen Drehbewegungen in Ventiltrieben aus und kann dann auch zu erhöhtem Verschleiß führen.

Ausgehend von dieser Situation und den offenen Fragestellungen, die mit den genannten Drehbewegungen der Ventildedern sowie der mit ihnen zusammenwirkenden Ventilbauteile verbundenen sind, sollen deshalb in der vorliegenden Arbeit sowohl die Ursachen dieser Drehbewegungen als einer der Verschleißgründe in Ventiltrieben als auch die Möglichkeiten zu ihrer prinzipiellen Beeinflussung untersucht und daraus Schlussfolgerungen und Hinweise für den Konstrukteur abgeleitet werden.

2 Stand der Erkenntnisse

2.1 Federschäden und deren tribologische Ursachen

Federbrüche und deren Ursachen werden bereits in der Literatur ausführlich untersucht. HORA unterteilt diese in Brüche infolge von Werkstoff- und Herstellungsfehlern und betriebsbedingte Brüche aufgrund von zu hohen Beanspruchungen, Korrosion und Verschleiß. Als Verschleißursachen nennt er abrasiven Verschleiß durch die Anwesenheit von harten Fremdkörpern wie Staub, Schmutz, Resten von Kugelstrahlmitteln und anderen Bearbeitungsrückständen. Aber auch Schmutzpartikel im Motorenöl können derartigen Verschleiß hervorrufen. Eine weitere verschleißbedingte Bruchursache ist die Bildung von Scheuerspuren zwischen jeweils der ersten und der zweiten Windung der beiden Federenden. Gründe hierfür sind im Anlegen dieser Windungsteile im Bereich der End- und Übergangswindungen während des Einfederungsvorganges und in der gleichzeitig mit der Einfederung einhergehenden Durchmessererweiterung des federnden Windungskörpers zu suchen. Außerdem kann es durch Relativbewegungen der einzelnen Windungen zueinander zu Windungskontakt (Coil Clash) und damit zu Verschleiß an unterschiedlichen Stellen innerhalb des Federkörpers kommen. Dies tritt besonders im Bereich der Anregung der Feder mit ihren Eigenfrequenzen auf und wird auch als „Schwirren der Feder“ bezeichnet. Ebenso können bei Federtellern mit zu geringer Härte Verschleißspuren auftreten, die bis hin zum Bruch der Federteller führen. Der Verschleiß in diesem Bereich setzt sich aus Reib- und Stoßverschleiß zusammen [Bar-99] [Bar-05] [Hor-87] [Inn-01].

Verschleiß tritt in tribologischen Systemen auf und ist als Materialverlust unter anderem durch Gefügezerstörung definiert [Czi-10] [GfT-7] [Pig-92]. Zu einem tribologischen System gehören grundsätzlich ein Grundkörper, ein Gegenkörper, ein Zwischenstoff und das Umgebungsmedium, wie dies in Bild 2.1 dargestellt ist.

Grundkörper und Gegenkörper sind in diesem Fall die Feder und die beiden Federteller bzw. der Zylinderkopf, wenn die Feder direkt auf diesem aufsitzt. Der Zwischenstoff ist im vorliegenden Fall das Motorenöl und das Umgebungsmedium stellt die warme Luft im Zylinderkopf dar. Es handelt sich hier um ein offenes tribologisches System, da ein ständiger Stoffdurchfluss in Form des umgepumpten Motorenöls gegeben ist.

Das tribologische Verhalten des Systems wird von den genannten vier Elementen bestimmt. Bei den Körpern spielt der Werkstoff bzw. die Werkstoffpaarung, insbesondere auch die Kristallgitterstruktur (kubisch flächenzentriert, kubisch raumzentriert oder hexagonal) eine entscheidende Rolle. Weiterhin beeinflusst die Härte, die Form und die Oberflächenbeschaffenheit der beiden sich aufeinander bewegenden Körper die Verschleißigenschaften des tribologischen Systems entscheidend. Außer den Stoffeigen-

schaften hat die Relativbewegung der Körper zueinander einen wesentlichen Einfluss auf den Verschleiß [Czi-10] [GfT-7].

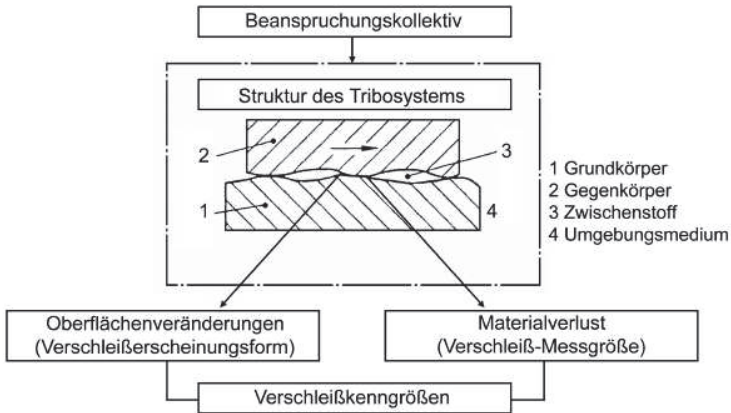


Bild 2.1 Schema eines tribologischen Systems [GfT-7]

In dem DFG-Forschungsprojekt „Auswirkungen tribologischer Beanspruchungen auf Funktion und Lebensdauer von Schraubendruckfedern“ wurde der Einfluss der Belastung auf den Verschleiß untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass mit zunehmender Belastung der Verschleiß zunimmt [Scho-05] [Gev-05/1] [Gev-05/2]. Auch der Einfluss der Relativbewegung auf den Verschleiß zwischen Feder und Federteller wurde in dem Projekt mit Hilfe von Tribometer-Modellversuchen untersucht und als wesentlich eingestuft. Wie allerdings diese Relativbewegungen zwischen den Reibpartnern Feder und Federteller zustande kommen und welche Parameter die Drehbewegungen dieser Bauteile sowie deren Verschleiß, speziell in Ventiltrieben von Verbrennungsmotoren, beeinflussen, waren nicht Gegenstand der Untersuchungen.

2.2 Drehbewegungen von Ventildfedern und Federtellern im Motor

Wie die Analyse des Standes der Technik zeigt, sind bis jetzt nur wenige Untersuchungen bekannt, welche die Drehbewegungen von Ventildfedern und Federtellern bei der dynamischen Anregung im Ventiltrieb betreffen [Uru-69]. Bisherige Untersuchungen befassten sich nur mit den Drehbewegungen der Tasse und des Ventilstößels. Im Rahmen einer Dissertation untersuchte FINK das Reibungsverhalten aller Komponenten im Zylinderkopf [Fin-93]. Er führte seine Untersuchungen an einem geschleppten Serienzylinderkopf eines PKW-4-Zylinder-Reihenmotors durch. Im Serienzustand des Ventiltriebs kam ein Doppelfedersatz zum Einsatz. Durch Weglassen der Außen- bzw. der

Innenfeder wurde im Versuch die Vorspannkraft variiert, weshalb sich die Notwendigkeit ergab, die Maximaldrehzahl der Nockenwelle zu verringern. FINK macht in seiner Dissertation keine weiteren Angaben zu den beiden Federn. Er stellte bei seinem Versuchsaufbau fest, dass eine Drehbewegung des Ventilstößels bei einer Nockenwellendrehzahl ab 3.000 min^{-1} beginnt, dann ein Maximum bei 4.000 bis 4.500 min^{-1} aufweist und danach wieder abfällt. Als maximale Drehzahl des Ventilstößels gibt er für seinen Versuchsaufbau 10 min^{-1} an. Als Hauptdrehrichtung wurde von ihm die Federwindrichtung ermittelt. Bei Verwendung eines Nockens mit höheren Beschleunigungswerten zeigten sich höhere Drehgeschwindigkeiten des Ventilstößels. Bei einer Versuchsvariante konnte bei höheren Nockenwellendrehzahlen auch eine Richtungsumkehr der Ventilstößeldrehung beobachtet werden. Weiterhin zeigte sich, dass die Drehung des Ventilstößels vom Reibverhalten zwischen Ventilstößel und Ventilschaftdichtung, aber auch von den anderen Ventiltriebkomponenten beeinflusst wird. Bei manchen Motorherstellern steht die Feder mit ihrem unteren Federende auf der Ventilschaftdichtung, die gleichzeitig die Funktion des unteren Federtellers übernimmt, auf, wie dies in Bild 2.2 dargestellt ist. Bei anderen Motorherstellern stützt sich die Feder mit ihrem unteren Federende direkt auf dem Zylinderkopf ab, weil nur eine kleine Ventilschaftdichtung, wie in Bild 2.3 dargestellt, eingebaut ist. Deshalb wirkt hier die Ventilschaftdichtung nicht gleichzeitig als Federteller. Dadurch kann es unter Umständen zum Eingraben der Feder in den Aluminiumzylinderkopf von einigen Zehntelmillimetern Tiefe kommen. Dabei scheint ein Grat am Draht- bzw. Federende diesen Effekt zu unterstützen. Die Drehrichtung der Feder ist dabei nicht bekannt. Es gibt auch Beobachtungen, dass zu kleine Federteller in den Zylinderkopf eingeklopft werden [Inn-01]. Der Verschleiß an diesen Kontaktstellen setzt sich dann aus Reib- und Stoßverschleiß zusammen.

Bei modernen hochdrehenden Ottomotoren werden zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens teilweise einseitig progressiv gewundene Ventilfedern eingesetzt. Dabei können die progressiven Windungsteile im Grundkreisbereich des Nockens (Vorspannlänge L_I), d. h. bei geschlossenem Ventil, bereits untereinander Kontakt haben. In den Resonanzbereichen des Ventiltriebes sorgen diese Windungen dann dafür, dass ein Teil der Schwingungsenergie durch das Abheben der Dämpfungswindungen eliminiert wird und sich der Ventiltrieb im Grundkreisbereich des Nockens weitestgehend beruhigt. Dieses Phänomen kann in Hochgeschwindigkeitsaufnahmen nachgewiesen werden. Falls dieses dynamische Überschwingen nicht ausreichend gedämpft wird, kann es zum Abheben der Ventilfeder von ihrer unteren Auflagefläche und damit möglicherweise zur Drehung der Feder kommen.

2.3 Auslegung und Berechnung von Ventilfedern

Um den Stand der Erkenntnisse zu den Ursachen der beschriebenen Drehbewegungen in Ventiltrieben weiter zu präzisieren, soll im Folgenden analysiert werden, welche ein-

schlägigen Ergebnisse zur Berechnung und Simulation von Federn und speziell zu Bewegungen in Ventildedern bisher in der Literatur zu finden sind. Aufgrund dieser Recherche ist festzustellen, dass es bereits allgemeine Hinweise zur Berechnung von Ventildedern und des Ladungswechsels in Verbrennungsmotoren gibt. In der Literatur wird der Einfluss der verschiedenen Nockenformen und deren Auswirkungen auf die Beschleunigungen und somit auf die notwendige Ventildederkraft untersucht [Esch-03], [Kün-95]. Schon KÜNTSCHER verweist außerdem darauf, dass die Eigenfrequenz der Ventildeder etwa 14- bis 16-fach größer als die der Nockenwellendrehzahl sein soll.

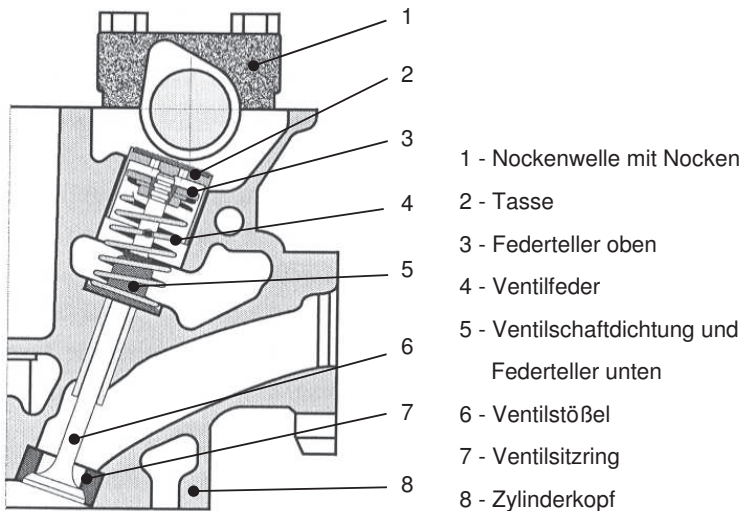


Bild 2.2 Ventiltrieb, bei dem sich die Ventildeder auf der Ventilschaftdichtung, die gleichzeitig Federteller ist, abstützt [Dre-04]

Zur Berechnung von Federn gibt es bereits einige Fachliteratur [Mei-07], in der auch Berechnungsprogramme vorgestellt werden. So hat LIEBERMANN ein Programm FedPro zur Optimierung von Federn entwickelt [Lie-02]. Mit diesem Programm können optimale Federn für verschiedene Optimierungsziele bestimmt werden. Es können verschiedene Parameter vorgewählt und bestimmte Restriktionen vorgegeben werden. Außerdem können auch Werkstoffdatenbanken genutzt werden. Das Programm FedPro berechnet auch die Längs-, Dreh- und Quereigenfrequenz und benutzt dazu die Erkenntnisse von LUTZ [Lut-00].

Einen weiteren Fortschritt zur Berechnung von Federn stellt ein von KLETZIN entwickelter Fedemprozessor dar, der auf einem Finite-Elemente-Modell basiert [Kle-00],

[Kle-05]. Dieser Federprozessor baut auf der Software ANSYS® auf und unterstützt den Entwurf verschiedenster Federn, darunter auch Schraubensfedern. Mit diesem Werkzeug können Federkennlinie, Eigenfrequenzen und Spannungszustände berechnet werden.

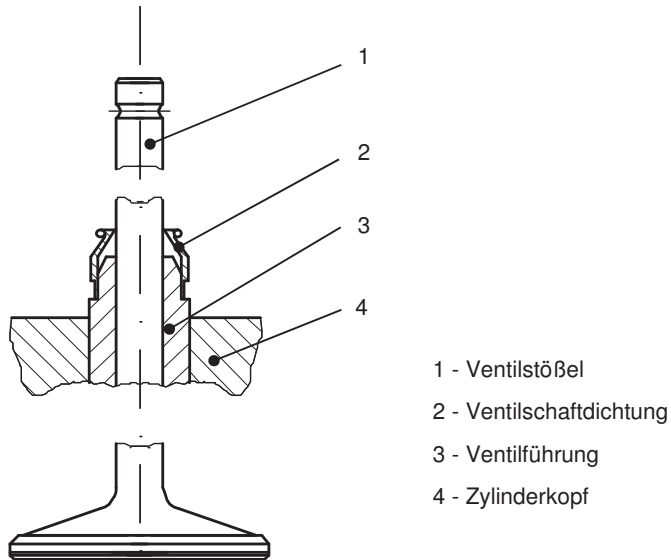


Bild 2.3 Ventiltrieb, bei dem die Ventilschaftdichtung nicht zugleich auch Federteller ist [Mot-Nr. 1]

In einer Arbeit von DREYER wird ein selbst entwickeltes Finite-Elemente-Programm zur Simulation des dynamischen Verhaltens von Schraubendruckfedern vorgestellt, um damit Ventildedern nachbilden zu können [Dre-04]. Dieses FE-Programm basiert auf gekrümmten Balkenelementen. Ziel der Arbeit ist es, das statische und dynamische Verhalten der Federn vorzuberechnen. Mit diesem Programm können für eine erste Auslegung von Ventildedern die Federkennlinie und die maximal auftretenden Spannungen in bestimmten Arbeitspunkten berechnet werden.

Bei Druckfedern spielen auch die Querkräfte für das dynamische Verhalten eine wichtige Rolle. Diese Querkräfte und ihre Auswirkungen wurden von WAURO mit einem MKS-Federmodell ermittelt [Wau-06].

Für die Berechnung komplexer Federformen und die Berücksichtigung dynamischer Einsatzbedingungen zur Analyse des Festigkeits- und Spannungsverhaltens der Feder sowie zur Ermittlung ihrer Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen hat sich die Finite Elemente Methode (FEM) durchgesetzt. Probleme ergeben sich bei der Kopplung

der Feder mit weiteren Bauteilen zu Federungen. Für den Entwurf solcher komplexer Federungen bietet es sich an, FEM-Software mit Software zur Mehrkörpersimulation zu verbinden. Ein solch gekoppeltes System stellt das Flexible-Spring-Modul von ADAMS[®] dar.

Auf der Grundlage von ADAMS[®] hat WITTKOPP ein MKS-Federmodell entwickelt und damit einen anwenderfreundlichen MKS-FEDERPROZESSOR aufgebaut [Wit-02] [Wit-05/1] [Wit-05/2]. Mit diesem Prozessor können gute Ergebnisse hinsichtlich des räumlichen Kraft- und Verformungsverhaltens bei Berechnungen der Eigenfrequenzen und der Eigenschwingungsformen und auch der Spannungsverteilung erzielt werden. Dieses Modell liefert allerdings keine Ergebnisse zu Drehbewegungen infolge dynamischer Belastungen, da dazu die Drehung der Federenden freigegeben und die Reibkontakte zwischen Feder und Federteller angepasst werden müssten.

Ein ähnliches Modell wie WITTKOPP hat auch SCHUSTER für die Software RecurDyn[®] erstellt [Schu-06]. Mit diesem Modell wurden die Kraftwirkungen auf den unteren Federteller als Funktion der Nockenwellen- bzw. der Kurbelwellendrehzahl des Motors mit einem Balken-Modell und einem Solid-Modell simuliert. Für das Solid-Modell, in dem die Feder als Flexbody aufgebaut ist, muss diese aber in einer FEM-Software erzeugt werden. Die Ergebnisse der Simulationen liegen sehr nahe an denen der Messungen. Dieses Modell stellt außer den Kräften auf den Aufstandsflächen auch die Eigenfrequenzen bereit, liefert aber noch keine Angaben zu den Drehbewegungen. Der Aufbau des Modells ist wie folgt: Der untere Federteller ist fest mit der festen Simulationsumgebung, dem so genannten „Ground“, verbunden. Dieser Federteller hat eine Auflagefläche und einen Führungsbund, der in die Feder hineinragt und die Feder auf diese Weise führt. Auf dem Federteller stützt sich die Feder ab. Der obere Federteller wird von einer linearen Führung („translational Joint“), die nur lineare Bewegungen, aber keine Drehbewegungen zulässt, vertikal geführt. Darüber ist eine Kugel angebracht, die ebenfalls vertikal von einer linearen Führung („translational Joint“) geführt wird. Die Bewegungs- bzw. Anregungsfunktion des Nockens, kurz Nockenfunktion, wird über die Kugel eingepreßt und nicht in den oberen Federteller, damit man die Situation im Motor mit einem möglichen Abheben des Ventilstößels vom Nocken nachbilden kann. Durch Freigabe der Rotationsbewegung, z. B. indem eine zylindrische Führung (lineare Bewegung und Drehung sind freigegeben, „cylindrical Joint“) die translatorische ersetzt, beginnt sich auch hier die Feder zu drehen. Allerdings müssen dazu auch an dieser Stelle noch die entsprechenden Reibungsparameter für die Kontakte zwischen der Feder und den Federtellern eingestellt werden. Dies ist jedoch bisher noch nicht realisiert worden. Weiterhin sind auch in den Führungen noch keinerlei Reibbedingungen definiert.

Grundsätzlich gilt es bei der Auslegung einer Ventilfeeder dafür zu sorgen, dass diese eine ausreichende Vorspannkraft F_1 aufbringt, um ein unbeabsichtigtes Öffnen (Flat-

tern) des Ventils unmittelbar nach dem Schließvorgang zu vermeiden. Außerdem ist bei geöffnetem Ventil eine Federkraft F_2 festzulegen, die so groß sein muss, dass beim Schließen des Ventils ein Abheben der Tasse vom Nocken oder des Ventilstößels von der Tasse sicher vermieden werden kann. Aus dem physikalischen Zusammenhang zwischen Kraft, bewegten Massen und Beschleunigung lässt sich die erforderliche Federkraft F_2 folgendermaßen abschätzen [Sche-10]:

$$F_2 = \psi_S \cdot m_{red} \cdot a_{max}. \quad (1)$$

Hierbei bedeutet m_{red} die reduzierte Masse. Diese hat die gleiche Wirkung auf den Kraftangriffspunkt der Feder wie die trägen Massen und Massenträgheitsmomente der Ventilbauteile, die von der Feder beschleunigt werden müssen. Hierzu müssen die Trägheitswirkungen der betreffenden Bauteile in diese reduzierte Masse umgerechnet werden. Die Beschleunigung a_{max} ist die maximale Beschleunigung, die sich aus der zweiten Ableitung der Nockenfunktion $s(\varphi)$ nach der Zeit beim Schließen des Ventils ergibt. Die Feder muss somit die notwendige Kraft aufbringen, um die trägen Massen und Massenträgheitsmomente der bewegten Ventilbauteile so zu beschleunigen, dass sie der Nockenbewegung sicher folgen können. Zu diesem Zweck wird für die Ermittlung der erforderlichen Federkraft F_2 noch der Sicherheitsfaktor ψ_S vorgesehen, der für eine erste Abschätzung je nach Anwendung zwischen 1,2 und 1,5 angenommen werden sollte [Sche-10]. Für die Auslegung der Feder bedeutet dies, dass die Federkraft F_2 bzw. die Vorspannkraft F_1 umso höher sein muss, je höher die Nockenwellendrehzahl sein soll. Die Kräfte sind vom Quadrat der Drehzahl abhängig.

Für die Dimensionierung der Ventildedern ist außerdem die Gleichung

$$F_2 = F_1 + c_m \cdot (L_1 - L_2) \quad (2)$$

zu berücksichtigen. Sie stellt den Zusammenhang zwischen den Federkräften F_2 (gespannt, bei betätigtem Ventil) und F_1 (entlastet, unbetätigtes Ventil), der Federrate c_m sowie den Federlängen L_1 im unbetätigten und L_2 im betätigten Zustand des Ventils, damit also auch zu den konstruktiven Bedingungen, her.

Auch die Eigenfrequenzen der Federn wurden schon hinreichend untersucht. Von LUTZ wurden für die Längs- und Dreheigenfrequenzen für zylindrische Schraubendruckfedern aus rundem Draht folgende Gleichungen angeführt [Lut-00]:

Längseigenfrequenz:

$$f_e = \frac{d}{2\sqrt{2}\pi D_m^2 n_f} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (3)$$

Dreheigenfrequenz:

$$f_d = \frac{d}{4\pi D_m^2 n_f} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4)$$

Hierbei sind d der Drahtdurchmesser, D_m der mittlere Windungsdurchmesser und n_f die Anzahl der federnden Windungen der Feder, ρ die Materialdichte, G der Gleitmodul und E der Elastizitätsmodul des Federwerkstoffs.

Zugeschnitten auf übliche Einheiten der Größen d , D_m in mm, G in N/mm² und ρ in g/mm³, ergibt sich nach Gl. (5) gemäß DIN EN 13906-1 für die Längseigenfrequenz

$$f_e = \frac{3560 d}{D_m^2 n_f} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}}, \quad (5)$$

die auch als Grundfrequenz bezeichnet wird [Nor-08].

Analog dazu folgt für die Dreheigenfrequenz, die nicht in DIN EN 13906-1 enthalten ist,

$$f_d = \frac{2516 d}{D_m^2 n_f} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (6)$$

Für das Verhältnis aus Dreh- und Längseigenfrequenz ergibt sich somit ein Wert, der nur vom eingesetzten Drahtmaterial abhängt:

$$\frac{f_d}{f_e} = \sqrt{\frac{E}{2G}} = 1,1, \dots, 1,2. \quad (7)$$

Auch für die Berechnung der Quereigenfrequenzen von Schraubendruckfedern, die allerdings wesentlich aufwendiger ist, werden von LUTZ entsprechende Beziehungen angegeben [Lut-00]. Außerdem hat LUTZ zur Berechnung der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit vom Federweg - mit diesem ändert sich auch die federnde Windungszahl n_f - ein Excel-Berechnungswerkzeug entwickelt.

2.4 Weitere Erkenntnisse zum Schwingungsverhalten von Ventildruckfedern

Außer den bereits genannten Arbeiten können auch noch weitere Informationsquellen mit verschiedenen Beobachtungen und Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Federn Aufschluss über die beschriebenen Drehbewegungen geben. Neben den schon erwähnten Untersuchungen von LUTZ zur Thematik der Eigenfrequenzen und Schwingungen innerhalb von Druckfedern [Lut-00] betrifft dies Forschungsarbeiten zum Einfluss der End- und Übergangswindungen auf Funktion, Fertigung und Betriebsverhalten

von Schraubendruckfedern [Scho-03] [Lie-04] [Scho-05] sowie Beobachtungen in Laboruntersuchungen bzw. während der dynamischen Federprüfung.

So wurde in dem genannten Forschungsprojekt [Scho-03] [Lie-04] [Scho-05] unter anderem auch der Einfluss der Ausführungsform der End- und Übergangswindungen auf das Frequenzverhalten und auf die Kraftwirkungslinie untersucht. Es wurde festgestellt, dass sich die Gestalt der End- und Übergangswindungen auf das Einfederungsverhalten und damit die frequenzbeeinflussende federnde Windungszahl sowie auf die Querkraftwirkung auswirken.

Weitere Beobachtungen zu Federdrehbewegungen stammen aus Lastwechsel- bzw. Lebensdauertests an vertikal bzw. an horizontal arbeitenden Schwingmaschinen. So konnte bei Lastwechseltests an einer vertikal arbeitenden Schwingmaschine (Bild 2.4), die mit feststehenden, d. h. nicht drehbaren Federtellern oben und unten ausgestattet ist, beobachtet werden, dass sich die Federn mehr oder weniger schnell und zufällig in beide Drehrichtungen drehen, obwohl alle Federn rechts gewunden waren. Diese Beobachtung ist bei einer einfachen zylindrischen Schraubendruckfeder und beidseitig feststehenden Federtellern verständlich. Zwar sind bei einer zylindrischen Feder an sich der obere und der untere Federdurchmesser annähernd gleich groß und an den beiden Federenden ergeben sich für die infolge Normal- bzw. Federaufstandskraft F_{Feder} hervorgerufenen und bei einer Federdrehung zu überwindenden Reibmomente bei nahezu gleichen Reibwerten μ und Hebelarmen $D_m/2$ dann gemäß

$$M_{\text{Reib}} = \mu \cdot \frac{D_m}{2} \cdot F_{\text{Feder}} \quad (8)$$

formal auch annähernd gleich große Reibmomente, dennoch entsteht bei zwei nicht drehbaren Federtellern eine undefinierte Situation. Sie hat ihre Ursache darin, dass die Normal- bzw. Federaufstandskraft F_{Feder} bei dynamischer Anregung infolge der Schwingungen der massebehafteten Windungen innerhalb des Federkörpers differieren und damit die Drehbewegung zuerst an dem einen oder dem anderen Federende freigegeben werden kann. Es gibt also daher auch keine Vorzugsdrehrichtung. Wenn beide Federteller feststehen und die Feder sich dreht, dann bewegt sich z. B. bei Drehung der Feder in ihrem Windesinn das untere Federende ablaufend gegenüber dem unteren Federteller und das obere Federende dann zwangsläufig auflaufend gegenüber dem oberen Federteller, bei umgekehrter Drehrichtung logischerweise unten auflaufend und oben ablaufend (s. Definition dazu in Kapitel 4 bzw. Bild 4.1).

Bei einer Schenck-Schwingmaschine, wie sie in Bild 2.5 gezeigt wird, sind die Federn horizontal sternförmig eingebaut und werden durch einen Exzenter in der Mitte der Maschine betätigt. Die äußeren Aufnahmen der Federenden sind beidseitig in Messingbuchsen drehbar gelagert und ermöglichen eine Drehbewegung im eingebauten Zu-

stand. Allerdings ist die Reibung an den äußeren Federtellern recht groß. Die Federteller an der Innenseite der Federn sind dagegen leicht drehbar.

Aus Lastwechseluntersuchungen mit dieser Schwingmaschine, bei denen Federn jeweils nur mit einer Vorspannung und einer Betätigungsfrequenz geschwungen wurden, ist bekannt, dass gleiche Federn sich immer in die gleiche Richtung drehen, aber mit unterschiedlicher Geschwindigkeit. Dies hat vermutlich seine Ursache in der unterschiedlichen Reibung in den Lagerungen der Federaufnahmen und evtl. auch in geringfügig abweichenden Federparametern. Es gibt aber bei unterschiedlichen Federn, die alle rechts gewunden sind, auch den Fall, dass beide Drehrichtungen auftreten. Jedoch ist auch hier bei gleichen Federn und gleicher Anregungsfrequenz das Drehverhalten gleich.

Auch die Beobachtungen an Schwingmaschinen zeigen also, dass sich hieraus außer der Tatsache, dass die Ventildrehungen bei dynamischer Anregung auftreten können, keine schlüssigen Zusammenhänge zu den Entstehungsursachen dieses Phänomens und zu dessen Beeinflussung ableiten lassen.



Bild 2.4 Vertikal schwingende Prüfmaschine für Lastwechseltests der Fa. IABG München

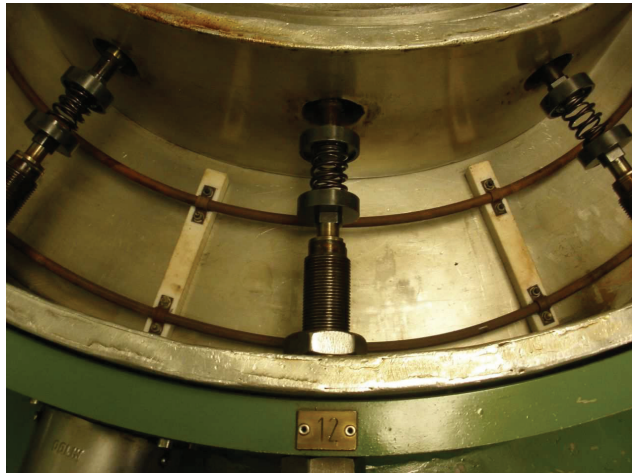


Bild 2.5 Exzentergesteuerte Federschwingmaschine der Fa. Schenck Darmstadt

3 Problembeschreibung und Zielstellung der Arbeit

Wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt wurde, gibt es zum Auftreten der Drehbewegungen von Ventildedern und oberem Federteller sowie zu den Ursachen dieser Bewegungen bisher noch wenige gesicherte Erkenntnisse. Aus diesem Grunde ist es das Anliegen dieser Arbeit, einen Einblick in die Wirkmechanismen der Drehbewegungen von Ventildedern und deren Federteller sowie auch des Ventilstößels zu erhalten und daraus entsprechende Schlussfolgerungen für die Konstruktion von Ventiltrieben zu ziehen. Zu diesem Zweck soll sie die Auslöser und Einflussfaktoren für diese Drehbewegungen, die einerseits eine Ursache des Verschleißes in Ventiltrieben sind, aber andererseits auch zur Reinigung und Gewährleistung der Funktionssicherheit der Ventile gewollt sind, klären sowie Möglichkeiten zur Optimierung der Ventilstößeldrehung und zur Verschleißminderung aufzeigen und dafür entsprechende Hinweise bereitstellen. Damit sollen Voraussetzungen geschaffen werden, um künftig bereits in der Entwurfsphase des Ventiltriebes Einfluss auf diese Drehbewegungen nehmen und sie im Hinblick auf den jeweiligen Anwendungsfall optimieren sowie auch auf den Verschleiß der beteiligten Ventilbauteile in geeigneter Weise einwirken zu können.

Bei der Lösung dieser Aufgabe ist zu beachten, dass sich infolge der dynamischen Betätigung einer Druckfeder eine Reihe verschiedener Faktoren als erschwerend auswirken. So ergibt sich schon eine Änderung der Eigenfrequenz der Feder infolge der sich beim Einfedern allmählich anlegenden Übergangswindungen. Auch das im dynamischen Betrieb mögliche Anlegen federnder Windungen im mittleren Bereich der Feder, auch Windungsschlagen genannt, beeinflusst das Schwingungsverhalten. Weiterhin ändern sich während des Einfederungsvorganges der Federdurchmesser sowie die Richtung und die Größe von Kräften und Momenten. Ferner kann es zum Abheben oder mindestens zum Entlasten von Federenden kommen. Geschieht dies in dem Moment, wenn gerade große Drehmomente am Federende wirken, so können diese möglicherweise Drehbewegungen an der Ventildeder auslösen.

Um die Entstehungsursachen und die Einflussmöglichkeiten der Drehbewegungen in Ventiltrieben zu ermitteln, sollen zunächst umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden. Sie sollen neben prinzipiellen Erkenntnissen zum Phänomen der Drehbewegung und einer ersten Klärung möglicher Einflussfaktoren und deren Bewertung auch Hinweise für die spätere Modellbildung sowie Vergleichsmöglichkeiten für die Berechnung und Simulation liefern. Eine wichtige Aufgabe besteht deshalb darin, das Wirkprinzip für einen geeigneten Versuchsstand, der die Bedingungen im Ventiltrieb nachbildet, festzulegen sowie diesen Versuchsaufbau zu konstruieren und aufzubauen. Voraussetzungen für die Projektierung dieses Versuchsstandes sind Vorüberlegungen zu möglichen Einflussfaktoren und die Erarbeitung eines Versuchsprogramms, das die Parameter des Ventiltriebes festlegt, die während der experimentellen Untersuchungen variiert werden sollen. Neben der Variation der Gestalt der Feder selbst

sowie ihrer Vorspannungen und Winderichtung kommt dafür auch die Variation der Umgebung der Feder, wie die Masse bzw. die Massenträgheitsmomente der bewegten Ventilbauteile oder die Reibwerte der Federteller, in Betracht. Eine weitere Variationsmöglichkeit stellt auch die Bewegungs- bzw. Anregungsfunktion des Nockens dar.

Bei den experimentellen Untersuchungen muss sichergestellt und daher zu Beginn der Versuche überprüft werden, dass die Ursachen für die zu untersuchenden Drehbewegungen nicht in Schwingungen des Versuchsaufbaus begründet sind, sondern dass tatsächlich die Feder diese Bewegung erzeugt. Außerdem sollen während der experimentellen Untersuchungen auch Beobachtungen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera erfolgen, damit das Bewegungsverhalten der Ventildfeder während des Ventilstößelhubes und die dazugehörigen Bewegungsmechanismen genauer untersucht und noch besser beurteilt werden können.

Um das Phänomen der Drehbewegungen in Ventiltrieben künftig möglichst auch auf rechnerischem Wege vorherbestimmen zu können, besteht ein weiteres Ziel der Arbeit darin, die Ventildfederbewegungen auch mit Hilfe von Simulationsprogrammen und anderweitigen Berechnungsmethoden zu untersuchen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass es sich beim Ventiltrieb um ein recht komplexes System handelt. Schon die Bewegungs- bzw. Anregungsfunktion des Nockens setzt sich im Allgemeinen aus verschiedenen Sinusschwingungen, auch höherer Ordnungen, zusammen. Hinzu kommt die veränderliche Federrate infolge des Anlegens von Windungen, wodurch ein nichtlineares Schwingungssystem entsteht [Dre-09]. Und auch die Eigenfrequenzen für die Längs-, Dreh- und Quereigenschwingungen der Feder haben unterschiedliche Werte [Lut-00] [Lut-05]. Deshalb gilt es zunächst, das System zu vereinfachen und dessen Elemente in geeigneter Weise zu abstrahieren, um dann im Weiteren die Einflussfaktoren und deren Auswirkung ermitteln zu können. Zu diesem Zweck ist es notwendig, erst einmal eine entsprechende Modellvorstellung zu entwickeln und dann daraus entsprechende Modelle abzuleiten sowie deren Parameter zu bestimmen. Ein wichtiges Ziel besteht außerdem darin, auch auf analytischem Weg eine Erklärungsmöglichkeit für die Drehbewegungen in Ventiltrieben bereitzustellen.

Schließlich sollen in der Arbeit auf der Grundlage der Ergebnisse der experimentellen und theoretischen Untersuchungen noch die angestrebten Vorschläge und Hinweise abgeleitet werden, die den Konstrukteur bei der gezielten Optimierung von Ventiltrieben, speziell der genannten Drehbewegungen, unterstützen sowie ein Ausblick auf weiterführende Untersuchungen gegeben werden.

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Vorbemerkungen und Definition der Drehrichtungen

Mit den nachfolgenden experimentellen Untersuchungen sollen die Ursachen der Drehbewegungen von Ventildedern und Federteller bzw. Ventilstößel ermittelt und die wesentlichen Einflussfaktoren und deren Wirkung auf die Drehbewegungen geklärt werden. Neben diesen prinzipiellen Erkenntnissen zum Phänomen der Drehbewegung sollen die Untersuchungen zugleich aber auch Hinweise für die spätere Modellbildung zur Berechnung und Simulation der Drehbewegungen sowie Vergleichsmöglichkeiten zur Beurteilung dabei erzielter Ergebnisse liefern.

Davon ausgehend, soll die Aufgabe in folgenden Teilschritten bearbeitet werden:

- Untersuchung der Drehbewegungen der Federenden von Ventildedern zueinander bei langsamer statischer Einfederung,
- Untersuchung der Drehbewegungen von Ventildeder und Federteller bei dynamischer Anregung unter unterschiedlichen Versuchsbedingungen,
- Beobachtung der Bewegungen von Ventildeder und Federteller mit Stroboskoplampe und Hochgeschwindigkeitskamera,
- Zusammenfassung der Ergebnisse und Schlussfolgerungen.

Die Untersuchungen der Drehbewegungen der Federenden zueinander bei langsamer statischer Einfederung sind notwendig, um daraus erste Rückschlüsse auf das Zustandekommen der Drehbewegungen von Ventildedern bei dynamischer Belastung ziehen zu können. Dem schließt sich dann die Untersuchung der verschiedenen Einflussfaktoren auf die Drehbewegungen der Ventildeder bei dynamischer Anregung an. Hierfür ist ein entsprechender Versuchsstand zu konzipieren und aufzubauen. Damit die Bewegungen der Ventildeder bei dynamischer Anregung auch in ihrer Komplexität genauer erkannt und die Einflussfaktoren auf diese Bewegungen besser beurteilt werden können, sollen die Bewegungen auch mit Hilfe einer Stroboskoplampe beobachtet und der Bewegungsablauf mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen und analysiert werden.

Für die experimentellen Untersuchungen zu den Drehbewegungen von Ventildeder und Federteller bzw. Ventilstößel ist es zunächst wichtig festzulegen, wie die Drehrichtung dieser Bauteile im Einzelnen definiert ist und welche Drehbewegungen als positiv und welche als negativ bezeichnet werden sollen. Grundlage für diese Definition bildet der Windesinn der Feder. Dreht sich die Feder im Windesinn, wird diese Drehbewegung als positiv bezeichnet. Dreht sich auch der Federteller bzw. Ventilstößel im Windesinn der Feder, so handelt es sich dabei um eine so genannte ablaufende Drehbewegung gegenüber der Feder. Sie wird ebenfalls als positiv bezeichnet. Drehungen der Feder in

umgekehrter Richtung sind mit negativen Vorzeichen zu versehen. Drehungen des Federtellers bzw. Ventilstößels entgegen der Winderichtung der Feder gelten als auflaufend und sind mit negativem Vorzeichen zu kennzeichnen. Im Bild 4.1 sind für eine rechts gewundene Feder die positive Drehrichtung und für Federteller bzw. Ventilstößel sowohl die positive als auch die negative Drehrichtung dargestellt.

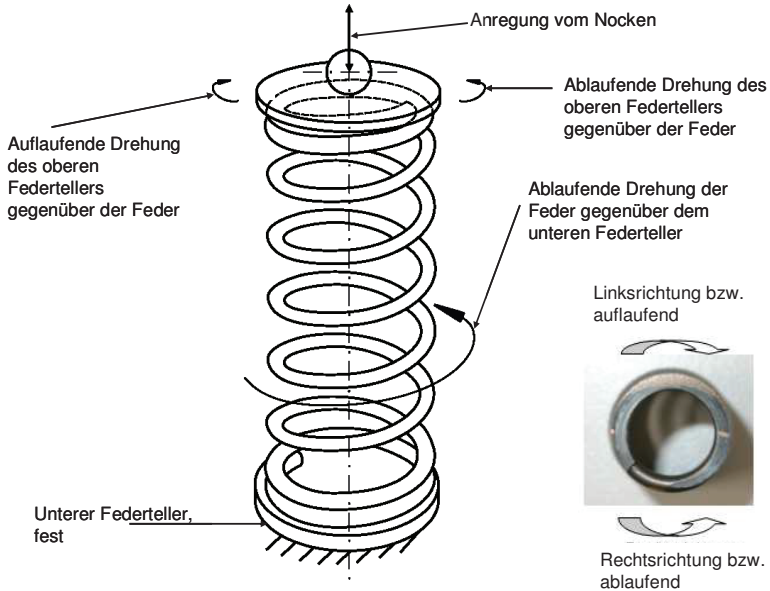


Bild 4.1 Vorzeichendefinition für die Drehrichtung von Feder und oberem Federteller bzw. Ventilstößel für eine rechts gewundene Feder

4.2 Untersuchungen zur Drehbewegung der Federenden von Ventildedern bei langsamer statischer Einfederung

Um das dynamische Drehverhalten von Ventildedern klären zu können, soll zunächst die Bewegung der Feder bei langsamer Belastung betrachtet werden. Es ist bekannt, dass beim Belasten bzw. Zusammendrücken einer Druckfeder nicht nur die Torsion des Drahtes eine Rolle für den komplexen Spannungszustand im Drahtquerschnitt spielt, sondern zusätzlich auch Verformungen durch Biegung um zwei Achsen zu berücksichtigen sind. Das führt dazu, dass sich der Federdurchmesser aufweitet und sich das eine Federende gegenüber dem anderen um einen gewissen Winkel verdrehen kann, wenn die Federenden nicht fest eingespannt, sondern drehbar gelagert sind oder nur durch Reibung an den Federaufstandsflächen bis zu einem gewissen Drehmoment am Verdrehen gehindert werden. Schon WAHL [Wah-66] untersuchte diese Drehbewegung und

auch die Durchmesseränderung von langen Druck- und auch Zugfedern mit sehr langen Federwegen in Abhängigkeit vom Betätigungsweg und hat dazu entsprechende Berechnungen angestellt. Dabei unterscheidet er zwischen Federn mit fest eingespannten Federenden und mit drehbaren Federenden. Für Druckfedern mit fest eingespannten Federenden ergibt sich nach WAHL die Durchmesseränderungen ΔD_m des mittleren Windungsdurchmessers D_m beim Zusammendrücken der Feder auf die Blocklänge L_{Block} unter Berücksichtigung der Windungssteigung S_W aus

$$\Delta D_m = \frac{1}{\pi} \sqrt{\pi^2 D_m^2 + S_W^2 - d^2} - D_m \approx 0,051 \frac{S_W^2 - d^2}{D_m} \quad (9)$$

und bei drehbaren Federenden aus

$$\Delta D_m = 0,1 \frac{S_W^2 - 0,8 \cdot S_W \cdot d - 0,2d^2}{D_m}. \quad (10)$$

Beim Belasten bzw. Zusammendrücken einer Druckfeder nehmen also der mittlere Windungsdurchmesser D_m und damit auch der Federaußendurchmesser D_a zu und die Anzahl der Windungen geringfügig ab, wodurch sich die Federenden zueinander verdrehen.

Für die Berechnung des Verdrehwinkels φ_{stat} gibt WAHL folgende Beziehung an

$$\varphi_{stat,rad} = \frac{2\pi \cdot n \cdot r_0}{\cos \alpha_{W0}} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_{W0}}{r_0} - \frac{\cos \alpha_W}{r} \right) \quad (11)$$

mit der Windungszahl n , dem Steigungswinkel α_{W0} im ungespannten Zustand bzw. α_W beim aktuellen Federweg - beide berechnen sich aus der Windungssteigung S_{W0} und S_W - sowie dem mittleren Windungsradius r_0 bzw. r im ungespannten Zustand bzw. beim aktuellen Federweg s .

Der Zusammenhang des Verdrehwinkels φ_{stat} des einen gegenüber dem anderen Federende als Funktion des Federweges s kann auch experimentell mit Hilfe eines Federprüfstandes gemäß Bild 4.2 mit einem feststehenden Federteller (Teil 1) und einem drehbar gelagerten Federteller (Teil 3) mit Gradanzeige (Teil 4) ermittelt werden.

Diese Untersuchungen erfolgten mit einer zylindrischen Ventulfeder, die dann auch für die Experimente bei dynamischer Anregung sowie für die Berechnungen und Simulationen als Federmodell diente und deren Abmessungen Tabelle 4.2 (Abschn. 4.3.3.1) zu entnehmen sind.

Bei den Versuchen zeigte die Feder unter Belastung grundsätzlich das beschriebene und für Druckfedern typische Verhalten, d.h. sie drehte sich auf und die Windungszahl war unter Belastung kleiner ist als im unbelasteten Zustand, auch wenn diese Änderungen aufgrund der relativ kleinen Werte für den Federweg und die Windungszahl nur gering ausfielen.

Der ermittelte Zusammenhang zwischen dem Federweg s und dem Verdrehwinkel φ_{stat} bei statischer Einfederung ist für ausgewählte Versuche in Bild 4.3 dargestellt. Die aufgenommenen Messwerte decken sich in etwa mit den Werten von WAHL. Zwischen Federweg s und Verdrehwinkel φ_{stat} besteht ein nahezu linearer Zusammenhang. Der Versuch 2 weicht von den anderen Messergebnissen ab und weist geringere Verdrehwinkel auf. Als Ursache dafür wird eine nicht zentrisch zur Drehachse angeordnete Feder gesehen. Daher war es für die Untersuchungen wichtig, dass Federteller und Feder absolut zentrisch zur Drehachse in die Messaufnahme eingebaut sind, da schon kleine Versetzungen größere Messfehler verursachen können. Weiterhin zeigt Versuch 3 einen gewissen, der Hysterese ähnlichen, Effekt, dessen Ursache in der Reibung der Lagerung des Anzeigemechanismus zu suchen ist. Es liegt deshalb bereits hier der Schluss nahe, dass auch bei den Versuchen unter dynamischer Anregung ebenso wie im Motor das Drehverhalten der Feder von der aktuellen Lage der Federmittelachse zur Betätigungsachse abhängt.

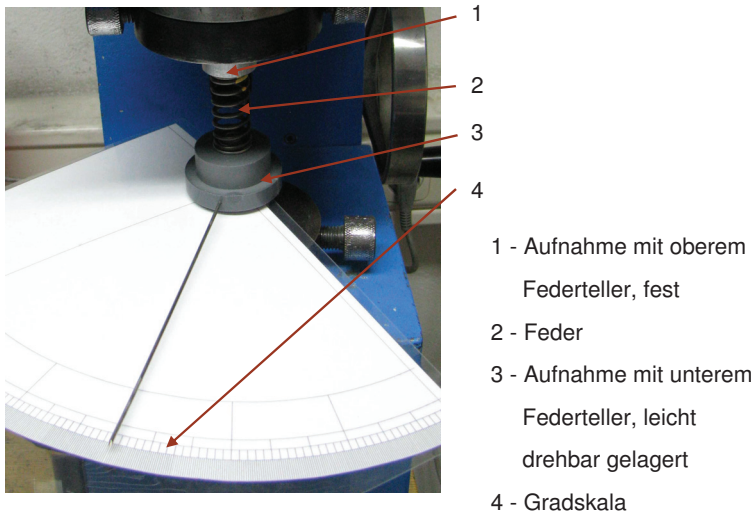


Bild 4.2 Federprüfstand zur Ermittlung des Verdrehwinkels φ_{stat} der Federenden zueinander in Abhängigkeit vom Federweg s

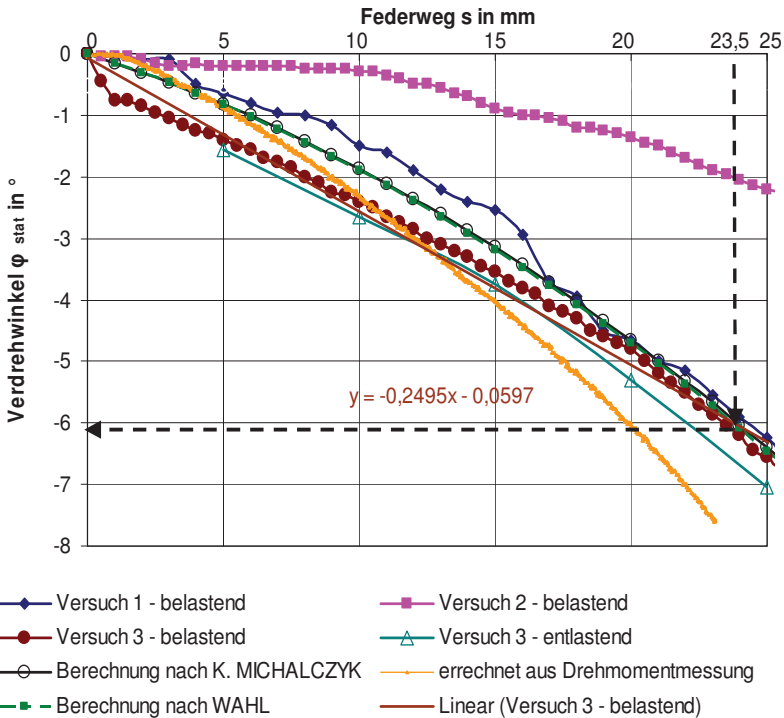


Bild 4.3 Verdrehwinkel φ_{stat} der Federenden zueinander in Abhängigkeit vom Federweg s

Eine weitere experimentelle Möglichkeit, einen Zusammenhang zwischen der Verdrehung der Federenden zueinander in Abhängigkeit vom Federweg zu ermitteln, besteht darin, die beiden Federenden an den Auflageflächen festzusetzen und die Feder in diesem Zustand in einer Prüfmaschine zusammenzudrücken. Dabei wird dann das Drehmoment M_{Dreh} , das die Federenden erzeugen, in Abhängigkeit vom Federweg s aufgezeichnet. Dieses Drehmoment entspricht dem Drehmoment M_{Dreh} , das sich ergibt, wenn man die beiden Federenden um den Winkel φ_{stat} verdrehen würde, der die zugehörige federwegabhängige Durchmesservergrößerung ΔD_m bewirkt. Als Grundlage für diese Berechnungen kann die Beziehung für biegebeanspruchte Drehfedern, auch Schenkel-federn genannt, genutzt werden [Mei-07]:

$$M_{Dreh} = F_{Dreh} \cdot \frac{D_m}{2} = \frac{d^4 \cdot E \cdot \varphi_{stat}}{3667^\circ \cdot D_m \cdot n} \quad (12)$$

Die Messung des Drehmomentes wurde in einer Universalprüfmaschine im Labor der Technischen Universität Ilmenau durchgeführt (Bild 4.4).

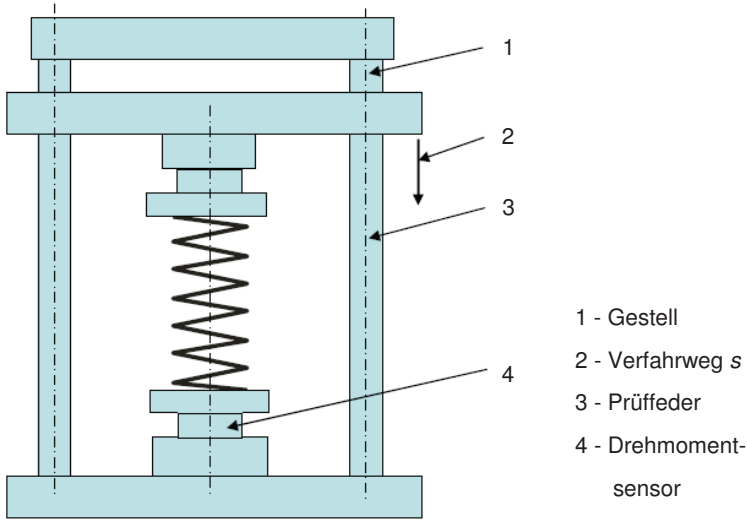


Bild 4.4 Prüfstand zur Ermittlung des Drehmomentes M_{Dreh} in Abhängigkeit vom Federweg s

Aus dem ermittelten Verlauf des Drehmoments $M_{Dreh}(s)$ kann durch Umstellung der Gl. (12) ein rechnerischer Zusammenhang

$$\varphi_{stat} = \frac{3667^\circ \cdot D_m \cdot n \cdot M_{Dreh}}{d^4 \cdot E} \tag{13}$$

für den zugehörigen Verdrehwinkel φ_{stat} als Funktion des Federweges s hergestellt werden. Diese so ermittelten Werte decken sich in etwa mit den gemessenen Drehwinkeln, wie die graphische Auswertung in Bild 4.3 zeigt.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Drehwinkel φ_{stat} in Abhängigkeit vom Federweg s nach einer von MICHALCZY [Mic-09] angegebenen Beziehung zu berechnen:

$$\varphi_{stat,rad} = 2\pi n_{0cz} - \frac{L^2}{\sqrt{L^2 - H_{1cz}^2}} \left(\frac{r_0}{\left(\frac{H_{0cz}}{2 \cdot \pi \cdot n_{0cz}} \right)^2 + r_0^2} + \left(\frac{H_{0cz} - H_{1cz}}{2 \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot n_{0cz} \cdot (1 + \nu)} \cdot \frac{H_{1cz}}{L} \right) \right) \tag{14}$$

In dieser Formel sind n_{0cz} die Anzahl der federnden Windungen im ungespannten Zustand, H_{0cz} die Höhe der federnden Windungen der ungespannten Feder, gemessen über der Aufstandsfläche, und analog dazu H_{1cz} die Höhe der federnden Windungen im jeweiligen gespannten Zustand, H gemessen über der Federaufstandsfläche. Die Drahtlänge der federnden Windungen berechnet sich mit

$$L = \sqrt{(n_{0cz} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_0)^2 + H_{0cz}^2}. \quad (15)$$

Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind ebenfalls im Bild 4.3 eingetragen.

Mit der Gl. (12) ist es unter Verwendung der Ergebnisse in Bild 4.3 aber auch möglich, das Drehmoment zu berechnen, welches die Federenden bei statischer Belastung unter Wirkung der Federkraft F_{stat} und der Reibung zwischen Feder und Federauflagefläche maximal aufnehmen können, ohne sich gegenüber der Federauflage zu verdrehen. Ebenso kann daraus auf den Mindestreibungskoeffizienten μ_{Grenz} geschlossen werden, der für diesen Grenzfall erforderlich ist. Gemäß Bild 4.5 und Gl. (12) errechnet sich aus diesem Drehmoment mit dem halben mittleren Windungsdurchmessers D_m als Hebelarm die erzeugte Umfangskraft

$$F_{Dreh} = \frac{2}{D_m} \cdot M_{Dreh} = \frac{2 \cdot d^4 \cdot E \cdot \varphi_{stat}}{3667^\circ \cdot D_m^2 \cdot n}, \quad (16)$$

die durch die von der Federkraft erzeugte Reibkraft F_R aufgenommen werden muss.

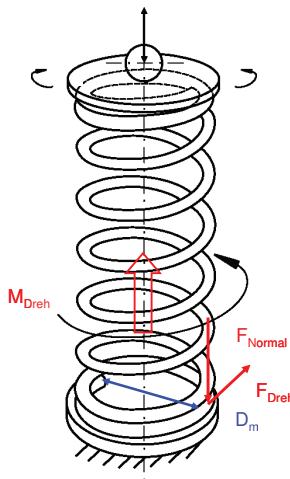


Bild 4.5 Am Federende wirkende Kräfte und Momente beim Einfedern der Feder

Der Mindestreibwert μ_{Grenz} , der dafür erforderlich ist, dass eine Drehbewegung verhindert wird, errechnet sich dann gemäß der Beziehung für Coulombsche Reibung aus dem Verhältnis dieser Umfangskraft $F_{Dreh} = F_R$ zur Normalkraft F_N , d.h. der Federkraft $F_{stat} = c \cdot s$, die sich aus dem entsprechenden Federweg s und der Federrate c bei statischer Belastung ergibt:

$$\mu_{Grenz} = \frac{F_R}{F_N} = \frac{F_{Dreh}}{F_{stat}}. \quad (17)$$

Für die Versuchsfeder mit dem Drahtdurchmesser $d = 2,65$ mm, dem mittleren Windungsdurchmesser $D_m = 19,15$ mm, der federnden Windungszahl $n_f = 8,1$, jetzt als Drehfeder betrachtet, und dem Elastizitätsmodul $E = 206.000$ N/mm² beträgt der Federweg $s_2 = 23,5$ mm im Betriebspunkt mit der gespannten Länge L_2 nach Tabelle 4.2 und der dafür gemessene Verdrehwinkel φ_{stat} maximal $6,05^\circ$ (s. Bild 4.3). Damit ergibt sich gemäß Gl.(15) und Gl.(17) eine Umfangskraft

$$F_{Dreh} = 11,28 \text{ N}$$

und unter Berücksichtigung der Federkraft $F_{stat}(s_2) = F_N = 266$ N ein Mindestreibwert von

$$\mu_{Grenz} = 0,0424.$$

Auch Berechnungen auf der Grundlage von durchgeführten Messungen zeigen, dass dieser Reibwert μ_{Grenz} über den gesamten Einfederungsbereich ca. 0,04 beträgt, wie Bild 4.6 zu entnehmen ist.

Die Gleitreibwerte μ_G von trockenen Reibpaarungen und auch die der meisten geölten (Stahl auf Stahl geölt $> 0,05$ [Rol-11]) überschreiten jedoch diesen Wert, so dass bei statischer Belastung keine Drehung der Federenden erfolgen kann, zumal dabei erst noch die Haftreibung überwunden werden muss, deren Beiwert μ_H um den Faktor 1,25 bis 2 größer ist als bei Gleitreibung. Dies führt zu dem Schluss, dass ohne Abheben oder Entlasten eines der beiden Federenden keine Drehbewegungen der Federenden gegenüber den Auflageflächen entstehen können, da die Reibung so nicht überwunden werden kann.

Die Abweichungen für μ_{Grenz} im Bild 4.6 für den Bereich $s < 5$ mm sind auf Stip-Slick-Effekte zurückzuführen. Die negativen Reibwerte entstehen beim formalen Umrechnen der Messwerte aus der Entlastungsphase.

Um das Drehverhalten der Ventildfeder und des Federtellers bzw. Ventilstößels bei den nachfolgenden experimentellen Untersuchungen unter dynamischer Anregung beurteilen zu können, muss auch eine Bestimmung des tatsächlich vorhandenen Gleitreibwertes μ_G vorh erfolgen. Die Bestimmung der Reibwerte zwischen Feder und Federteller

erfolgte an einem Stift-Scheibe-Tribometer der Technischen Universität Ilmenau (s. Bild 4.7). Die Darstellung des Ergebnisses einer solchen Reibwertbestimmung ist in Bild 4.8 zu sehen.

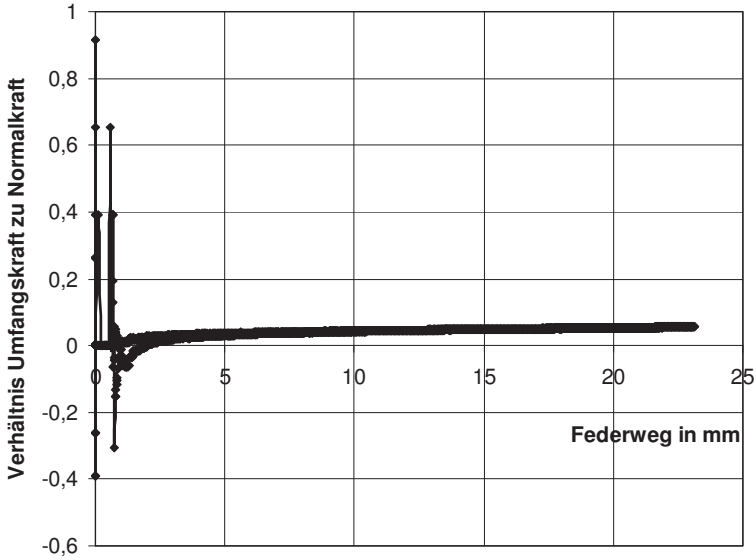


Bild 4.6 Grenzreibwert μ_{Grenz} in Abhängigkeit vom Federweg s , berechnet aus dem gemessenen Drehmoment M_{Dreh} und gemessener Federkraft F_{stat} beim Zusammendrücken der Feder

Bei den Tribometerversuchen zeigte sich, dass die Gleitreibwerte für die auflaufende Drehbewegung geringfügig größer ausfielen als für die ablaufende Drehbewegung, wie dies in Tabelle 4.1 zu sehen ist. Da die Feder kein völlig ebenes Federende aufwies, ist es wahrscheinlich, dass bei der ablaufenden Bewegung das Federende leicht weggedrückt wurde, bei einer auflaufenden Bewegung aber mehr zur Auflagefläche hin kippte. Dieser Vorgang ähnelte sehr stark der Verstärkungswirkung an einer Backenbremse, bei der die Bremswirkung auch von der Drehrichtung der Bremstrommel abhängt. Dies könnte erklären, weshalb die Reibwerte für die auflaufenden Bewegungen geringfügig größer sind als für ablaufende Bewegungen.

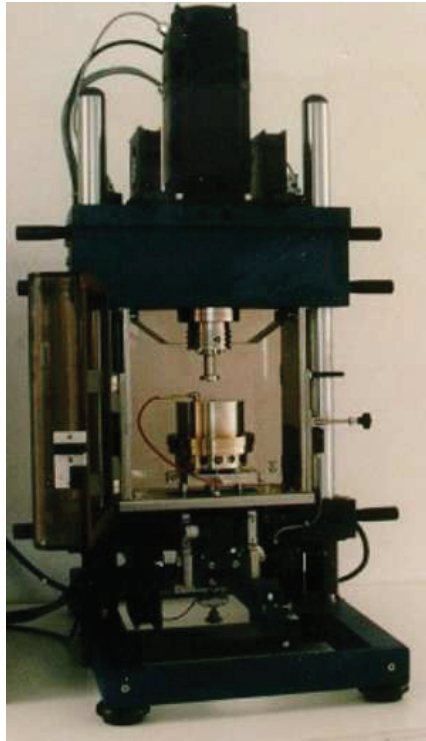


Bild 4.7 Stift-Scheibe-Tribometer zur Ermittlung der Gleitreibwerte μ_{Grenz} zwischen Ventillfeder und Federteller

Wie aus Tabelle 4.1 außerdem hervorgeht, treten bei den Versuchen mit ungeöhlten Kontaktflächen in der Mehrzahl der untersuchten Varianten deutlich höhere Reibwerte auf, als sie für Metalle bei trockener Reibung angegeben werden. Ursachen hierfür sind in der Wärmeentwicklung an den Berührungsstellen zu suchen, die zu Grenzzuständen führt, wie sie vom so genannten Fressen von ungeschmierten bzw. nicht ausreichend geschmierten beweglichen Bauteilen bzw. beweglichen Bauteilverbindungen her bekannt sind.

Um den Reibwert auch im Bereich sehr kleiner Drehzahlen bzw. Gleitgeschwindigkeiten zu untersuchen, wurden am Tribometer nochmals Versuche mit geöhlten Kontaktstellen bei Drehzahlen von 1 min^{-1} und 10 min^{-1} durchgeführt. Auch bei diesen Messungen ergab sich wieder ein Gleitreibwert $\mu_{G \text{ vorh}}$ von ca. 0,13 bis 0,14 für die auflaufende Drehbewegung und ein Reibwert von ca. 0,11 für die ablaufenden Drehbewegungen (Bild 4.9 und Bild 4.10).

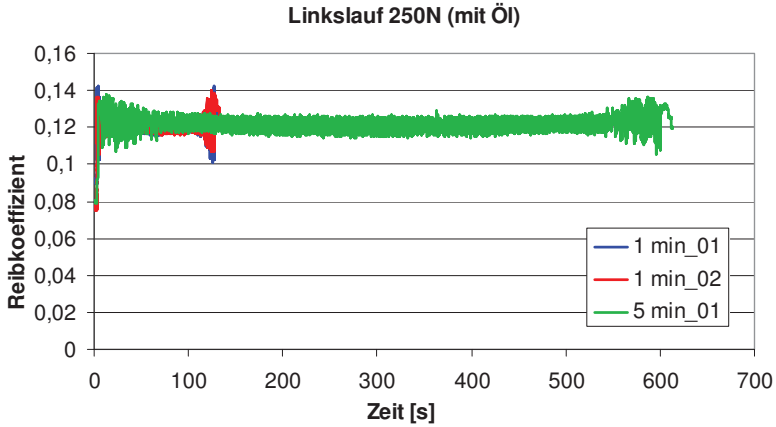


Bild 4.8 Darstellung der Ergebnisse einer Reibwertmessung am Stift-Scheibe-Tribometer bei Linkslauf (auflaufende Bewegung) sowie einer Belastung von 250 N und Schmierung mit Öl bei einer Laufzeit von 1 bzw. 5 Minuten

Tabelle 4.1 Ermittelte Gleitreibwerte bei verschiedenen Belastungen und mit und ohne Öl beim Hochfahren aus dem Stillstand bis zu einer Drehzahl von 70 min^{-1}

Belastungsfall	Drehrichtung	Reibwert für neuen Kontakt 1 Minute laufen lassen	Reibwert für eingelaufenen Zustand 1 Minute laufen lassen	Reibwert für 5 Minuten laufen lassen
50 N mit Öl	auflaufend	0,15	0,14	0,16
	ablaufend	0,14	0,13	0,13
50 N ohne Öl	auflaufend	$\approx 0,5$	$\approx 0,8$	$\approx 0,8$
	ablaufend	$\approx 0,3$	$\approx 0,7$	$\approx 0,7$
250 N mit Öl	auflaufend	0,13	0,12	0,13
	ablaufend	0,12	0,12	0,13
250 N ohne Öl	auflaufend	0,23	0,74	0,85
	ablaufend	0,15	0,76	0,75

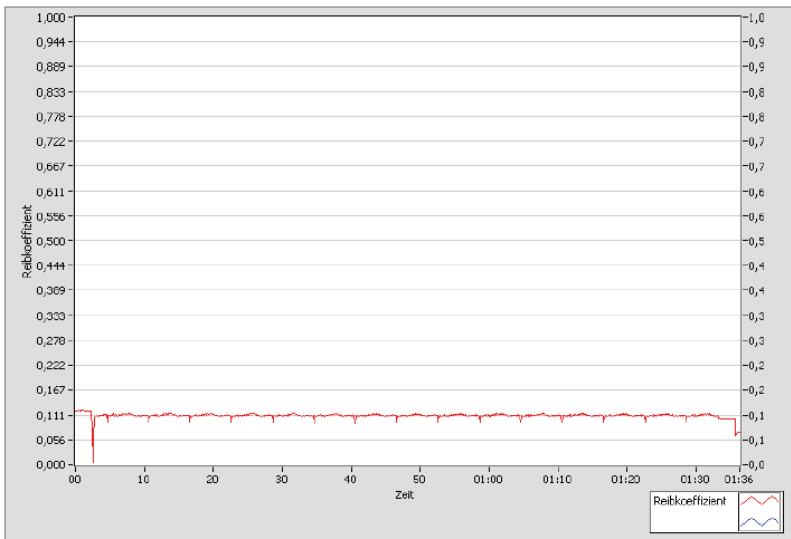


Bild 4.9 Ausdruck des Tribometer-Messprotokolls für ablaufende Drehbewegungen bei 10 min^{-1}

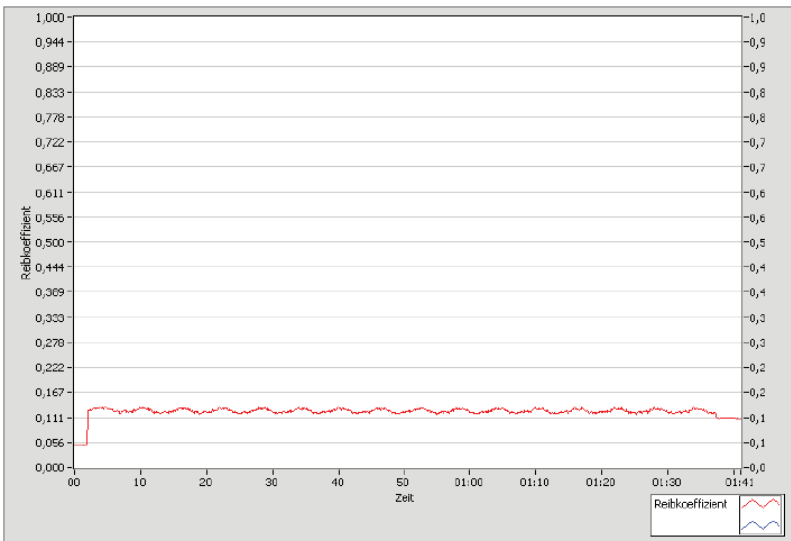


Bild 4.10 Ausdruck des Tribometer-Messprotokolls für auflaufende Drehbewegungen bei 10 min^{-1}

Weiterhin ist zu sehen, dass bei ablaufenden Drehbewegungen die Reibwertkurve relativ konstant verläuft, aber für auflaufende Drehbewegungen bei 10 min^{-1} sehr wellig ist. Daraus ergibt sich, dass auch das auftretende Reibmoment für auflaufende Drehbewegungen stärker schwankt. Dies könnte für die schon erwähnte Kraftverstärkung ähnlich wie bei einer auflaufenden Backenbremse sprechen. Wenn sich das Federende gespannt hat, löst sich dieses aus der Position und der Reibwert fällt kurzfristig ab, bis sich das Federende wieder leicht verkeilt, so dass ein Stick-Slip-Effekt entsteht.

Weiterhin wurde versucht, aus den Messungen der Reibwerte auch die Übergangskurve zwischen Haft- und Gleitreibung zu ermitteln, die später für die Berücksichtigung der Reibung in den Simulationen benötigt wird, um diesen Übergang möglichst gut nachzubilden zu können. Die Messungen zur Bestimmung des Haftreibwertes μ_H *vorh* fanden dazu auch an einer verstellbaren Schiefen Ebene statt, wie in sie Bild 4.11 gezeigt wird. Es wurden für die geölte und die ungeölte Paarung hauptsächlich Werte zwischen 0,2 und 0,22 ermittelt. Es traten jedoch auch davon abweichende Werte bis $\mu = 0,27$ auf.

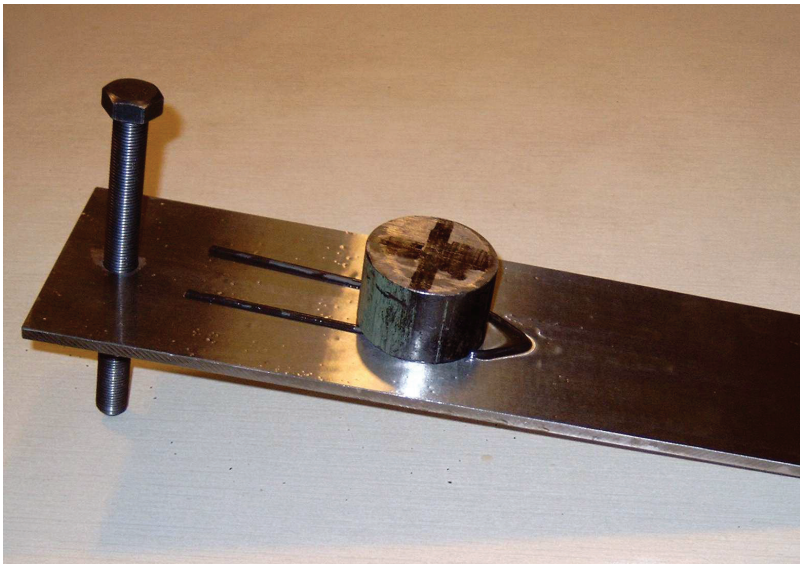


Bild 4.11 Schiefe Ebene zur Ermittlung des Haftreibwertes μ_H

Zusammenfassend kann zu den Untersuchungen zum Drehverhalten von Ventildedern bei langsamer Einfederung und zu den Reibwertmessungen festgestellt werden, dass die in der Praxis festgestellten Drehbewegungen der Ventildeder und des Ventilstößels bzw. des Federtellers ihre Ursachen nur in der dynamischen Anregung der Ventildeder haben können. Unter statischen Bedingungen ist stets gewährleistet, dass der vorhandene

Reibwert μ_{vorh} größer ist als der Mindestreibwert μ_{Grenz} , der ein Verdrehen der Federenden gegenüber der Auflagefläche verhindert. Deshalb kann nur eine Entlastung des Federendes dafür infrage kommen. Welche Parameter der Feder selbst bzw. ihrer Umgebung für das Auslösen der Drehbewegungen eine Rolle spielen und wie sich diese im Einzelnen auswirken, soll mit den nachfolgenden experimentellen Untersuchungen geklärt werden.

4.3 Untersuchungen zur Drehbewegung von Ventildedern und Federtellern bei dynamischer Anregung

4.3.1 Versuchsprogramm und Anforderungen an den Versuchsstand

Die vorangegangenen Untersuchungen zur statischen Einfederung haben gezeigt, dass die Drehbewegungen der Ventildeder im Motor ihren Ursprung nur in der dynamischen Anregung der Feder haben können und damit mit dem Schwingungsverhalten der Feder und ihrer Umgebung sowie mit der Reibung an den Berührungsstellen mit den benachbarten Bauteilen im engen Zusammenhang stehen. Ausgehend von dieser prinzipiellen Erkenntnis sollen im Folgenden mögliche Einflussfaktoren auf die Drehbewegung genauer untersucht werden. Für diese Untersuchungen werden folgende Einflussfaktoren für wichtig erachtet:

- Eigenfrequenzen der Feder, insbesondere die Längseigenfrequenz
- Mantelform der Feder
- Vorspannung der Feder
- Gestaltung der End- und Übergangswindungen
- Steigungsaufbau der Feder
- Winderichtung der Feder
- Nockenform
- Nockenwellendrehzahl
- Masse des Ventilstößels
- Massenträgheitsmoment des Ventilstößels
- Reibverhalten zwischen Feder und Federteller (Rauhigkeit, Materialpaarung, etc.)

Bei der Variation der einzelnen Einflussfaktoren ist zu beachten, dass diese nicht immer unabhängig voneinander sind. So hängen z.B. die Eigenfrequenzen, deren Größe sich aus den Federabmessungen und den Materialkennwerten errechnet (s. Abschnitt 2.3), je nach Federtyp mehr oder weniger vom jeweiligen Federweg und der Vorspannung ab.

Das gilt nicht nur für Federn mit nichtzylindrischer Mantelform bzw. mit veränderlicher Steigung und demzufolge nichtlinearer Federkennlinie. Streng genommen gilt dies auch für zylindrische Schraubenfedern mit konstanter Steigung [Lut-00], da es während der Einfederung zum Anlegen der Übergangswindungen und damit zur Änderung der federnden Windungszahl kommt.

Um die genannten Einflussparameter auf die Drehbewegung der Feder bei dynamischer Belastung und dabei zugrunde liegende Gesetzmäßigkeiten näher untersuchen zu können, ist es notwendig, eine entsprechende Versuchsvorrichtung aufzubauen. Da der Aufwand, einen kompletten Motor für die Versuche einzusetzen, sehr groß wäre, fiel als Erstes die Entscheidung, einen Ventiltrieb nachzubauen, für den ein Teil aus einer serienmäßigen Nockenwelle mit zugehöriger Aufnahme und der Tassenstößel Verwendung finden sollen. Dieses Vorgehen hat auch den Vorteil, dass Störeinflüsse in Form verschiedenster Schwingungen aus dem Motorbetrieb von vornherein vermieden werden.

Somit ergibt sich die Aufgabe, einen Versuchsstand zu entwickeln und aufzubauen, der die Verhältnisse im Motor nachbildet und die Variation der oben genannten Einflussgrößen ermöglicht, aber keine Störeinflüsse auf das Drehverhalten der Feder ausübt. Daraus leiten sich folgende Anforderungen an die Konstruktion des Versuchsstandes ab:

- Der Stößel, der den Ventilstößel im Motor repräsentiert, soll senkrecht beweglich angeordnet sein, um den Aufbau der meisten Motoren möglichst gut nachzubilden. Bei einem senkrechten Aufbau treten außerdem keine Querkraftwirkungen infolge Eigengewicht auf die Feder und den Stößel auf.
- Die beiden Federteller sollen mit ihren jeweiligen Aufnahmen sowohl fest verschraubt sein, aber für spezielle Versuche in diesen auch drehbar angeordnet werden können.
- Die Befestigung für den unteren Federteller soll nicht drehbar ausgeführt sein, für einige Versuche soll aber alternativ dazu auch eine drehbare Aufnahme der Feder bzw. des unteren Federtellers möglich sein.
- Die Aufnahme für den oberen Federteller soll zusammen mit dem Stößel analog zum Ventilstößel im Motor drehbar ausgeführt sein, es soll aber alternativ dazu auch eine Möglichkeit vorgesehen werden, diese Aufnahme und damit den Stößel an der Drehbewegung zu hindern.
- Die Nockenform soll veränderbar sein.
- Der Versuchsstand soll durch Federtelleraustausch für unterschiedliche Federn geeignet sein.
- Die Vorspannung der Feder soll leicht variabel einstellbar sein.

- Die Anregungsfrequenz der Feder bzw. die Drehzahl der Nockenwelle sollen feinfühlig verstellbar sein.
- Die Masse des Stößels und dessen Massenträgheitsmoment um die Mittelachse von Feder und Stößel sollen einfach zu verändern sein.

4.3.2 Versuchsstand und dessen Erprobung

Die genannten Forderungen wurden in dem Versuchsstand verwirklicht, wie er im Bild 4.12 und Bild 4.13 dargestellt ist. Im Einzelnen werden diese Forderungen wie folgt umgesetzt:

- Wie mit der grundsätzlichen Vorentscheidung zum Aufbau des Versuchsstandes im Abschnitt 4.3.1 festgelegt, wird ein Teil einer Nockenwelle 1 aus einem handelsüblichen Ottomotor mit dazugehöriger Lagerung (Nockenwellenaufnahme 2) und der zugehörigen Tasse 9 verwendet und auf einem Bauteilträger 3 aufgebaut, der gleichzeitig die Führung des Stößels 4 übernimmt.
- Der Antrieb des Versuchsaufbaus erfolgt über einen Elektromotor. Die Übertragung der Bewegung von der Motorwelle und zur Nockenwelle übernimmt ein Zahnriemengetriebe.
- Durch die Ansteuerung des Motors mit einem Frequenzumformer kann die Drehzahl der Nockenwelle feinfühlig verstellt werden. Der Frequenzumformer ermöglicht die Verstellung der Motorfrequenz bzw. der Motordrehzahl in Schritten von 0,1 Hz bzw. 6 min^{-1} . Da zwischen der Motorabtriebswelle und der Nockenwelle außerdem eine Zahnriemengetriebeübersetzung von 30:22 besteht, ergibt sich für die Nockenwellendrehzahl eine Schrittweite von 0,137 Hz bzw. $8,1818 \text{ min}^{-1}$.
- Für den Stößel 4 des nachgebildeten Ventiltriebs wurde forderungsgemäß eine senkrechte Betätigungsrichtung verwirklicht.
- Die Federteller sind mit den jeweiligen Aufnahmen 5 und 7 fest verschraubt. Die Aufnahmen ermöglichen durch Einbauen von verschiedenen großen Federtellern auch Versuche mit größeren bzw. kleineren Federn bzw. von Federn mit modifizierter Form der Federenden. Zusätzlich besteht auch die Möglichkeit, die Federteller nicht mit einer Schraube, sondern mit axial eingeschaubten Stiften zu befestigen, so dass eine Drehung der Federteller gegenüber der Aufnahme um diesen Stift erfolgen kann und die Drehbewegung der Feder nur durch die Reibung zwischen Federteller und Aufnahme behindert wird.
- Die Aufnahme 7 für den unteren Federteller ist über einen zylindrischen Stab höhenverstellbar und kann mittels der Halterung 10 geklemmt werden. Damit sind verschiedene Vorspannungen und auch verschiedene Federlängen realisierbar.

bar. Der untere Federteller ist wie im Motor feststehend ausgeführt. Es besteht aber auch hier die Möglichkeit, Untersuchungen mit einem drehbaren unteren Federteller 7 durchzuführen.

- Die Masse des Stößels und dessen Massenträgheitsmoment um seine Drehachse können verändert werden. Die Veränderung der Masse erfolgt durch Veränderung der Stößellänge, ohne dass sich dadurch das Massenträgheitsmoment zu stark erhöht. Die Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes geschieht durch Einmontieren von Scheiben mit großem Durchmesser zwischen Federteller und Stößel oder aber deren Klemmen auf dem Stößel, ohne dadurch die Masse des kompletten Stößels wesentlich zu erhöhen (s. hierzu Tabelle 4.7 und Tabelle 4.8).
- Die Bewegungs- bzw. Anregungsfunktion kann durch den Einbau einer anderen Nockenwelle mit anderer Nockenform verändert werden. Hierfür ist neben dem Teil der verwendeten Originalnockenwelle eine Nockenwelle mit einem exzentrischen Nocken mit annähernder Sinusfunktion vorgesehen.
- Die Federteller sind leicht austauschbar. Damit erlaubt der Versuchsstand die Untersuchung von verschiedenen Federn und die Verwendung der jeweils zu den Federn passenden Federteller.

Von diesem realisierten Versuchsaufbau wird außerdem gefordert, dass er keine störenden Auswirkungen auf das Drehverhalten ausübt (s. Abschn. 4.3.1). Dies war nicht auszuschließen, weil bei dem verwendeten Teilstück der Nockenwelle und des Nockenwellenträgers eines Serienmotors die Tasse außermittig vom Nocken betätigt wird und bereits FINK festgestellt hat [Fin-93], dass die außermittige Betätigung zur Drehung der Tasse führen kann. Diese Drehung der Tasse wiederum kann durch Reibung auf den Stößel und die Feder übertragen werden. Aus diesem Grund bestand eine wichtige Voraussetzung für die Durchführung der geplanten Versuche zunächst darin zu überprüfen, ob nicht die außermittige Tassenbetätigung oder auch Schwingungen des Versuchsaufbaus selbst als Ursache für die Drehbewegungen des Stößels mit dem oberen Federteller und somit auch der Feder in Betracht kommen. Um dies zu testen, wurde anstatt der Feder ein Pneumatikzylinder mit Druckspeicher in den Versuchsstand eingebaut und dieser mit verschiedenen Nockenwellendrehzahlen betrieben. Dabei stellte sich heraus, dass unter keinen Umständen eine Drehbewegung des Stößels mit der Federaufnahme zu erkennen war. Die Ergebnisse dieses Versuchs bestätigten somit, dass die Anregung der Drehung von Feder oder Federteller nicht durch den Versuchsstand erfolgt, sondern mit der dynamischen Anregung der Ventildfeder in Zusammenhang zu bringen sein muss.

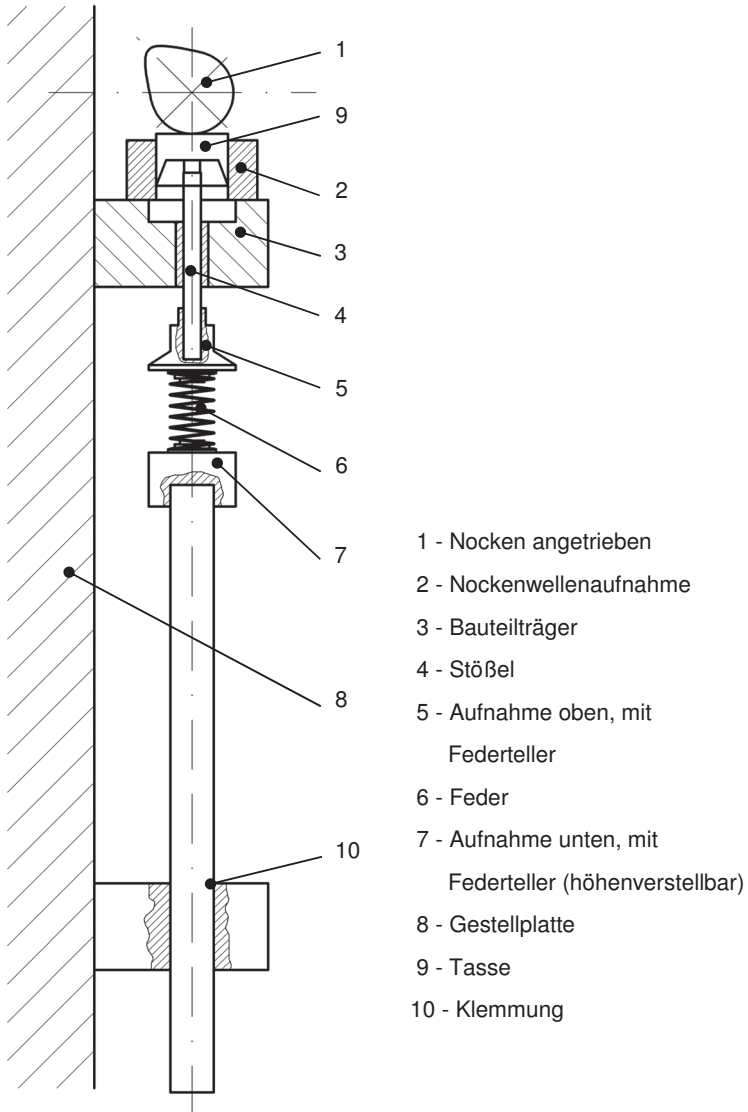


Bild 4.12 Prinzipieller Aufbau des Versuchsstandes

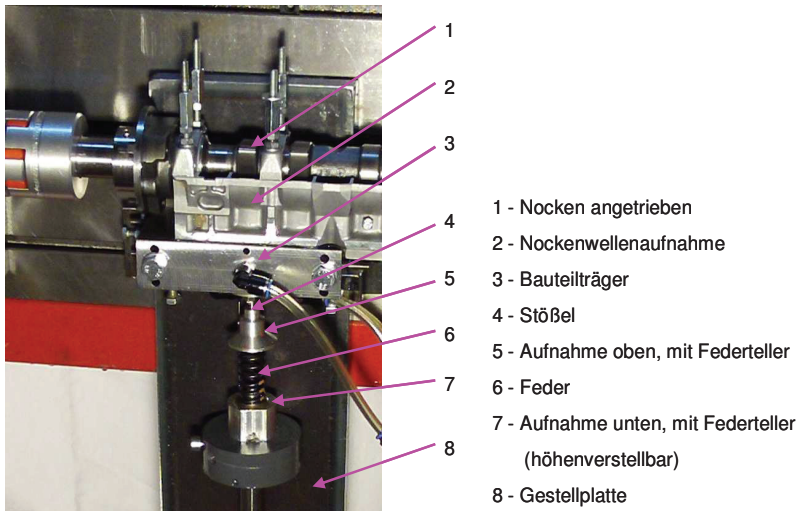


Bild 4.13 Teilansicht des realisierten Versuchsstandes

4.3.3 Versuchsbedingungen

Um das eingangs genannte Versuchsprogramm verwirklichen zu können, müssen noch die Versuchsbedingungen und speziell die Parameter der Bauteile festgelegt werden, die für die Untersuchungen der Drehbewegungen von Ventilfeuern und Federtellern bzw. des Stößels benötigt werden. Dies soll im Folgenden für die verwendeten Ventilfeuern und daraus abgeleitete Varianten hinsichtlich Winderichtung und Gestaltung der End- und Übergangswindungen sowie die eingesetzten Nocken zur Stößelbetätigung und die verschiedenen Stößelvarianten erfolgen.

4.3.3.1 Versuchsfedern

Für die geplanten Untersuchungen zum Einfluss der Nockenwellendrehzahl und der Federvorspannung werden hauptsächlich die beiden Federn eingesetzt, die im Bild 4.14 dargestellt und deren Parameter in Tabelle 4.2 aufgeführt sind.



Bild 4.14 Bilder der zylindrischen und der konischen Feder, mit der die meisten Versuche durchgeführt wurden

Tabelle 4.2 Daten der beiden hauptsächlich verwendeten Versuchsfedern

	Zylindrische Feder	Konische Feder
Einsatz in	Dieselmotor	Ottomotor
Drahtdurchmesser	2,65 mm	3,50 mm
mittlerer Windungsdurchmesser oben	19,15 mm	20,0 mm
mittlerer Windungsdurchmesser unten	19,15 mm	25,9 mm
Windungszahl gesamt	8,1	7,6
Federnde Windungen	6,3 – 5,1	5,8 – 2,85
Windungsrichtung	Rechts	Rechts
Ungespannte Länge L_0	47,5 mm	48,5 mm
Länge L_1	32 mm	37,0 mm
Länge L_2	24 mm	27,3 mm
Blocklänge L_{Block}	21,2 mm	25,9 mm
Kraft F_1	170 N	240 N
Kraft F_2	266 N	540 N
Federrate c_1	11,4 N/mm	Ca. 21,4 N/mm

Federrate c_2	14 N/mm	Ca. 43,6 N/mm
Werkstoff	VDSiCr	VDSiCrV
Längseigenfrequenz bei L_1 1)	413,6 Hz	Lt. Zchg 415 Hz 452,8 Hz
Längseigenfrequenz bei L_2 1)	414,1 Hz	Lt. Zchg. 844 Hz 766,3 Hz
Dreheigenfrequenz bei L_1 1)	465,6 Hz	509,3 Hz
Dreheigenfrequenz bei L_2 1)	466,0 Hz	861,9 Hz
Quereigenfrequenz bei L_1 1)	522,6 Hz	615,5 Hz
Quereigenfrequenz bei L_2 1)	549,6 Hz	1179,1 Hz
Masse gewogen	19,54 g	37,90 g
Massenträgheitsmoment um die Federlängsachse (berechnet)	1,8 kgmm ²	ca. 5,2 kgmm ²
E-Modul	206.000 N/mm ²	206.000 N/mm ²
G-Modul	81.500 N/mm ²	81.423 N/mm ²

1) Berechnungen nach LUTZ [Lut- 00]

Für die Untersuchungen zum Einfluss der Gestalt der End- und Übergangswindungen wurden insgesamt zehn Varianten zu der zylindrischen Ventildfeder angefertigt, die als eine der Beispielfedern ausgewählt wurde und im Weiteren auch als Originalfeder bezeichnet werden soll. Die Varianten der Versuchsfedern mit unterschiedlichen End- und Übergangswindungen sind Tabelle 4.3 zu entnehmen.

In der nachfolgenden Tabelle 4.4 sind Bilder ausgewählter Varianten dieser Federn dargestellt. Im Einzelnen haben die Veränderungen der End- und Übergangswindung gegenüber der Originalfeder folgende Auswirkungen: Prinzipiell erhöht sich durch zusätzliche End- und Übergangswindungen die Masse der Feder und deren Massenträgheitsmoment. Eine zusätzliche Endwindung erhöht die Federmasse und das Massenträgheitsmoment einseitig. Die etwas mehr angeschliffene Auflagefläche der Endwindungen reduziert die Federmasse und das Massenträgheitsmoment geringfügig.

Durch eine nach außen gezogene Endwindung wird das Massenträgheitsmoment etwas erhöht. Umgekehrt wird bei nach innen gezogener Endwindung das Massenträgheitsmoment geringfügig erniedrigt. Weiterhin bedeutete eine nach außen gezogene Endwindung, dass an dieser Seite der Feder ein größerer Hebelarm für die von der Federkraft erzeugte Reibkraft vorhanden ist und demzufolge ein größeres Reibmoment bzw. übertragbares Drehmoment entsteht. Bei einer nach innen gezogenen Endwindung ergibt sich eine Verkleinerung des Hebelarmes und damit eine Verkleinerung des Reibmomentes.

Tabelle 4.3 Abwandlungen der normalen zylindrischen Feder





Var. 1	Feder oben oder unten mehr geschliffen
Var. 2	oben oder unten zusätzlich 0,5 Windungen anliegend
Var. 3	oben oder unten zusätzlich 1,0 Windungen anliegend
Var. 4	oben oder unten zusätzlich eine Windung nach außen gezogen
Var. 5	oben oder unten 1 Windung nach innen gezogen
Var. 6	1,0 Übergangswindungen
Var. 7	0,5 Übergangswindungen
Var. 8	einseitig 0,5 Übergangswindung
Var. 9	einseitig 1 Übergangswindung
Var. 10	am einen Federende 0,5 und am anderen 1,0 zusätzliche Übergangswindungen

Der theoretische Steigungsaufbau der Federn mit den unterschiedlichen Übergangswindungen ist in Bild 4.15 dargestellt. In dem Bild sind die verschiedenen Varianten der Endwindungen mit Ausnahme der Feder mit einer Endwindung nicht berücksichtigt. Aus dem Bild geht zugleich hervor, dass mit der Variation der Zahl der Übergangswindungen die Anzahl der Windungen mit konstanter Windungssteigung und damit auch die Eigenfrequenzen der Feder beeinflusst werden. Mit Zunahme der Übergangswindung und der Abnahme der Windungen mit konstanter Steigung nimmt die Wegabhängigkeit der Eigenfrequenzen zu [Lut-00].

Weitere Versuchsfedern sind zur Untersuchung des Einflusses der Winderichtung notwendig. Hierfür werden Federn mit gleichen technischen Daten, aber mit entgegen gesetzter Winderichtung verwendet (Bild 4.16). Es handelt sich dabei um Federn, die im ungesetzten Zustand in die betreffenden Baugruppen montiert werden und dann erst auf die endgültigen Maße gesetzt werden, weshalb bei diesen Federn die Endwindungen der Federn vor der Montage noch nicht die endgültige Form haben. Da dies kleine Federn

sind, die mit dem relativ großen Hub des Versuchsstandes beaufschlagt werden, haben diese über den Hub ein progressives Verhalten, wodurch sich auch ihre Eigenfrequenzen verändern. Die Daten dieser Federn sind in Tabelle 4.5 zusammengestellt. Bei der Durchführung der Versuche ist die Definition der Drehrichtung zu beachten (s. Abschn. 4.1). Danach entspricht die positive Drehrichtung stets der Winderichtung der Feder.

Tabelle 4.4 Darstellung ausgewählter Varianten der Federendenform

Variante 2	Variante 3
	
Oben 0,5 Windungen zusätzlich angelegt	Oben 1 Windungen zusätzlich angelegt
Variante 4	Variante 5
	
Obere Endwindung nach außen gezogen	Obere Endwindung nach innen gezogen

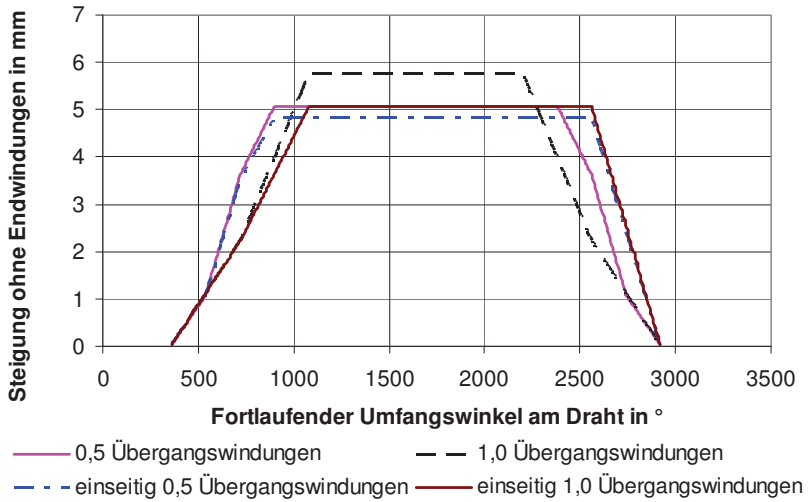


Bild 4.15 Vergleich der theoretischen Vorgaben für den Steigungsaufbau der Federn mit unterschiedlicher Übergangswindungszahl und einer Endwindung



a) links gewundene Feder



b) rechts gewundene Feder

Bild 4.16 Versuchsfedern mit entgegengesetzter Winderichtung

Tabelle 4.5 Daten der Federn für den Vergleichsversuch zwischen links und rechts gewundenen Federn

	links gewunden	rechts gewunden
Drahtdurchmesser d	1,4 mm	
Außendurchmesser D_a	10,9 mm	
Windungszahl n_f	7,75	
Geschliffene Endwindungen	0,75	
ungespannte Länge L_0	$\approx 29,1$ mm	
positive Winderichtung	links	rechts
positive Drehrichtung des- halb	links	rechts

Schließlich werden noch Versuchsfedern zur Untersuchung des Einflusses von Fertigungsabweichungen benötigt. Dazu werden drei nahezu gleiche Federsorten aus verschiedenen Fertigungslosen ausgewählt, die für den gleichen Einsatzfall nach Zeichnung mit gleichem Drahtdurchmesser, Federaußendurchmesser, Windungszahl und Federlänge hergestellt worden sind, von denen bei einer Variante im Gegensatz zu den anderen beiden Varianten aber so gut wie keine Drehbewegungen zu beobachten waren.

4.3.3.2 Bewegungs- bzw. Anregungsfunktionen der Nockens

Für die Betätigung des Stößels, der dem Ventilstößel im Motor entspricht, und der Ventilsfeder kommen der Nocken des Teilstücks der Nockenwelle eines Ottomotors sowie als alternative Variante dazu ein Exzenternocken zum Einsatz. Der Nocken des Teilstücks der eingebauten Motornockenwelle hat einen Hub von 9 mm. Die Bewegungs- bzw. Anregungsfunktion dieses Nockens, kurz Nockenfunktion, ist in Bild 4.17 dargestellt.

Diese Bewegungs- bzw. Anregungsfunktion des Nockens im Bild 4.17 kann durch Überlagerung von mehreren Sinusfunktionen dargestellt werden, was durch eine Fourieranalyse der Nockenfunktion sichtbar wird. Aus diesem Grund wird für die Nockenfunktion des im Versuchsstand verwendeten Nockens eine Fourieranalyse durchgeführt [Bar-76], [Pap-06]. Das Ergebnis der Fourieranalyse ist in Bild 4.18 und Bild 4.19 dargestellt. Wie diese Bilder zeigen, setzt sich die Nockenfunktion aus sehr vielen Sinusschwingungen mit unterschiedlicher Frequenz zusammen, von denen auch Schwingungen oberhalb der 10. Ordnung noch Längsschwingungen der Feder anregen können, da diese Oberschwingungen noch relativ große Fourier-Koeffizienten bzw. Amplituden aufweisen.

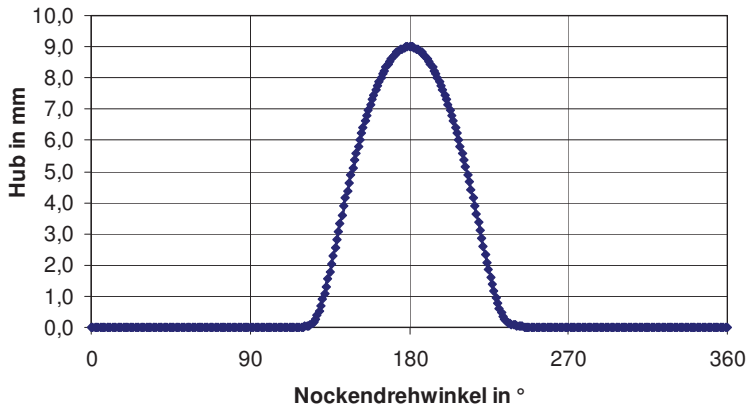


Bild 4.17 Bewegungsfunktion des Nockens des verwendeten Teilstücks der Motorwelle

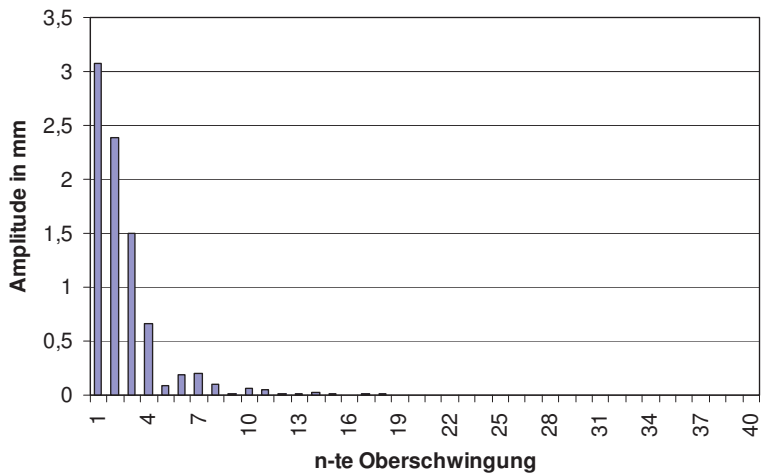


Bild 4.18 Ergebnis der Fourieranalyse der Bewegungsfunktion des Nockens

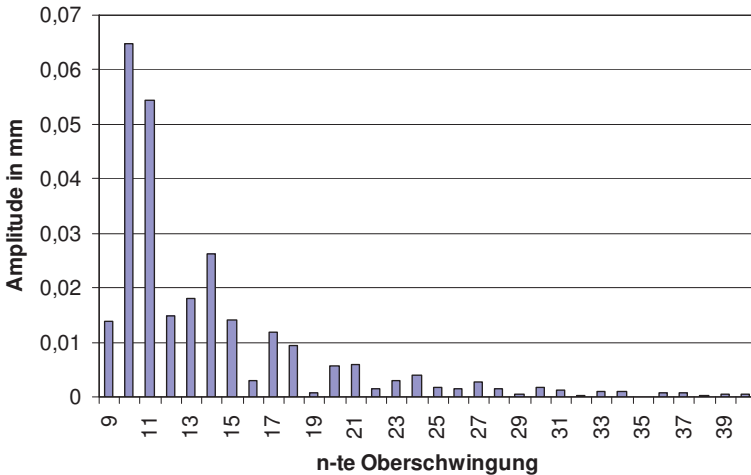


Bild 4.19 Ergebnis der Fourieranalyse der Bewegungsfunktion des Nockens ab der 9. Oberschwingung

Geht man von einer Motorkurbelwellendrehzahl n_{Mo} von 1.000 min^{-1} bis 4.500 min^{-1} für einen Dieselmotor aus, so entspricht dies mit

$$n_{NW} = 0,5n_{Mo} \quad (18)$$

einer Nockenwellendrehzahl n_{NW} von 500 min^{-1} bis 2.250 min^{-1} bzw. Anregungsfrequenzen der Nockenwelle von $8,3 \text{ Hz}$ bis $37,5 \text{ Hz}$. Diese Frequenzen liegen weit unterhalb der Längseigen- bzw. Grundfrequenz der verwendeten zylindrischen Ventilsfeder von 414 Hz (s. Tabelle 4.2). Soll die Anregung der Längsschwingungen der Feder mit einem reinen Sinusnocken erfolgen, so wäre dafür eine Nockenwellendrehzahl von

$$n_{NW} = f_e \cdot 60 \frac{s}{\text{min}} = 414 \frac{1}{s} \cdot 60 \frac{s}{\text{min}} = 24.840 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

erforderlich, die in üblichen Motoren nicht realisierbar ist.

Aus der Größe der Längseigen- bzw. Grundeigenfrequenz der Feder kann errechnet werden, welche Nockenwellendrehzahl n_{NW} bzw. Kurbelwellendrehzahl n_{Mo} benötigt wird, um die Feder durch die einzelnen Oberschwingungen der Nockenfunktion in Längseigenschwingungen zu versetzen. Diese Nockenwellendrehzahlen ergeben für die Anregungsschwingung mit der Ordnungszahl j aus

$$n_{NW} = \frac{f_e}{j} \cdot 60 \text{ min}^{-1} = f_{NW} \cdot 60 \text{ min}^{-1}. \quad (20)$$

Tabelle 4.6 zeigt, welche Nockenwellendrehzahl n_{NW} bzw. Kurbelwellendrehzahl n_{Mo} im Motor bei welcher Ordnung j der Oberschwingung der Nockenfunktion benötigt wird, um die Feder in Längsschwingungen zu versetzen. Aus der Tabelle geht hervor, dass selbst bei normalen Motordrehzahlen von ca. 2.500 min^{-1} noch Schwingungen der Feder angeregt werden können.

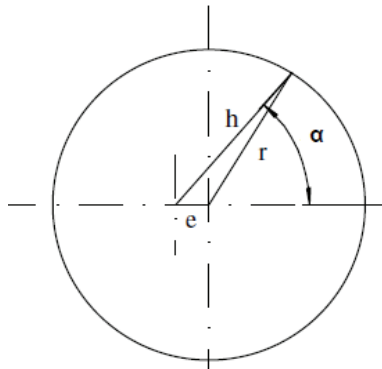
Um die Auswirkungen der Nockenform auf die Drehbewegung von Ventildfedern zu untersuchen, wird auch der Einbau eines Exzenternockens vorgesehen, der ebenso wie der Nocken des verwendeten Motornockenwellenteils einen Hub von 9 mm realisiert. Der Nocken ist als Kreisscheibe mit einem Durchmesser von 47 mm ausgeführt (s. Bild 4.20) und entspricht damit dem maximalen Durchmesser des ursprünglichen Nockens. Durch außermittiges Versetzen der Aufnahmebohrung um 4,5 mm ergibt sich der Hub von 9 mm. Zwar bewegt sich der Tassenstößel bei der im Versuchsstand realisierten Anordnung des Exzenternockens nicht nach einer exakten Sinusfunktion, doch lagen die relativen Abweichungen im Bereich von ca. 20 %. Die Berechnung der Bewegungsfunktion zeigt Bild 4.20. Eine Fourieranalyse dieses Exzenternockens liefert ab der 3. Ordnung jedoch nur noch sehr geringe Koeffizienten, wie in Bild 4.21 und Bild 4.22 dargestellt ist.

Tabelle 4.6 Zuordnung zwischen der Ordnungszahl j der anregenden Schwingung der Nockenfunktion und der Nocken- bzw. Kurbelwellendrehzahl des Motors

Ordnung j	---	1	2	3	4	5	6	7
Frequenz f_{NW}	Hz	414	207	138	104	83	69	59
Drehzahl n_{NW}	min^{-1}	24.840	12.420	8.280	6.210	4.968	4.140	3.549
Drehzahl n_{Mo}	min^{-1}	49.680	24.840	16.560	12.420	9.936	8.280	7.097

Ordnung j	---	8	9	10	11	12	13	14
Frequenz f_{NW}	Hz	52	46	41	38	35	32	30
Drehzahl n_{NW}	min^{-1}	3.105	2.760	2.484	2.258	2.070	1.911	1.774
Drehzahl n_{Mo}	min^{-1}	6.210	5.520	4.968	4.516	4.140	3.822	3.549

Ordnung j	---	15	16	17	18	19	20	21
Frequenz f_{NW}	Hz	28	26	24	23	22	21	20
Drehzahl	min^{-1}	1.656	1.553	1.461	1.380	1.307	1.242	1.183
Drehzahl n_{Mo}	min^{-1}	3.312	3.105	2.922	2.760	2.615	2.484	2.366



$$h = r \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha} + e \cdot \cos \alpha \quad (21)$$

Bild 4.20 Exzenternocken und Berechnung der Bewegungsfunktion

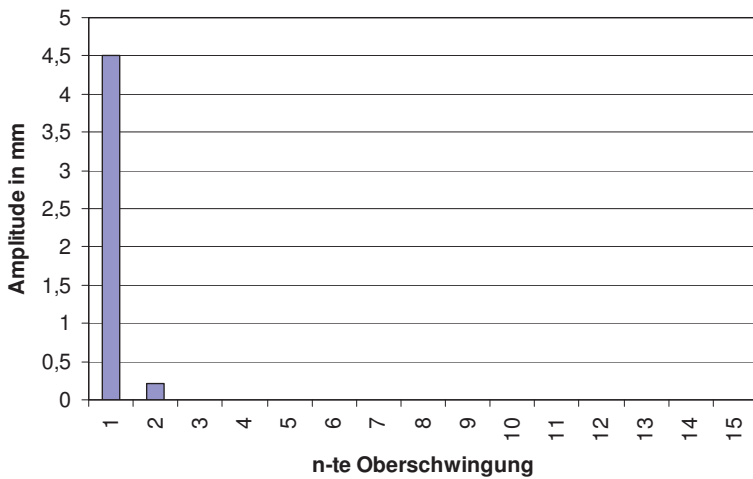


Bild 4.21 Darstellung der Ergebnisse der Fourieranalyse des Exzenternockens, komplett dargestellt

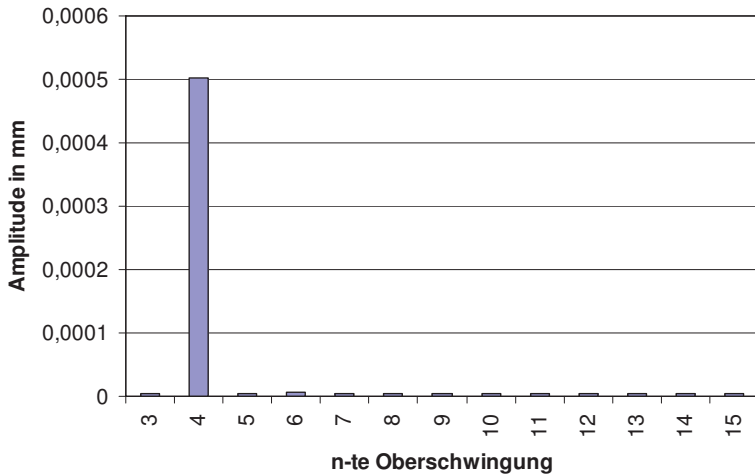


Bild 4.22 Darstellung der Ergebnisse der Fourieranalyse des Exzenternockens, ab der 3. Oberschwingung dargestellt

4.3.3.3 Varianten des Stößels

Da für die Dynamik des Systems und damit auch für das Drehverhalten der Ventildfeder und des Federtellers bzw. des Stößels neben der Feder, der Nockenfunktion und der Nockenwellendrehzahl auch die Masse und das Massenträgheitsmoment des Stößels, der den Ventilstößel im Motor nachbildet, eine Rolle spielen, soll in den Experimenten auch der Einfluss der Masse m_{St} und des Massenträgheitsmoments J_{St} des Stößels untersucht werden. Die verschiedenen Stößelvarianten werden aus den in Tabelle 4.7 aufgeführten Teilen zusammengesetzt.

Tabelle 4.7 Daten der Bestandteile der verschiedenen Stößelvarianten

Bauteil	Bezeichnung	Masse in g	Massenträgheitsmoment in kgmm^2
1	kurzer Stab (86,9 mm)	34,1	0,27
2	langer Stab (122,5 mm)	48,06	0,39
3	Scheibe (D50x1)	14,78	4,66
4	restlicher Stößel	41,96	4,38

Daraus lassen sich für die Untersuchungen die drei Stößelvarianten ableiten, die in Tabelle 4.7 zusammengestellt sind:

Tabelle 4.8 Daten der verschiedenen Stößelvarianten

Stößelvariante	Bauteilkombination	Masse in g	Massenträgheitsmoment in kgmm^2
1	1 und 4	76,06	4,65
2	2 und 4	82,16	4,77
3	1, 3 und 4	90,84	13,81

Die Stößelvarianten 1 und 2 werden zur Untersuchung des Einflusses der Stößelmasse m_{st} auf die Drehbewegung der Ventiltfeder genutzt. Hier ändert sich das Massenträgheitsmoment nur geringfügig. Die Stößelvarianten 1 und 3 dienen der Untersuchung des Einflusses des Massenträgheitsmomentes J_{st} . In dem Fall ändert sich das Massenträgheitsmoment im Vergleich zur Stößelmasse deutlich stärker.

4.3.3.4 Variationen der Reibverhältnisse an den Kontaktstellen der Feder mit dem Federteller

Wie die Untersuchungen zum Drehverhalten der Feder bei statischer Einfederung und Ergebnisse von Reibungsmessungen im Abschn. 4.2 gezeigt haben, kommt auch die Reibung an den Kontaktstellen der Feder mit ihrer Umgebung als Einflussfaktor infrage. Deshalb sollen stichprobenartige Versuche hierzu erfolgen. Variiert werden sollen der Schmierungszustand der Kontaktstellen (geölt, nicht geölt) sowie die Werkstoffkombination zwischen Federteller und Aufnahme. Neben der Paarung Stahl/Stahl werden dafür verschiedene Paarungen Stahl/Kunststoff ausgewählt. Hierfür wurden Scheiben aus Polyamid (PA6) und dem Murtfeldt-Werkstoff (Murtfeldt S[®]-grün), der besonders für Führungen etc. verwendet wird, eingesetzt.

4.3.3.5 Federnde Auflagebedingungen

Um zu klären, inwieweit sich federnde Auflagebedingungen auf das Drehverhalten von Feder und Federteller auswirken können, sollen auch Versuche mit Wellfedern als Zwischenlagen zwischen Feder und Federteller durchgeführt werden. Anlass für diese Versuche sind Beobachtungen an Federn mit veränderlichen Auflagebedingungen, wie sie bei den Untersuchungen an Stichproben aus unterschiedlichen Fertigungslosen festgestellt worden sind (s. a. Abschn. 4.3.5.9). Für diese Versuche sollen verfügbare Wellfedern so ausgewählt werden, dass diese bei vorgespannter Feder schon vollkommen zusammengedrückt sind und somit deren Höhe dann der Materialdicke entspricht. Vier Versuchsreihen sind hierfür vorgesehen: mit jeweils nur einer Wellfeder unten oder nur einer Wellfeder oben, mit zwei Wellfedern und ohne Wellfedern.

4.3.4 Versuchsplan und Versuchsdurchführung

Im Einzelnen ergibt sich für die experimentellen Untersuchungen der Versuchsplan nach Tabelle 4.9. Darin ist die Nockenwellendrehzahl als veränderlicher Parameter nicht aufgeführt, da diese in jeder Versuchsreihe variiert wird.

Zur Vorbereitung der Versuche zur Ermittlung der Einflussfaktoren auf die Drehbewegung der Feder und des Federtellers bzw. Stößels muss der Versuchsstand jeweils in der oben beschriebenen Weise eingerichtet werden. Dabei ist beim Einbau der Federn, der Federteller und der Einstellung der Vorspannung darauf zu achten, dass Feder und Federteller absolut zentrisch zur Drehachse bzw. Bewegungsrichtung des Stößels eingebaut werden, da schon kleine Versetzungen bzw. Verkippungen zwischen Federmittelachse und Betätigungsachse des Stößels größere Abweichungen in der Verdrehung der Federenden zueinander verursachen (s. Abschn. 4.2) und damit das Drehverhalten der Feder und des Federtellers beeinflussen können.

Tabelle 4.9 Übersicht über die geplanten Versuchsreihen (VR)

VR	konstante Versuchsparameter	veränderliche Versuchsparameter
1	zylindrische Feder, Stößel, Nocken	Vorspannung
2	konische Feder, Stößel, Nocken	Vorspannung
3	Stößel, Nocken	Federendenform, Vorspannung
4	Stößel, Nocken	Windesinn, Vorspannung
5	zylindrische Feder, Nocken	Stößelträgheitsmoment, Vorspannung
6	zylindrische Feder, Nocken	Stößelmasse, Vorspannung
7	zylindrische Feder, Stößel	Exzenter, Vorspannung
8	zylindrische Feder, Stößel, Nocken	Material der Federaufstandfläche
9	zylindrische Feder, Stößel, Nocken	federnde Beilagen (Wellfedern)

Bei den Versuchen wird die Nockenwellendrehzahl n_{NW} schrittweise allmählich hochgefahren und dabei das Drehverhalten von Feder und Federteller bzw. Stößel mit dem Auge beobachtet sowie Drehzahlen der Drehbewegungen von Feder und Federteller in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl protokolliert (s. Bild 4.23). Der oben genannte Frequenzumformer und die Zahnriemengetriebeübersetzung ermöglichen einen Anstieg der Nockenwellendrehzahl in Schrittweiten von 0,137 Hz bzw. 8,18 min^{-1} . Mit dieser Schrittweite erfolgt das Hochfahren der Nockenwellendrehzahl bei jeder der Versuchsvarianten und eingestellten Vorspannungen so lange, bis die

Federkraft nicht mehr ausreichte, um den Beschleunigungskräften infolge der Nockenbewegung entgegenwirken zu können. Dies führt zum Abheben der Tasse vom Nocken, was wiederum einen starken Anstieg des Geräuschpegels auslöst. An dieser Stelle endet dann der jeweilige Versuch, um danach die Untersuchungen mit einer neuen Vorspannung bzw. Parameterkombination fortzusetzen. Aus den ermittelten und notierten Zeiten für einige Umdrehungen der Feder und des Federtellers können dann die Drehzahlen für diese Bauteile berechnet und als Funktion der Nockenwellendrehzahl dokumentiert und ausgewertet werden.

4.3.5 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zu den verschiedenen Einflussgrößen auf die Drehbewegungen von Ventilfeeder und Federteller

Die Versuche zur Ermittlung der Einflussfaktoren auf die Drehbewegung von Ventilfeeder und Federteller bzw. Stößel wurden in der im Abschnitt 4.3.4 beschriebenen Weise mit den in Tabelle 4.9 genannten Zielstellungen durchgeführt und in Bild 4.24 bis Bild 4.49 ausgewertet. Dabei konnten folgende grundsätzlichen Beobachtungen gemacht werden:

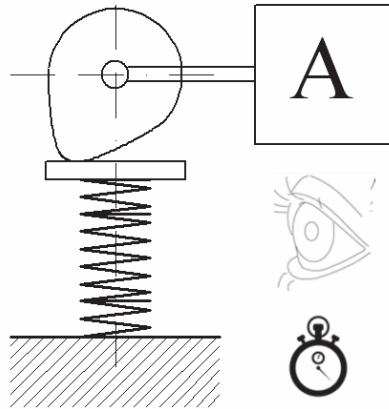


Bild 4.23 Versuchsanordnung und Versuchsdurchführung (schematisch)

Den jeweiligen Darstellungen der Funktion der Drehzahl von Feder bzw. Federteller in Abhängigkeit der Nockenwellendrehzahl bei verschiedenen Vorspannweiten ist zu entnehmen, dass die Drehzahlen nichtlinear mit der Nockenwellendrehzahl ansteigen. Die einzelnen dargestellten Funktionen ähneln auch keinem Polynom n-ten Grades. Es kam oft zu einem sehr sprunghaftem Ansteigen und wieder Abfallen der Drehzahl von

Feder und Federteller. Dies geschah innerhalb eines Bereiches der Zunahme der Motordrehzahl von wenigen 0,1 Hz. Danach folgte oft ein starker Abfall der Drehzahl von Feder und Federteller.

Die grafische Darstellung der Drehzahl der Feder und des Federtellers als Funktion der Nockenwellendrehzahl ähnelt sehr stark Resonanzkurven, allerdings mit mehreren Resonanzstellen. Diese sind, wie die Auswertung der Versuche noch zeigen wird, mit der Längseigenfrequenz der Feder, den Oberschwingungen der Bewegungsfunktion des Nockens und der Nockenwellendrehzahl in Verbindung zu bringen. Es war erkennbar, dass die Drehbewegungen meist in der Nähe von Nockenwellendrehzahlen auftreten, bei denen eine Oberschwingung der Bewegungsfunktion des Nockens - ein Vielfaches der Nockenwellenfrequenz - in Resonanz mit der Federlängseigenschwingung gehen kann (Bild 4.25). Um dies zu verdeutlichen, wurden in die Auswertediagramme für die Nockenwellendrehzahlen, die zu den jeweiligen Oberschwingungen der Nockenfunktion gehören, zusätzliche Netzlinien eingezeichnet, diese sind als Strich-Punkt-Linie dargestellt.

Die ermittelten Nockenwellendrehzahlen für die maximale Drehzahl des Federtellers sind nahezu identisch mit den Stellen maximaler Drehzahl der Feder. Dieser Zusammenhang ist in Bild 4.25 und Bild 4.48 zu sehen. Teilweise erfolgte beim Anheben der Nockenwellendrehzahl ein sehr abruptes Beschleunigen oder Bremsen der Drehbewegungen. Andererseits gab es auch Fälle, bei denen es einige Sekunden dauerte, bis sich eine relativ konstante Drehzahl eingestellt hatte. Dies zeigt, dass die auslösenden beschleunigenden sowie auch wieder verzögernden Momentenwirkungen auf die Drehbewegung, die durch Durchmesseränderung beim Betätigen der Ventilfeeder hervorgerufen werden (s. Abschn. 4.2), sehr gering sind.

Als weiterer Effekt war zu beobachten, dass sich die Feder teilweise bis zu einer gewissen Winkelstellung drehte, um dann dort die Drehbewegung zu beenden. Es gab bei diesen bestimmten Nockenwellendrehzahlen sogar bevorzugte Winkelstellungen, in denen dies geschah. Es wird angenommen, dass die Ursache dafür in den festgestellten leichten Unebenheiten der Federteller liegt.

Es war bei den Versuchen weiterhin zu beobachten, dass sich teilweise der obere Federteller, der bei den meisten Versuchen mit dem Stößel verschraubt ist, gemeinsam mit der Feder, d. h. mit gleicher Drehzahl drehte. Häufig drehte sich der Federteller wiederum auf der Feder in ablaufender Richtung. Dadurch ist in diesen Fällen die Drehzahl n_{FT} des Federtellers gegenüber dem Gestell größer als die Drehzahl n_{Fed} der Feder. Dieser Zusammenhang ist im Bild 4.25 deutlich sichtbar. Da sich der Federteller auch bei negativer Drehrichtung der Feder meist abstreifend auf der Feder drehte, ist die absolute Drehzahl des Federtellers auch hier größer als die der Feder, wie die entsprechenden Bilder zeigen. Es gilt dann meistens

$$n_{FT} > n_{Fed}, \text{ aber } |n_{FT}| < |n_{Fed}|. \quad (22)$$

4.3.5.1 Einfluss der Federvorspannung bei zylindrischen Ventilfedern

Die Versuche wurden mit der zylindrischen Feder nach Tabelle 4.2 und dem Stößel 1 nach Tabelle 4.8 bei insgesamt sechs verschiedenen Vorspannwegen s_I durchgeführt. Bei allen Versuchen erfolgte eine Erfassung der Drehzahl der Feder und des oberen Federtellers bzw. des Stößels in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl. Die Auswertung der Ergebnisse dieser Versuche zeigen Bild 4.24 und Bild 4.25.

Die Darstellung der niedrigsten Nockenwellendrehzahlen im Bild 4.24, bei der erstmals Drehbewegungen von Feder bzw. Federteller auftreten, verdeutlicht, dass bei größerem Vorspannweg s_I auch eine größere Nockenwellendrehzahl erforderlich ist, ehe es zu Drehbewegungen von Feder und Federteller kommt. Das trifft auch für den Stößel 2 mit der größeren Masse zu (s. Tabelle 4.8), bei dem die minimale Nockenwellendrehzahl aufgrund der größeren bewegten Masse niedrigere Werte annimmt (s. a. Abschn. 4.3.4.5). Jedoch handelt es sich bei diesen Zusammenhängen nicht um lineare Funktionen, wie Bild 4.24 und Bild 4.25 zu entnehmen ist.

Die Auswertung der Versuche im Bild 4.25 zeigt anschaulich den bereits oben genannten Verlauf von Resonanzkurven. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen, sind im Bild 4.25 auch Netzlinien für die Oberschwingungen der Nockenfunktion eingezeichnet, die die Feder zu Längseigenschwingungen mit der Grundfrequenz von 414 Hz anregen können. Aus dieser Darstellung geht hervor, dass die Maxima für die Drehzahl der Feder und des Federtellers mit den Oberschwingungen 10. bis 17. Ordnung der Nockenfunktion zusammenfallen, deren Frequenz bei der jeweiligen Nockenwellendrehzahl mit der Grundfrequenz der Feder übereinstimmt (vgl. hierzu Bild 4.18 und Tabelle 4.6). Die relativ geringe Amplitude dieser Oberschwingungen reicht offensichtlich aus, um die Feder in Längsschwingungen zu versetzen und dadurch das Federende soweit zu entlasten, dass das von der Federkraft an der Federaufstandsfläche hervorgerufene Reibmoment durch das am Federende wirkende Drehmoment überschritten wird (s. Abschn. 4.2.).

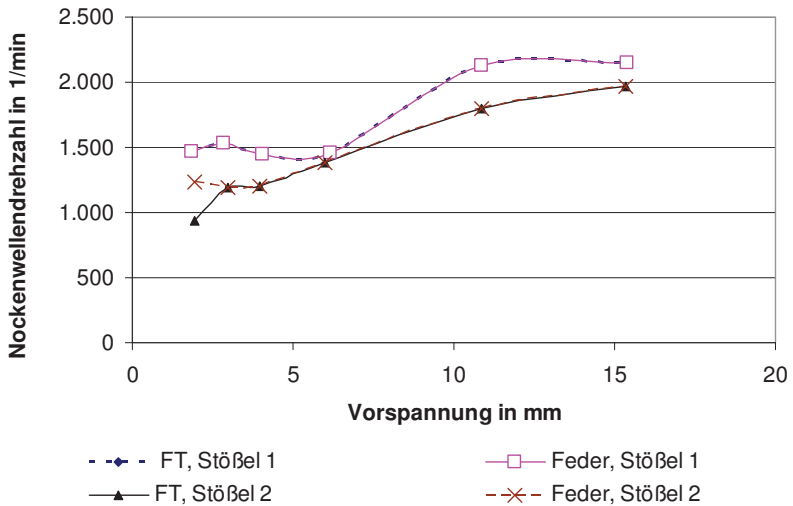


Bild 4.24 Drehzahl der Nockenwelle, bei der sich die Feder oder der Federteller (FT) zu drehen beginnen, in Abhängigkeit von Vorspannung s_j

Eine genauere Betrachtung der Funktionen der Drehzahlen von Feder und Federteller in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl bei unterschiedlichen Vorspannungen liefert im Einzelnen in Verbindung mit Bild 4.24 noch folgende Aussagen:

Bei einem geringen Vorspannweg von ca. 4 mm - dies entspricht einer Federeinbaulänge $L_1 = L_0 - s = 47,5 \text{ mm} - 4,0 \text{ mm} = 43,5 \text{ mm}$ - traten bei geringer Nockenwellendrehzahl keine Drehbewegungen auf. Bei langsam steigender Nockenwellendrehzahl begannen sich die Federn über dem unteren Federteller in ablaufender Richtung zu drehen (s. Bild 4.25). Mit größerer Vorspannung steigt die benötigte Nockenwellendrehzahl, ab welcher Drehbewegungen von Feder und / oder Federteller auftreten, immer weiter an (s. Bild 4.24). Bei sehr großen Vorspannwegen traten bei großen Nockenwellendrehzahlen zusätzlich auch auflaufende Drehbewegungen der Feder und des Federtellers auf. Für einen Vorspannweg $s_j = 15,4 \text{ mm}$ ist dies in Bild 4.25 dargestellt.

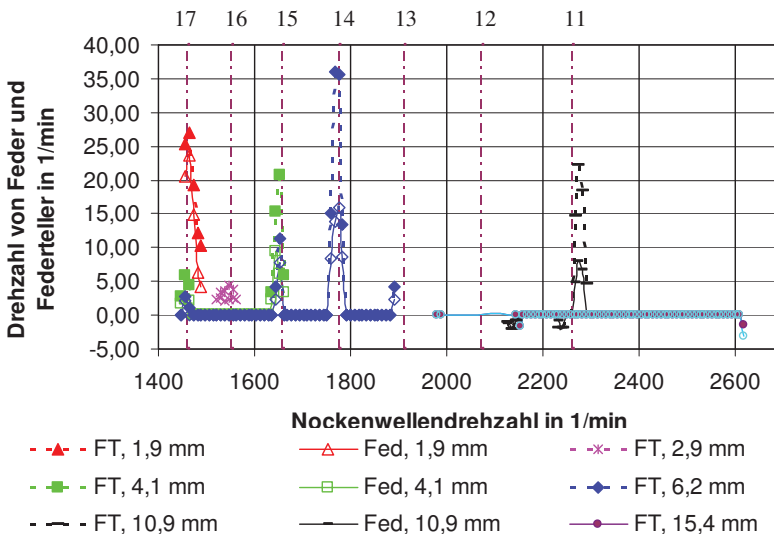


Bild 4.25 Drehzahl der Feder (Fed) und des Federtellers (FT) in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl und vom Vorspannweg s_j sowie von der Ordnungszahl j der Oberschwingung der Bewegungsfunktion des Nockens (beim Einsatz des Stößels 1)

4.3.5.2 Einfluss der Federvorspannung bei konischen Ventilfedern

Bei den Versuchen mit der in Tabelle 4.2 aufgeführten konischen Feder zeigte sich, dass die Drehbewegungen während einer Umdrehung der Feder recht ungleichmäßig erfolgen. Weiterhin konnte beobachtet werden, dass die sich einstellende, konstant bleibende Drehzahl erst nach ca. drei Umdrehungen von Feder und Federteller erreicht war. Dies bedeutet, dass es einige Zeit dauert, bis die Feder bzw. auch der Federteller eine Drehzahl erreichen, die dann ziemlich konstant bleibt.

Wie die Auswertung der Versuche in Bild 4.26 bis Bild 4.27 zeigt, verhielten sich die Drehbewegungen für Federteller und Feder auch bei der konischen Feder prinzipiell ähnlich wie bei der zylindrischen Ventilfeder. Die Maxima und Minima der Drehzahlen von Feder und Federteller bzw. Stößel lagen bis auf ca. 7 min^{-1} immer bei den gleichen Nockenwellendrehzahlen. Allerdings verliefen die resonanzartigen Kurven hier nicht mehr so spitz, sondern breiter als bei der zylindrischen Ventilfeder. Wie aus Bild 4.26 außerdem hervorgeht, sind die Bereiche mit den Kurven für die verschiedenen Vorspannwege auch nicht so klar voneinander abgegrenzt, wie das bei den zylindrischen Federn im Bild 4.25 der Fall war. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Eigenfrequenzen der konischen Feder, die eine progressive Federkennlinie besitzt, sehr viel stärker vom Vorspannweg und vom Nockenhub abhängen, als das bei der zylindrischen Feder der Fall ist. Dies verdeutlichen auch die Werte der Längs- und

Dreheigenfrequenzen für zwei kleinere Vorspannwege s_1 sowie die dazugehörigen Federwege s_2 unter Berücksichtigung des Nockenhubes in Tabelle 4.10, die nach LUTZ [Lut-00] errechnet wurden. Die tatsächlichen Werte der Eigenfrequenzen können von der Berechnung nach LUTZ abweichen, da, bedingt durch den Steigungsaufbau, bereits anliegende Windungen die Eigenfrequenzen der Federn beeinflussen. Sichtbar wird dieser Zusammenhang auch in Bild 4.27 und Bild 4.28, in denen die Kurven für die beiden Vorspannwege voneinander getrennt und zusätzlich zu Bild 4.26 noch die Netzlinien für die für Resonanzen der Feder mit den Oberschwingungen der Nockenfunktion eingetragen wurden. Dabei wurden in den grafischen Darstellungen die Längseigenfrequenzen der Feder im vorgespannten und gespannten Zustand berücksichtigt.

Tabelle 4.10 Eigenfrequenzen der konischen Feder in Abhängigkeit vom Federweg

Federweg	Längseigenfrequenz f_e	Dreheigenfrequenz f_d
$s_1 = 3,4 \text{ mm}$	409 Hz	460 Hz
$s_2 = 3,4 \text{ mm} + 9 \text{ mm} = 12,4 \text{ mm}$	454 Hz	511 Hz
$s_1 = 5,7 \text{ mm}$	420 Hz	472 Hz
$s_2 = 7,7 \text{ mm} + 9 \text{ mm} = 14,7 \text{ mm}$	468 Hz	526 Hz

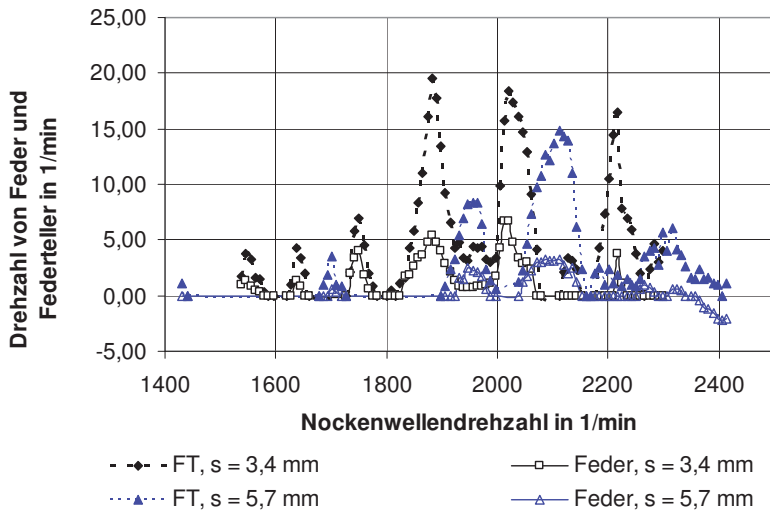


Bild 4.26 Drehzahl von Feder und Federteller in Abhängigkeit von Vorspannung s_1 und Nockenwellendrehzahl für die konische Ventilfeeder

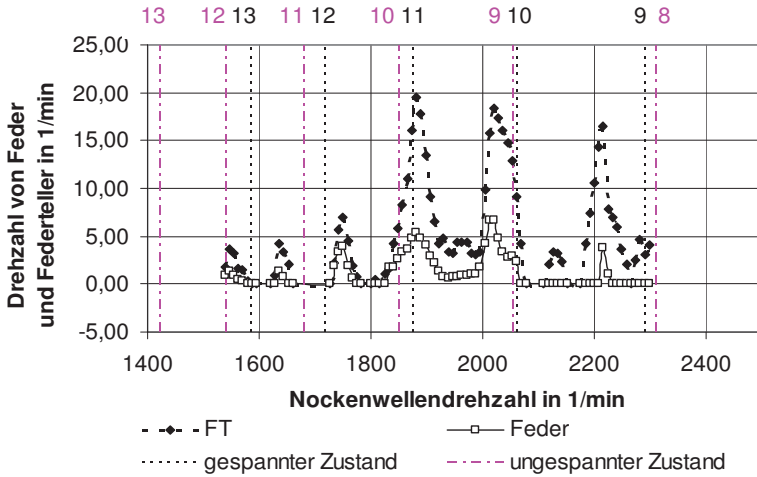


Bild 4.27 Drehzahl von Feder und Federteller in Abhängigkeit von der Nockenwelldrehzahl für die konische Feder mit Darstellung der Ordnungszahl j der zugehörigen Oberschwingungen der Nockenfunktion für den ungespannten und gespannten Zustand und einen Vorspannweg $s_j = 3,4$ mm

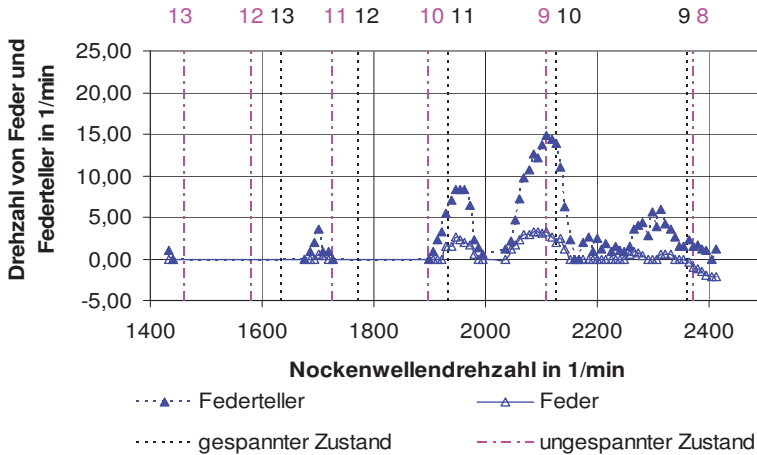


Bild 4.28 Drehzahl von Feder und Federteller in Abhängigkeit von der Nockenwelldrehzahl für die konische Feder mit Darstellung der Ordnungszahl j der zugehörigen Oberschwingungen der Nockenfunktion für den ungespannten und gespannten Zustand und einen Vorspannweg $s_j = 5,7$ mm

Aus den Bildern ist zu entnehmen, dass sich die Nockenwellendrehzahlen mit maximaler Drehzahl für Feder und Federteller zumeist besser mit den Resonanzstellen der Feder bei maximalem Nockenhub decken. Die Abweichungen zwischen den Stellen der Drehzahlmaxima und den Resonanzstellen der Feder resultieren u. a. auch daraus, dass die Berechnung der Eigenfrequenzen nur auf den Zahlenwerten aus der Federzeichnung beruht, die zwangsläufig die der realen Feder nicht genau widerspiegeln. Diese Differenzen wirken sich aufgrund der nichtlinearen Federkennlinie deutlich stärker auf die Eigenfrequenzen aus als bei der zylindrischen Ventilfeeder. Außerdem liegt bei der konischen Feder die Annahme nahe, dass der unterschiedliche Hebelarm für die Kraftwirkungen am Federende (mittleren Windungsradius der oberen bzw. unteren Endwindung) den Ausschlag für die hervorgerufenen Drehbewegungen der Feder gibt. Bei gleichzeitiger Fixierung beider Federteller fand meist am Federende mit dem großen Windungsdurchmesser eine ablaufende Drehbewegung statt, demzufolge am kleinen Durchmesser eine auflaufende Drehbewegung.

4.3.5.3 Einfluss der Gestalt der Federenden bei zylindrischen Ventilfeedern

Die Versuche wurden mit den in Tabelle 4.3 bzw. in Tabelle 4.4 angegebenen Federn für die Vorspannwege

$$s_I = 3,8 \text{ mm} \quad \text{und} \quad s_I = 14,2 \text{ mm}$$

durchgeführt. Die Federn unterscheiden sich voneinander jeweils nur durch das eine in der Tabelle angegebene Merkmal. Die eingesetzten Federteller blieben bei diesen Versuchen außer bei dem Versuch mit der Feder mit nach innen gezogener Endwindung stets gleich. Bei dieser Feder musste ein Federteller mit etwas kleinerem Durchmesser des Führungsbundes eingebaut werden.

Die Ergebnisse der Versuche sind in Bild 4.29 bis Bild 4.44 dargestellt. Die Bilder enthalten zum Vergleich auch die Ergebnisse, die sich für die Originalfeder ergeben haben. Zugleich sind darin auch wieder die Netzlinien für die Oberschwingungen der Nockenfunktion angegeben. Im Einzelnen lassen sich daraus folgende Schlussfolgerungen ableiten:

- Sowohl bei der Feder, die „oben mehr geschliffen“ ist als auch bei der Feder, die „unten mehr geschliffen“ ist (Variante 1 in Tabelle 4.3), liegen die Maxima der Drehzahlen wieder nahezu bei den gleichen Nockenwellendrehzahlen wie bei der nicht abgewandelten Feder (Originalfeder). Allerdings haben sich bei diesen Varianten die Feder und der Federteller etwas schneller gedreht. Bei sehr großer Vorspannung trat ein Bereich auf, in dem sich der Federteller schneller in negativer Drehrichtung drehte als die Feder. Dieser Zusammenhang ist in Bild 4.29 und Bild 4.30 zu sehen.

- Bei Federn mit einer halben oder ganzen zusätzlichen oben oder unten anliegenden Endwindung (Varianten 2 und 3) sind bei geringerem Vorspannweg $s_1 = 3,8$ mm die Stellen, an denen Drehbewegungen von Feder und Federteller auftreten, zu etwas niedrigeren Nockenwellendrehzahlen hin verschoben. Bei größerem Vorspannweg $s_2 = 14,2$ mm war fast keine Veränderung gegenüber der Originalfeder zu erkennen (s. Bild 4.31 bis Bild 4.34). Bei dieser Feder mit der zusätzlichen Endwindung und kleineren Vorspannung stellten sich bei der Feder geringere Drehzahlen ein. Dies erfolgte aber über einen größeren Drehzahlbereich der Nockenwelle (Bild 4.32). Beim Einbau dieser Feder mit der zusätzlichen Endwindung nach unten konnten die Drehbewegungen über einen größeren Nockenwellendrehzahlbereich beobachtet werden, wie Bild 4.32 zeigt. Über einige Bereiche kamen die Drehungen fast ganz zum Erliegen.
- Eine zusätzliche, um die Endwindung herum nach außen gezogene Windung (Variante 4) bewirkt gegenüber der Originalfeder eine Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes der Feder und eine geringe Vergrößerung der Federmasse. Die Auswirkung dieser Änderungen zeigt die Darstellung der Versuchsergebnisse mit diesen Federn in Bild 4.35 und Bild 4.36. Wie daraus hervorgeht, traten die Bereiche für die maximalen Drehzahlen von Feder und Federteller bei nahezu den gleichen Nockenwellendrehzahlen wie bei der Originalfeder auf. Wenn die Feder mit der nach außen gezogenen Windung nach unten eingebaut wird, nehmen die Drehzahlen des Federtellers bei der großen Vorspannung ab und die Drehung der Feder kommt ganz zum Erliegen. Wird die Feder mit der nach außen gezogenen Windung nach oben eingebaut, so zeigen Feder und Federteller geringere Drehzahlen. Diese Erscheinungen sind darauf zurückzuführen, dass mit gleichem am Federende wirkendem Drehmoment größere Massenträgheitsmomente beschleunigt werden müssen als bei der Originalfeder.
- Bei der Feder mit der zusätzlichen "nach innen gezogenen Windung" (Variante 5), die mit dieser Seite nach oben eingebaut wurde, war zu beobachten, dass sich diese nicht mehr gedreht hat. Der Federteller hingegen drehte sich, aber langsamer als bei der nicht abgewandelten Feder. Für die maximalen Drehzahlen ergaben sich etwas kleinere Nockenwellendrehzahlen als für die Originalfeder. Die Erklärung dürften die geringfügig anderen Eigenfrequenzen dieser Feder sein. Dieser Zusammenhang ist in Bild 4.37 und Bild 4.38 dargestellt.
- Bei Federn mit einer halben bzw. ganzen zusätzlichen Übergangswindung (Variante 6 und 7) sind die Drehbewegungen von Feder und Federteller gegenüber der Originalfeder deutlich niedriger und kommen nahezu zum Erliegen, wie dies in Bild 4.39 und Bild 4.40 zu sehen ist. Die Ursache dafür ist in der "Verstimmung" der Feder zu suchen, da sich über den Federweg hinweg die Federrate

und damit die Eigenfrequenz der Feder durch eine Verringerung der federnden Windungen stärker ändern als bei der Originalfeder.

- Die Versuche mit Federn der Varianten 8 bis 10 mit einseitigen Übergangswindungen zeigen, die Übergangswindungen auch dazu führen können, die Drehbewegungen von Feder und Federteller auch herab zusetzen oder ganz zum Erliegen bringen können, siehe hierzu Bild 4.41 bis Bild 4.44.

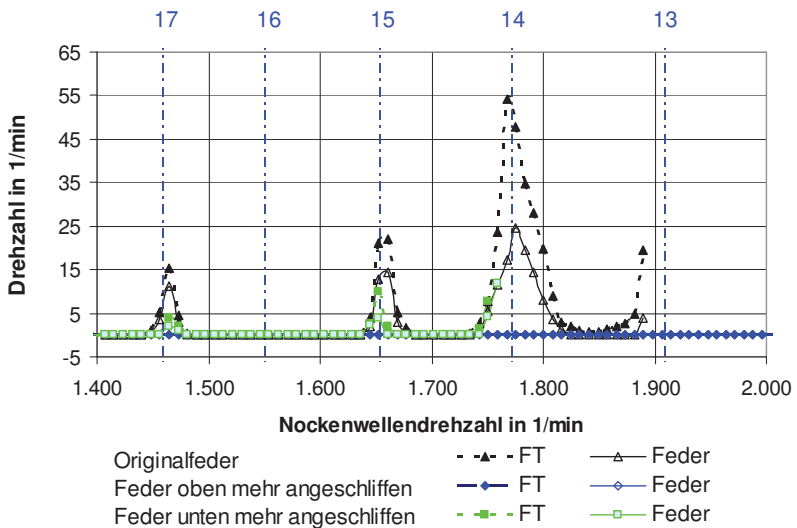


Bild 4.29 Drehzahlen von Feder und Federteller für Federn mit einer oben bzw. unten mehr angeschliffenen Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 3,8$ mm

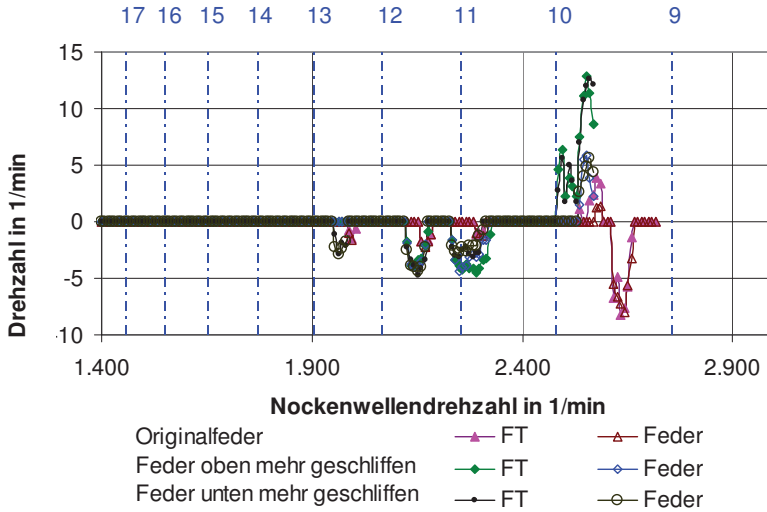


Bild 4.30 Drehzahlen von Feder und Federteller für Federn mit einer oben bzw. unten mehr angeschliffenen Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 14,2$ mm

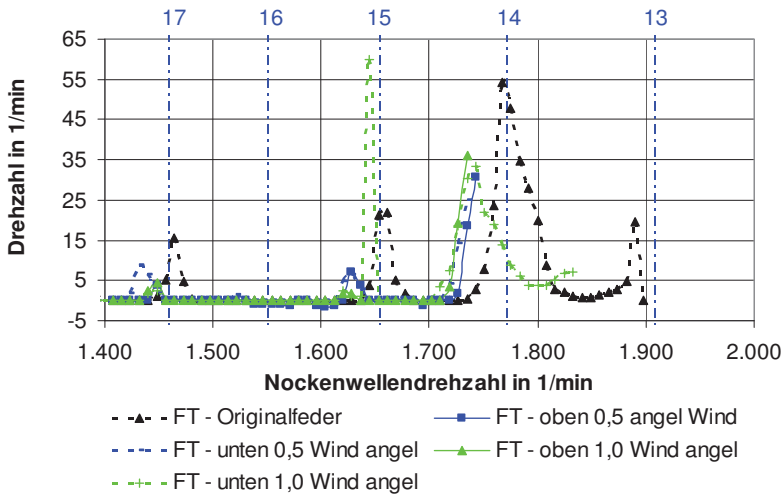


Bild 4.31 Drehzahlen des Federtellers für Federn mit einer halben bzw. ganzen zusätzlichen anliegenden Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 3,8$ mm

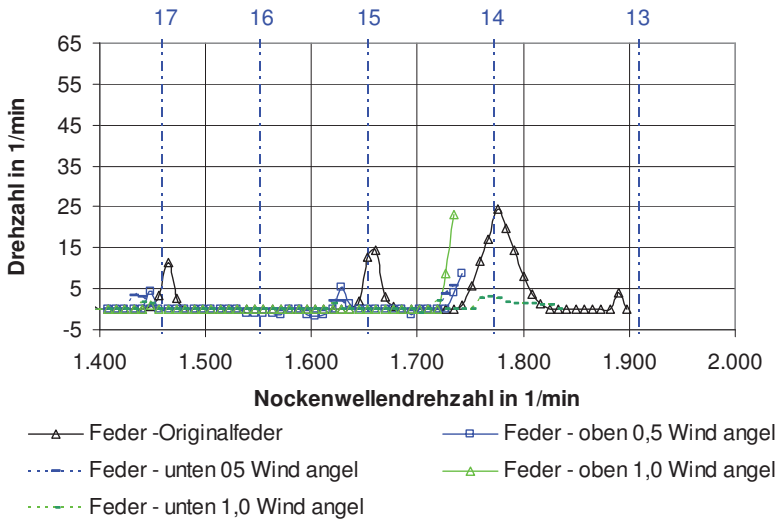


Bild 4.32 Drehzahl von Federn mit einer halben bzw. ganzen zusätzlichen anliegenden Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 3,8$ mm

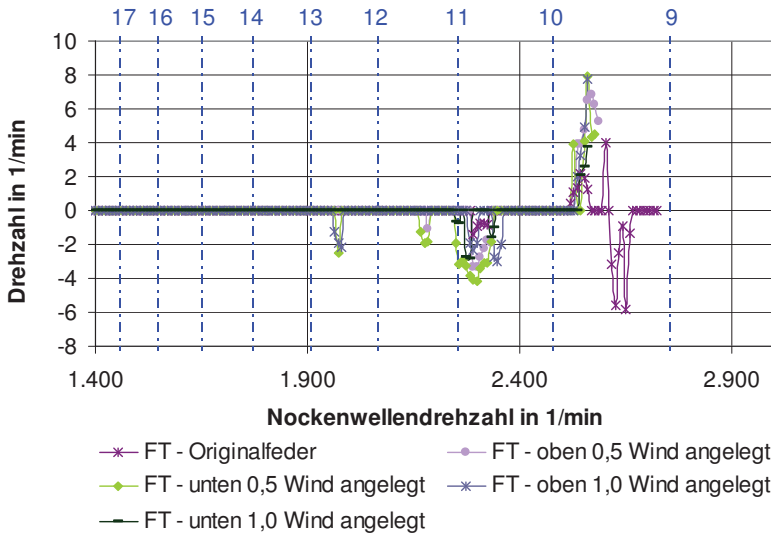


Bild 4.33 Drehzahl des Federtellers für Federn mit einer halben bzw. ganzen zusätzlichen anliegenden Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 14,2$ mm

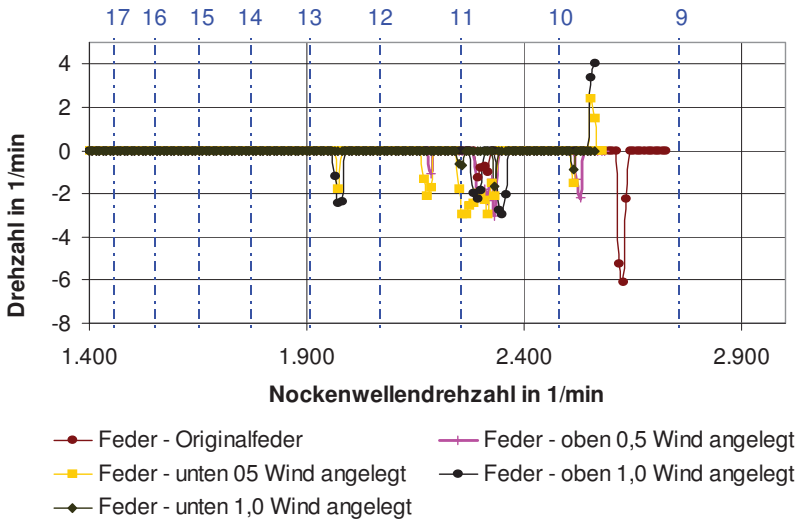


Bild 4.34 Drehzahl der Federn mit einer halben bzw. ganzen zusätzlichen anliegenden Windung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_7 = 14,2$ mm

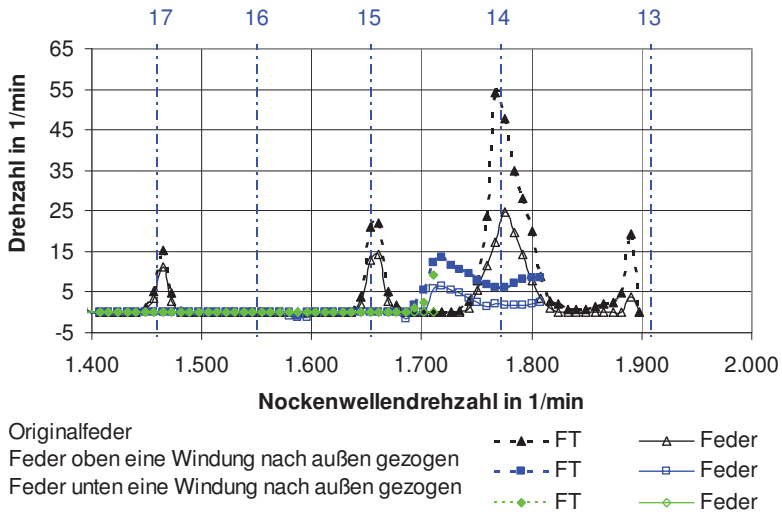


Bild 4.35 Drehzahl von Feder und Federteller für eine Feder mit einer zusätzlichen, nach außen gezogenen Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_7 = 3,8$ mm

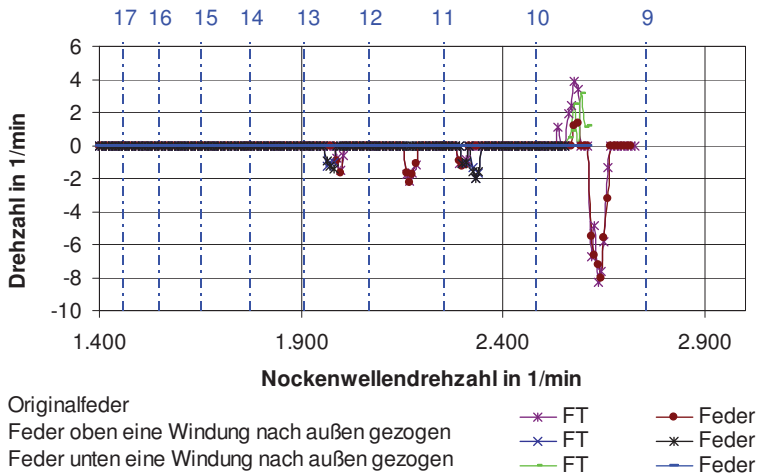


Bild 4.36 Drehzahl von Feder und Federteller für eine Feder mit einer zusätzlichen, nach außen gezogenen Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 14,2$ mm

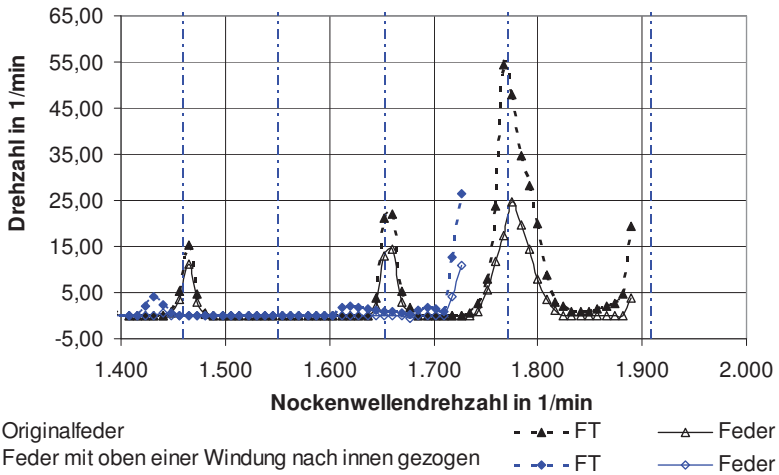


Bild 4.37 Drehzahl von Feder und Federteller für eine Feder mit einer zusätzlichen, nach innen gezogenen Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 3,8$ mm

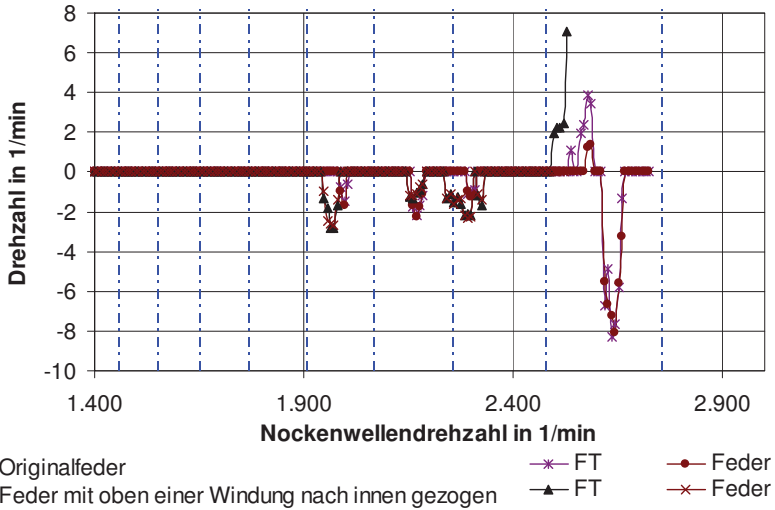


Bild 4.38 Drehzahl von Feder und Federteller für eine Feder mit einer zusätzlichen, nach innen gezogenen Endwindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_f = 14,2$ mm

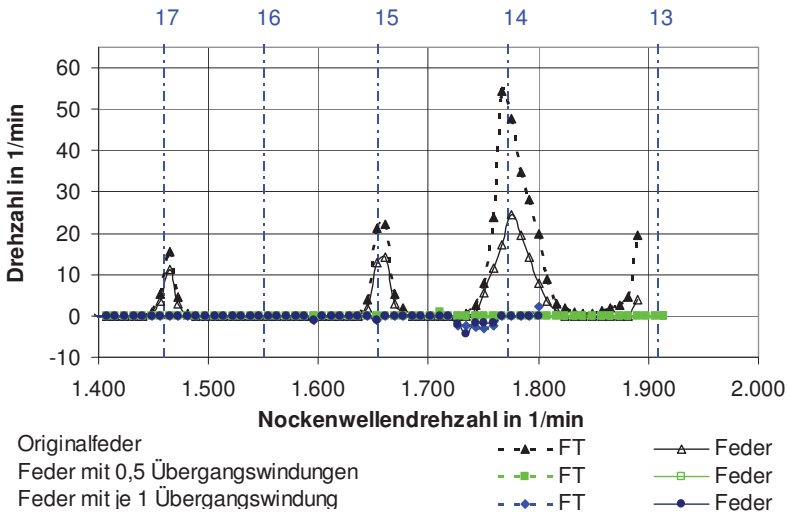


Bild 4.39 Drehzahl von Feder und Federteller bei Federn mit einer halben bzw. ganzen zusätzlichen Übergangswindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg von $s_f = 3,8$ mm

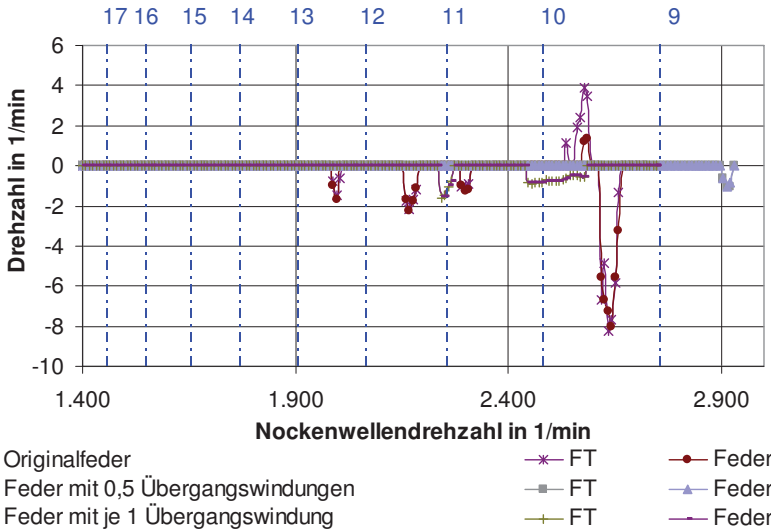


Bild 4.40 Drehzahl von Feder und Federteller bei Federn mit einer halben bzw. ganzen zusätzlichen Übergangswindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg $s_7 = 14,2$ mm

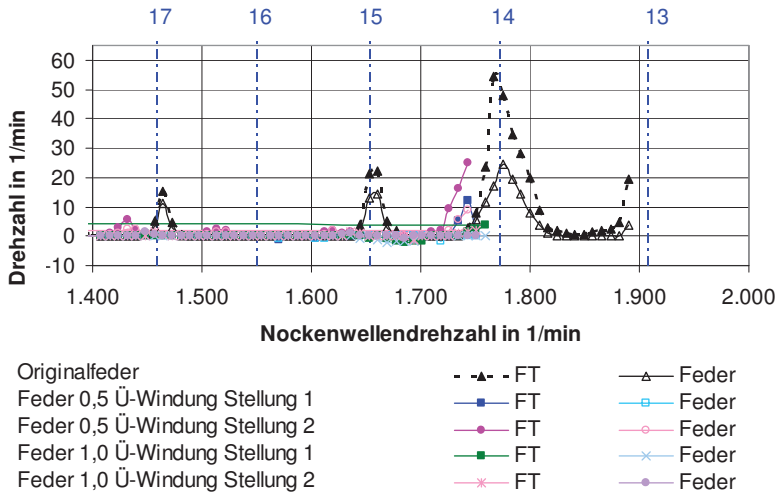


Bild 4.41 Drehzahl von Feder und Federteller bei Federn mit einseitig einer halben bzw. ganzen zusätzlichen Übergangswindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg von $s_7 = 3,8$ mm

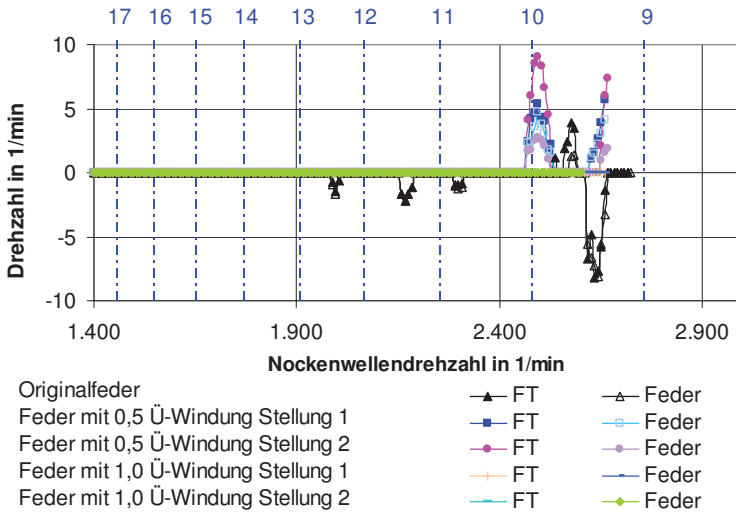


Bild 4.42 Drehzahl von Feder und Federteller bei Federn mit einseitig einer halben bzw. ganzen zusätzlichen Übergangswindung im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg von $s_f = 14,2 \text{ mm}$

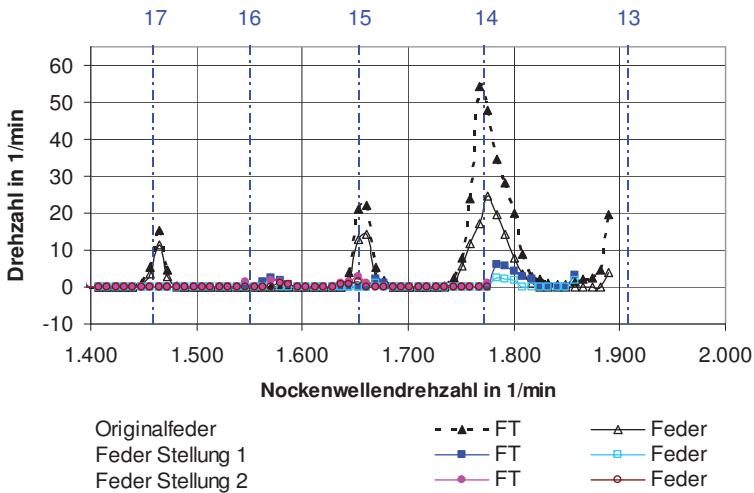


Bild 4.43 Drehzahl von Feder und Federteller bei Federn mit halben Übergangswindung auf der einen Seiten und einer ganzen zusätzlichen Übergangswindung auf der anderen Seite im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg von $s_f = 3,8 \text{ mm}$

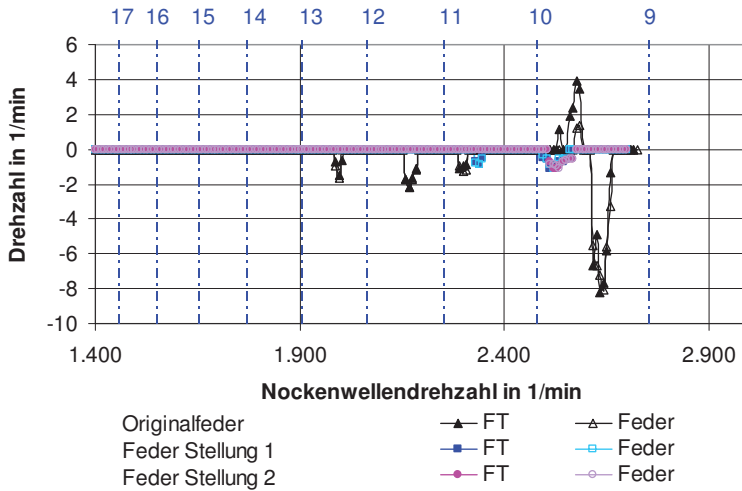


Bild 4.44 Drehzahl von Feder und Federteller bei Federn mit halben Übergangswindung auf der einen Seiten und einer ganzen zusätzlichen Übergangswindung auf der anderen Seite im Vergleich zur Originalfeder für einen Vorspannweg von $s_f = 14,2$ mm

Da sich die Stellen, an denen die Drehbewegungen der Feder und des Federtellers bzw. Stößels auftreten, bei größeren Vorspannwegen nicht mehr so gut mit den Resonanzstellen der Oberschwingungen der Nockenfunktion mit den Längseigenfrequenzen der Feder decken wie bei kleinen Vorspannwegen (s. hierzu z.B. Bild 4.29 und Bild 4.30), wurden analog zu Bild 4.30 und Tabelle 4.6 auch noch die Nockenwellendrehzahlen ermittelt, für die die Oberschwingungen der Nockenfunktion Dreieigenfrequenzen der Feder anregen können. Diese Resonanzstellen der Oberschwingungen der Nockenfunktion mit den Dreieigenfrequenzen der Feder wurden ebenfalls mit in die Grafik im Bild 4.30 eingetragen, um so Bild 4.45 zu erhalten. Bild 4.45 lässt erkennen, dass die Drehbewegungen bei größeren Vorspannwegen in der Nähe von Oberschwingungen der Längseigenfrequenzen oder in Bereichen stattfinden, in denen Oberschwingungen der Längseigenfrequenzen und Oberschwingungen der Dreieigenfrequenzen eng beieinander liegen. Dies ist bei der vorliegenden Feder schon dadurch gegeben, dass das Verhältnis der Dreieigenfrequenz zur Längseigenfrequenz lediglich $f_d/f_e = 1,125$ beträgt (vergl. Gl. (7) und Tabelle 4.2). Mit den Längsschwingungen ist eine Entlastung der Federenden und damit eine Reduzierung des Reibmomentes verbunden, das eine Drehung des Federendes gegenüber der Aufstandsfläche verhindert. Durch die Drehschwingungen wird am Federende ein Drehmoment erzeugt, das in der Lage ist, das dann am Federende noch vorhandene

Reibmoment zu überwinden. In solchen engen Bereichen, in denen die Längs- und Dreheigenfrequenzen eng beieinander liegen, treten die Drehbewegungen teilweise nahezu über diesen ganzen engen Bereich auf, wie man dies im Bild 4.45 zwischen der 11. Oberschwingung der Längseigenfrequenz und der 12. Oberschwingung der Dreheigenfrequenz sowie zwischen der 10. Oberschwingung der Längseigenfrequenz und der 11. Oberschwingung der Dreheigenfrequenz sehen kann.

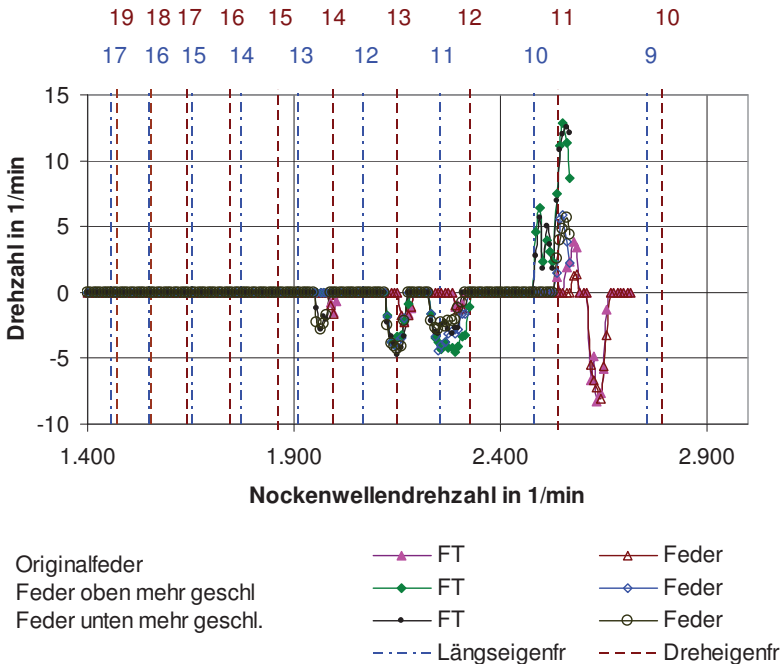


Bild 4.45 Drehzahl von Feder und Federteller für Federn mit einer oben und unten mehr angeschliffenen Endwindung im Vergleich zur Originalfeder unter Berücksichtigung der Resonanzstellen der Oberschwingungen der Nockenfunktion mit der Längs- bzw. der Dreheigenfrequenz der Feder

4.3.5.4 Einfluss der Winderichtung der Feder

Die Versuche wurden mit Federn mit gleichen technischen Daten, aber entgegengesetzter Winderichtung durchgeführt, wie sie in Tabelle 4.5 angeführt sind. Diese Federn stammen aus einer Serie von Federn, die für einen Einsatzzweck bestimmt waren, bei dem sich die Wirkung der Drehmomente an den Federenden gegenseitig aufheben sollen. Der mögliche Federweg dieser Federn ist mit insgesamt ca. 18,7 mm recht klein, so dass bei dem vorgegebenen Nockenhub auch nur sehr kleine Vorspannwege einstell-

bar waren. Bei dem einen Versuch betrug der Vorspannweg $s_f = 3,3$ mm. Dadurch ist ein direkter Vergleich mit den Ergebnissen, die für die zylindrische Ventilfeeder in Tabelle 4.2 ermittelt wurden, nicht möglich. Trotzdem liefern die Versuche mit diesen Federn wichtige Erkenntnisse. Die Drehbewegungen der Feder und des Federtellers bzw. Stößels liefen genau in entgegengesetzter Drehrichtung ab. Die positive Drehrichtung entspricht gemäß obiger Definition der Winderichtung der Feder (s. Abschn. 4.1). Da in diesen Versuchen die Winderichtung der Feder entgegengesetzt war und auch die Drehung der Federn entgegengesetzt erfolgte, verlaufen also die Drehbewegungen wieder, bezogen auf die Winderichtung der Feder, in die gleiche Richtung. Daraus folgt, dass das Vorzeichen dieser Drehbewegungen im Vergleich der Federn zueinander gleich bleibt und in beiden Fällen positiv ist, wie auch im Bild 4.46 zu sehen ist.

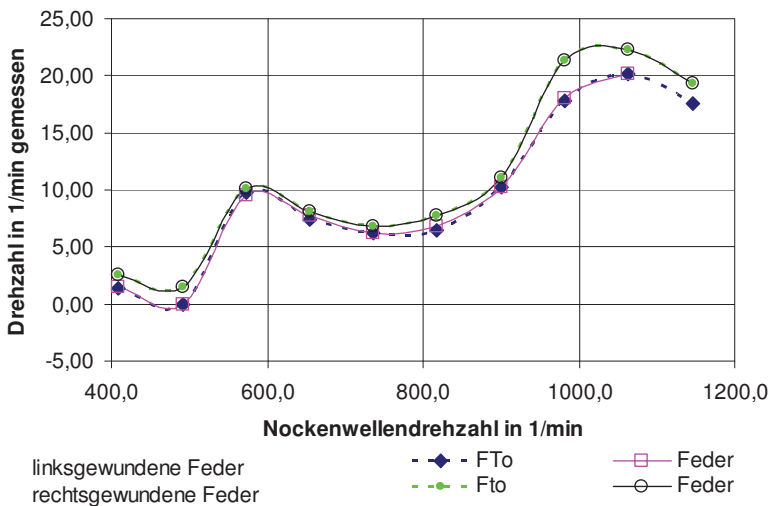


Bild 4.46 Vergleich der Drehzahlen von Feder und Federteller für eine rechts- und eine linksgewundene Feder bei einem Vorspannweg $s_f = 3,3$ mm

Fazit dieses Vergleiches ist, dass auch die Federfertigung auf das Drehverhalten der Federn und damit auch der Federteller einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss ausüben kann. Da ein sicherer Stand der Feder auf ihrer Unterlage offensichtlich für das Drehverhalten maßgebend ist, muss durch Kontrollen nach den jeweiligen Fertigungsschritten dafür gesorgt werden, dass nach dem Schleifen der Feder eine sichere Aufstandsfläche der Endwindung gewährleistet ist, wenn das Drehen der Feder begünstigt werden soll.

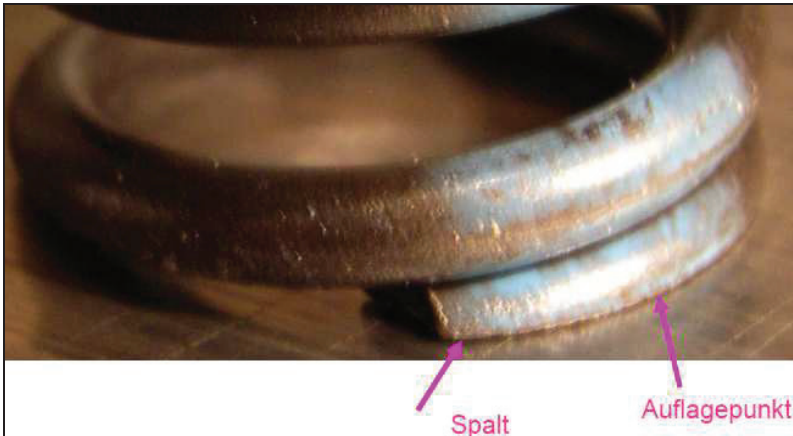


Bild 4.47 Anschliff der Endwindung der Feder, die sich im Vergleich mit ähnlichen Federn nicht dreht

4.3.5.5 Einfluss der Masse bzw. der Massenträgheitsmomente des Ventilstößels

Die Versuche zur Ermittlung des Einflusses der Masse und des Massenträgheitsmoment des Stößels, der den Ventilstößel im Motor repräsentiert, erfolgten mit der zylindrischen Schraubenfeder nach Tabelle 4.2. Die Variation der Masse und des Massenträgheitsmomentes wurde durch Kombination verschiedener Einzelteile realisiert (s. Tabelle 4.7 und Tabelle 4.8).

Die Änderung der Masse wurde durch den Einsatz eines kürzeren bzw. eines längeren zylindrischen Stabes für den Aufbau des Stößels erreicht, die im Weiteren als Stößel 1 bzw. Stößel 2 bezeichnet werden. Die Längenänderung des relativ dünnen Stabes hat nur einen sehr geringen Einfluss auf die Größe des Massenträgheitsmomentes.

Die Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes des Stößels erfolgte mittels Scheibe mit großem Außendurchmesser, die eine deutliche Erhöhung des Massenträgheitsmomentes bei geringer Massenerhöhung ermöglicht (Stößel 3).

Die Versuche wurden mit einem Vorspannweg $s_1 = 4$ mm durchgeführt. Die Ergebnisse der Versuche sind in Bild 4.48 und Bild 4.49 dargestellt. Auch hier wurden strichpunktierte Netzlinsen für die Oberschwingungen der Nockenfunktion eingezeichnet, die bei der betreffenden Nockenwellendrehzahl die Feder zu Längseigenschwingungen anregen können. Bei Erhöhung der Stößelmasse zeigten sich tendenziell folgende Ergebnisse (s. Bild 4.48):

- Bei einer größeren Stößelmasse traten größere Drehzahlen von Feder und Federsteller auf.

- Die Bereiche maximaler Drehzahlen von Feder und Federteller befanden sich nahezu immer bei Nockenwellendrehzahlen, bei denen Oberschwingungen der Nockenfunktion die Feder zu Längseigenschwingungen anregen. Im Bild 4.48 ist deutlich zu sehen, dass die Drehbewegungen mit größerer Stößelmasse bei niedrigeren Nockenwellendrehzahlen beginnen und es auch über größere Nockenwellendrehzahlbereiche zu Drehbewegungen kommt. Der Beginn der Drehbewegungen bei niedrigeren Drehzahlen ist darauf zurückzuführen, dass infolge der Masseerhöhung das gesamte System in axialer Richtung schon bei niedrigeren Frequenzen Resonanzerscheinungen zeigt, wie dies auch der bekannten Gleichung für die Frequenz eines Feder-Masse-Systems zu entnehmen ist:

$$2\pi f = \omega = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (23)$$

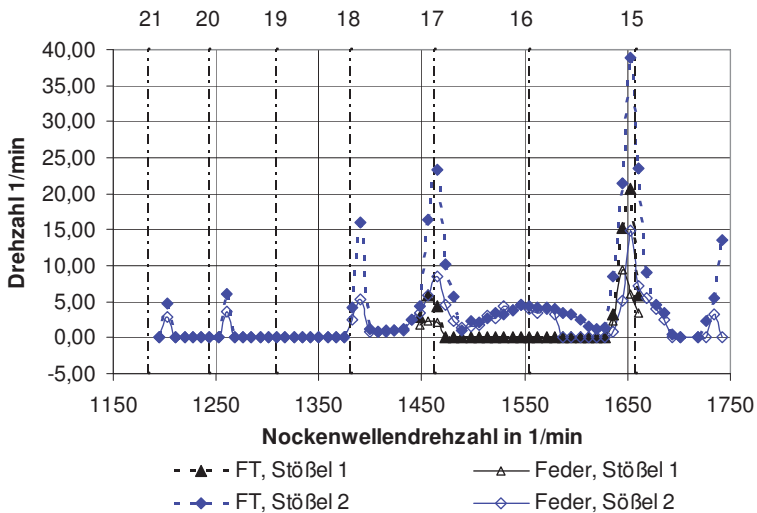


Bild 4.48 Drehzahl von Feder und Federteller in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl und der Stößelmasse für einen Vorspannweg $s_f = 4$ mm

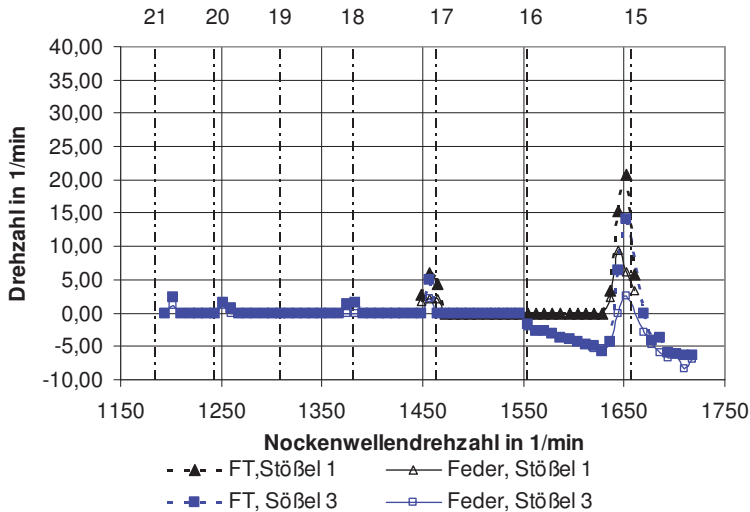


Bild 4.49 Drehzahl von Federteller und Feder in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl und dem Massenträgheitsmoment des Stößels für einen Vorspannweg $s_f = 4$ mm

Die Erhöhung des Massenträgheitsmomentes führt tendenziell zu folgenden Ergebnissen (s. Bild 4.49):

- Mit zunehmendem Massenträgheitsmoment sanken die Drehzahlen von Feder und Federteller.
- Es kam schon bei niedrigeren Nockenwellendrehzahlen zu auflaufenden Drehbewegungen.
- Die Anregungsfrequenzen für maximale Drehzahlen befanden sich trotz unterschiedlicher Massen und Massenträgheitsmomente nahezu bei den gleichen Nockenwellendrehzahlen. Weiterhin war zu beobachten, dass sich bei größeren Massenträgheitsmomenten die Bereiche mit größeren Drehzahlen für Feder und Federteller über einen größeren Nockenwellendrehzahlbereich erstreckten, also nicht mehr auf kleine schmale Frequenzbereiche beschränkt waren.

4.3.5.6 Einfluss der Anregungsfunktion des Nockens

Da bei den Versuchen mit dem Originalnocken eines Ottomotors die Nockenwellendrehzahlen weit unterhalb der Eigenfrequenzen der Ventilsfedern lagen, aber die Oberschwingungen der Nockenfunktion sich in diesem Bereich befanden, wurden auch Versuche mit einem Exzernocken durchgeführt, der ebenso wie der verwendete Motornocken einen Hub von 9 mm hatte (Abschn. 4.3.3.2). Dabei fand wieder die zylindrische Versuchsfeder nach Tabelle 4.2 Verwendung. Die Versuche sollten zeigen,

welchen Einfluss die Nockenfunktion und ihre Oberschwingungen auf die Drehbewegung der Feder und des Federtellers bzw. des Stößels haben.

Im Ergebnis dieser Versuche ist festzustellen, dass mit dem Exzenternocken keine Drehbewegungen zu beobachten waren, weder von der Feder noch vom Federteller. Auch bei der Variation der Stößelmasse durch unterschiedlich lange Stößel und des Vorspannweges zeigten sich keinerlei Drehbewegungen. Die maximal eingestellte Nockenwellendrehzahl n_{NW} betrug 3.027 min^{-1} . Die Ursachen für diese Ergebnisse sind darin zu suchen, dass die Fourieranalyse des Exzenternockens im Vergleich zum Motornocken ab der 3. Ordnung nur noch sehr geringe Koeffizienten liefert, wie Bild 4.20 und Bild 4.21 zeigen. Damit wären gemäß Tabelle 4.6 deutlich höhere Nockenwellendrehzahlen n_{NW} notwendig, als in den Versuchen realisiert. Zugleich legt die Auswertung dieser Versuche den Schluss nahe, dass diese Schwingungen höherer Ordnung des verwendeten Motornockens in Zusammenhang mit den Eigenfrequenzen der Feder für die Drehbewegungen verantwortlich sind. Daraus kann gefolgert werden, dass die Nockenfunktion in Verbindung mit der Längseigenfrequenz der Feder einen wesentlichen Einfluss auf die Drehbewegungen von Feder und Federteller hat.

4.3.5.7 Einfluss der Reibung zwischen Feder und Federteller bzw. in der Stößelführung

Die stichprobenartigen Untersuchungen zum Einfluss der Reibung zwischen Feder und Federteller ergaben keine signifikanten Unterschiede zwischen den Versuchen mit geölten und nicht geölten Kontaktstellen zwischen der Feder und deren Umgebung. Dies entspricht den Überlegungen und Ergebnissen, die im Abschnitt 4.2 im Zusammenhang mit den Untersuchungen zum Drehverhalten von Federn bei langsamer statischer Einfederung und bei Reibungsmessungen erzielt wurden.

Weiterhin wurde bei einigen Versuchen der untere Federteller drehbar auf einem Stift angebracht und unter dem unteren Federteller z. B. sowohl einmal eine Polyamidscheibe (PA6) also auch eine Scheibe aus Murtfeldt-Werkstoff (Murtfeldt S[®]-grün) angeordnet. Bei diesen Versuchen zeigte sich, dass es zwischen sowohl der Polyamidscheibe bzw. der Murtfeldt-Scheibe und der Aufnahme des Federtellers zu keinerlei Drehbewegungen kam, wohl aber zwischen Feder und Federteller. Dies deutet darauf hin, dass die Feder die Kraft auf ihre Auflagefläche durch Schwingungen innerhalb des Federkörpers zeitweise so verringerte, dass das Reibmoment durch das Drehmoment am Federende überwunden wurde oder dass sogar das Federende leicht abhob. Als Reibwerte kann man für PA auf Stahl geölt $0,35 - 0,38$ und für trocken $0,42$ ermitteln (Quelle Fa. www.ktw-gornau.de) und für Murtfeldt S[®]-grün $0,1 - 0,2$. Der Grund dafür, dass die Drehbewegungen zwischen Feder und Federteller stattfanden, dürfte darin liegen, dass der Reibwert zwischen Feder und Federteller geringer ist als zwischen den Scheiben und dem Federteller.

In diesen Versuchen wurde auch der Einfluss der Reibung in der Stößelführung überprüft, die der Ventilstößelführung im Motor entspricht und wie diese als Gleitführung realisiert ist. Durch leichte Berührung des Stößels mit dem Finger konnte während der Versuche die Drehbewegung des Stößels und auch der Feder verlangsamt bzw. bis hin zum Erliegen gebracht werden. Dies zeigt, dass die Drehbewegungen sehr stark von der Größe des Reibmoments in der Stößelführung abhängen. Weitergehende Untersuchungen hierzu wurden jedoch nicht durchgeführt.

4.3.5.8 Einfluss federnder Auflagebedingungen

Die Versuche mit jeweils nur einer Wellfeder unten oder nur einer Wellfeder oben, mit zwei Wellfedern und ohne Wellfedern wurden so durchgeführt, dass die eingesetzte Feder bei unbetätigtem Nocken einen Vorspannweg s_f von ca. 12,2 mm verwirklicht.

Die Versuche ergaben für den Federteller, dass in der Versuchsvariante ohne Wellfedern die größten Drehzahlen aufgetreten sind. Dies geht auch aus Bild 4.50 hervor. Die kleineren Drehzahlen für den Federteller ergaben sich beim Einbau von jeweils einer Wellfeder oben und unten.

Auch für die Feder traten die größten Drehzahlen bei der Variante ohne eingebaute Wellfeder auf, wie dies Bild 4.51 zeigt. Bei der Variante mit nur einer unten eingebauten Wellfeder behinderte dies die Drehbewegung der Feder vollkommen. Aus diesem Ergebnis kann der Schluss gezogen werden, dass durch Einbau von Wellfedern am unteren Federende ein Drehen der Feder verhindert werden kann, wenn das für den betreffenden Anwendungsfall gefordert wird. Dieses Ergebnis sollte durch weitere Versuche erhärtet werden.

Bei den Versuchsvarianten mit Wellfedern fiel durch Beobachtung mit einer Hochgeschwindigkeitskamera außerdem auf, dass die Wellfeder im Stande war, das jeweilige Federende anzuheben. Dies lässt auf stark reduzierte Aufstandskräfte am jeweiligen Federende schließen. Zum Beispiel bewegte sich beim Rücklauf des Stößels bzw. des oberen Federtellers das untere Federende phasengleich mit dem restlichen Federkörper aufwärts. Es zeigte sich sogar, dass schon beim Herunterfahren des Federtellers die Wellfeder das obere Federende abheben konnte. Es schien so, dass die Wellfedern durch ihr Ausfedern und durch ihre Federkraft zumindest einen bremsenden Effekt bewirkten. Dies zeigte, dass die Federaufstandskraft in gewissen Betriebszuständen trotz des schon wieder herunterfahrenden Federtellers bzw. Stößels und des damit verbundenen Spannens der Feder vermindert war, da das Federende vom Federteller abheben konnte. Die Feder drehte sich während einer Nockenumdrehung teilweise sogar ständig, unabhängig vom Hubzustand der Feder. Auch hierbei drehte sich die Feder an bestimmten Stellen einer Umdrehung der Feder langsamer und anschließend wieder schneller.

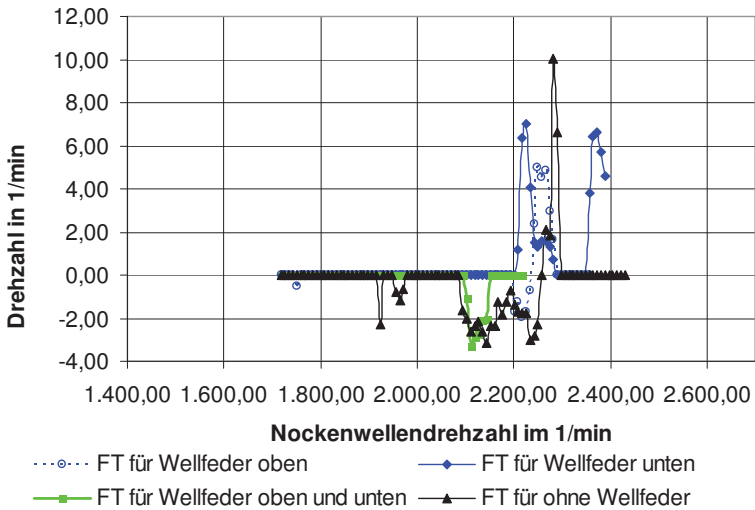


Bild 4.50 Drehzahl des Federtellers in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl und der Anordnung der Wellfedern für einen Federvorspannweg $s_f \approx 12,2$ mm

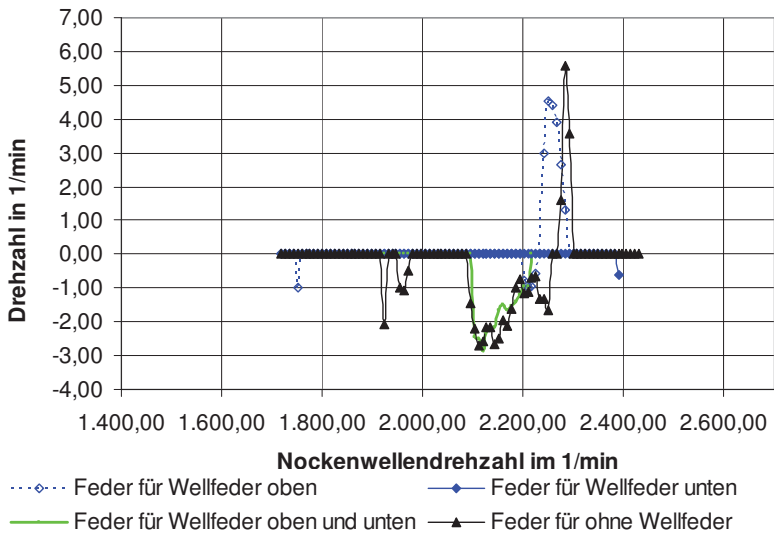


Bild 4.51 Drehzahl der Feder in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl und der Anordnung der Wellfedern für einen Federvorspannweg $s_f \approx 12,2$ mm

4.3.5.9 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

Die Versuche zur Klärung der Einflussfaktoren führten zu folgenden allgemeingültigen Erkenntnissen:

- 1) Voraussetzung für das Auftreten von Drehbewegungen ist eine Nockenform, die Oberschwingungen mit genügend großer Amplitude im Bereich der Längs- und Dreieigenfrequenzen der Feder aufweist.
- 2) Der Windesinn der Feder beeinflusst die Drehrichtung der Feder und des oberen Federtellers.
- 3) Die einzelnen Teilbereiche der Darstellungen der Drehzahl der Feder und des Federtellers bzw. des Stößels in Abhängigkeit der Motorfrequenz ähneln sehr stark Resonanzkurven. Sie sind mit der Längseigenfrequenz der Feder und Oberschwingungen der Nockenfunktion in Zusammenhang zu bringen. Die Drehbewegungen verliefen, wie bei Resonanzerscheinungen häufig der Fall, an diesen Stellen sehr schnell. Bei den verwendeten Federn konnten Feder- und Federtellerdrehzahlen von bis zu 35 min^{-1} beobachtet werden.
- 4) Bei kleineren Vorspannweiten drehten Feder und oberer Federteller bzw. Stößel in die gleiche Richtung. Häufig drehte sich der Federteller jedoch schneller als die Feder. Die Drehrichtung war ablaufend, sowohl für die Feder auf dem unteren Federteller, als auch für den oberen Federteller auf der Feder, wie die Ergebnisdiagramme zeigen.
- 5) Innerhalb einer Versuchsreihe mit einer Vorspannung stiegen die maximalen Drehzahlen der Feder und des Federtellers mit zunehmender Nockenwellendrehzahl tendenziell an. Es gibt jedoch keinen linearen Zusammenhang zwischen den maximalen Drehzahlen und der Nockenwellendrehzahl.
- 6) Die Größe dieser maximalen Drehzahlen nimmt bei den einzelnen Anregungsdrehzahlen der Nockenwelle bei denen Drehbewegungen auftraten, unterschiedliche Werte an.
- 7) Es zeigte sich, dass die Drehbewegungen bei einigen Nockenwellendrehzahlen nicht gleichmäßig, d. h. mit konstanter Drehzahl, über eine Federumdrehung erfolgten, sondern dass in einzelnen Winkelbereichen einer Feder- bzw. Federtellerumdrehung die Drehbewegungen sehr schnell verliefen und in anderen Winkelbereichen wieder sehr viel langsamer. Dies konnte durch die bereits von GEVORGYAN festgestellten Unebenheiten der Federteller erklärt werden [Scho-05].
- 8) Die zylindrische Feder drehte bei niedrigen Vorspannungen und Nockenwellendrehzahlen ablaufend auf dem unteren Federteller. Bei höherer Nockenwellendrehzahl rotierte die Feder dann aber auch auflaufend. Bei höherer

Vorspannung ist eine geringere Nockenwellendrehzahl erforderlich, bei der sich die Feder zum ersten Mal auflaufend bewegt. Bei noch größeren Nockenwellendrehzahlen folgen wieder Bereiche der ablaufenden Drehbewegungen und auch wieder Bereiche mit auflaufenden Drehbewegungen.

- 9) Alle gemessenen Werte für die Drehzahlen von Feder und Federteller wurden für Nockenwellendrehzahlen ermittelt, die unterhalb der berechenbaren Werte der Nockenwellendrehzahl lagen, bei der es zum Abheben der Tasse vom Nocken kommt, d. h. also, bevor der Versuchsstand sehr laut wurde.
- 10) Die Nockenwellendrehzahlen für die maximale Federdrehzahl und für die maximale Federtellerdrehzahl stimmen bei der verwendeten zylindrischen Feder zumeist bis auf ca. 7 min^{-1} überein.
- 11) Die Bereiche großer Drehzahlen für Feder und Federteller traten bei unterschiedlichen Vorspannungen an mehreren Stellen der Nockenwellendrehzahl auf, die innerhalb eines Bereiches von 5 bis 10 min^{-1} Nockenwellendrehzahl wieder stark abfielen.
- 12) Eine größere Masse des Stößels fördert die Drehbewegungen.
- 13) Ein größeres Massenträgheitsmoment des Stößels führt zu kleineren Drehgeschwindigkeiten von Feder und Federteller. Die Drehbewegungen halten aber teilweise über einen größeren Bereich der Nockenwellendrehzahl an.
- 14) Einen sehr wesentlichen Einfluss auf die Drehbewegungen hat die Reibung und damit das Reibmomentes des Stößels in seiner Führung.
- 15) Durch Beilage von federnden Elementen oder auch leicht in sich federnd gestaltete Endwindungen können die Drehbewegungen behindert werden.
- 16) Der an der Paarungsstelle Feder/Federteller auftretende Reibwert (Stahl auf Stahl bzw. Alu) hat einen sehr geringen Einfluss auf die Drehbewegungen.
- 17) Die Untersuchungen zeigten, dass sich im Motor bei praktischem Fahrbetrieb je nach Motordrehzahl für Feder und Federteller häufig auflaufende oder auch ablaufende Drehbewegungen, aber auch Stillstand einstellen können. Die sich einstellenden Drehbewegungen hängen also sehr stark vom Fahrstil und der Fahrsituation ab. Dies wiederum hat ein unterschiedliches Verschleißverhalten von Feder und Federteller bzw. des Ventilstößels überhaupt zur Folge.

4.3.6 Beobachtung der Bewegungen von Ventilfeeder und Federteller mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera

Während der Versuche wurden die Bewegungen von Feder und Federteller auch mit einer Stroboskoplampe beobachtet, die in den Versuchsaufbau integriert war und über

die Nockenwelle gesteuert wurde. Das Anblitzen der Feder konnte für jeden Zeitpunkt der Hubbewegung des Nockens eingestellt werden. Wenn dieses Anblitzen der Feder am Ende der Hubbewegung des Nockens erfolgte, d. h. wenn die Tasse wieder am Nockengrundkreis angelangt ist und die Ruhephase (entsprechend im Motor ist das Ventil geschlossen) beginnt, konnte beobachtet werden, dass bei Erreichen der maximalen Drehzahl des Federtellers zwischen den Windungen am unteren Federende ein größerer Windungsabstand bestanden hat. Die Windungen am oberen Federende waren in diesem Moment gerade besonders eng zusammengedrückt. Dieser Sachverhalt deutet auf eine Entlastung des unteren Federendes hin und deckte sich mit den Beobachtungen in der Praxis, dass es bei schnell laufenden Motoren zu Entlastungen bis hin zum minimalen Abheben des unteren Federendes kommt.

Um diesen Vorgang näher zu untersuchen und das grundsätzliche Bewegungsverhalten von Ventildedern weiter zu klären, wurden die Bewegungen der zylindrischen Feder bei verschiedenen Vorspannungen und Nockenwellendrehzahlen auch mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen und analysiert. Die Aufnahmen der Videosequenzen erfolgten mit Geschwindigkeiten von 2.250 bis zu 9.000 Bildern pro Sekunde. Die Drehbewegungen der Feder verlaufen im Vergleich zu den anderen Bewegungen sehr langsam, so dass es schwierig ist, eine qualitativ gute Bilderfolge zu erstellen. Ein Ausschnitt aus Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera zeigt Bild 4.52.

Bei den Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera konnten folgende grundsätzliche Beobachtungen gemacht werden:

Wenn keine Drehbewegungen von Feder und Federteller bzw. Stößel auftraten, waren in den Videosequenzen auch nur geringe Längsschwingungen der Feder zu sehen. Beim Auftreten von Drehbewegungen gab es dagegen heftige Längsschwingungen. Festzustellen war auch, dass keine fortlaufenden und einseitig gerichteten Drehbewegungen auftraten, sondern immer ein Hin- und Herdrehen, wobei eine Richtung minimal überwog. Es gab auch kein vollständiges Abheben der Feder von den Federtellern.

Bei ablaufenden Drehbewegungen wurden folgende Abläufe beobachtet:

Bei der Abwärtsbewegung des Federtellers bzw. des Stößels dreht sich die Feder infolge der Durchmessererweiterung und der damit verbundenen geringen Verminderung der Windungszahl auf, wie dies auch bei der langsamen statischen Einfederung geschieht (s. Abschn. 4.2). Beim Hochfahren des Stößels und Entspannen der Feder drehte sie sich dann wieder zu. Dabei dreht sich der sich mitdrehende obere Federteller auf dem oberen Federende ablaufend etwas weiter. Dieses Gleiten des Federtellers hielt weiter an, auch wenn sich dann die inneren Federwindungen schon wieder abwärts bewegten und anschließend wieder aufwärts schlangen. Dies lässt sich damit erklären, dass nach der einmal überwundenen Haftreibung zwischen Feder und Federteller nur noch die Gleitreibung den Drehbewegungen entgegen wirkt. Es konnte teilweise aber auch schon

beim Hochfahren des Federtellers bzw. Stößels ein leichtes Entlasten des oberen Federendes beobachtet werden.

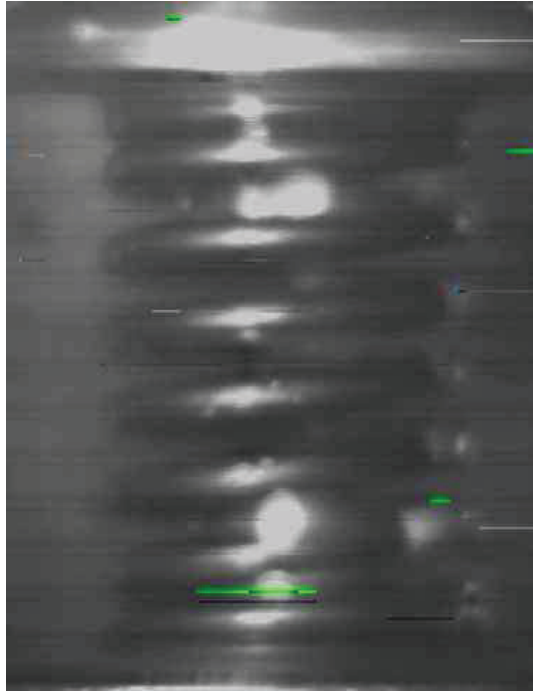


Bild 4.52 Ausschnitt aus einem Film der Hochgeschwindigkeitskamera

Beim Auftreten auflaufender Drehbewegungen zeigte die Feder starke Längsschwingungen sowie auch Querschwingungen. Für den oberen Federteller bzw. den Stößel, dessen Hubbewegung durch den Nocken gesteuert wird, ist bei auflaufenden Drehbewegungen zu beobachten, dass sich der Federteller während der Abwärtsbewegung entgegen der Federwinderichtung zu drehen beginnt, da sich die Feder beim Zusammendrücken analog zum langsamen Einfedern etwas aufdrehte. Anschließend bewegte sich, bedingt durch die Nockenform, der Federteller wieder aufwärts. Dabei drehte sich die Feder wieder in ihre ursprüngliche Lage zurück, ebenso der Federteller. In der sich anschließenden Ruhephase der Nockenfunktion senkte sich die obere Federwindung infolge innerer Längsschwingungen in der Feder wieder, und die Feder drehte sich etwas auf und nahm den Federteller entgegen der Winderichtung mit.

Bei dieser ruckelnden auflaufenden Drehung des Federtellers entgegen der Winderichtung der Feder schwang die obere Windung einige Male auf und ab. Diese Stick-Slip-Bewegungen führten zu einer langsamen auflaufenden Drehung des Federtellers gegenüber der Feder. Die oberen Windungen schienen dabei eine leicht elliptische Bewegung auszuführen, was durch eine Überlagerung von Längs- und Drehbewegungen entstehen kann.

Während des Ausfederns bewegten sich infolge der Längsschwingungen aber auch die unteren Windungen mit nach oben, wodurch sich die Feder an diesem Federende zu drehen konnte. Dies bewirkte, dass sich das untere Federende auflaufend gegenüber dem unteren Federteller weiter drehte.

Die Auswertung der Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera hat gezeigt, dass die Bewegungsabläufe beim Auftreten von Drehbewegungen von Feder und Federteller komplizierter sind, als sie mit dem Auge zu beobachten waren. Es konnte aber auch nachgewiesen werden, dass sie mit Längsschwingungen der Feder und der damit verbundenen Entlastung der Federenden einerseits und der Drehmomentenwirkung am Federende infolge der Änderung des Federdurchmessers beim Ein- und Ausfedern andererseits in Zusammenhang zu bringen sind.

4.3.7 Zusammenfassung der Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Die Untersuchungen zu den Drehbewegungen der Federenden bei langsamer statischer Einfederung und zur Reibung an den Kontaktstellen zwischen Feder und Federteller haben gezeigt, dass Drehbewegungen der Feder und des Federtellers bzw. des Stößels, der den Ventilstößel im Motor nachbildet, nur durch eine Entlastung der Feder während ihrer Betätigung durch den Nocken hervorgerufen werden können. Diese Entlastung ist nur im Zusammenhang mit Längseigenschwingungen möglich, die durch die Bewegungsfunktion des Nockens und ihre Oberschwingungen verursacht werden.

Dieser Zusammenhang wurde durch umfangreiche Versuche nachgewiesen. Dabei wurden Federparameter, die Parameter der Federumgebung und die Nockenwellendrehzahl variiert. Hierbei stellte sich heraus, dass bei der hauptsächlich verwendeten zylindrischen Ventilsfeder aufgrund der in Motoren üblichen Nockenwellen- bzw. Motordrehzahlen Oberschwingungen 10. bis 17. Ordnung als Anregungsursache für die Drehbewegung von Feder und Federteller in Betracht kommen. Wesentlichen Einfluss auf das Entstehen sowie auf die Größe und Richtung der Drehbewegung von Feder und Federteller haben die Abmessungen der Feder und deren Eigenfrequenzen, der Vorspannweg, die Nockenwellendrehzahl, die Gestalt der Federenden, Masse und Massenträgheitsmoment des Stößels sowie Fertigungsabweichungen der beteiligten Bauteile, wie z.B. die Unebenheiten des Federtellers und der Auflagefläche der Feder durch fehlerhaften Anschluss. Auch die Reibung zwischen Feder und Federteller sowie in der

Gleitführung des Stößels wirkt sich naturgemäß auf die Drehbewegungen aus, jedoch konnte dieser Einfluss nicht näher untersucht werden.

Schließlich konnte auch durch Zeitlupenaufnahmen mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera und deren Analyse bestätigt werden, dass Schwingungen der Feder und damit verbundene Entlastungen der Federenden Ursache der Drehbewegungen sind.

Die durchgeführten experimentellen Untersuchungen liefern somit erste Erkenntnisse zum Phänomen der Drehung von Ventildedern und Ventilstößeln in Verbrennungsmotoren und Hinweise zu ihrer Beeinflussung. Sie können helfen, im Entwicklungs- und Erprobungsprozess von Motoren gezielter als bisher vorzugehen.

Für eine umfassende Anwendung dieser Erkenntnisse im Entwurfsprozess ist jedoch noch eine weitergehende Analyse der einzelnen Einflussparameter notwendig. Soll dies wie bisher durch Experimente erfolgen, dann erfordert das, sehr viele Einzelfedern aufwendig zu fertigen und zu untersuchen. Außerdem wären dann dafür auch weitere verschiedene Nockenformen erforderlich. Dies bedeutet einen sehr hohen Aufwand. Aus diesem Grund fiel die Entscheidung, im Weiteren möglichst auch durch einen theoretischen Ansatz zur Klärung der Bedeutung der einzelnen Einflussgrößen zu gelangen. Außerdem sollen weitere Untersuchungen der Einflussparameter mit Hilfe verschiedener Simulationsmöglichkeiten erfolgen.

5 Analyse der Drehbewegungen von Ventildfeder und Federteller mit der Theorie von bewegten mechanischen Systemen in der Umgebung von deren Resonanzen

5.1 Einführende Bemerkungen

Im Fachgebiet für Technische Mechanik der Technischen Universität Ilmenau wurde ein Lokomotionssystem entwickelt, welches ein qualitativ ähnliches Verhalten wie die zu untersuchenden Ventildedern zeigt. In der Umgebung der Resonanz kann eine Richtungsänderung der Fortbewegung ohne Drehrichtungsänderung der antreibenden Exzenter realisiert werden. Dieses System ist in Bild 5.1 dargestellt. Es handelt sich dabei um ein Modell aus zwei Körpern, die durch eine Feder verbunden sind. Der Antrieb erfolgt über zwei rotierende Unwuchtmassen. Die Rotationsachsen liegen senkrecht zur Verbindungssachse der beiden Körper und parallel zur Auflagefläche. Der Roboter bewegt sich in der Nähe der Resonanz parallel zur Verbindungssachse horizontal in eine Richtung. Bei Erhöhung der Drehzahl der beiden rotierenden Massen über die Resonanzdrehzahl hinaus bewegt sich der Roboter in umgekehrter Richtung. Es zeigte sich, dass das Phänomen der Richtungsumkehr dieses Roboters mit der Erscheinung der Richtungsumkehr in der Nähe von Resonanzen erklärt werden kann. Dieses in [Zim-09] untersuchte und beschriebene Phänomen bietet den theoretischen Ansatzpunkt für die nachfolgenden Untersuchungen zum Entstehen der Drehbewegungen von Ventildedern und Federteller.

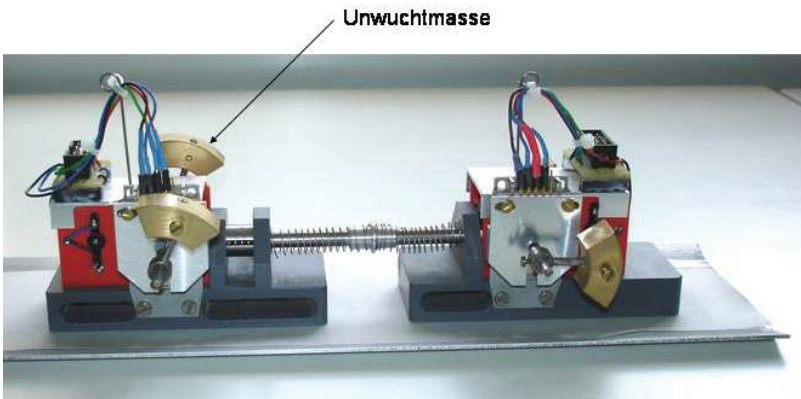


Bild 5.1 Mobiler Roboter des Fachgebietes für Technische Mechanik [Zim-11]

5.2 Schwingungsmodell für Feder und Federteller

Das vereinfachte Schwingungsmodell der Ventildfeder, die durch einen rotierenden Nocken angeregt wird, besteht aus zwei Massenträgheitsmomenten. Das erste repräsentiert das Massenträgheitsmoment des Federtellers J_1 , bzw. im Versuchsaufbau des Stößel und das zweite das Massenträgheitsmoment der Feder J_2 (Bild 5.2). Die beiden Massenträgheitsmomente sind mit einer Drehfeder mit zugehöriger Federsteife c_d verbunden. Die auftretenden Momente sind das anregende Moment M_j und das Reibmoment M_{Reib} . Das anregende periodische Moment ergibt sich durch das Auf- und Zudrehen der Feder während des Zusammendrückens bzw. Entlastens der Ventildfeder, wie bereits gezeigt. Das Reibmoment M_{Reib} errechnet sich durch die Reibung zwischen Feder und unterem Federteller. Ein ähnliches Modell wurde durch TAUBMANN, ZIMMERMANN und ZEIDIS bereits untersucht [Tau-11]. Auf Grund der bereits vorhandenen Modellvorstellungen innerhalb dieser Veröffentlichung wurde dann, aufbauend auf dem Modell des Roboters des Fachbereiches für Technische Mechanik, dieses Modell weiter optimiert.

Das Modell stellt eine starke Abstraktion dar, da die Nockenbewegung nur als Sinusfunktion angesetzt und auch nur ein Reibwert μ für beide Drehrichtungen und für Haft- und Gleitreibung angenommen wird. Weiterhin wird die theoretische Drehfeder zwischen dem Massenträgheitsmoment der Feder und dem Massenträgheitsmoment des Federtellers als diskret angenommen, obwohl sich das Massenträgheitsmoment der Feder gleichmäßig über die Feder verteilt und nicht komplett unterhalb dieser theoretischen Feder mit $J_F = 0$ angeordnet ist.

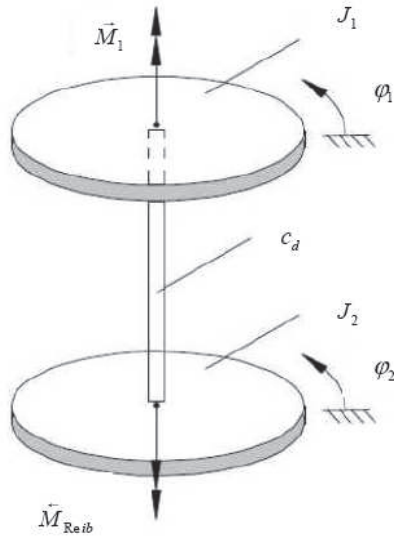


Bild 5.2 Vereinfachtes mechanisches Modell zur Untersuchung der Rotationsbewegungen von Ventilfeuern

Aus dem zweiten Newtonschen Axiom, angewendet auf die Drehbewegungen, können die Differentialgleichungen für die Drehbewegungen aufgestellt werden. Mit den beiden Drehwinkeln φ_1 und φ_2 sowie der Amplitude des anregenden Drehmomentes A und der Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ der anregenden Schwingung und dem Reibmoment M_{Reib} erhält man nachfolgendes Gleichungssystem:

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = -c_d \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + A \cdot \sin \omega t \quad (24)$$

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = -c_d \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + M_{Reib}(\dot{\varphi}_2). \quad (25)$$

Für die mittlere Kreisfrequenz gilt:

$$\Omega = \frac{J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + J_2 \cdot \dot{\varphi}_2}{J_1 + J_2}. \quad (26)$$

Aus dem Nockenhub h , der Drehfederrate c_d und dem Übertragungsverhältnis

$$i = \frac{\Delta\varphi}{\Delta x} \quad (27)$$

(Federdrehwinkel pro Federweg) lässt sich das anregende Moment berechnen:

$$M_1 = A \cdot \sin \omega t = \frac{h}{2} \cdot i \cdot c_d \cdot \sin \omega t. \quad (28)$$

Für das Reibmoment gilt:

$$M_{\text{Reib}}(\dot{\varphi}_2) = -[B_0 + B \cdot \sin(\omega t + \varphi_0)] \cdot \text{sign} \dot{\varphi}_2, \quad (29)$$

wobei B_0 ein konstantes vorhandenes Reibmoment darstellt und B die Amplitude des Reibmomentes in Abhängigkeit vom Federweg bzw. von der Zeit. Der Winkel φ_0 stellt die Phasenverschiebung zwischen dem anregenden Moment und dem Reibmoment dar. Schon hieraus ist zu sehen, dass nur für sehr kleine B_0 die Reibung überhaupt überwunden werden kann und es so zu Drehbewegungen kommen kann.

5.2.1 Berechnung der Eigenkreisfrequenz eines Drehschwingers mit zwei Trägheitsmomenten

Die Eigenkreisfrequenz des Drehschwingersystems (Bild 5.3) wird aus den beiden Drehimpulssätzen für die beiden Massenträgheitsmomente berechnet.

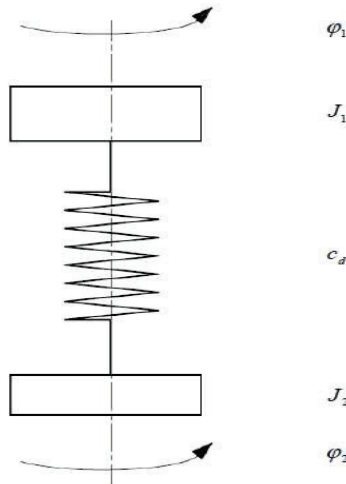


Bild 5.3 Darstellung eines einfachen Schwingers mit zwei Massenträgheitsmomenten

Aus den Drehimpulssätzen

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot c_d \quad (30)$$

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_d \quad (31)$$

folgt mit

$$\frac{d^2}{dt^2}(\varphi_2 - \varphi_1) + \left(\frac{c_d}{J_1} + \frac{c_d}{J_2} \right) (\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (32)$$

die Eigenkreisfrequenz

$$\omega_0^2 = \left(\frac{c_d}{J_1} + \frac{c_d}{J_2} \right) \text{ oder } \omega_0^2 = c_d \cdot \frac{J_2 + J_1}{J_1 \cdot J_2}. \quad (33)$$

Für den Spezialfall, dass $J_1 = J_2 = J$ ergibt sich:

$$\omega_0^2 = c_d \cdot \frac{2 \cdot J}{J^2} = 2 \cdot \frac{c_d}{J}. \quad (34)$$

5.2.2 Annahmen zum Umformen auf dimensionslose Größen

Für die weiteren Untersuchungen soll mit dimensionslosen Größen gerechnet werden, die nachfolgend eingeführt werden:

$$v = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (35)$$

$$t^* = t \omega_0, \quad (36)$$

$$\varepsilon = \frac{B_0}{\kappa \cdot \frac{J_1 + J_2}{2} \omega_0^2}, \quad (37)$$

$$\alpha \cdot \varepsilon = \frac{A}{\kappa \cdot \frac{J_1 + J_2}{2} \omega_0^2}, \quad (38)$$

$$\alpha = \frac{A}{B_0}, \quad (39)$$

$$\beta \cdot \varepsilon = \frac{B}{\kappa \cdot \frac{J_1 + J_2}{2} \omega_0^2}, \quad (40)$$

$$\beta = \frac{B}{B_0}. \quad (41)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (33) in Gleichung (37) ergibt sich für den kleinen Parameter ε nachfolgender Zusammenhang, wobei κ ein charakteristischer Winkel ist (siehe Abschnitt 5.3.2).

$$\varepsilon = \frac{B_0}{\kappa \cdot \frac{J_1 + J_2}{2} \cdot \frac{(J_1 + J_2) \cdot c_d}{J_1 \cdot J_2}} = \frac{B_0 \cdot 2 \cdot J_1 \cdot J_2}{\kappa \cdot (J_1 + J_2)^2 \cdot c_d}. \quad (42)$$

Der Parameter ε stellt hier einen kleinen Parameter $\varepsilon \ll 1$ dar. Dies ist für die Anwendung der Methode des kleinen ε , wie nachfolgend gezeigt wird, zwingend notwendig.

5.2.3 Darstellung des Systems in dimensionsloser Form

Nachdem die Ausdrücke in diesem System substituiert wurden, ergibt sich ein Gleichungssystem in dimensionsloser Form. Vorstehend wurde die Zeit mit t bezeichnet und die dimensionslose Zeit mit t^* . Da in der Rechnung ab dieser Umstellung nur noch dimensionslose Größen verwendet werden, wird im Folgenden der Stern bei der dimensionslosen Zeit weggelassen.

$$\ddot{\varphi}_1 = -\frac{J_2}{(J_1 + J_2)} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{A}{c_d} \cdot \frac{J_2}{(J_1 + J_2)} \cdot \sin \nu t \quad (43)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = -\frac{J_1}{(J_1 + J_2)} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - \frac{1}{c_d} \cdot \frac{J_1}{(J_1 + J_2)} \cdot [B_0 + B \cdot \sin(\nu t + \varphi_0)] \cdot \text{sign} \dot{\varphi}_2 \quad (44)$$

5.3 Anwendung der Mittelungsmethode unter Voraussetzung des kleinen Parameters ε

Auf dieses System wird die Prozedur des Mittelwertverfahrens nach BOGOLJUBOW und MITROPOLSKI [Bog-65] angewendet. Dies geschieht unter der Voraussetzung, dass der Parameter ε klein ist. Die Formulierung $\varepsilon \ll 1$ bedeutet aus physikalischer Sicht, dass der konstante Faktor B_0 des Reibmomentes viel kleiner als das anregende Drehmoment ist. Diese Tatsache wird im nächsten Unterkapitel kurz erläutert. Für die folgenden analytischen Ermittlungen, die auf der Methode des Mittelwerts beruhen, wird das Differentialgleichungssystem in die so genannte Standardform transformiert. In der Standardform werden die zu untersuchenden Variablen als Funktion $\varepsilon \cdot F(\vartheta, t)$ dargestellt. Nach Addition und Subtraktion der Gleichung (43) und (44) sowie Umformung der beiden Gleichungen ergibt sich:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_1 = & -(\varphi_2 - \varphi_1) - \frac{1}{c_d} \cdot \frac{J_1}{(J_1 + J_2)} \cdot [B_0 + B \cdot \sin(\nu t + \varphi_0)] \cdot \text{sign} \dot{\varphi}_2 - \\ & - \frac{A}{c_d} \cdot \frac{J_2}{(J_1 + J_2)} \cdot \sin \nu t \end{aligned} \quad (45)$$

$$\ddot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_1 = -\frac{J_1 - J_2}{(J_1 + J_2)}(\varphi_2 - \varphi_1) - \frac{1}{c_d} \cdot \frac{J_1}{(J_1 + J_2)} [B_0 + B \cdot \sin(\nu t + \varphi_0)] \text{sign } \dot{\varphi}_2 + \frac{A}{c_d} \cdot \frac{J_2}{(J_1 + J_2)} \sin \nu t \quad (46)$$

Mit den Beziehungen $A = \alpha \cdot B_0$ und $B = \beta \cdot B_0$ aus Kapitel 5.2.2 sowie ε unter Berücksichtigung von κ aus Gleichung (42) nehmen die Gleichungen (43) und (44) die folgende Form an:

$$\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_1 = -(\varphi_2 - \varphi_1) - \varepsilon \cdot \left\{ \frac{J_1 + J_2}{2 \cdot J_2} \cdot [1 + \beta \cdot \sin(\nu t + \varphi_0)] \cdot \text{sign } \dot{\varphi}_2 - \alpha \cdot \frac{J_1 + J_2}{2 \cdot J_1} \cdot \sin \nu t \right\} \quad (47)$$

$$\ddot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_1 = -\frac{J_1 - J_2}{(J_1 + J_2)}(\varphi_2 - \varphi_1) - \varepsilon \cdot \left\{ \frac{J_2 + J_1}{2 \cdot J_2} [1 + \beta \cdot \sin(\nu t + \varphi_0)] \cdot \text{sign } \dot{\varphi}_2 + \alpha \cdot \frac{J_1 + J_2}{2 \cdot J_1} \sin \nu t \right\} \quad (48)$$

5.3.1 Umrechnung der Parameter

Bei dem vereinfachten Modell aus Bild 5.2 ist nur eine Reibstelle an der unteren Scheibe zur Umgebung vorhanden. Die untere Scheibe ist mit der oberen Scheibe elastisch verbunden, so dass für die gesamte Bewegung des Systems nur die mittlere Geschwindigkeit aus $\dot{\varphi}_1$ und $\dot{\varphi}_2$ relevant ist. Diese Geschwindigkeit berechnet sich wie folgt:

$$\Omega = \frac{1}{2} \cdot (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2). \quad (49)$$

Für die relevante Winkelbeschleunigung der oberen Scheibe gegenüber der unteren Scheibe folgt mit $\vartheta = \frac{1}{2}(\varphi_2 - \varphi_1)$ die Beziehung

$$\ddot{\vartheta} = \frac{1}{2} \cdot (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_1). \quad (50)$$

Durch die Ableitung von Gleichung (26) ergibt sich:

$$\dot{\Omega} = \frac{J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + J_2 \cdot \dot{\varphi}_2}{J_1 + J_2}. \quad (51)$$

Werden in diese Beziehung die Gleichungen (24), (25) und (29) eingesetzt, berechnet sich die Ableitung der mittleren Geschwindigkeit gemäß nachfolgender Gleichung:

$$\dot{\Omega} = \frac{\varepsilon}{2} \cdot (\alpha \cdot \sin \nu \cdot t - [1 + \beta \cdot \sin(\nu \cdot t + \varphi_0)] \cdot \text{sign } \dot{\varphi}_2). \quad (52)$$

Durch Umformen von Gleichung (45) und Einsetzen der Parameter für B , B_0 und A kann mit Gleichung (50) die Beziehung für $\ddot{\vartheta}$ gefunden werden:

$$\ddot{\vartheta} = \frac{1}{2} \cdot \left(-2\vartheta - \varepsilon \frac{(J_1 + J_2)}{2 \cdot J_2} \left[(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \operatorname{sign} \dot{\varphi}_2 + \frac{J_2}{J_1} \alpha \sin \nu t \right] \right). \quad (53)$$

5.3.2 Berechnung des Bezugswinkels κ

Als Bezugswinkel bei der Einführung dimensionsloser Größen wird der maximale Schwingungswinkel angenommen, den dieses System ohne Reibung bei geringer Anregungsfrequenz erreicht.

Ohne Reibung bedeutet gemäß (29)

$$B = B_0 = 0. \quad (54)$$

Damit lauten die Bewegungsdifferentialgleichungen (noch einmal mit dimensionsbehafteten Größen)

$$\ddot{\varphi}_1 = -\frac{c_d}{J_1} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{A}{J_1} \cdot \sin \omega t, \quad (55)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = -\frac{c_d}{J_2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1). \quad (56)$$

Mit der schon eingeführten Bezeichnung $\vartheta = \frac{1}{2}(\varphi_2 - \varphi_1)$ folgt die Differentialgleichung

$$\ddot{\vartheta} = -\omega_0^2 \vartheta - \frac{A}{2J_1} \sin \omega t \quad (57)$$

mit $\omega_0^2 = c_d \cdot \frac{J_2 + J_1}{J_1 \cdot J_2}$.

Eine partikuläre Lösung dieser Differentialgleichung lautet

$$\vartheta = \frac{A}{2J_1(\omega^2 - \omega_0^2)} \sin \omega t. \quad (58)$$

Der maximale Winkel ϑ beträgt somit

$$\vartheta_{\max} = \frac{A}{2J_1|\omega^2 - \omega_0^2|}. \quad (59)$$

Dieser Wert wird als charakteristischer Winkel bei der Einführung der dimensionslosen Größen verwendet, d. h.

$$\kappa = |\varphi_2 - \varphi_1|_{\max} = 2\vartheta_{\max} = \frac{A}{J_1|\omega^2 - \omega_0^2|}. \quad (60)$$

Aus Gleichung (42) folgt somit für den Parameter ε

$$\varepsilon = \frac{B_0 \cdot 2 \cdot J_1}{A \cdot (J_1 + J_2)} \left| \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - 1 \right|. \quad (61)$$

5.3.3 Zur Bedeutung des Parameters ε und Nachweis von $\varepsilon \ll 1$

Die Berechnung nach BOGOLJUBOW soll im Folgenden auf die in den Versuchen verwendete zylindrische Feder Anwendung finden. Es soll dabei vom ungünstigsten Fall ausgegangen werden, d. h. dass die Feder bei maximalem Hub bis auf Block vorgespannt wird. Da B_0 die Reibung in der mittleren Position darstellt, um welche die Reibkräfte periodisch schwanken, muss zur Blocklänge der halbe Hub addiert werden. In dieser maximalen Stellung hat die Feder eine Federkraft von ca. 240 N. Mit einem angenommenen Reibwert von 0,13 ergibt dies ein Reibmoment von ca. 299 Nmm. Werden diese Werte in die obige Formel (61) für ε unter Berücksichtigung von κ eingesetzt, so ergibt sich daraus:

$$\varepsilon = \frac{299 \text{ Nmm} \cdot 2 \cdot 4,741 \text{ kgmm}^2}{20,89 \text{ Nmm} \cdot (4,741 + 1,817) \text{ kgmm}^2} \left| \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - 1 \right| = 20,69 \left| \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - 1 \right|. \quad (62)$$

Da die Bewegung in der Umgebung der Resonanz betrachtet werden soll, d. h. ($\omega \approx \omega_0$) gilt, ist die Kleinheit des Parameters ε gesichert, d.h. $\varepsilon \ll 1$.

Bemerkung: Da zudem die Feder oft wesentlich geringer vorgespannt ist und bei maximalem Nockenhub meist nicht bis auf den Block zusammengedrückt wird, wodurch sich auch das Reibmoment verkleinert, wird der Faktor 20,69 real noch kleiner.

5.3.4 Überlegungen zur Schwingungsgleichung

Für einen ungedämpften Drehschwinger mit einem Massenträgheitsmoment und einer Schwingungserregung am Massenträgheitsmoment erhält man analog zum Einmassenschwinger mit Erregung an der Masse die folgende Bewegungsgleichung [Zim-94]:

$$\ddot{\vartheta} + \omega_0^2 \cdot \vartheta = \frac{\hat{M}}{J} \cdot \sin(\omega t). \quad (63)$$

Diese Gleichung kann in der Form geschrieben werden:

$$\ddot{\vartheta} + \omega_0^2 \cdot \vartheta = \varepsilon \cdot F(\vartheta, t) \quad (64)$$

mit

$$\varepsilon \cdot F(\vartheta, t) = \frac{\hat{M}}{J} \cdot \sin(\omega t). \quad (65)$$

In dimensionsloser Form lauten die Gleichungen:

$$\ddot{\vartheta} + \vartheta = \varepsilon \cdot F(\dot{\vartheta}, t), \quad (66)$$

$$\text{mit } \vartheta = a(t) \cdot \cos \psi(t), \quad (67)$$

$$\text{und } \psi(t) = 1 \cdot t + \Theta(t), \quad (68)$$

wobei $\psi(t)$ der laufende Drehwinkel des Systems in dimensionsloser Form ist.

Durch Umformen von Gleichung (53) kann mit Gleichung (66) folgende Beziehung hergestellt werden:

$$\ddot{\vartheta} + \vartheta = \varepsilon \cdot F(\dot{\vartheta}, t) = -\frac{\varepsilon}{2} \cdot \frac{(J_1 + J_2)}{2 \cdot J_2} \left[(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign } \dot{\varphi}_2 + \frac{J_2}{J_1} \alpha \sin \nu t \right]. \quad (69)$$

Um die weitere Berechnung übersichtlicher zu halten, werden folgende Vereinfachungen bzw. Abkürzungen getroffen:

$$\alpha_1 = \frac{(J_1 + J_2)}{2 \cdot J_2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_1}{J_2} + 1 \right) \quad \text{bzw.} \quad \frac{J_1}{J_2} = 2 \cdot \alpha_1 - 1, \quad (70)$$

$$\alpha_2 = \frac{J_2}{J_1} = \frac{1}{2 \cdot \alpha_1 - 1}, \quad (71)$$

$$\alpha_3 = \left(2 - \frac{1}{\alpha_1} \right). \quad (72)$$

Dadurch ergibt sich für $F(\dot{\vartheta}, t)$ der Zusammenhang:

$$F(\dot{\vartheta}, t) = -\frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign } \dot{\varphi}_2 + \alpha_2 \cdot \alpha \sin \nu t]. \quad (73)$$

Durch eine Nebenrechnung lässt sich folgender sinnvoller Zusammenhang ermitteln:

Für obiges Gleichungssystem aus den Gleichungen (66) bis (68) gilt, dass $a(t)$ die Amplitude des Verdrehwinkels und $\psi(t)$ den zeitabhängigen Phasenwinkel darstellt.

Es sind a und Θ eine Funktionen der dimensionslose Zeit. Das System weist also jetzt statt ϑ zwei Variablen a und Θ aus. Für $\varepsilon = 0$ werden die beiden Ableitungen \dot{a} und $\dot{\Theta}$ Null und somit ist die Amplitude und der Phasenwinkel konstant. Es wird somit eine Gleichung benötigt, die a und Θ verbindet. Diese Gleichung kann nach Belieben gewählt werden.

Es werden deshalb die Ableitungen von a und ψ gebildet und in die Gleichung (66) eingesetzt. Daraus lässt sich die Beziehung

$$\frac{d(\dot{a} \cdot \cos \psi - a \cdot \dot{\Theta} \cdot \sin \psi)}{dt} - \dot{a} \cdot \sin \psi - a \cdot \dot{\Theta} \cdot \cos \psi = \varepsilon \cdot F(\dot{\vartheta}, t) \quad (74)$$

errechnen. Dies lässt sich mit dem Ansatz

$$\dot{\Theta} = \frac{\dot{a}}{a} \cdot \frac{\cos \psi}{\sin \psi} \quad (75)$$

wesentlich vereinfachen, weshalb diese Beziehung zwischen a und Θ gewählt wird.

Durch eine weitere Umformung ergibt dies die Gleichung:

$$-\dot{a} \cdot \sin \psi - a \cdot \dot{\Theta} \cdot \cos \psi = \varepsilon \cdot F(\dot{\vartheta}, t), \quad (76)$$

woraus sich

$$\dot{a} = -\varepsilon \cdot \sin \psi \cdot F(\dot{\vartheta}, t) \quad (77)$$

und schließlich

$$\dot{a} = \varepsilon \cdot \sin \psi \cdot \frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign} \dot{\varphi}_2 + \alpha_2 \cdot \alpha \sin \nu t] \quad (78)$$

ergibt.

Hierbei besteht weiterhin das Problem, dass im Term mit *sign* die Größe φ_2 vorhanden ist, aber ein in sich komplett geschlossenes System von drei Größen in der Form $\varepsilon \cdot F(\dot{\vartheta}, t)$ vorhanden sein soll. Unter Zuhilfenahme von $2\vartheta = \varphi_2 - \varphi_1$, der Gleichung (26) und den vereinfachenden Parametern α_1 , α_2 und α_3 kann abgeleitet werden, so dass gilt:

$$\dot{\varphi}_2 = \Omega + \frac{J_1}{(J_1 + J_2)} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1). \quad (79)$$

Weiteres Umformen ergibt

$$\dot{\psi} = 1 + \frac{\varepsilon \cdot \frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign} \dot{\varphi}_2 + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \sin \nu t]}{a} \cdot \cos \psi. \quad (80)$$

Schließlich bekommt das Gleichungssystem die folgende Form:

$$\dot{\Omega} = \frac{\varepsilon}{2} \cdot [\alpha \cdot \sin \nu \cdot t - [1 + \beta \cdot \sin(\nu t + \varphi_0)] \cdot \text{sign} \dot{\varphi}_2], \quad (81)$$

$$\dot{a} = \varepsilon \cdot \sin \psi \cdot \frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign} \dot{\varphi}_2 + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \sin \nu t], \quad (82)$$

$$\dot{\psi} = 1 + \frac{\varepsilon \cdot \frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign } \dot{\varphi}_2 + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \sin \nu t]}{a} \cdot \cos \psi, \quad (83)$$

Jetzt ergibt sich, dass Ω und a sich langsam ändernde Variablen sind, da $\dot{\Omega}$ und \dot{a} wegen des kleinen Parameters ε auch klein sind. ψ ist eine sich schnell ändernde Variable, da $\dot{\psi} = 1 + \varepsilon(\dots)$ und somit $\dot{\psi} \approx 1$ gilt. Dies bedeutet, dass sich ψ schnell ändert. Es muss somit eine Ersatzgröße mit sich langsam änderndem Verlauf gesucht werden. Dieser findet sich im Winkelversatz ζ , für den gilt

$$\zeta(t) = \nu \cdot t - \psi(t). \quad (84)$$

Und mit

$$\nu = 1 + \varepsilon \cdot \Delta \text{ folgt } \zeta(t) = (1 + \varepsilon \cdot \Delta) \cdot t - \psi(t) \quad (85)$$

ergibt dies dann:

$$\dot{\zeta} = 1 + \varepsilon \cdot \Delta - \dot{\psi}, \quad (86)$$

woraus dann zusammen mit der ersten Ableitung aus Gleichung (80) die nachfolgende Gleichung für $\dot{\zeta}$ ermittelt werden kann:

$$\dot{\zeta} = 1 + \varepsilon \cdot \Delta - \left(1 + \frac{\dot{a}}{a} \cdot \frac{\cos \psi}{\sin \psi} \right). \quad (87)$$

Damit ist auch die dritte Gleichung des Systems vorhanden:

$$\dot{\zeta} = \varepsilon \cdot \left[- \frac{\frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign } (-\alpha_3 \cdot a \cdot \sin \psi + \Omega) + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \sin \nu t]}{a} \cdot \cos \psi + \Delta \right]. \quad (88)$$

Das Gleichungssystem stellt sich dann wie folgt dar:

$$\dot{\Omega} = \frac{\varepsilon}{2} \cdot [\alpha \cdot \sin \nu \cdot t - [1 + \beta \cdot \sin(\nu t + \varphi_0)] \cdot \text{sign } \dot{\varphi}_2], \quad (89)$$

$$\dot{a} = +\varepsilon \cdot \sin \psi \cdot \frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign } \dot{\varphi}_2 + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \sin \nu t], \quad (90)$$

$$\dot{\zeta} = \varepsilon \cdot \left[- \frac{\frac{\alpha_1}{2} \cdot [(1 + \beta \sin(\nu t + \varphi_0)) \text{sign } (-\alpha_3 \cdot a \cdot \sin \psi + \Omega) + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \sin \nu t]}{a} \cdot \cos \psi + \Delta \right]. \quad (91)$$

5.3.5 Anwendung der Mittelungsmethode

$$F(x) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{2\pi} f(x, \varphi) \cdot d\varphi \quad (92)$$

und $F(x)$ ist Mittelwert von $f(x, \varphi)$ über φ .

Durch Integration kann das nachfolgende Gleichungssystem gefunden werden:

$$\dot{\Omega}_m = \begin{cases} -\frac{\varepsilon}{2} & \text{für } \Omega < -\alpha_3 \cdot a \\ \frac{\varepsilon}{\pi} \cdot \left[\arcsin \frac{\Omega}{\alpha_3 \cdot a} - \beta \cdot \cos(\zeta + \varphi_0) \cdot \sqrt{1 - \frac{\Omega^2}{\alpha_3^2 \cdot a^2}} \right] & \text{für } |\Omega| \leq -\alpha_3 \cdot a \\ \frac{\varepsilon}{2} & \text{für } \Omega > \alpha_3 \cdot a \end{cases} \quad (93)$$

$$\dot{a}_m = \frac{\varepsilon \cdot \alpha_1}{4\pi} \cdot \begin{cases} 0 - \beta \cdot \pi \cdot \cos(\zeta + \varphi_0) + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \pi \cdot \cos \zeta \\ -4 \cdot \cos(\gamma) + \beta \cdot \cos(\zeta + \varphi_0) \cdot [2\gamma - \sin(2\gamma)] + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \pi \cdot \cos \zeta \\ 0 + \beta \cdot \pi \cdot \cos(\zeta + \varphi_0) + \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \pi \cdot \cos \zeta \end{cases} \quad (94)$$

$$\dot{\zeta}_m = \frac{\varepsilon}{4} \cdot \begin{cases} \frac{1}{a} \cdot [\alpha_1 \cdot \beta \cdot \sin(\zeta + \varphi_0) - \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \sin(\zeta)] + 4\Delta \\ -\frac{1}{\pi \cdot a} [\alpha_1 \cdot \beta \cdot [\sin(\zeta + \varphi_0) \cdot (2\gamma + \sin(2\gamma))] + \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \pi \cdot \sin(\zeta)] + 4\Delta \\ \frac{1}{a} \cdot [-\alpha_1 \cdot \beta \cdot \sin(\zeta + \varphi_0) - \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \pi \cdot \sin(\zeta)] + 4\Delta \end{cases} \quad (95)$$

$$\text{Dies gilt für (95) jeweils für } \begin{cases} \text{für } \frac{\Omega}{\alpha_3 \cdot a} < -1 \\ \text{für } \frac{|\Omega|}{\alpha_3 \cdot a} \leq 1 \\ \text{für } \frac{\Omega}{\alpha_3 \cdot a} > 1 \end{cases} \quad (96)$$

Weiterhin gilt noch

$$\gamma = \arcsin \frac{\Omega}{\alpha_3 \cdot a} \Rightarrow \sin \gamma = \frac{\Omega}{\alpha_3 \cdot a} \Rightarrow \cos \gamma = \sqrt{1 - \frac{\Omega^2}{\alpha_3^2 \cdot a^2}} \quad (97)$$

$$\Omega = \alpha_3 \cdot a \cdot \sin \gamma \quad (98)$$

Die nachfolgend gezeigten numerischen Auswertungen der Gleichungen zeigen, dass sich das System, beginnend vom Stillstand, langsam auf eine gewisse mittlere Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit einschwingt, um welche die absoluten Winkelgeschwindigkeiten pendeln. Auch die Versuche ergaben, dass es teilweise eine gewisse Zeit gedauert hat, bis sich gleichmäßige Drehbewegungen eingestellt haben. Andererseits konnte mit der Hochgeschwindigkeitskamera beobachtet werden, dass es sich bei den

Drehbewegungen nicht um Drehbewegungen mit konstanten Winkelgeschwindigkeiten handelte, sondern langsamere und schnellere Bewegungen erfolgten bis zu Hin-und-Her-Bewegungen, bei welchen eine Richtung überwogen hat. Die Beobachtungen des Versuches decken sich somit qualitativ mit den analytischen Berechnungen. Diese sich dabei einstellenden mittleren Winkelgeschwindigkeiten von Feder und Federteller werden dann als stationäre Winkelgeschwindigkeiten bezeichnet. Da diese stationären Teile der Bewegungen interessieren, sollen diese näher betrachtet werden. Aus diesem Grund ist die Lösung für $\dot{\Omega} = 0$ des obigen Systems zu suchen. Für einen stationären mittleren Bewegungszustand muss die Änderung der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\Omega}$ und die Änderung der Verdrehwinkelamplitude \dot{a} sowie die Änderung des Winkelversatzes $\dot{\zeta}$ gleich Null gesetzt werden. Dies kann nur für die mittleren Terme und Bedingungen der vorstehenden Gleichungssysteme erfüllt werden.

Aus der Bedingung von $\dot{\Omega} = 0$ folgt die Beziehung:

$$\cos(\zeta + \varphi_0) = \frac{\gamma}{\beta \cdot \cos(\gamma)}. \tag{99}$$

Aus der Gleichung von $\dot{a} = 0$ folgt dann:

$$\cos(\zeta) = \alpha_3 \cdot \frac{-4 \cdot \alpha_1 \cdot \cos(\gamma) + \frac{\alpha_1 \cdot \gamma}{\cos(\gamma)} \cdot [2\gamma - \sin(2\gamma)]}{\alpha \cdot \pi} = F_1(\gamma), \tag{100}$$

und

$$\sin(\zeta) = \frac{F_1(\gamma) \cdot \cos(\varphi_0) - \frac{\gamma}{\beta \cdot \cos(\gamma)}}{\sin(\varphi_0)} = F_2(\gamma). \tag{101}$$

Durch das Einsetzen der Terme aus Gleichung (98) und (99) in die Gleichung für $\dot{\xi} = 0$ kann für a hergeleitet werden:

$$a = \frac{\alpha_1 \cdot \beta \cdot [F_2(\gamma) \cdot \cos(\varphi_0) + F_1(\gamma) \cdot \sin(\varphi_0)] \cdot (2\gamma + \sin(2\gamma)) + \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha \cdot \pi \cdot F_2(\gamma)}{4 \cdot \pi \cdot \Delta}. \tag{102}$$

Bei einer Untersuchung dieser Gleichung für a in dem Fall $\varphi_0 = \frac{\pi}{2}$ kann abgeleitet werden, dass sowohl (a, γ, Δ) als auch $(a, -\gamma, -\Delta)$ Lösungen des Systems sind. Aus der Beziehung $\sin \gamma = \frac{\Omega}{\alpha_3 \cdot a}$ folgt dann, dass weiterhin (a, Ω, Δ) und $(a, -\Omega, -\Delta)$ Lösungen des Systems sind. Dies wiederum bedeutet, dass es bei einer Anregung über die Reso-

nanzfrequenz des Systems hinweg zu einer Richtungsumkehr kommt (siehe zweiter Ausdruck in Klammern).

5.3.6 Auswertung der numerischen Analyse des Gleichungssystems

Aus diesem System (Gleichungen (92) bis (96)) ergibt sich eine umfangreiche Gleichung für die Hilfsgröße γ . Diese Gleichung ist transzendent und lässt sich nicht analytisch lösen. Aus diesem Grunde wird die Gleichung numerisch gelöst. Aus dieser Lösung lassen sich mit der Gleichung für a , die sich aus der Gleichung von ζ ergibt, dann numerisch a und Ω bestimmen. Aus diesem dimensionslosen Ω kann durch Multiplikation mit der Eigenkreisfrequenz die mittlere Winkelgeschwindigkeit ω bzw. Drehzahl n berechnet werden. Dies wurde mit der Software MATLAB an der Technischen Universität im Fachgebiet Technische Mechanik durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Bild 5.4 bis Bild 5.19 dargestellt.

Für die numerische Berechnung ergeben sich aus den Daten des Versuchsaufbaues nach Bild 4.12 und Bild 4.13 sowie Tabelle 4.2 die in Tabelle 5.1 aufgeführten Zahlenwerte.

Da mit diesen Werten das Reibmoment immer größer als das antreibende Moment ist, kann es so zu keiner Drehbewegung kommen, wie bereits in Kapitel 4.2 eingehend erläutert wurde. Auch die Untersuchungen mit der Hochgeschwindigkeitskamera zeigen, dass es in der Nähe von Längseigenfrequenzen zu Entlastungen der Federenden, im Gegensatz zu einer statischen Belastung kommt. Dies entspricht einer Reduzierung der Reibmomente B und B_0 . Aus diesem Grund kann für diese Berechnung $\alpha = 1,5$ angenommen werden, was einer Erhöhung von A oder einer Reduzierung von B und B_0 gleichkommt, da α nur eine relative Größe ist.

Bild 5.4 und Bild 5.5 geben den Verlauf der dimensionslosen Winkelgeschwindigkeit $\Omega(t)$ bzw. der dimensionslosen Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ - errechnet aus den gemittelten Gleichungen (93) bis (96) - und der dimensionslosen Amplitude $a(t)$ der Drehbewegung der Feder bei einer negativer Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/2$ (d. h. $\Delta = -1$), großer Vorspannung $x = 15,5$ mm sowie großem Reibmoment $B = 36$ Nm und großem mittleren Reibmoment $B_0 = 319,4$ Nm, d.h. $\beta = B_0/B = 0,113$, in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit t wieder. Die ermittelten Drehbewegungen sind positiv gerichtet und entsprechen damit einer ablaufenden Drehung der Feder.

Tabelle 5.1 Daten für die numerische Berechnung, abgeleitet aus dem Versuchsaufbau nach Bild 4.12 und Bild 4.13.

Zeichen	Formel	Dimension	Berechnung	Bemerkungen
A	$\left(\frac{h}{2}\right) \cdot i \cdot c_d$	Nmm	20,9	
B	$\left(\frac{h}{2}\right) \cdot c \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \mu$	Nmm	31,9	Für $x = 4$ mm
B	$\left(\frac{h}{2}\right) \cdot c \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \mu$	Nmm	36,0	Für $x = 15,5$ mm
B_0	$\left(x + \frac{h}{2}\right) \cdot c \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \mu$	Nmm	120,2	Für $x = 4$ mm
B_0	$\left(x + \frac{h}{2}\right) \cdot c \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \mu$	Nmm	319,4	Für $x = 15,5$ mm
ω_0	$\omega_0 = \sqrt{c_d \cdot \frac{J_2 + J_1}{J_2 \cdot J_1}}$	rad/s ⁻¹	882,6	
α	$\alpha = \frac{A}{B_0}$		0,3476	
β	$\beta = \frac{B}{B_0} = \frac{36,0 \text{ Nmm}}{319,4 \text{ Nmm}}$		0,113	Erste Berechnungsannahme für große Vorspannung
β	$\beta = \frac{B}{B_0} = \frac{31,9 \text{ Nmm}}{120,2 \text{ Nmm}}$		0,265	Zweite Berechnungsannahme für kleine Vorspannung
α_1	$\alpha_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_1}{J_2} + 1\right)$		1,8044	
α_2	$\alpha_2 = \frac{1}{2 \cdot \alpha_1 - 1}$		0,3833	
α_3	$\alpha_3 = \left(2 - \frac{1}{\alpha_1}\right)$		1,4458	

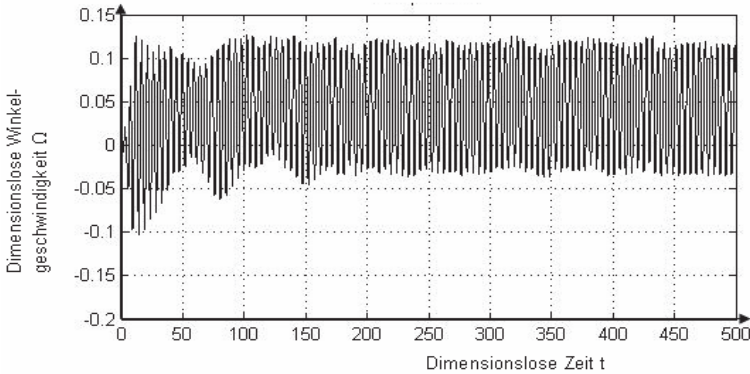


Bild 5.4 Winkelgeschwindigkeit $\Omega(t)$ für $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

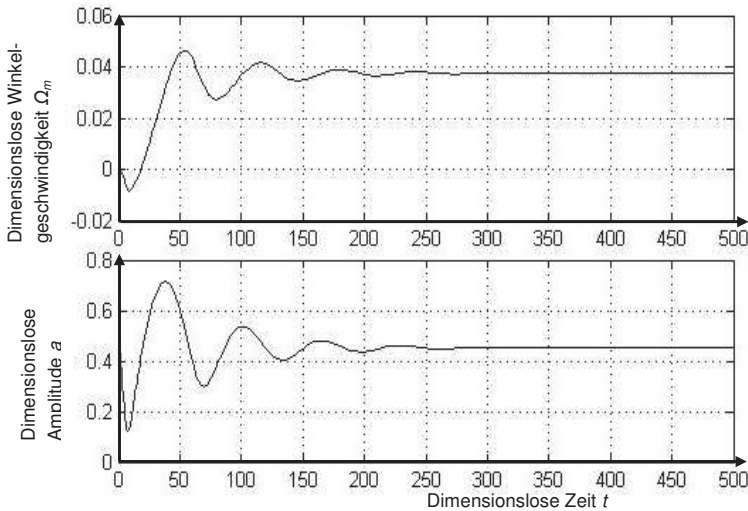


Bild 5.5 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegung der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

Der Verlauf der Funktionen $\Omega(t)$, $\Omega_m(t)$ und $a(t)$ für einen Modellfall mit den gleichen Parametern, aber positiver Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/2$, d. h. $\Delta = 1$, ist in Bild 5.6 und Bild 5.7 dargestellt. Daraus geht hervor, dass die Feder nun in negativer Richtung dreht und somit eine auflaufende Drehbewegung gegenüber dem Federteller ausführt.

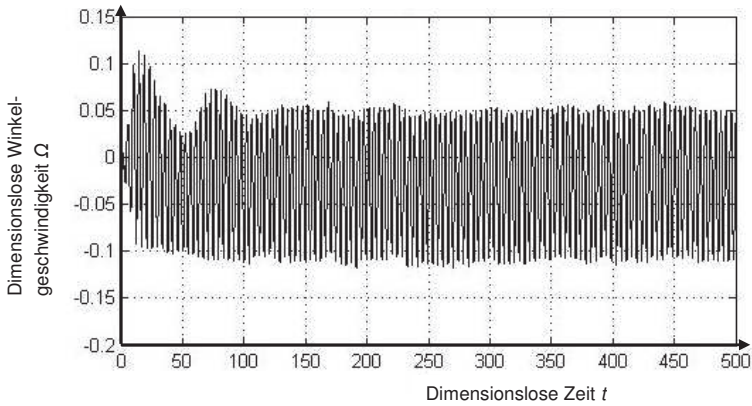


Bild 5.6 Winkelgeschwindigkeit $\Omega(t)$ für $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

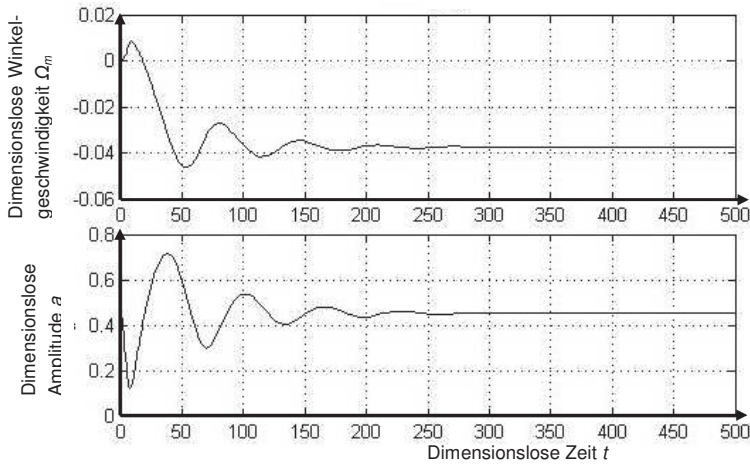


Bild 5.7 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

In Bild 5.8 und Bild 5.9 ist der Verlauf der Funktionen $\Omega(t)$, $\Omega_m(t)$ und $a(t)$ der Drehbewegung der Feder bei einer negativer Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/2$ (d. h. $\Delta = -1$), kleiner Vorspannung $x = 4$ mm sowie großem Reibmoment $B = 31,9$ Nm und großem mittleren Reibmoment $B_0 = 120,2$ Nm, d.h. $\beta = B_0/B = 0,265$, in Abhängigkeit von der dimensionlosen Zeit t ,

zu sehen. Die ermittelten Drehbewegungen sind positiv gerichtet und entsprechen damit einer ablaufenden Drehung der Feder.

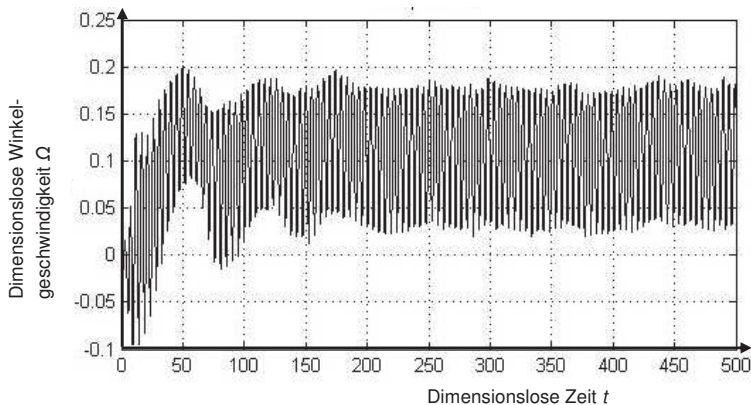


Bild 5.8 Winkelgeschwindigkeit $\Omega(t)$ für $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

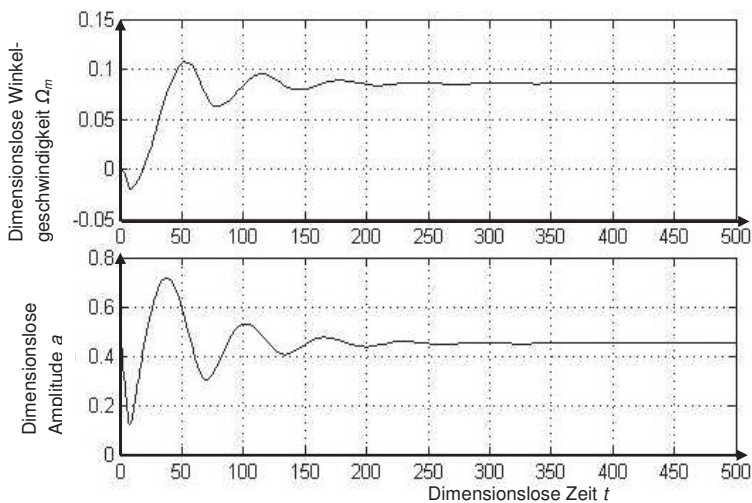


Bild 5.9 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

Der Verlauf der Funktionen $\Omega(t)$, $\Omega_m(t)$ und $a(t)$ für einen Modellfall mit den gleichen Parametern, aber positiver Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/2$, d. h. $\Delta = 1$, ist in Bild 5.10 und Bild 5.11 dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass die Feder nun in negativer Richtung dreht und somit eine auflaufende Drehbewegung gegenüber dem Federteller ausführt.

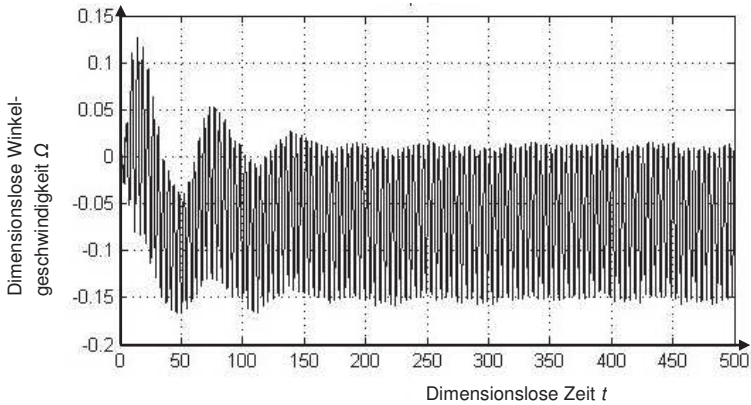


Bild 5.10 Winkelgeschwindigkeit $\Omega(t)$ für $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

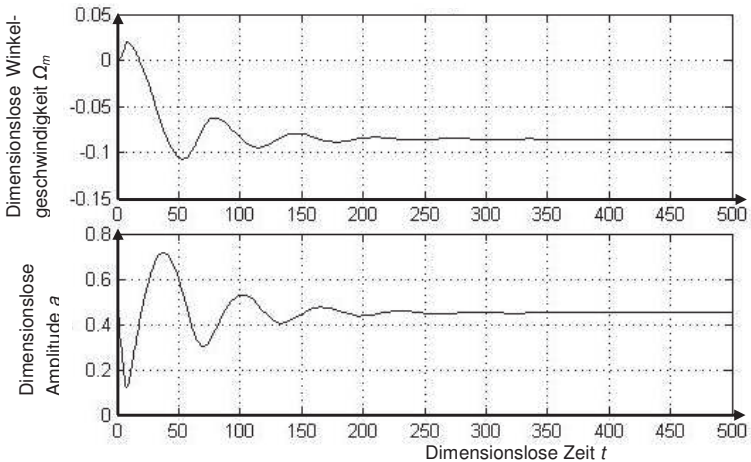


Bild 5.11 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 1,57 = \pi/2$

In Bild 5.12 und Bild 5.13 ist der Verlauf der Funktionen $\Omega_m(t)$ und $a(t)$ der Drehbewegung der Feder bei negativer ($\Delta = -1$) und positiver ($\Delta = 1$) Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/8$, großer Vorspannung $x = 15,5$ mm sowie großem Reibmoment $B = 36$ Nm und großem mittleren Reibmoment $B_0 = 319,4$ Nm, d.h. $\beta = B_0/B = 0,113$, in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit t , dargestellt. Die ermittelten Drehbewegungen sind positiv gerichtet und entsprechen damit einer ablaufenden Drehung der Feder.

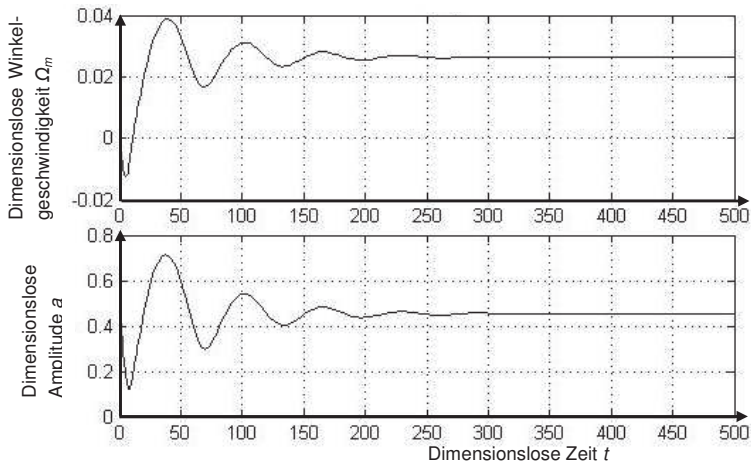


Bild 5.12 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 0,393 = \pi/8$; entspricht $22,5^\circ$

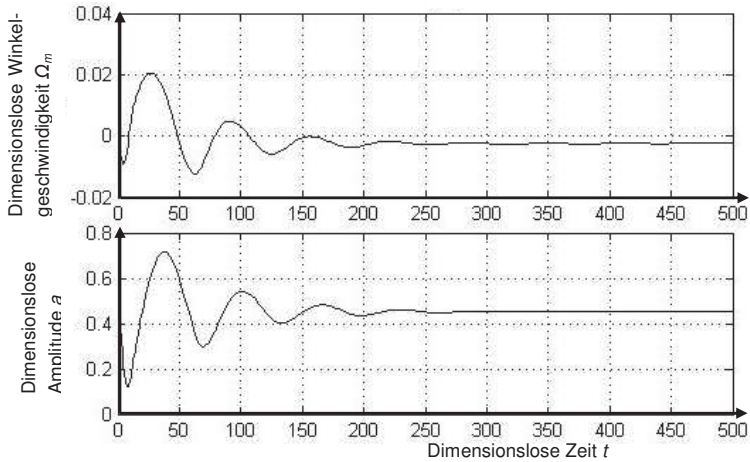


Bild 5.13 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 0,393 = \frac{\pi}{8}$; entspricht $22,5^\circ$

Bild 5.14 und Bild 5.15 zeigen den Verlauf der dimensionslosen Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und der dimensionslosen Amplitude $a(t)$ der Drehbewegung der Feder bei negativer ($\Delta = -1$) und positiver ($\Delta = 1$) Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/8$, kleiner Vorspannung $x = 4$ mm sowie großem Reibmoment $B = 36$ Nm und großem mittleren Reibmoment $B_0 = 319,4$ Nm, d.h. $\beta = B_0/B = 0,113$, in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit t wieder. Die ermittelten Drehbewegungen sind positiv gerichtet und entsprechen damit einer ablaufenden Drehung der Feder.

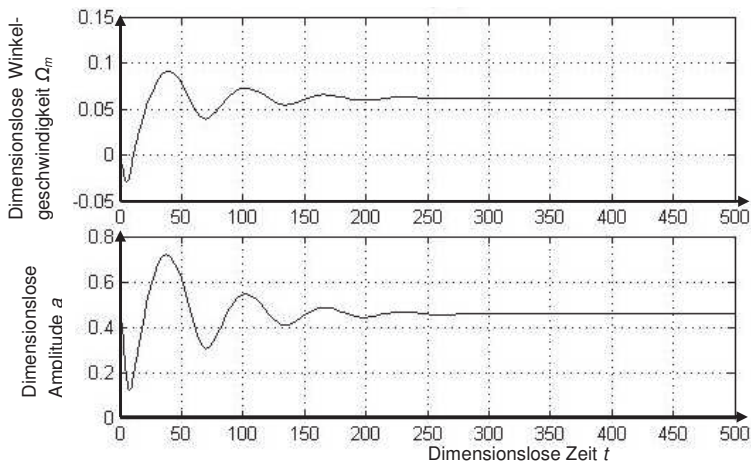


Bild 5.14 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 0,393 = \frac{\pi}{8}$; entspricht $22,5^\circ$

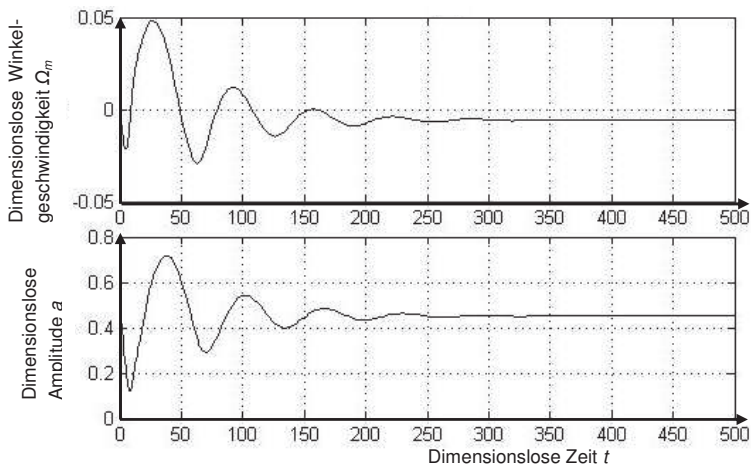


Bild 5.15 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 0,393 = \frac{\pi}{8}$; entspricht $22,5^\circ$

Bild 5.16 und Bild 5.17 geben den Verlauf der Funktionen $\Omega_m(t)$ und $a(t)$ der Drehbewegung der Feder bei einer negativer ($\Delta = -1$) und positiver ($\Delta = 1$) Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/16$, großer Vorspannung $x = 15,5$ mm sowie großem Reibmoment $B = 36$ Nm und großem mittleren Reibmoment $B_0 = 319,4$ Nm, d.h. $\beta = B_0/B = 0,113$, in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit t wieder. Die ermittelten Drehbewegungen sind positiv gerichtet und entsprechen damit einer ablaufenden Drehung der Feder.

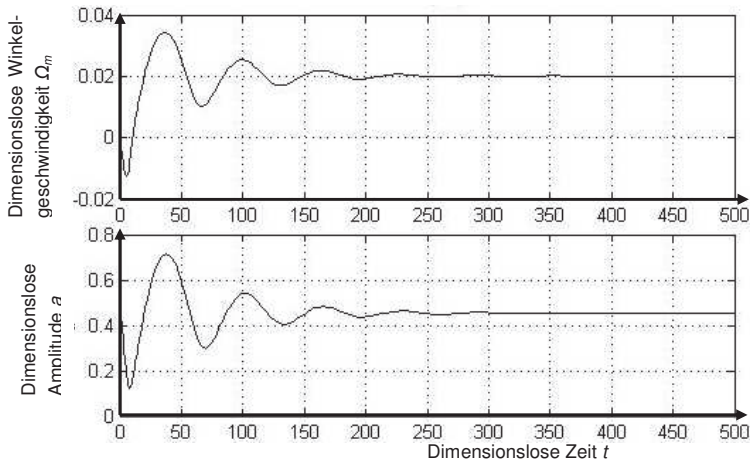


Bild 5.16 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 0,196 = \pi/16$; entspricht $11,25^\circ$

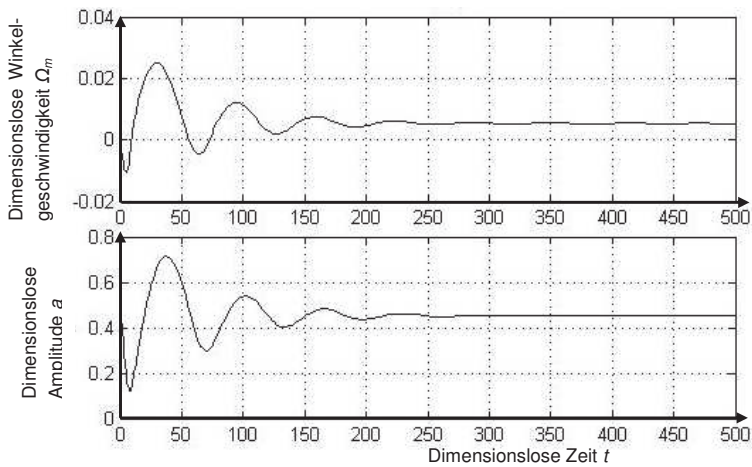


Bild 5.17 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,113$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 0,196 = \pi/16$; entspricht $11,25^\circ$

Bild 5.18 und Bild 5.19 geben den Verlauf der Funktionen $\Omega_m(t)$ und $a(t)$ der Drehbewegung der Feder bei einer negativer ($\Delta = -1$) und positiver ($\Delta = 1$) Phasenverschiebung zwischen anregendem Moment A und Reibmoment B von $\varphi_0 = \pi/16$, kleiner Vorspannung $x = 4$ mm sowie großem Reibmoment $B = 36$ Nm und großem mittleren Reibmoment $B_0 = 319,4$ Nm, d.h. $\beta = B_0/B = 0,113$, in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit t wieder. Die ermittelten Drehbewegungen sind positiv gerichtet und entsprechen damit einer ablaufenden Drehung der Feder.

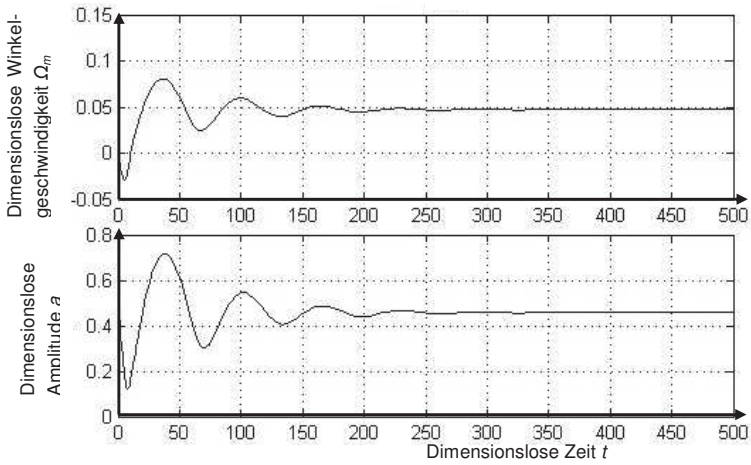


Bild 5.18 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\varepsilon = 0,1$; $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = -1$; $\varphi_0 = 0,196 = \frac{\pi}{16}$; entspricht $11,25^\circ$

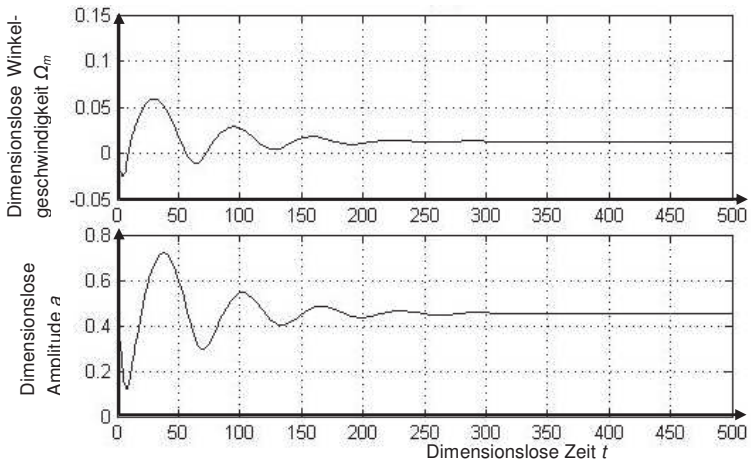


Bild 5.19 Winkelgeschwindigkeit $\Omega_m(t)$ und Amplitude a der Drehbewegungen der Feder bei $\alpha = 1,5$; $\beta = 0,266$; $\Delta = 1$; $\varphi_0 = 0,196 = \frac{\pi}{16}$; entspricht $11,25^\circ$

5.4 Diskussion der Ergebnisse - Erklärung der Effekte der Richtungsumkehr ohne Richtungsänderung der Störkraft

Bei diesem mathematischen Modell handelt es sich um ein vereinfachtes Modell eines komplexen Sachverhaltes. Aus diesem Grund kann dieses Modell auch keine genaueren quantitativen Werte liefern. Es handelt sich dabei nur um eine Abschätzung des möglichen Bewegungsmechanismus.

Die Berechnungen mit dem Mittelwertverfahren zeigen deutlich, dass Drehbewegungen nur dann auftreten können, wenn das Reibmoment klein genug ist. Dies tritt nur ein, wenn es zu Reduzierungen der Federauflagekräfte kommt, d.h. wenn Resonanzen der Oberschwingungen aus der Nockenfunktion mit den Längseigenfrequenzen der Feder auftreten.

Weiterhin ist es für Drehbewegungen erforderlich, dass ein Phasenverschiebungswinkel von nahezu $\pi/2$ zwischen Anregung und Reibmoment vorhanden ist und auch die anregenden Oberschwingungen der Nockenfunktion in der Nähe der Dreieigenfrequenz der Feder liegen. Je nach Fall, ob die entsprechende anregende Frequenz größer oder kleiner als die Dreieigenfrequenz ist, treten auflaufende oder ablaufende Drehbewegungen von Feder und Federteller auf.

Das Modell zeigt weiterhin deutlich, dass bei einer Phasenverschiebung von $\pi/2$ in der Nähe der Resonanz eine vollkommene Richtungsumkehr stattfindet, d.h. dass die Winkelgeschwindigkeiten für beide Drehrichtungen dem Betrag nach gleich groß sind. Diesen Zusammenhang zeigt ein Vergleich von Bild 5.4 und Bild 5.5 mit Bild 5.6 und Bild 5.7. Je weiter die Phasenverschiebung von $\pi/2$ entfernt ist, desto kleiner werden die sich einstellenden mittleren Winkelgeschwindigkeiten $\Omega_m(t)$. Weiterhin verringert sich für den Fall, dass die Anregungsfrequenz größer als die Resonanzfrequenz ist, die negative Winkelgeschwindigkeit. In diesem Fall wird die Winkelgeschwindigkeit dem Betrag nach kleiner bis hin dazu, dass diese Winkelgeschwindigkeit danach sogar positive Werte annimmt, wie dies Bild 5.8 bis Bild 5.19 entnommen werden kann. Dieses Erkenntnis erklärt, warum in den Versuchen vorzugsweise ablaufende positive Drehbewegungen aufgetreten sind.

6 Computergestützte Simulation der Ventildfeder- und Federtellerdrehbewegung

Das im Kapitel 5 beschriebene mathematische Modell kann die Drehbewegung der Feder sowie die Richtungsumkehr in der Nähe von Resonanzen prinzipiell erklären. Weitergehende Aussagen bzw. quantitative Angaben, die einen Vergleich mit den Versuchsergebnissen ermöglichen würden, können mit diesem Modell jedoch noch nicht gemacht werden, da es sehr starke Vereinfachungen beinhaltet. Weiterhin ist in dem mathematischen Modell nur am unteren Federteller eine Reibstelle zu dessen Umgebung vorhanden, während zwischen Feder und Federteller eine feste Verbindung vorhanden ist. Im realen System sind dagegen die Feder und die beiden Federteller nicht fest verbunden, sondern nur über jeweils eine Reibstelle miteinander gekoppelt. Das reale System ist auch dadurch wesentlich komplexer, dass die Masse und das Massenträgheitsmoment über die ganze Feder relativ gleichmäßig verteilt sind. Aus diesem Grunde muss nach genaueren Modellen gesucht werden, welche diese Bedingungen besser nachbilden können.

Wie die Recherche ergab, ist es möglich, ein solches komplexeres Modell für Federsimulationen zu erstellen [Dre-04]. Eine andere Simulationsvariante bietet das Programm SimulationX[®]. Eine weitere Optimierung besteht darin, das System mit einem MKS-Modell zu simulieren. In diesem Modell ist die Feder aus kleinen Drahtstücken mit definierter Masse und Steifigkeiten aufgebaut, die dann zum Federdraht verbunden sind. Das MKS-System berücksichtigt die Materialeigenschaften und auch die Kontakte zu den benachbarten Elementen, wie zwischen benachbarten Windungen und auch zwischen Feder und Federteller. Für diese Simulationen wurde das Programm RecurDyn[®] der Firma FunctionBay ausgewählt.

Die Versuche im Versuchsstand zeigen eine wichtige Beobachtung. Die beschleunigenden und verzögernden Drehmomente, die auf das Federende wirken, sind sehr gering, und es erfordert einige Nockenwellenumdrehungen, bis sich eine konstante Drehzahl für Federteller und Feder einstellt. Es kann bei einem sehr schnellen Hochfahren der Nockenwellendrehzahl aber auch vorkommen, dass dabei keine Drehbewegungen beobachtet werden können. Da jedoch das Simulationsmodell die Wirklichkeit möglichst genau nachbilden soll, ist es erforderlich, auch dort genügend Zeit bis zum Erreichen von annähernd konstant ablaufenden Drehbewegungen von Federteller und Feder vorzusehen, wodurch auch in der Simulation längere Rechenzeiten eingeplant werden müssen. Für diese Simulationen wird wieder die in den Versuchen verwendete zylindrische Feder eingesetzt, deren Daten Tabelle 4.2 zu entnehmen sind.

6.1 Simulation mit SimulationX®

6.1.1 Modellansatz

Die Software SimulationX® der Firma ITI GmbH Dresden ist eine Standard-Software, mit der vielfältige Arten technischer Komponenten simuliert werden können. In diesem Programm zur Simulation physikalisch-technischer Systeme existiert eine umfangreiche Bibliothek von Elementen wie Signalglieder, Antriebstechnik, translatorische Mechanik, rotatorische Mechanik, MKS-Mechanik, Elektronik, Magnetik, Thermofluidtechnik, Hydraulik und Pneumatik. In dieser Software werden die verschiedenen Erhaltungssätze (Energieerhaltungssätze, Impulserhaltungssatz), Differentialgleichungssysteme und Algebra-Differentialgleichungssysteme angewendet. Um weitere Erkenntnisse zum Drehverhalten von Ventildfedern und Federteller bzw. Ventilstößel zu erlangen, wurde das System des Ventiltriebs bzw. dessen Nachbildung im Versuchsstand in SimulationX® aufgebaut. Wie die Prinzipskizze eines ersten Modellansatzes in Bild 6.1 zeigt, ist das Gesamtsystem in ein linear in Richtung Federachse schwingendes und in ein um die Federachse drehend schwingendes System aufgeteilt, die, wie unten noch näher beschrieben wird, realitätsnah miteinander verkoppelt sind. Weiterhin sind die Federmasse und das Massenträgheitsmoment der Feder um die Rotationsachse bzw. die Federlängsachse in der Mitte der Feder zwischen zwei Federhälften angeordnet.

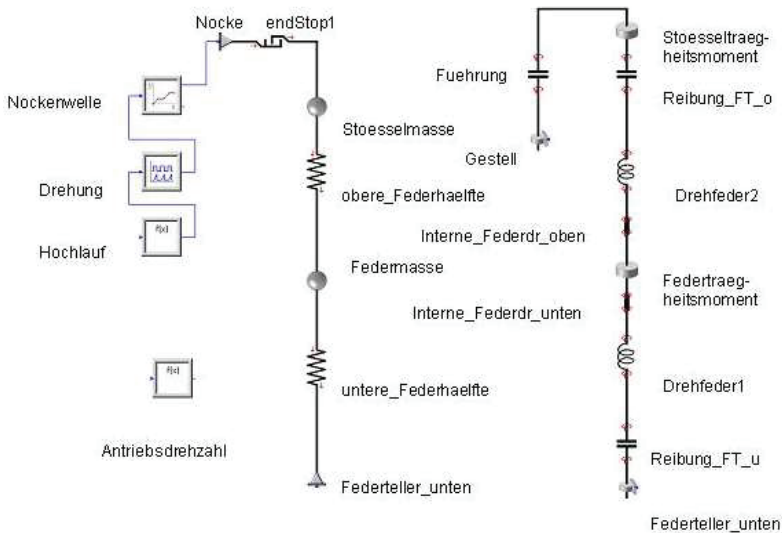


Bild 6.1 Vereinfachtes Modell des Ventiltriebs bzw. Versuchsstandes zur Simulation der Federbewegung
Die reale Feder wird in diesem Modell nachgebildet, indem eine Federmasse zwischen zwei Federn angebracht wird, von denen jede jeweils die Hälfte der realen Feder reprä-

sentiert. Diese Teilfedern besitzen jeweils die doppelte Federrate der realen Feder, da für diese beiden Teilfedern jeweils nur die halbe federnde Windungszahl wirksam ist und damit bei sonst gleichen Federdaten (Drahtdurchmesser, mittlerer Windungsdurchmesser, Gleitmodul) und gleicher Kraftwirkung nur der halbe Federweg zurückgelegt wird. Parallel zum linearen Schwinger ist analog dazu ein rotatorischer Modellzweig angeordnet, bei dem zwischen zwei Drehfedern ein Massenträgheitsmoment eingefügt ist, das das Massenträgheitsmoment der Feder repräsentiert. Der rotatorische Teil des Modells ist so mit dem sich linear bewegenden Zweig verbunden, dass die jeweiligen Hubbewegungen in dem linearen Zweig Drehbewegungen im entsprechenden Teil des rotatorischen Zweiges des Modells auslösen. Im rotatorischen Zweig erfolgt dies durch die Kopplungselemente „interne_Federdr_oben“ (interne Federdrehung oben) und „interne_Federdr_unten“ (interne Federdrehung unten), mit deren Hilfe aus der linearen Bewegung der Masse eine Drehbewegung in das System eingekoppelt wird. Diese Drehbewegung entspricht der Verdrehung der Federenden zueinander beim Ein- und Ausfedern, wie sie im Abschn. 4.2 beschrieben worden ist. Der Umrechnungsfaktor dafür ergibt sich aus den Werten der Vermessung der Drehung der Federenden zueinander bei langsamer statischer Einfederung.

Bei den entstehenden Schwingungen handelt es sich jedoch nicht um sogenannte Koppelschwingungen, bei denen eine Schwingungsart periodisch in eine andere übergeht und auch wieder zurück, sondern um eine speziell mit der Schraubenfederform verbundene Überlagerung von Längs- und Drehbewegungen (s. a. Abschn. 4.2).

In diesem Modell muss zudem auch die Vorspannung richtig eingestellt werden. Dies geschieht durch die Einstellung des Vorspannweges x_0 im Element „Nockenwelle“ bei der Ausgangsstellung und für das Element „Stößelmasse“ bei der Ausgangsstellung sowie im Element „Federmasse“ ist der halbe Vorspannweg zu berücksichtigen. Das Glied "endStop1" wirkt als einseitiger Anschlag und ist notwendig, um einerseits durch die Wegbegrenzung die Anlage des Stößels am Nocken und andererseits auch das Abheben des Stößels vom Nocken nachbilden zu können. Die Nockenbewegung wird eingebracht durch die Bausteine „Hochlauf“, „Drehung“ und „Nockenwelle“. Die Programmelemente "Reibung_FT_o" und "Reibung_FT_u" berücksichtigen jeweils die Reibwirkung zwischen dem unteren und oberen Federteller und der Feder.

Bei diesem Modell handelt es sich noch um ein relativ einfaches Modell, das die Spezifik von Federn und des Versuchsaufbaus noch nicht ausreichend widerspiegelt. Deshalb ist es erforderlich, dieses Modell weiter zu präzisieren und zu optimieren. Das betrifft die Berücksichtigung der Eigenmasse und des Massenträgheitsmomentes der Feder, die Reibungswirkung an den Paarungsstellen einschließlich in der Stößelführung, die Berücksichtigung der realen Federkennlinie u. a. m., auf die im Folgenden näher eingegangen werden soll.

6.1.2 Maßnahmen zur Modelloptimierung

Bei der Berechnung eines translatorisch aufgehängten Einmassenschwingers, bei dem die Feder gegenüber der Endmasse eine maßgebliche Eigenmasse hat, darf diese in der Berechnungsformel für die Eigenkreisfrequenz des Einmassenschwingers nicht vernachlässigt werden. Für deren Berücksichtigung dient die bekannte Näherungsgleichung zur Berechnung der Eigenkreisfrequenz eines Einmassenschwingers

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m + \frac{1}{3}m_F}} \quad (103)$$

als Anhaltspunkt, nach der zur schwingenden Masse m noch ein Drittel der Masse der Feder m_F zu addieren ist [Mag-08] [Ass-01]. Da in dem zu untersuchenden Fall die Federmasse explizit berücksichtigt werden soll, ist jeweils ein Drittel der oberen und der unteren Teilfeder zur Endmasse dazu zu addieren. Daraus folgt, dass im Simulationsmodell die Masse zwischen den beiden Federn mit einem Drittel der realen Feder anzusetzen ist, wie nachfolgende Überlegung zeigt. Dabei wird davon ausgegangen, dass die mittlere Masse zuerst als „masselos“, d. h. mit dem Wert Null, angenommen wird und die beiden Teilfedern jeweils die halbe Masse der realen Feder besitzen. Werden nun die obere und dann die untere Hälfte des Zweiges als unabhängige Einmassenschwinger betrachtet, so ist jeweils ein Drittel der Federmasse dieser Teilfedern der Masse in der Mitte zuzurechnen. Ein Drittel der halben Masse der Teilfeder entspricht einem Sechstel der Masse der realen Feder. Jeweils ein Sechstel vom oberen und ein Sechstel vom unteren Einmassenschwinger ergibt für die mittlere Masse im Simulationsmodell somit einen Wert von einem Drittel der realen Federmasse. Aus diesem Grund ist auch ein Drittel der Masse der realen Feder zu dem oberen schwingenden System und somit der Stößelmasse zugerechnet.

Analog zu Gl. (103) würde auch bei dem rotatorischen Schwingsystem zu verfahren sein und zusätzlich zum schwingenden Massenträgheitsmoment des Stößels noch ein Drittel des Massenträgheitsmomentes der Feder addiert werden müssen. Da die Drehfedern in der Realität aber nicht fest mit den Federtellern verbunden, sondern nur durch Reibung mit diesen gekoppelt sind, wird im rotatorischen Zweig mit den Drehfedern diese Aufteilung nicht vorgenommen, so dass hier das mittlere Massenträgheitsmoment im Simulationsmodell dem Massenträgheitsmoment der Feder entspricht.

Damit die Simulation besser konvergiert, sind in das Modell zusätzlich noch zwei kleine „Behelfs“-Massenträgheitsmomente und ein kleiner Dämpfer an der fiktiven Federmasse eingebaut worden. Die "Behelfs"-Massenträgheitsmomente repräsentieren die sehr steifen und aufliegenden Endwindungen der Feder. Die Dämpfung wirkt stabilisierend auf die Integration und berücksichtigt, dass in der Realität ebenfalls immer eine Dämpfung vorhanden ist und es kein ungedämpftes System gibt, da alle Schwingungen nach

einiger Zeit zum Erliegen kommen. Die so ermittelten Werte finden sich in Tabelle 6.1 in der Spalte „Grundmodell“.

Eine weitere Optimierung des Simulationsmodells besteht darin, die Federkennlinie der beiden Teilfedern (obere und untere Druckfeder) in dem Simulationsmodell leicht progressiv einzustellen, wodurch die Federkennlinie in der Simulation der Kennlinie der realen Federn weiter angenähert wird und sich die Federraten bzw. Federkräfte gemäß Tabelle 4.2 genauer ergeben. Die im Modell vorgegebene Federrate entspricht der Federrate c_f .

Die ersten Simulationsrechnungen zeigten, dass die Reibung in der Führung des Stößels ebenfalls einen wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis hat. Aus diesem Grunde wurde diese Führung aus dem Versuchsstand ausgebaut und das Reibmoment bestimmt. Die Vermessung ergab für das Reibmoment eine Größenordnung von ca. 0,003 Nm. Dieser Wert wurde anfangs in die Simulation übernommen. Aber auch mit diesem Wert konnte beim Test des Programms im langsamen Hochlauf die Realität noch nicht abgebildet werden. Eine Ursache dafür ist, dass sich die Gesamtfederkraft als resultierende Kraft aus der in Längsrichtung wirkenden und als Funktionskraft genutzten Federkraft und aus federinternen Querkraften zusammensetzt. Außerdem greift die Federkraft nicht mittig am Stößel an, da die Feder nicht exakt mittig auf dem Federteller aufsteht. Aus diesen Gründen wird der Stößel etwas verkippt, wodurch an den Kanten der Stößelführung entgegengesetzt wirkende Stützkräfte erzeugt werden. Da die Größe der Stützkräfte von der Federkraft und von der Stellung des Stößels bzw. von dessen Weg abhängen, hängen auch die Reibkräfte von der Federkraft und von der Stößelstellung ab, wie dies in Bild 6.2 zu sehen ist. Ein linearer Zusammenhang wurde ebenso durch Probieren in das Modell eingebaut. Die empirisch ermittelte Formel ist in Tabelle 6.2 angegeben. Aus diesem Grund muss zur weiteren Anpassung dieses Modells an die Realität diese Reibkraft bzw. das daraus resultierende Reibmoment und deren Abhängigkeit von der Federkraft und eventuell auch von der Stößelstellung durch weitere Versuche ermittelt werden. Da es sich erwiesen hat, dass dieses Reibmoment zu gering ist, wurde dann durch empirische Versuche 0,03 Nm angesetzt.

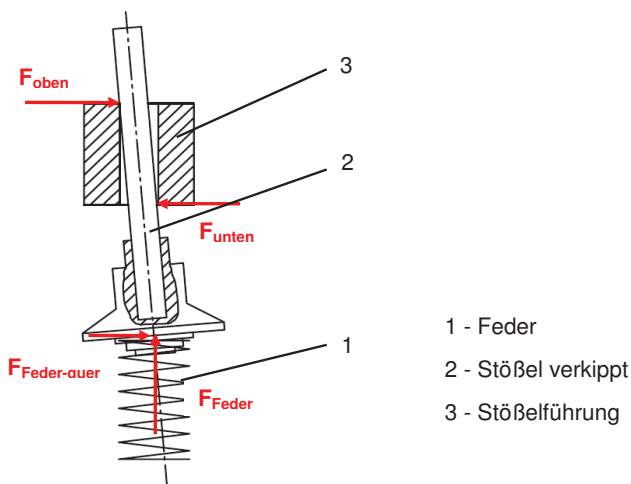


Bild 6.2 Kräfteverhältnisse in der Stößelführung

Eine weitere Verbesserung des Modells besteht in der Anpassung des Reibwertes zwischen Feder und Federteller an die tatsächlichen Verhältnisse. Dabei beträgt der Reibwert für die auflaufende Drehbewegung 0,14 und für die ablaufende 0,11. Um diesen Effekt der unterschiedlichen Reibwerte für die beiden Richtungen beim Nulldurchgang der Geschwindigkeit mit einer stetigen Funktion zu berücksichtigen, wurde hier versuchsweise eine Tangens Hyperbolicus-Funktion für den Reibwert angesetzt. Die Tangens Hyperbolicus-Funktion weist für den Wert Null einen Funktionswert von Null auf. Für Werte größer Null steigt der Funktionswert stetig an, um sich asymptotisch +1 zu nähern, und er fällt für Werte kleiner Null, um sich dem Wert -1 anzunähern. Diese Funktion wird um den Mittelwert der beiden Reibwerte in Höhe von +0,125 verschoben, so dass für die Winkelgeschwindigkeitsdifferenz Null sich ein Reibwert von 0,125 ergibt. Durch den Faktor 0,015 nähert sich die Funktion für Werte größer Null relativ schnell dem Wert 0,14 an und für Werte kleiner Null dem Wert 0,11. Auch diese beiden Funktionen für die beiden Reibstellen zwischen der Feder und den Federtellern wurden durch Probesimulationen empirisch getestet. Die Größe $\Delta\omega$ stellt hier die Differenzgeschwindigkeit der Kopplung zwischen Feder und dem jeweiligen Federteller dar und wird als Ausgangsgröße dem Kupplungselement „Reibung_FT_oben“ bzw. Reibung_FT_unten“ (s. Bild 6.3) entnommen. Der Reibwert als Funktion der jeweiligen Differenz der Winkelgeschwindigkeiten zwischen Feder und Federteller ist danach wie folgt zu berechnen:

$$\mu = 0,125 + 0,015 \cdot \tanh(\Delta\omega) . \quad (104)$$

Tabelle 6.1 Parameter zur Simulation des Modells mit SimulationX®

	Grundmodell
Hochlauf	Start 1.000 min ⁻¹ ; Ende 2.000 min ⁻¹ ; Beschleunigung 0,5 min ⁻¹ /s
Drehung	Erzeugt Sägezahn mit 2π
Nockenweg	Nocken aus Kurve + 0,00397 m (siehe Bild 4.17)
Anschlag	Weg 10 mm Steifigkeit 10 ⁷ N/m Dämpfung 10 ² Ns/m
Reibmoment. in Stößelführung	$F_i \cdot 0,03Nm / 177N$
Stößelmasse	77,35 g
Anfahrweg Stößelmasse	0,004 m
Stößelträgheitsmoment	4,74 kgmm ²
Reibwert oben (Feder – FT oben)	$0,125 + 0,015 \cdot \tanh(\omega_{relativ, oben}) \quad [\omega_{relativ, oben}] = rad/s$
Reibung FT-oben	$F_i \cdot 0,01 \cdot \mu_{oben}$
Behelfsträgheitsmoment oben und unten	0,05 kgmm ²
Federrate längs	22.800 N/m
Drehfederrate	0,07144 Nm/°
Federmasse	6,6 g
Dämpfer	Für das Grundmodell 0,1 Ns/m Für weitere Untersuchungen: 0,05, 0,1, 0,2, 0,5 Ns/m
Anfangsweg Federmasse	0,002 m
Interne Federdrehung oben	$(s_{Stößel} - s_{Federmasse} - 0,002m) \cdot 4,54$ in rad
Federträgheitsmoment	1,818 kgmm ²
Interne Federdrehung unten	$(s_{Federmasse} - 0,002m) \cdot 4,54$ in rad
Reibwert unten (Feder – FT-unten)	$0,125 - 0,015 \cdot \tanh(\omega_{relativ, unten}) \quad [\omega_{relativ, unten}] = rad/s$
Reibung FT-unten	$F_i \cdot 0,01 \cdot \mu_{unten}$

Die Berechnung des Reibmomentes in der Stößelführung und die Ermittlung der Reibwerte nach Gl. (104) wird in so genannten Funktionsmodulen „f(x)“ vorgenommen.

Unter Berücksichtigung der beschriebenen Verbesserungen stellt sich dann das Simulationsmodell nunmehr wie in Bild 6.3 gezeigt dar.

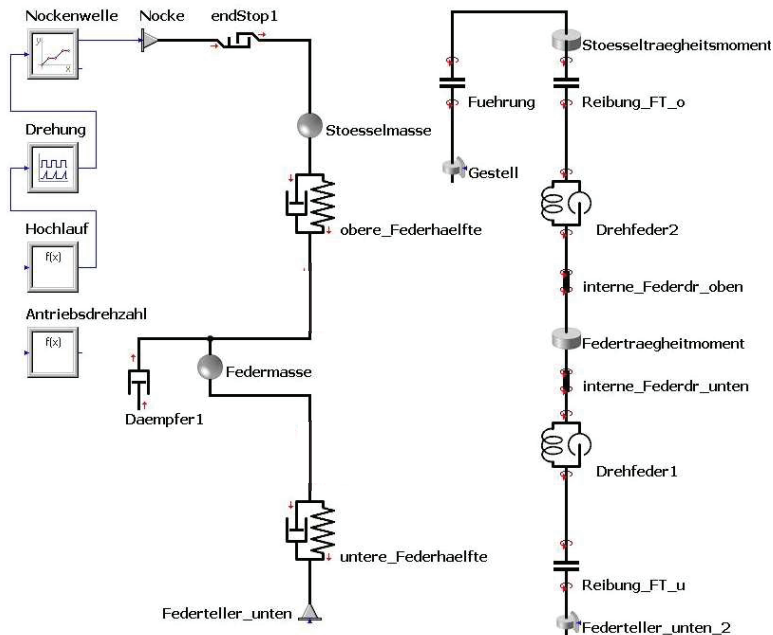


Bild 6.3 Schema des verwendeten Simulationsmodells

6.1.3 Simulationsergebnisse

Mit Modell nach Bild 6.3, auch „Grundmodell“ genannt, und den Werten in Tabelle 6.1 sind Simulationen für einen Vorspannweg von ca. 4 mm vorgenommen worden. In diesen Simulationen wurde die Nockenwellendrehzahl kontinuierlich von 1.000 min^{-1} auf 2.000 min^{-1} hochgefahren. Die Ergebnisse sind in Bild 6.4 bis Bild 6.7 dargestellt. Bei diesen Bildern handelt es sich um Ausgabediagramme des Programms SimulationX[®], in denen die Ausgabegrößen und Achsbezeichnungen am rechten oberen Diagrammrand angeordnet sind.

Die Simulationsrechnung weist nach, dass bei gewissen Drehzahlen in der Nähe der Drehzahlen für die Oberschwingungen zur Federlängseigenfrequenz Längsschwingungen der Federmasse auftreten und auch Drehbewegungen entstehen (s. Bild 6.4 und Bild 6.16). Im Bild 6.4 sind die einzelnen Längsschwingungen der Federmasse

in translatorischer Richtung in Abhängigkeit der Nockenwellendrehzahl während des Hochlaufs dargestellt. Da während der Hochlaufzeit sehr viele Schwingungen erfolgen, erscheinen diese als Band. Durch Auflösen bzw. Zoomen von Teilbereichen in der Größenordnung von wenigen Sekunden bzw. die dementsprechende Darstellung eines kleinen Drehzahlbereiches werden diese Schwingungen sichtbar, wie dies Bild 6.5 zeigt. Weiterhin zeigen sich Drehbewegungen des Stößels bzw. Federtellers und der Feder, wie das in Bild 6.6 und in Bild 6.7 zu sehen ist. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass diese Simulationsrechnungen nur als qualitative Untersuchungen gewertet werden können, da für quantitative genauere Untersuchungen das Reibmoment in der Stößelführung genauer bekannt und erfasst sein müsste.

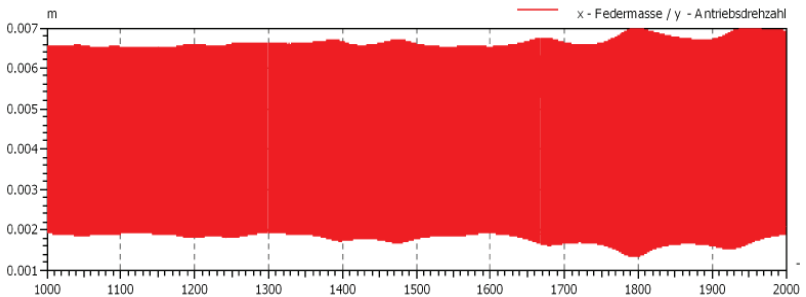


Bild 6.4 Längsschwingungen der idealisierten mittleren Federmasse, skaliert in Metern, in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl in min^{-1}

x - Federmasse / y - Antriebsdrehzahl...

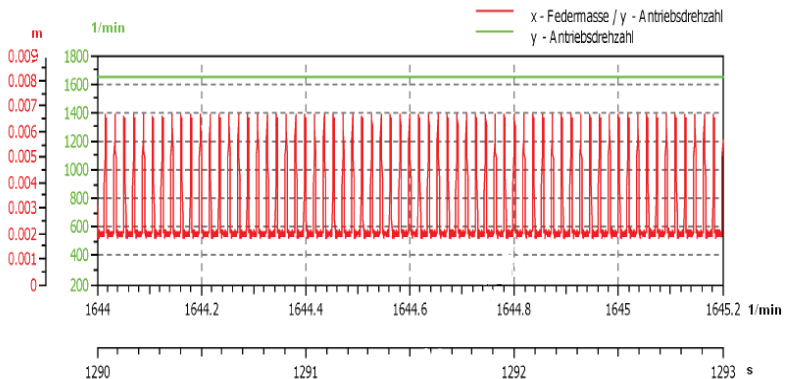


Bild 6.5 Längsschwingungen der idealisierten mittleren Federmasse, skaliert in Metern, in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl in min^{-1} (Teilansicht gezoomt, von 1290 s bis 1293 s bzw. für 1644 min^{-1} bis 1645,2 min^{-1})

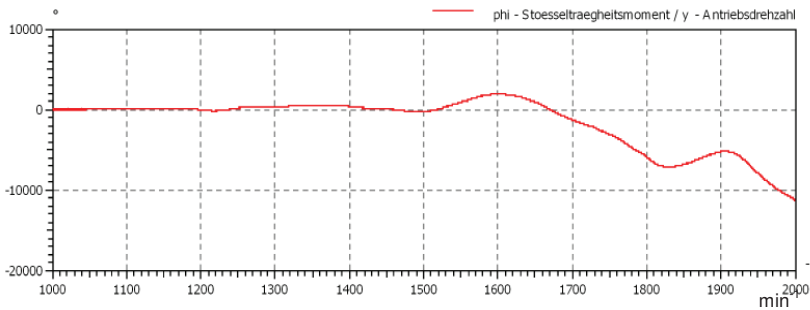


Bild 6.6 Darstellung des Verdrehwinkels φ des Stößels bzw. Federtellers in Abhängigkeit der Nockenwellendrehzahl in min^{-1} bzw. der Hochlaufzeit

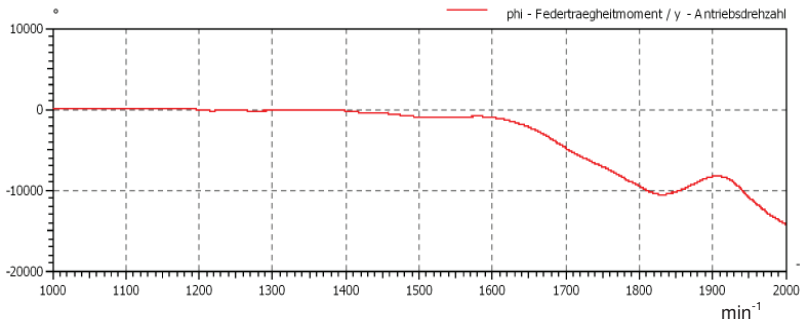


Bild 6.7 Darstellung des Verdrehwinkels φ der Feder in Abhängigkeit der Nockenwellendrehzahl in min^{-1} bzw. der Hochlaufzeit

Aus Bild 6.6 und Bild 6.7 ist zu erkennen, dass in den Simulationsrechnungen Drehbewegungen sowohl des Stößels als auch der Feder in beiden Richtungen auftreten können. Da bei diesen Simulationsrechnungen die Drehrichtung nicht exakt festgelegt worden war, tritt hier in der Auswertung eine negative Drehrichtung für den Stößel bzw. Federteller und auch für die Feder auf. Die Simulationen mit verschiedenen Varianten haben aber gezeigt, dass die Drehbewegungen sehr stark von der Reibung in der Stößelführung abhängen. Um das zu berücksichtigen, kann z. B. eine Funktion für das Reibmoment hinterlegt werden, die sich aus einem konstanten Anteil durch den Ölfilm und einem variablen Reibmomentanteil zusammensetzt, der von der Querkraft abhängt, welche die Feder auf den Stößel aufbringt und zu dessen Verkanten in der Führung führt (s. hierzu Bild 6.2).

Eine solche vereinfachte Beziehung wurde in dem so genannten „Grundmodell“ hinterlegt, das die Verhältnisse des realen Versuchsstands abbilden soll, wie in Tabelle 6.1

gezeigt. Weiterhin zeigte es sich, dass auch die Einstellung der Dämpfung an der Federmasse die Simulationsergebnisse beeinflusst, obwohl die Dämpfung sehr klein ist. Es gibt hier sowohl die Dämpfung durch die Luft, aber auch die Dämpfung im Material in der Feder selbst, wobei diese Werte aber sehr gering sind. Einen weiteren Einfluss auf die Ergebnisse der Drehbewegungen stellt auch die Aufteilung der Massen und Massenträgheitsmomente dar.

Um die Situation während der Versuchsdurchführung besser nachbilden zu können, wurden weitere Simulationsrechnungen mit dem so genannten Varianten-Assistenten vorgenommen. Dieses Modell ist genauso aufgebaut wie das in Bild 6.3, jedoch ist das Modul „Hochlauf“ entfernt, da nur noch konstante Drehzahlen vorgegeben werden. Weiterhin wird aus diesem Grund auch das Modul „Antriebsdrehzahl“ nicht mehr benötigt. Der Variantenassistent kann dann von der Menüleiste aus gestartet werden. Mit diesem Werkzeug kann man verschiedene Parameter vorgeben, für die das Modell dann nacheinander simuliert werden soll. Dadurch ist es wie im Versuchsaufbau möglich, das Modell mit einer festen Nockenwellendrehzahl für eine bestimmte Zeitdauer anzulegen. Es zeigte sich, dass dafür eine Simulationszeit von 60 s ausreichend ist. Bei dieser Simulation wird dieses Modell in diskreten Schritten der Nockenwellendrehzahl von $8,1818 \text{ min}^{-1}$ angeregt und dann die Ergebnisse für den Verdrehwinkel φ der Feder und des Federtellers bzw. Stößels für jeden dieser Schritte ausgelesen und in Excel tabellarisch erfasst, wie dies auch bei den realen Versuchen erfolgt ist. Dieses Modell wurde mit verschiedenen Varianten für die Stößelmasse, das Stößelträgheitsmoment und die Reibung durchgerechnet, die in Tabelle 6.2 aufgeführt sind. Der Vorspannweg betrug dabei jeweils $s_J = x_0 \approx 4 \text{ mm}$.

Die Ergebnisse der Simulationen dieser Modellvarianten sind in Bild 6.8 bis Bild 6.15 dargestellt. Sie bestätigen die Tendenzen der experimentellen Untersuchungen. Eine Vergrößerung der Stößelmasse führt sowohl im Versuch als auch in der Simulation zu einer größeren Drehzahl von Federteller und Feder, wie dies in Bild 6.8 und Bild 6.9 zu sehen ist. Weiterhin führt eine Erhöhung des Massenträgheitsmomentes des Stößels in den experimentellen Untersuchungen und in der Simulation zu geringeren Drehzahlen sowie zu längeren Drehzahlintervallen der Nockenwelle, in denen Drehbewegungen auftreten. Dies ist Bild 6.10 und Bild 6.11 zu entnehmen. Außerdem zeigt die Simulation ebenso wie der Versuch, dass eine Vergrößerung des Reibmomentes in der Stößelführung die Drehzahlen von Federteller und Feder verkleinert.

Den dargestellten Diagrammen in Bild 6.12 bis Bild 6.15 ist darüber hinaus zu entnehmen, dass auch negative Drehzahlen auftreten können. Dies hängt jedoch sehr stark von der in der Simulation hinterlegten Funktion für das Reibmoment ab. In den Versuchen sind bei kleinen Vorspannwegen von ca. 4 mm zwar noch keine negativen Drehzahlen aufgetreten, wohl aber bei größeren Vorspannwegen.

Tabelle 6.2 Daten der simulierten Modellvarianten

Variante	Varierte Größe	Wert
Grundmodell, Stößel 1, Reibmoment 1	Stößelmasse	77,35 g
	Stößelträgheitsmoment	4,47 kgmm ²
	Reibmoment in Führung *	$F_i \cdot 0,03Nm / 177N$
Stößel 2	m_1	90,02 g
Stößel 3	m_2	150 g
Stößel 4	J_1	8,0 kgmm ²
Stößel 5	J_2	10,0 kgmm ²
Stößel 6	J_3	20,0 kgmm ²
Stößel 7	J_4	50 kgmm ²
Reibmoment 2		$F_i \cdot 0,03Nm / 177N + 0,002Nm$
Reibmoment 3		$F_i \cdot 0,03Nm / 177N + 0,02Nm$
Reibmoment 4		$F_i \cdot 0,03Nm / 177N + 0,05Nm$

* Die Formel für den Reibwert errechnet sich durch die Annahme eines Reibmomentes von ca. 0,03 Nm bei einer angenommenen Federkraft von 177 N, was in etwa der Federkraft bei einem Federweg von 15 mm entspricht.

Wie Bild 6.12 bis Bild 6.15 und Tabelle 6.2 zu entnehmen ist, zeigt die Simulation sehr deutlich, dass das Reibmoment in der Stößelführung einen sehr großen Einfluss auf die Drehbewegungen hat. Es wurde bereits im realen Versuch nachgewiesen, dass die Drehbewegung des Federtellers mit nur geringer Reibung, z. B. durch Berühren des Federtellers mit dem Finger, zum Erliegen gebracht werden kann. Die Simulation zeigt zudem, dass beim Abbremsen der Drehbewegung des Federtellers auch die Drehbewegung der Feder zum Erliegen kommen kann oder sogar auflaufende Drehbewegungen der Feder am unteren Federende auftreten können, die als negativ gerichtete Drehbewegungen definiert sind (s. Abschn. 4.1). Wird das Reibmoment in der Stößelführung vergrößert, werden die Drehbewegungen insgesamt langsamer und

neigen teilweise bei der Feder früher als beim Federteller zu negativen, d. h. auflaufenden Drehbewegungen.

Ein Vergleich der Nockenwellendrehzahlen, bei denen in den Simulationsrechnungen starke Drehbewegungen auftreten, mit denen der Versuche zeigt auch hier einen gewissen Zusammenhang zwischen Längseigenfrequenzen und Drehbewegungen, siehe hierzu Bild 6.16.

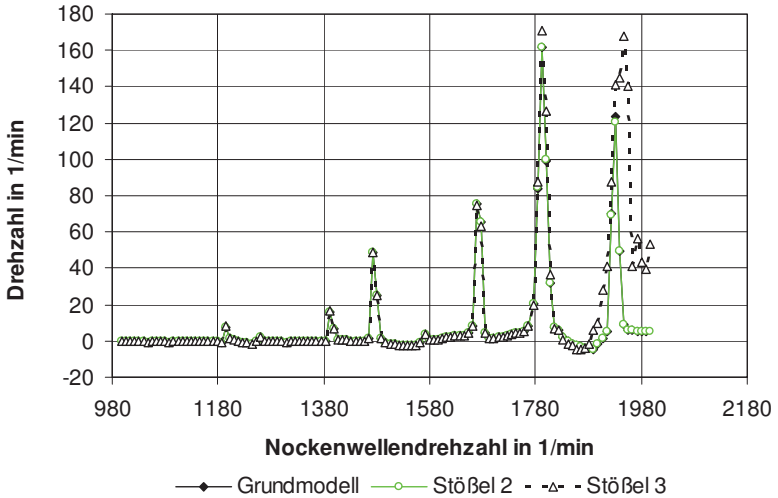


Bild 6.8 Einfluss der Stößelmasse m auf die Drehzahl des Federtellers in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl

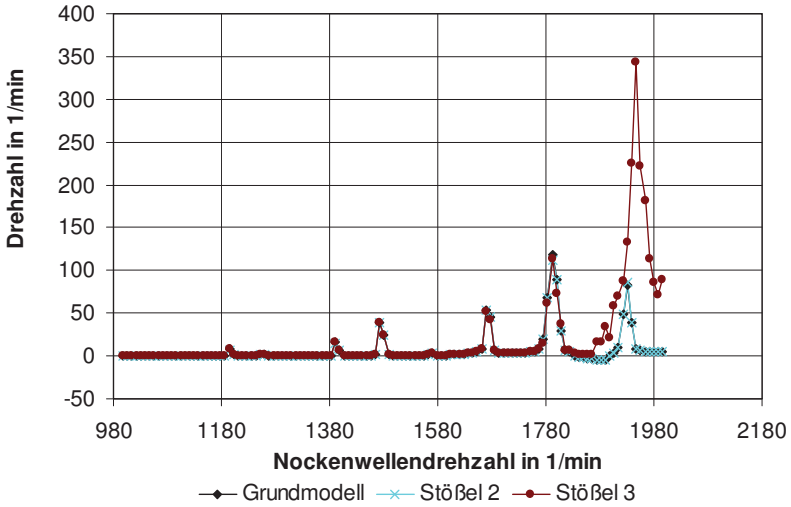


Bild 6.9 Einfluss der Stößelmasse m auf die Drehzahl der Feder in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl

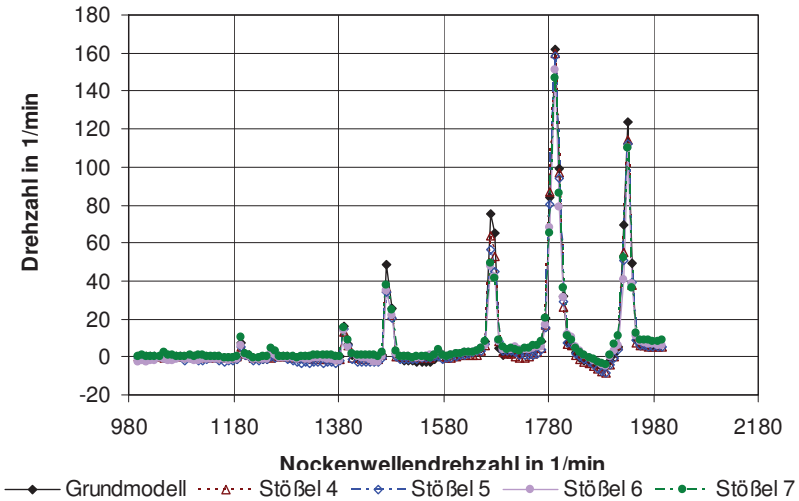


Bild 6.10 Einfluss des Trägheitsmomentes J des Stößels auf die Drehzahl des Federtellers in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl

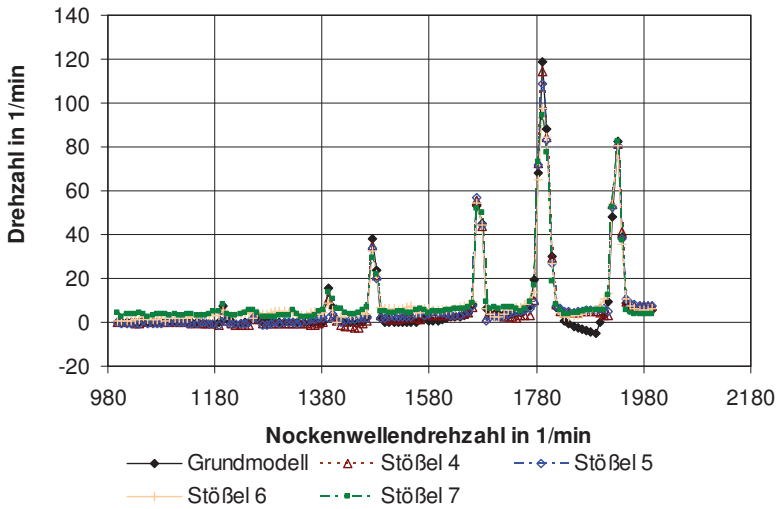


Bild 6.11 Einfluss des Trägheitsmomentes J des Stößels auf die Drehzahl der Feder in Abhängigkeit von der Nockenwelldrehzahl

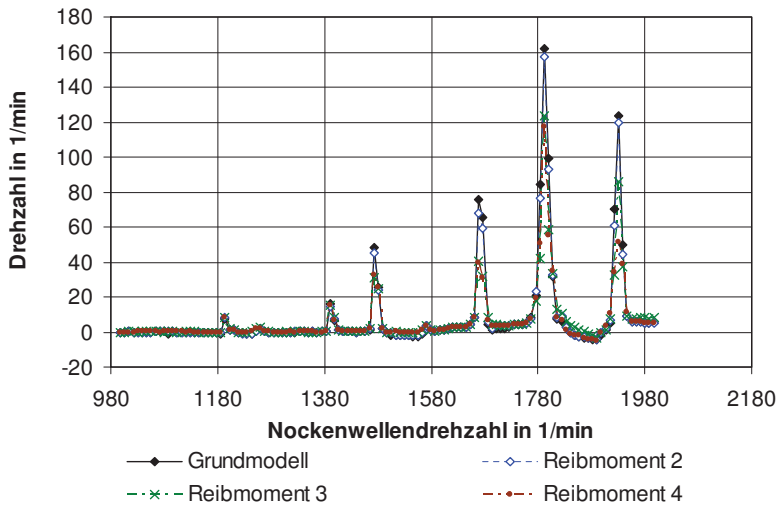


Bild 6.12 Einfluss des Reibmomentes der Stößelführung auf die Drehzahl des Federtellers in Abhängigkeit von der Nockenwelldrehzahl

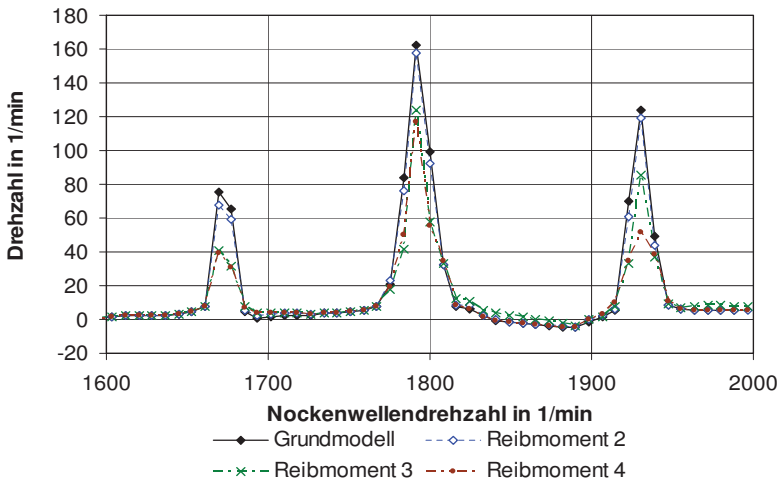


Bild 6.13 Einfluss des Reibmomentes der Stößelführung auf die Drehzahl des Federtellers in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl (vergrößerter Ausschnitt)

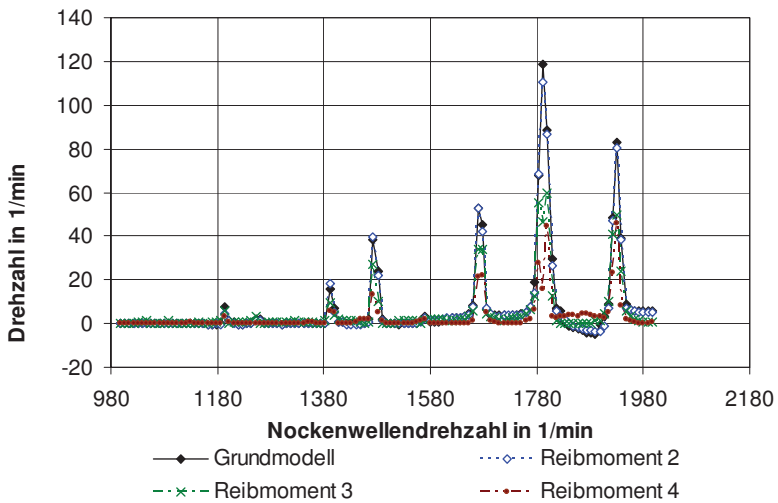


Bild 6.14 Einfluss des Reibmomentes der Stößelführung auf die Drehzahl der Feder in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl

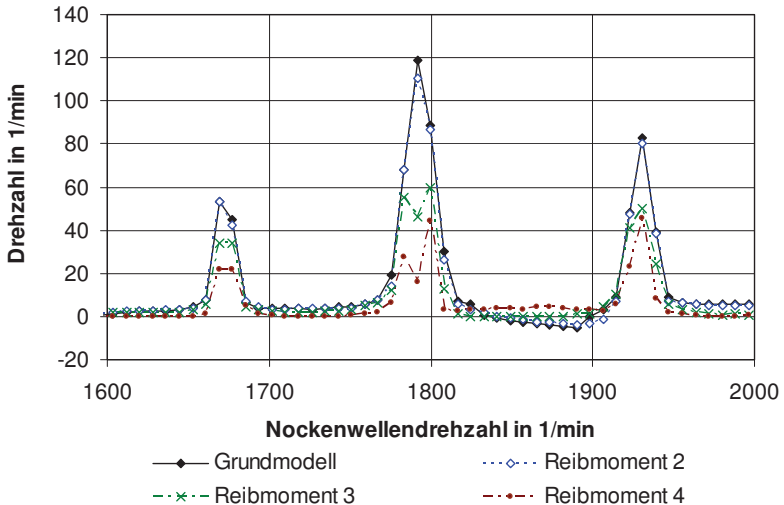


Bild 6.15 Einfluss des Reibmomentes der Stößelführung auf die Drehzahl der Feder in Abhängigkeit von der Nockenwelldrehzahl, (vergrößerter Ausschnitt)

Zusammenfassend kann zu den Simulationen mit SimulationX[®] festgestellt werden, dass sie tendenziell die gleichen Ergebnisse wie die experimentellen Untersuchungen am realen Versuchsstand liefern. Dabei sind die für die Simulationen benötigten Rechenzeiten moderat. So dauert z. B. die Simulation für den Hochlauf über ein Drehzahlband, wie vorstehend beschrieben, ca. einen Tag. Simulationen für eine bestimmte Drehzahl und einen bestimmten Parametersatz sind in 1 bis 2 Stunden zu erledigen. Eine Reihe von Kombinationen verschiedener Parameter laufen mit dem Varianten-Assistenten entsprechend der abzuarbeitenden einzelnen Kombinationen entsprechend lange.

Das verwendete Simulationsmodell weist jedoch noch eine Reihe von weiteren Verbesserungsmöglichkeiten auf, um die Berechnungsergebnisse an die Versuchsergebnisse anzugleichen. Zuerst sollte hierzu das Stößelreibmoment exakter ermittelt werden. Dazu ist eine spezielle Vorrichtung, entsprechend einer Drehmomentmessvorrichtung für Drehfedern, jedoch mit senkrecht angeordneter Drehachse, notwendig, um bei der Bestimmung des Reibmoments die Wirkung von Gewichtskräften quer zur Lagerung auszuschließen und damit die Versuchseinrichtung besser nachbilden zu können. Dafür muss auch der Einfluss der Federkraft auf die Reibung in der Führung infolge von Querkräften der Feder untersucht werden.

Außerdem ist zu prüfen, ob eine weitere Optimierung des Modells durch Aufteilung des Massenträgheitsmomentes der Feder erreichbar ist und zu welchen Anteilen diese Aufteilung erfolgen muss. Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung des Modells besteht darin, eine verbesserte spezielle Näherungsfunktion für die Reibung zwischen der Feder und den Federtellern unter Berücksichtigung von Haft- und Gleitreibung sowohl für die ablaufenden als auch für die auflaufenden Drehbewegungen einzubauen. Auch die Dämpfung der Längsbewegung der fiktiven mittleren Federmasse bietet ebenfalls weitere Verbesserungsmöglichkeiten. In Bild 6.16 sind die Ergebnisse der Simulationen zusammengefasst und die Oberschwingungen aus den Eigenfrequenzen der realen Feder mit eingetragen. Es zeigt sich auch hier, dass die Drehbewegungen in der Nähe dieser Oberschwingungen stattfinden.

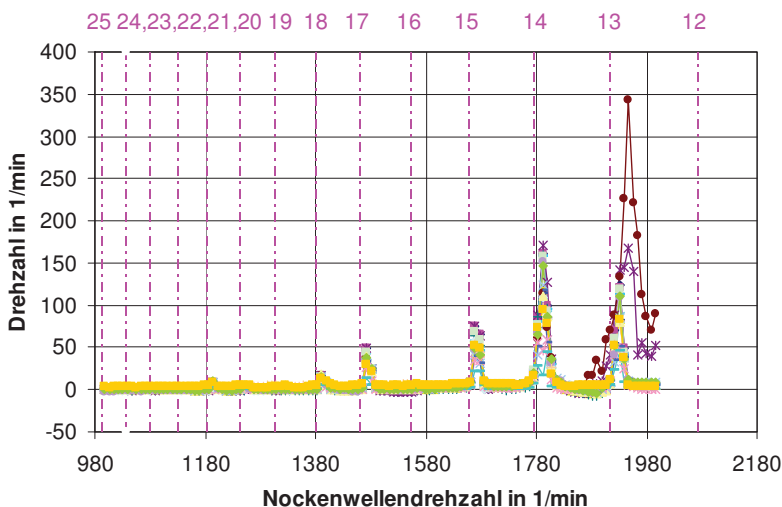


Bild 6.16 Zusammenfassung aller Ergebnisse für Feder und Federteller mit Angabe der Ordnungszahl der Oberschwingungen der Nockenfunktion, die die Feder zu Längsschwingungen anregen können

6.2 Mehrkörpersimulation mit RecurDyn®

6.2.1 Ausgangssituation

Wie die Analyse des Standes der Erkenntnisse gezeigt hat, kann der Anwender von Software zur Mehrkörpersimulation mit Hilfe vorhandener MKS-Federmodelle ein virtuelles Bild des Bauteils Feder erzeugen. Mit diesen Modellen besteht jedoch bisher ausschließlich nur die Möglichkeit, die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen

sowie die wirkenden Kräfte und Momente zu untersuchen. Es ist bisher keine Federsimulation bekannt, mit der auch eine Analyse der Drehbewegungen von dynamisch betriebenen Schraubendruckfedern oder Ventildfedern bzw. des Ventilstößels oder Federtellers möglich ist. Aus diesem Grund bestand eine weitere Aufgabe darin, auch die Möglichkeiten zur Simulation dieser Phänomene mittels MKS zu untersuchen.

Wie in den vorangegangenen Kapiteln bereits gezeigt wurde, liegt der Schluss nahe, dass die Drehbewegungen der Feder und des oberen Federtellers bzw. Ventilstößels durch Oberschwingungen der Bewegungsfunktion des Nockens (Nockenfunktion) im Zusammenwirken mit den Eigenfrequenzen der Feder verursacht werden. Da sich die Übergangswindungen der Feder beim Einfedern allmählich anlegen und sich somit die Anzahl der federnden Windungen verringert, sind die Eigenfrequenzen in geringem Maße auch vom Federweg abhängig. Dies führt dazu, dass sich selbst bei zylindrischen Schraubendruckfedern, wie z. B. bei der Ventildfeder in Tabelle 4.2, die Eigenfrequenzen innerhalb einer Hubbewegung geringfügig verändern und nicht konstant sind. Außerdem kann die Gestaltung der Federendwindungen eine Auswirkung auf das Abstoßverhalten der Feder gegenüber der Aufstandsfläche der Federteller haben (s. Abschn. 4.3.5.3).

Aus diesem Grunde sollen die Drehbewegungen der Feder und des Federtellers bzw. Ventilstößels in einem Mehrkörpersimulationsprogramm nachgebildet werden, um auch auf diese Weise weitere Erkenntnisse über deren Wirkmechanismen zu erhalten. Wie in Abschn. 2.3 bereits dargelegt, hat WITTKOPP auf Basis des Mehrkörpersimulationsprogramms ADAMS[®] ein Federmodell aufgebaut und validiert, das die Reaktionskräfte, das Bewegungs- und Schwingungsverhalten sowie in eingeschränktem Umfang auch den Spannungszustand dreidimensional untersucht. In dem Modell werden verschiedene Federgeometrien (zylindrisch, konisch, tailliert, tonnenförmig) genau nachgebildet [Wit-05/1]. Ausgehend von diesem Modell, hat SCHUSTER ein entsprechendes Federmodell für die Software RecurDyn[®] entwickelt [Schu-06].

Mit beiden Modellen können zwar die Kraftwirkungen der Feder auf die Auflageflächen bestimmt werden, über die Drehbewegungen der Feder und der Federteller liefern sie jedoch keinerlei Auskünfte.

6.2.2 Modellierung der Feder und der Führung des Stößels

In dem Modell von SCHUSTER wird der obere Federteller mit einem sog. „translational Joint“ geführt, der eine Führung repräsentiert, die nur Längsbewegungen in Führungsrichtung und keine Drehbewegungen zulässt. Aufbauend auf diesem Modell von SCHUSTER galt es im Folgenden, das Phänomen der Drehbewegungen der Feder und des Federtellers bzw. Stößels näher zu untersuchen. Dazu war es notwendig, durch Freigabe der Drehbewegung des oberen Federtellers und die Nachbildung der Rei-

bungsverhältnisse zwischen Feder und Federtellern die Drehbewegung der Feder zu ermöglichen. Zu diesem Zweck musste der RecurDyn-Federprozessor wie folgt verändert werden (s. a. Bild 6.17):

- Freigabe der Rotationsbewegung des oberen Federtellers, indem die Bewegung des Federtellers nicht mehr mit einem „translational Joint“, sondern durch ein anderes Führungsmodell verwirklicht wird, das sowohl die translatorische Bewegung des Stößels in Richtung seiner Längsachse als auch Drehungen um die Achse und damit auch Drehbewegungen des Stößels zulässt.
- Berücksichtigung der Reibverhältnisse zwischen der Feder und den beiden Federtellern, indem in dem geänderten Modell ein unterer feststehender Federteller existiert, auf welchem die Feder steht, und der obere Federteller, der sich auf der Feder abstützt, durch eine zylindrische Führung geführt wird, wobei zwischen Feder und Federtellern zwar Kontakte vorgegeben waren, aber die Reibparameter dieser Kontakte noch definiert werden mussten.
- Einprägen der Nockenbewegung in den oberen Federteller über eine Kugel, die in translatorischer Richtung geführt und mit dem Federteller nicht fest verbunden ist.

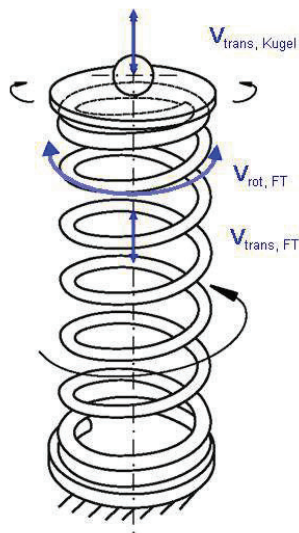


Bild 6.17 Bewegungsmöglichkeiten des Federtellers bzw. Ventilstößels im Modell zur MKS-Simulation mit RecurDyn®

Mit der letztgenannten Festlegung wird die Realität im Ventiltrieb nachgebildet, indem der Kontakt zwischen Federteller bzw. Ventilstößel und Nocken nur durch die Kraft-

wirkung der Ventildfeder, d. h. durch Kraftpaarung, gesichert wird. Beim Öffnen des Ventils wird der Federteller bzw. Ventilstößel vom Nocken gegen die Federkraftwirkung nach unten gedrückt, während die Aufwärtsbewegung des Ventilstößels beim Schließen des Ventils allein durch die Feder erfolgt und vom Nocken nach oben nur begrenzt wird. Wie schnell diese Aufwärtsbewegung abläuft, hängt außer von der Nockenwellendrehzahl nur von der Beschleunigungskraft der Feder ab. Bei zu geringer Federkraft kann es somit zum Abheben des Nockens vom Federteller bzw. des Ventilstößels kommen.

Als grundsätzliche Möglichkeiten zur Modellierung der Feder stehen in RecurDyn[®] das Multi-Mass-Spring-Modell, das Balken-Modell und das Solid-Modell zur Verfügung, deren prinzipieller Aufbau sowie Vor- und Nachteile in Tabelle 6.3 dargestellt sind. Um diese Modelle im Hinblick auf ihre Brauchbarkeit zur Nachbildung der Drehbewegungen von Federn zu testen, wird zunächst die Feder, deren Daten der zylindrischen Ventildfeder nach Tabelle 4.2 entsprechen, nur statisch belastet, um die Federkennlinie als Funktion der Federkraft in Abhängigkeit vom Betätigungsweg nachprüfen zu können. Zusätzlich ist es auch notwendig zu kontrollieren, ob die Winkelverdrehung der Federenden zueinander und die damit verbundene geringfügige Verringerung der Windungszahl beim langsamen Zusammendrücken der Feder dem Verhalten der realen Feder entspricht.

Die Ergebnisse dieser Voruntersuchungen mit den drei Federmodellen sind in Tabelle 6.3 zusammengefasst. Danach kommen als mögliche Modelle zur Untersuchung der Drehbewegungen der Feder prinzipiell nur das Balken-Modell und das Solid-Modell in Frage, da in dem Multi-Mass-Spring-Modell die Massen der einzelnen Windungen der Feder nur mittig auf der Symmetrieachse der Feder angeordnet sind und somit keine Drehbewegungen erzeugt werden können. In dem Solid-Modell kann die Gestalt der Feder nahezu realitätsnah nachgebildet werden, außer von „Knicken“ in den Windungen, die jedoch im vorliegenden Fall auszuschließen sind. Aus diesem Grunde wurden die größeren Erwartungen in das Solid-Modell gesetzt und die Simulationsversuche somit mit diesem Modell begonnen.

Die infrage kommenden Modellierungsmöglichkeiten für die Stößelführung und deren Leistungsumfang sind in Tabelle 6.4 aufgeführt. Darüber hinaus wurden auch noch andere Modellierungsvarianten im Hinblick auf Anwendbarkeit geprüft, wie z.B. strahlenförmige steife FDR-Elemente an den Federenden, aber aufgrund der aufgetretenen Probleme als Modellierungsmöglichkeiten ausgesondert.

Eine weitere wichtige Voraussetzung für eine realitätsnahe Simulation des Ventiltriebes bzw. der Drehbewegungen von Feder und Federteller ist es, die Reibung sowie auch die Kontaktparameter (Kontaktsteifigkeiten und Kontaktdämpfungen etc.) zwischen Feder und Federteller zu modellieren. Dazu ist es unerlässlich, dass einerseits die Reibwerte

hierfür bekannt sind (s. Messungen am Tribometer in Abschn. 4.2), andererseits aber ebenso auch die Art und Weise, wie diese Werte in der Simulation berücksichtigt werden können. Deshalb musste das Reibungsproblem vor Beginn der Simulation des Ventiltriebs gesondert untersucht werden. Dies erfolgte mit Hilfe des Modells einer Schiefen Ebene. Dafür war es Grundvoraussetzung, dass analog zur Realität ein auf dieser Ebene abwärts gleitender Klotz bei Einstellung eines entsprechenden Steigungswinkels, der dem Reibwinkel entspricht, liegen bleibt. Das Problem in der Simulation dieses Testbeispiels besteht darin, dass für die dazu notwendigen Berechnungen keine Unstetigkeiten in der Reibwertfunktion auftreten dürfen, wie das beim Übergang von der Haft- zur Gleitreibung bzw. bei der Umkehr der Bewegungsrichtung der Fall ist. Aus diesem Grunde hat die in RecurDyn[®] hinterlegte Funktion für den Reibwert einen Nulldurchgang, wie dies Bild 6.18 zu entnehmen ist.

Mit diesem Ansatz war es jedoch anfänglich sehr schwierig, den Klotz auf der Schiefen Ebene zum Stillstand zu bringen. Ursache dafür ist, dass nach dieser Funktion der Reibwert für die Geschwindigkeit $v_t = 0$ den Wert Null annimmt, was dazu führt, dass im Ruhezustand keine Reibkraft vorhanden ist. Dies bedeutet, dass ein ruhender Klotz auf der Schiefen Ebene beginnt abwärts zu rutschen. Infolge der damit momentan vorhandenen Geschwindigkeit $v_t \neq 0$ wird nun eine Reibkraft errechnet, die den Klotz wieder bremst und zum Halten bringt. Dadurch nimmt die Reibkraft wieder den Wert Null an und das Ganze beginnt von vorn. Es entsteht somit eine ruckelnde Abwärtsbewegung des Klotzes (Stick-Slip). Zwischenzeitlich wurden hierzu durch den Softwarehersteller entsprechende Veränderungen vorgenommen, die im Wesentlichen mit einer Verkleinerung der Rechenzeitschrittweite verbunden sind, was zur deutlichen Verlängerung der Rechenzeit führt.

Ein weiteres Problem, das zu erwähnen ist, bestand darin, die Drehbewegung des Federtellers bzw. Stößels sichtbar zu machen. Hierzu diente bei den ersten Simulationen eine zusätzliche am oberen Federteller angebrachte kleine Masse. Dies kostete aber etwas mehr Rechenzeit, weshalb bei weiteren Modellen in dem oberen Federteller eine kleine Nut als Markierung zur Visualisierung der Drehbewegung des Federtellers vorgesehen wurde. Weiterhin musste die Feder, die im Federprozessor im ungespannten Zustand modelliert wird, vor Beginn der eigentlichen Simulation durch eine Anfahrbewegung der Kugel auf die Länge L_f vorgespannt werden, bis dann die eigentliche Nockenwellenbewegung beginnen konnte.

Tabelle 6.3 Übersicht der Varianten zur Modellierung der Federn und deren Bewertung sowie Erfahrungen zu deren Nutzung

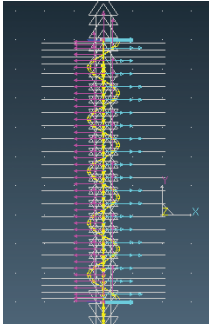
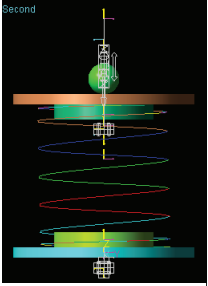
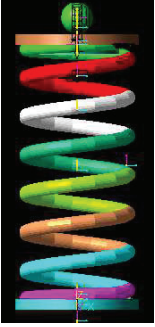

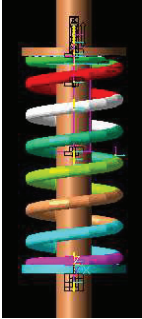
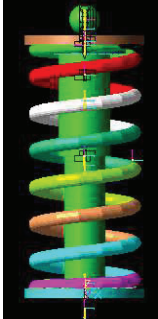
	Multi-Mass-Spring	Balken-Modell	Solid-Modell (FullFlex-Body)
			
Vorteile	Rechnet sehr schnell	Das Modell rechnet schneller als das Solid-Modell.	Die Feder wird realitätsnah nachgebildet.
Nachteile	Das Modell weist nur einzelne Massen auf der Federachse auf. Mit dem Modell können deshalb nur Eigenfrequenzen bestimmt werden.	Es ist sehr aufwendig, ein Modell zu erzeugen, weil dazu noch ein FEM-Programm zur Generierung benötigt wird. Ein solches Programm stand nicht zur Verfügung.	Das Modell ist das aufwendigste und benötigt lange Rechenzeiten. Trotz des hohen Aufwandes entspricht die Federgeometrie mehr oder weniger einer Idealform und nicht der Realität.
Anmerkungen zum Test des Modells	Das Modell kann keine Drehbewegungen erzeugen, weder bei langsamem statischem Zusammendrücken der Feder noch bei dynamischer Belastung.	Es stellte sich heraus, dass auch hier Drehbewegungen erzeugt werden können. Bisher konnte mit diesem Ansatz jedoch noch kein funktionsfähiges Modell generiert werden. Das Modell wurde deshalb nicht weiter untersucht.	Mit diesem Modell können Drehbewegungen erzeugt werden, allerdings konnte wegen der sehr langen Rechenzeiten und der noch notwendigen weiteren Optimierung einiger Parameter keine Übereinstimmung zwischen Modell und Realität hergestellt werden.

Tabelle 6.4 Übersicht der Varianten zur Modellierung der Führung des Stößels im Gehäuse

	Cylindrical Joint	Cyl-In-Cyl	Surface-To-Surface
			
Hinweis	Die Führung wird als Cylindrical Joint bzw. als Dreh-Schub-Gelenk ausgeführt. Diese Führung wird im Modell nicht bildlich dargestellt.	Hier wird nur der Kontakt eines Zylinders in einer Bohrung bzw. Buchse berücksichtigt. Der Zylinder ist mit dem sog. "Ground" (Gestell) fest verbunden. Eine Buchse mit nahezu dem gleichen Durchmesser wie der Zylinder ist mit dem oberen Federteller fest verbunden. Die Buchse gleitet auf dem Zylinder.	Bei diesem Modell ist die Buchse mit dem sog. "Ground", also dem festen Teil des Modells bzw. dem Gestell verbunden. Der Zylinder bzw. Stößel ist an den oberen Federteller angebunden.
Beobachtungen und Anmerkungen		Das Reibmoment ergibt sich hier nicht durch Reibkräfte und ist nicht realitätsnah.	Teilweise knickt diese unstabile Führung während der Simulation aus.
Bewertung	Mit dem Modell wurden die letzten Untersuchungen durchgeführt. Hier ist nur ein konstantes maximales Gegenmoment einstellbar. Das Modell ist das einfachste und wurde zur Simulation des Reibmoments in der Führung verwendet.	Die Einstellung der Parameter dieser Führung ist aufwendig, allerdings können hier Reibwerte für die Paarung Zylinder zur Bohrung bzw. Buchse festgelegt werden.	Die Einstellung der Parameter dieser Führung ist aufwendig, allerdings können in diesem Führungsmodell Reibwerte für die Paarung Zylinder bzw. Stößel zur Buchse festgelegt werden.

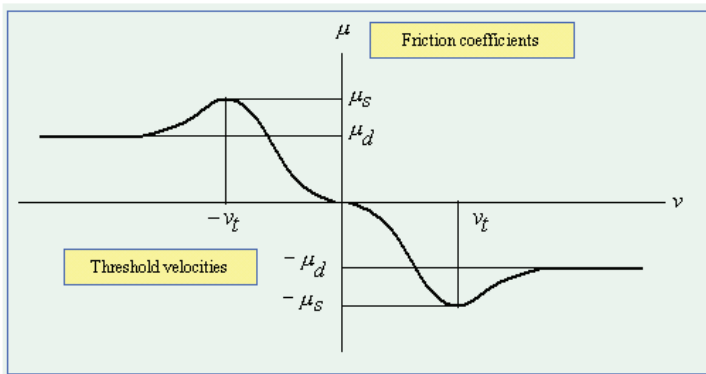


Bild 6.18 Funktion in RecurDyn® Version 7R1 für den Reibwert μ in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit v , wobei μ_s „Static Friction“ bzw. Haftreibung und μ_d „Dynamic Friction“ oder Gleitreibung bedeuten. v_t ist die „Threshold Velocity“ bzw. Grenzggeschwindigkeit. Diese Definition gilt in RecurDyn® für alle Reibstellen.

Erst nachdem die genannten Voraussetzungen (Auswahl des Feder- und Stoßelführungsmodells, Nachbildung der Reibung, Visualisierung der Federtellerdrehung, Vorspannen der Feder) erfüllt waren, konnte die dynamische Simulation mit der Bewegungsfunktion des Nockens (Nockenfunktion), wie sie im Versuchsstand verwirklicht ist, begonnen werden. Für die Simulationen wurde ein Pentium D-Rechner mit 3,2 GHz Taktfrequenz und 2 GB Arbeitsspeicher verwendet.

Bisher besteht das Problem der Simulation in sehr langen Rechenzeiten. Selbst die Simulation kleiner Nockenwellendrehzahlbereiche von ca. 40 min^{-1} dauert ca. drei Wochen. Die Ursache dafür liegt in den Freiheitsgraden infolge der Reibung. Es müssen für jeden bestehenden Kontakt die Kontaktkräfte (Normalkraft und Querkräfte der Feder in Umfangsrichtung und in radialer Richtung) und die Auswirkungen dieser Kräfte (Beschleunigung etc.) berechnet werden. Weiterhin ist ein langsames Hochfahren der Nockenwellendrehzahl erforderlich, da es auch in der Realität eine gewisse Zeit dauerte, bis sich ein Beharrungszustand der Drehbewegungen einstellt. Auch in dem im Kapitel 5 beschriebenen mathematischen Modell ist dies zu sehen. Wird am Versuchsstand die Drehzahl zu schnell hochgefahren, können unter Umständen keinerlei Drehbewegungen mehr beobachtet werden oder nur sehr geringe.

6.3 Vergleich zwischen Versuch und Simulation

Für den Vergleich zwischen Versuch und Simulation sowie zwischen den dabei erzielten Ergebnissen ist zu beachten, dass sowohl in der Vorgehensweise bei diesen Simulationen einerseits und bei den Versuchen andererseits als auch bei der Darstellung der Ergebnisse ein wesentlicher Unterschied besteht.

Im Versuch wurde die Frequenz des Antriebsmotors immer um 0,1 Hz diskontinuierlich angehoben und danach gewartet, bis sich ein stationärer Zustand der Drehbewegungen eingestellt hatte. Erst dann wurden die Drehzahlen von Feder und Federteller ermittelt und dokumentiert. Daraus ergeben sich dann die in den Diagrammen im Abschn. 4.3.5 dargestellten Funktionen der Drehzahl von Feder und Federteller in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl.

Bei der MKS-Simulation wird die Drehzahl der Nockenwelle langsam und kontinuierlich angehoben und der Drehwinkel von Feder und Federteller in Abhängigkeit von der Zeit bzw. von der bereits erreichten Nockenwellendrehzahl ausgegeben. Aus diesem Grund ist es für den Vergleich der Simulations- mit den Versuchsergebnissen zunächst notwendig, mit Hilfe der Versuchsdaten für die Drehzahlen der Feder und des Federtellers einen fiktiven durchgehenden „Hochlaufversuch“ nachzubilden. Zu diesem Zweck wird eine Excel-Tabelle erstellt, die einen Versuchsverlauf ähnlich dem Verlauf in der Simulation erzeugt.

In der Excel-Nachbildung wird angenommen, dass sich die Nockenwelle zunächst mit einer gewissen Startdrehzahl dreht und dann die Drehzahl über die gewählte Simulationszeit mit konstanter Winkelbeschleunigung langsam auf eine vorgegebene Enddrehzahl hoch beschleunigt wird. In diesem fiktiven Versuch entsprechen die Startdrehzahl, die Enddrehzahl und die Simulationszeit genau den Daten, die auch in der MKS-Simulation verwendet werden (Tabelle 6.5). Außerdem werden auch die Daten aus einem Versuch mit großem Vorspannweg gewählt, um einen Bereich untersuchen zu können, in dem auch negative Drehbewegungen im Versuch aufgetreten waren. Als Startdrehzahl wird eine Nockenwellendrehzahl knapp unterhalb der Nockenwellendrehzahl gewählt, bei der Drehbewegungen von Feder und / oder Federteller auftreten. Als Enddrehzahl wird eine Nockenwellendrehzahl knapp unterhalb der Drehzahl angenommen, bei dem der Versuch beendet worden ist. Die Nockenfunktion wurde aus der Nockenzeichnung in 1°- Schritten in die Simulation übernommen.

In der Simulation gibt es eine Vorspannzeit t_{Vorsp} , in der die Feder vorgespannt wird, danach folgt die eigentliche Hochlaufzeit t_{Hochl} , die sich aus der Differenz der eingestellten Simulationszeit t_{Sim} und der Vorspannzeit t_{Vorsp} errechnet. Die konstante Winkelbeschleunigung beträgt

$$\alpha = \frac{\omega_{End} - \omega_{Start}}{t_{Hochl}} . \quad (104)$$

Um die notwendigen Berechnungen durchführen zu können, wird zunächst überschlägig errechnet, wie viele Hübe während der zugrunde gelegten Hochlaufzeit erfolgen werden. Die einzelnen Berechnungen selbst erfolgen dann für jeden Hub hintereinander für sich getrennt. Da die Winkelzählung für die Nocken- bzw. Nockenwellendrehung am

gegenüberliegenden Punkt des maximalen Nockenhubes beginnt, ergibt sich der Drehwinkel φ_{NW} der Nockenwelle als Funktion der Hubzahl z aus

$$\varphi_{NW}(z) = (2 \cdot z - 1) \cdot \pi. \quad (105)$$

Durch Umstellen der allgemeinen Gleichungen für gleichmäßig beschleunigte Drehbewegungen

$$\varphi = \omega \cdot t + \frac{\alpha}{2} \cdot t^2. \quad (106)$$

findet man dann die erforderliche Zeit, die für das Zurücklegen des Drehwinkels φ_{NW} benötigt wird, aus

$$t(z) = \frac{-\omega_{Start} + \sqrt{\omega_{Start}^2 + 2 \cdot \alpha \cdot \varphi_{NW}(z)}}{\alpha}. \quad (107)$$

Die dazugehörige Nockenwellenkreisfrequenz beträgt

$$\omega_{NW}(z) = \omega_{Start} + \alpha \cdot t(z) \quad (108)$$

und somit die Nockenwellendrehfrequenz

$$f_{NW} = \frac{\omega(z)}{2\pi}, \quad (109)$$

woraus sich unter Berücksichtigung der Zahnriemenübersetzung die Frequenz des Motors im Versuchstand

$$f_{Motor} = f_{NW} \cdot \frac{22}{30} \quad (110)$$

berechnet, die mathematisch auf 0,1 Hz gerundet wird.

Für diese gerundete Motorfrequenz f_{Motor} werden aus einer Tabelle die im Versuch gemessenen Winkelgeschwindigkeiten sowohl für die Feder ω_{Feder} als auch für den Federteller ω_{FT} entnommen. Diese Winkelgeschwindigkeiten werden mit der momentanen Zeitdauer für eine Nockenwellenumdrehung multipliziert, wodurch sich gemäß

$$\varphi_{Feder/FT}(z) = \omega_{Feder/FT} \cdot t(z) + \frac{\alpha}{2} \cdot t(z)^2 \quad (111)$$

der jeweilige Drehwinkel des Federtellers $\varphi_{FT}(z)$ und der Feder $\varphi_{Feder}(z)$ für den Zeitpunkt $t(z)$ einer abgeschlossenen Nockenwellenumdrehung errechnet

Der rechnerische Gesamtdrehwinkel für den Federteller φ_{FT} und die Feder φ_{Feder} als Funktion der Simulationszeit bzw. auch der Nockenwellendrehzahl errechnet sich durch Aufsummieren dieser kleinen Drehwinkel $\varphi_{Feder/FT}(z)$. Abschließend können dann die Simulationszeit und die beiden Drehwinkel für den Federteller und die Feder aus der

bearbeiteten Excel-Tabelle entnommen und in zwei Diagrammen als Funktionen der Zeit dargestellt werden.

Die Daten der Feder entsprechen, wie oben bereits erwähnt, denen der zylindrischen Feder, die auch für die Versuche und die Simulation mit SimulationX[®] verwendet wurde. Auch die Masse und das Trägheitsmoment des Federteller bzw. Ventilstößels stimmen mit den Daten des Federtellers bzw. Stößels im Versuch überein. Die variablen Daten der Simulationen sind in Tabelle 6.5 zusammengefasst. Für den Hochlauf wurden dabei $t_{Hochl} = 10$ s angesetzt. Da es aber zu sehr langen Rechenzeiten kam, wurden die einzelnen Simulationen abgebrochen, als Tendenzen für die Ergebnisentwicklung zu erkennen waren. Bei Simulation 1 z. B. geschah dies nach einer Simulationszeit von 1,766 s. Hierfür betrug die Rechenzeit schon einige Tage.

Mit diesen Simulationsbeispielen sollten einige unterschiedliche Bereiche der Nockenwellendrehzahl getestet werden. Da jedoch in diesen Beispielrechnungen kein größerer Drehzahlbereich simuliert werden konnte, besteht die Möglichkeit, dass eventuell bereits geringfügige Verschiebungen des Betrachtungsbereiches die gewünschten bzw. zu erwartenden Ergebnisse erbracht hätten, zumal das derzeitige Simulationsmodell die reale Feder und ihre Umgebung nicht vollständig widerspiegeln kann. Derartige Untersuchungen hätten aber den zeitlichen Rahmen für diese Arbeit weit gesprengt.

Im Ergebnis der Simulationen kann festgestellt werden, dass sich Drehbewegungen von Feder und Federteller bzw. Stößel einstellen, jedoch sind diese noch nicht mit der Realität in Übereinstimmung zu bringen, wie aus Bild 6.19 bis Bild 6.21 hervorgeht. Bereits die Simulationen mit SimulationX[®] haben gezeigt, dass die Wahl der Parameter des Reibmomentes in der Stößelführung und der Dämpfung der Feder einen großen Einfluss auf die Drehbewegungen haben können. Dies ist sicher auch im Hinblick auf die Simulation mit RecurDyn[®] der Fall. Einen weiteren Einfluss könnte auch die Funktion des Reibwertes zwischen der Feder und den Federtellern haben. Diese Zusammenhänge zu ermitteln, erfordert noch weitere umfangreiche Untersuchungen. Um den zeitlichen Rahmen dieser Untersuchungen nicht übermäßig weit auszudehnen, wurden die Simulationen an dieser Stelle beendet.

Wie die Versuche auch gezeigt haben, kommt ein weiterer Aspekt für die MKS-Simulation erschwerend hinzu: Die Gestaltung der Federenden hat Einfluss auf die Reibungswirkung zwischen Feder und Federteller und ist damit für das Entstehen von Drehbewegungen von großer Bedeutung. So kann bereits ein in sich leicht elastisches Federende durch geringeres Ausfedern den notwendigen Kontakt zwischen Feder und Federteller sicher stellen, so dass ein Abheben des Federendes vermieden wird und das erzeugte Reibmoment noch ausreicht, um die Drehbewegungen zu behindern bzw. diese gänzlich zum Erliegen zu bringen. Diese geringfügigen Unterschiede der Federenden lassen sich nur schwer vermessen und mit dem bisherigen Federmodell nicht nachbil-

den. Es besteht also somit das grundsätzliche Problem, dass das Simulationsmodell der Feder nicht absolut identisch ist mit der realen Form der Feder.

Ein weiteres Problem besteht darin, dass es in der Realität eine gewisse Zeit dauert, bis sich konstante mittlere Drehzahlen für die Feder und den Federteller bzw. Ventilstößel einstellen. Wenn dementsprechend lange Zeiten in der Simulation vorgegeben werden, sind die Rechenzeiten dafür so lang, dass es unter den gegenwärtigen Bedingungen kaum möglich ist, bei einer Federentwicklung einen kompletten Drehzahlhochlauf mehrfach durchzuführen. Hierfür sind die Optimierung der derzeitigen Berechnungsmodelle und der Einsatz deutlich leistungsfähigerer Rechentechnik notwendige Voraussetzungen.

Tabelle 6.5 Parameter der Simulationen mit RecurDyn®

	Einheit	Simulation 1	Simulation 2	Simulation 3
Vorspannweg	<i>mm</i>	4,1	6,3	15,48
Hochlaufzeit	<i>s</i>	10	10	10
Nockenwellendrehzahl am Start	$1/\text{min}$	1.470	2.030	1.470
Nockenwellendrehzahl am Ende	$1/\text{min}$	1.490	2.050	1.490
Federteller im Versuch		Die Feder dreht sich ablaufend	Der Federteller dreht sich auflaufend.	Der Federteller dreht sich nicht.
Feder im Versuch		Der Federteller dreht sich ablaufend schneller als die Feder.	Die Feder dreht sich auflaufend.	Der Federteller dreht sich langsam auflaufend.
Federteller in der Simulation		Der Federteller dreht sich nicht.	Der Federteller dreht sich auflaufend.	Die Feder dreht sich schnell ablaufend.
Feder in der Simulation		Die Feder dreht sich langsamer ablaufend als im Versuch.	Die Feder dreht sich viel zu schnell ablaufend.	Die Feder dreht sich nicht.

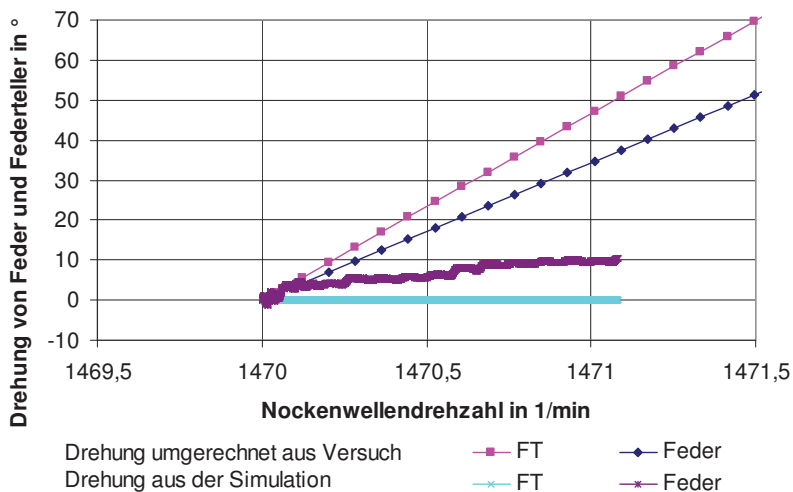


Bild 6.19 Vergleich der Drehwinkel $\varphi_{\text{Feder}/\text{FT}}$ der Feder bzw. des Federtellers zwischen dem umgerechneten Versuch und der Simulationsvariante 1 nach Tabelle 6.5 in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl

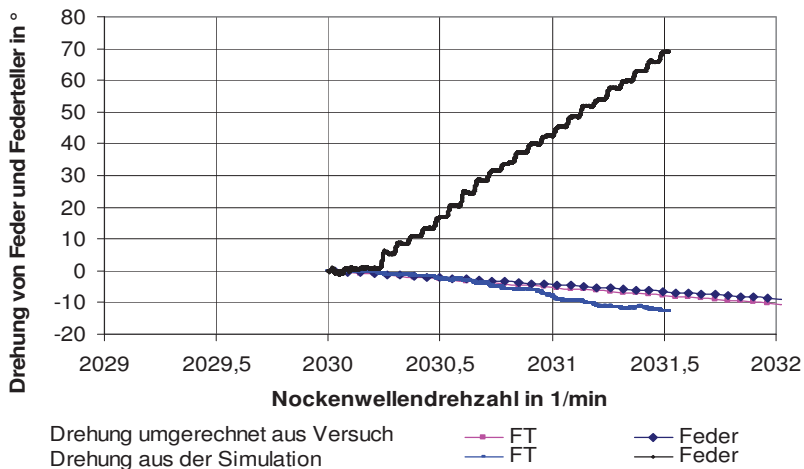


Bild 6.20 Vergleich der Drehwinkel $\varphi_{\text{Feder}/\text{FT}}$ der Feder bzw. des Federtellers zwischen dem umgerechneten Versuch und der Simulationsvariante 2 nach Tabelle 6.5 in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl

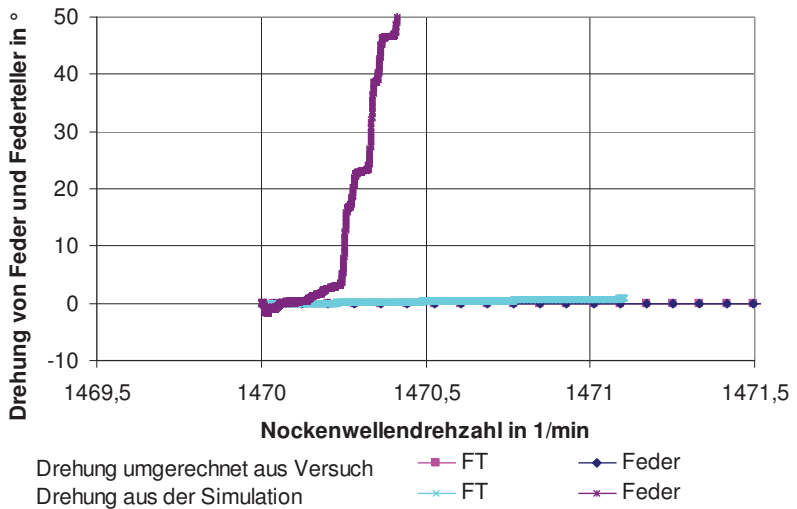


Bild 6.21 Vergleich der Drehwinkel $\varphi_{Feder/FT}$ der Feder bzw. des Federtellers zwischen dem umgerechneten Versuch und der Simulationsvariante 3 nach Tabelle 6.5 in Abhängigkeit von der Nockenwellendrehzahl

7 Zusammenfassung der Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Zur Klärung der Ursachen und Beeinflussungsmöglichkeiten der Drehbewegungen von Ventildedern und Ventilstößeln in Ventilen von Verbrennungsmotoren wurden in den vorangegangenen Kapiteln umfangreiche experimentelle Untersuchungen beschrieben sowie durch mathematische Modellierung und die Erschließung von Simulationsmöglichkeiten erste Voraussetzungen für eine theoretische Behandlung dieser aus der Praxis bekannten Phänomene geschaffen.

Die Versuche haben ergeben, dass sich Drehbewegungen der Feder und des Federtellers bzw. Ventilstößels erst ab einer gewissen Anregungsdrehzahl der Nockenwelle einstellen. Die notwendige Anregungsdrehzahl für die Drehbewegungen steigt mit zunehmender Vorspannung. Bei niedrigen Vorspannungen treten ablaufende Drehbewegungen auf. Sie erfolgen somit lt. Definition in positiver Drehrichtung. Erst bei größerer Vorspannung und höheren Nockenwellendrehzahlen kommt es zu auflaufenden, also nach Definition negativen Drehbewegungen. Aus den experimentellen Untersuchungen im Kapitel 4 und den dazu bereitgestellten Diagrammen geht hervor, dass nur bei den Nockenwellendrehzahlen Drehbewegungen entstehen, für die Oberschwingungen der Bewegungsfunktion des Nockens, kurz Nockenfunktion, in der Nähe der Längseigenfrequenzen der Feder und bei größeren Vorspannungen zugleich auch in der Nähe der Dreheigenfrequenzen liegen, die bei Schraubenfedern ohnehin nicht so beträchtlich von den Längseigenfrequenzen abweichen. Die Amplituden der Oberschwingungen aus der Nockenwellenfunktion, deren Größen das Entstehen der Drehbewegungen beeinflussen, können mit einer Fourieranalyse der Nockenfunktion ermittelt werden.

Auch die Aufnahmen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera haben gezeigt, dass es sich bei den Drehbewegungen um sehr komplexe Bewegungsabläufe handelt. Weiterhin kann aus diesen Aufnahmen die Schlussfolgerung gezogen werden, dass Bewegungen nur durch ein Entlasten der Federenden und somit Reduzierung des möglichen Reibmomentes auftreten können, die durch Schwingungen innerhalb des Federkörpers hervorgerufen werden. Dies wiederum zeigt, dass Drehbewegungen nur in der Nähe von Resonanzen der Oberschwingungen der Nockenfunktion mit der Längseigenfrequenz der Feder entstehen können.

Diese Ergebnisse wurden auch durch die Untersuchungen mit dem mathematischen Modell bestätigt. In diesem Modell besteht eine Grundvoraussetzung für das Entstehen von Drehbewegungen der Feder darin, dass das Reibmoment zwischen der Feder und ihrer Aufstandsfläche soweit herabgesetzt wird, dass es das Drehmoment unterschreitet, das auf das Federende wirkt. Das kann nur durch eine Entlastung der Federenden geschehen, wie dies auch die Untersuchungen zur statischen Einfederung ergeben haben. Das mathematische Modell zeigt ebenfalls, dass oberhalb der Resonanz des Systems

Drehbewegungen mit entgegen gesetzter Drehrichtung zu Drehungen unterhalb der Resonanz auftreten können.

Fasst man die Ergebnisse dieser Untersuchungen zusammen, so ergibt sich, dass für das Entstehen von Drehbewegungen grundsätzlich zwei Voraussetzungen erfüllt sein müssen. Erstens muss die Möglichkeit bestehen, dass das Reibmoment an den Federenden überwunden werden kann, was nur durch Entlastungen der Feder der Fall ist. Entlastungen treten in der Nähe von Längseigenfrequenzen auf. Zweitens muss das Bestreben vorhanden sein, dass sich das entsprechende Federende verdreht, d.h. es muss im Falle des Entlastens auch ein größeres Drehmoment an dem Federende vorhanden sein. Dieses Bestreben ist umso größer, je näher die Nockenwellendrehzahl in der Nähe einer Oberschwingung der Dreieigenfrequenz liegt.

Bei den durchgeführten Simulationen hat sich herausgestellt, dass ein langsames Hochfahren der Nockenwellendrehzahl bzw. -frequenz wichtig ist, da es auch in den Versuchen immer einige Zeit dauerte, bis sich bei einer bestimmten Anregungsdrehzahl für die Drehbewegungen von Feder und Federteller ein Beharrungszustand einstellt, bei dem die Drehzahl annähernd konstant bleibt. Dies rührt daher, dass die am Federende wirkenden Drehmomente, die für die Beschleunigung der Drehbewegungen maßgebend sind, sehr klein sind.

Diese Erscheinung ist ebenfalls in den Berechnungen mit Hilfe des abgeleiteten mathematischen Modells zu erkennen. Auch in diesem Modell dauert es eine gewisse Zeit, bis sich eine konstante mittlere Drehzahl von Feder und Federteller eingestellt hat. Dies zeigt, dass Entlastungen der Federenden notwendig sind, um Drehbewegungen zu ermöglichen, und dass eine Drehrichtungsumkehr bei Überschreiten von Resonanzfrequenzen auftreten kann.

Eine die Wirklichkeit besser abbildende Vorausberechnung der Drehbewegungen von Feder und Federteller stellt die Simulation mit einem Modell dar, das mit der Software SimulationX[®] aufgebaut wurde. Hier lässt sich analog zu den durchgeführten experimentellen Untersuchungen auch eine stufenweise Erhöhung der Nockenwellendrehzahl verwirklichen. Dieses Modell zeigt deutlich, dass Drehbewegungen in der Nähe von Oberschwingungen der Längseigenfrequenzen auftreten. Mit diesem Modell können auch mehrere Varianten innerhalb einiger Tage durchgerechnet werden. Zur Optimierung des Modells muss auf jeden Fall die Funktion des Reibmomentes in der Stoßelführung in Abhängigkeit von der Federkraft und der Stoßellage genauer ermittelt werden. Weiterhin sollte die Verteilung der Massen und Massenträgheitsmomente optimiert werden. Eventuell sind hier mehrere Einzelmassen, evtl. eine pro Windung, sinnvoll.

Da es sich bei dem realen Ventiltrieb um ein sehr komplexes System handelt, in dem die Massen und Massenträgheitsmomente der Feder kontinuierlich über die Feder verteilt sind, wurde erwartet, dass sich mit einem Mehrkörpersimulationsprogramm bessere

Ergebnisse erzielen lassen. Dazu wurde die Software RecurDyn[®] genutzt. Bei ihrer Anwendung bestehen jedoch noch zahlreiche Probleme, die nicht zuletzt auch wegen der langen Rechenzeiten und den damit verbundenen Gefahren des vorzeitigen Abbruchs der Rechnung oder unzureichender Konvergenz bei der Lösungssuche bisher nicht gelöst werden konnten.

Die durchgeführten Versuche und die Simulation mit SimulationX[®] zeigen, dass die Reibung in der Stößelführung, die sich im Motor aus der Reibung in der Ventilstößelführung und der Reibung in der Ventilschaftdichtung zusammensetzt, einen sehr großen Einfluss auf die Drehbewegungen des Federtellers bzw. Stößels und der Feder hat. Eine Überprüfung im Versuchsaufbau durch einfaches Bremsen der Drehbewegung mit Hilfe der Hand ergab, dass bereits mit einem relativ kleinen Reibmoment die Drehbewegungen zum Erliegen gebracht werden können. Für die Konstruktion von Ventilen folgt daraus, dass der Paarungsstelle zwischen Ventilstößel und Ventilstößelführung im Hinblick auf die Reibwirkung, insbesondere auf eine vom jeweiligen Exemplar unabhängige Gleichmäßigkeit und Reproduzierbarkeit, besondere Beachtung geschenkt werden muss.

Obwohl eine exakte Vorausberechnung der Drehbewegungen von Ventildfeder und Federteller bzw. Ventilstößel mit Hilfe einer Simulation bisher noch nicht möglich ist, lassen sich jedoch aus den durchgeführten Untersuchungen eine ganze Reihe wesentlicher Einflussmöglichkeiten ableiten, die in Tabelle 7.1 dargestellt sind. Sie geben dem Konstrukteur beim Motorenentwickler wichtige Hinweise, auf welche Größen er beim Entwurf und bei der Optimierung von Ventilen in Verbrennungsmotoren achten muss und inwieweit die Drehung von Feder und Federteller bei entsprechenden Drehzahlen der Nockenwelle günstig beeinflusst werden kann. Zugleich erhält er damit auch Anhaltspunkte dafür, wie er durch die Drehbewegungen auf den Verschleiß in Ventilen einwirken kann.

Die in der Tabelle genannten Effekte kehren sich jeweils um, wenn anstelle einer Erhöhung der genannten Einflussgrößen eine Verringerung dieser Größen erfolgt.

Die Aussagen in Tabelle 7.1 gelten im Wesentlichen für zylindrische Schraubenfedern. Bei konischen Ventildedern treten Drehbewegungen teilweise über größere Drehzahlbereiche auf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei diesen Federn mit nichtlinearer Federkennlinie die Längseigenfrequenzen stark vom Hub abhängig sind. Bei Fixierung beider Federteller findet am Federende mit dem größeren Durchmesser gegenüber dem Federteller meist eine ablaufende und am Federende mit dem kleineren Durchmesser eine auflaufende Drehbewegung statt.

Tabelle 7.1 Einflussmöglichkeiten auf die Drehbewegungen von Feder und Federteller

Einflussmöglichkeit	Auswirkung
Erhöhung der Stößelmasse	<ul style="list-style-type: none"> - Die Drehzahlen von Feder und Federteller werden größer. - Die Drehzahlbereiche, in denen Drehbewegungen auftreten, werden breiter. - Die Drehbewegungen beginnen schon bei kleineren Nockenwellendrehzahlen.
Erhöhung des Massenträgheitsmomentes des Stößels	<ul style="list-style-type: none"> - Die Drehzahlen von Feder und Federteller werden kleiner. - Die Drehzahlbereiche, in denen Drehbewegungen entstehen, werden breiter. - Es entstehen schon bei kleineren Nockenwellendrehzahlen auflaufende Drehbewegungen.
Erhöhung des Reibmomentes der Stößelführung	<ul style="list-style-type: none"> - Die Drehbewegungen werden dadurch abgebremst und können bei entsprechender Größe zum Erliegen kommen. - Es kann auch zu auflaufenden Drehbewegungen kommen.
Erhöhung der Vorspannung der Feder	<ul style="list-style-type: none"> - Die Drehbewegungen von Feder und Federteller treten erst bei größeren Drehzahlen auf. - Das Abheben des Federtellers bzw. des Stößel vom Nocken tritt ebenfalls erst bei größeren Nockenwellendrehzahlen auf. - Es kommt teilweise zu negativen, d. h. auflaufenden Drehbewegungen von Feder und Federteller.
Längseigenfrequenzen der Feder	<ul style="list-style-type: none"> - Die Drehbewegungen treten immer bei Nockenwellendrehzahlen auf, bei denen die Frequenz von Oberschwingungen der Nockenfunktion in der Nähe von Längseigenfrequenzen der Feder liegen. - Durch Variation der Zahl und der Gestalt der Übergangswindungen, die sich während des Hubes anlegen und somit die Eigenfrequenzen der Feder verändern, können die Drehbewegungen beeinflusst und u. U. verringert werden.

Dreieigenfrequenzen der Feder	<ul style="list-style-type: none"> - Liegt die anregende Frequenz oberhalb der Dreieigenfrequenz, so kann es zu auflaufenden Drehbewegungen kommen. Dies hängt auch vom Phasenwinkel zwischen Anregungsfrequenz und Reibmoment ab.
Nockenfunktion und Nockenwellendrehzahl	<ul style="list-style-type: none"> - Bei der Festlegung der Bewegungsfunktion des Nockens (Nockenfunktion) ist zu beachten, dass deren Zusammensetzung aus Sinusschwingungen unterschiedlicher Frequenz und Amplitude (Oberschwingungen) in Verbindung mit der Nockenwellendrehzahl und den Eigenfrequenzen der Feder für das Entstehen von Drehbewegungen maßgebend sind. - Die Festlegung der Nockenfunktion und der Abmessungen der Feder und ihrer Eigenfrequenzen müssen deshalb in engem Zusammenhang erfolgen.
Federnde Kontaktstellen zwischen Feder und Aufstandsfläche (z. B. Zwischenlegen von Wellfedern, keine anliegenden Endwindungen)	<ul style="list-style-type: none"> - Federnde Kontaktstellen üben einen bremsenden Effekt auf die Drehbewegung der Feder aus. - Die Drehbewegungen lassen sich dadurch verringern oder vollständig ausschließen.
Winderichtung der Feder	<ul style="list-style-type: none"> - Mit der Umkehr der Winderichtung dreht sich auch die Richtung der Drehbewegungen von Feder und Federteller um.

Bei der Anwendung der gewonnenen Erkenntnisse in der Praxis ist zu berücksichtigen, dass die Drehbewegungen von Feder und Federteller bzw. Ventilstößel sehr stark von der Nockenwellendrehzahl und somit von der Motordrehzahl abhängen und dass teilweise eine gewisse Zeit für das Einstellen eines annähernd gleich bleibenden Drehverhaltens notwendig ist. Beides führt dazu, dass das Drehverhalten von Feder und Federteller stark von der Fahrsituation und dem Fahrverhalten des Fahrers beeinflusst wird. Dieser Sachverhalt kann wiederum zu einem sehr unterschiedlichen Verschleißverhalten führen.

Die gewonnenen Erkenntnisse sind jedoch im Hinblick auf die künftige Mobilität mit Fahrzeugen mit Hybrid- und Elektroantrieben von besonderer Bedeutung, da diese Fahrzeuge teilweise mit so genannten Range-Extendern ausgestattet sind. Diese Range-

Extender laufen im optimalen Betriebspunkt bei einer nahezu konstanten Drehzahl. Somit ist es hier ganz entscheidend, die Ventile dieser Motoren bezüglich der Drehbewegungen von Feder und Ventilstößel in diesem Betriebspunkt optimal auszulegen, so dass einerseits möglichst keine auflaufenden Drehbewegungen mit größerem Verschleiß auftreten, andererseits aber trotzdem die Ventilstößel mit Ventilteller gegenüber dem Ventilsitz zwecks dessen Reinigung noch gedreht werden, am besten durch ablaufende Drehbewegungen.

8 Ausblick

Um das Phänomen der Drehbewegungen in Ventilen von Verbrennungsmotoren besser als bisher möglich auch durch Berechnungen vorherbestimmen zu können, müssen zunächst die Umgebungseinflüsse weiter untersucht und geklärt werden. Hierfür ist vor allem das Reibmoment in der Ventilstößelführung des Motors bzw. der Stößelführung des Versuchsstandes genauer zu ermitteln. Im realen Motor setzt sich das Reibmoment, das auf den Ventilstößel wirkt, aus der Reibung in der Ventilstößelführung und der Reibung in der Ventilschaftdichtung zusammen. Es ist deshalb wichtig, in künftigen Simulationsrechnungen die exakten Werte des Reibmomentes bzw. die Funktion des Reibmomentes in Abhängigkeit von der Federkraft und der Relativgeschwindigkeit in der Stößelführung zu berücksichtigen.

Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der Ergebnisse der Simulationen besteht darin, dass für auflaufende und ablaufende Drehbewegungen von Feder und Federteller unterschiedliche Reibwerte für die Paarung Feder/Federteller vorgesehen und auch unterschiedliche Werte für den Haftreibwert und den Gleitreibwert mit entsprechenden Übergangsfunktionen eingesetzt werden. Diese Reibwerte sind durch Versuche noch genauer zu bestimmen.

Weiterhin muss in dem zuletzt verwendeten Simulationsmodell für das Programm SimulationX[®] zur Angleichung der Ergebnisse an die Versuchsergebnisse versucht werden, die Festlegungen zur Aufteilung der Masse und des Massenträgheitsmomentes der Feder auf die beiden idealisierten Massen und Massenträgheitsmomente zu optimieren. Außerdem sollte auch die im Modell enthaltene Dämpfung überprüft und weiter verbessert werden. Hierzu erscheint es sinnvoll, die Untersuchungen an realen Federn mit einer speziellen Versuchseinrichtung ähnlich der zur Bestimmung der Eigenfrequenzen vorzunehmen und dabei die Dämpfungswerte zu bestimmen. Weiterhin hat es sich herausgestellt, dass auch die beiden Behelfsträgheitsmomente, welche die Massenträgheitsmomente der Federenden berücksichtigen, einen Einfluss auf die Drehbewegungen haben. Es muss daher angestrebt werden, die optimalen Werte bzw. eine geeignete Berechnungsvorschrift dafür zu finden. Eine weitere Verbesserungsmöglichkeit des Modells besteht darin, die Feder über die Federlänge in mehrere Massen und Massenträgheitsmomente aufzuteilen.

Um eine Verbesserung der Simulationsrechnungen mit RecurDyn[®] zu erreichen, sind mehrere Probleme zu lösen. Dazu zählt zunächst der Einsatz einer leistungsfähigeren Rechentechnik, um in kürzerer Zeit zu Reaktionen auf Veränderungen am Modell zu gelangen und damit letztlich auch schneller als bisher verwertbare Ergebnisse zu erreichen. Weiterhin sollte auch das Balkenmodell weiter untersucht werden.

Damit die Reibverhältnisse in der Stößelführung besser als bisher simuliert werden können, müssen die Möglichkeiten zur Erfassung der Reibmomente in den einzelnen im

Programm enthaltenen Führungsvarianten weiter analysiert werden. Dazu ist es notwendig, die dafür im Programm hinterlegten Reibungsfunktionen genauer zu betrachten und im Hinblick auf ihre Eignung zur Nachbildung der Reibung in der Ventilstößelführung zu überprüfen.

Für die Simulation der Drehbewegungen von Feder und Federteller genügt es aus jetziger Sicht, wenn bei der Modellbildung für die Kontaktstellen zwischen Feder und Federteller lediglich die Übertragung von Kräften und Momenten vorgesehen und die Reibungsbedingungen an diesen Stellen definiert und eingestellt werden. Eine Berücksichtigung der Kontaktsteifigkeiten und Kontaktdämpfungen sowie eventueller, im Programm noch vorhandene weitere Kontaktparameter und sich daraus ergebende Verformungen der Kontaktflächen wird bisher dagegen nicht als notwendig erachtet. Deshalb genügt es hier, nur die Reibung zwischen Feder und Federteller bzw. den Reibwert dafür zu betrachten.

Für die Berücksichtigung der Reibung zwischen Feder und Federteller wird bisher in Recur-Dyn® eine Funktion für den Reibwert hinterlegt, die von der Bewegungsgeschwindigkeit abhängt und in Bild 6.18 dargestellt ist. Diese Funktion hat zwar den Vorteil, dass für die Bewegungsgeschwindigkeit Null keine Unstetigkeiten auftreten. Damit ist aber auch der Nachteil verbunden, dass ein Klotz auf einer Schiefen Ebene nur dadurch im Ruhezustand gehalten und eine Stick-Slip-Abwärtsbewegung vermieden werden kann, wenn eine sehr kleine Rechenschrittweite gewählt wird (s. a. Abschn. 6.2.2). Hierdurch steigt aber der Rechenzeitbedarf z. T. beträchtlich an. Dieser Nachteil ist besonders im Hinblick auf die Simulation der Drehbewegungen von Feder und Federtellern kritisch zu bewerten, da bei diesen Bewegungen häufig sehr kleine Relativgeschwindigkeiten nahe Null auftreten. Für eine deutliche Reduzierung der Rechenzeit ist deshalb die Lösung dieses Problems besonders wichtig.

Einen anderen Ansatz, bei dem der Reibwert μ und die Reibkraft für die Geschwindigkeit $v = 0$ berechnet werden kann, stellt eine quadratische Funktion dar, da diese stetig und symmetrisch ist. So ergibt sich die nachfolgende Funktion, die in Bild 8.1 gezeigt ist, für einen Haftreibwert $\mu_H = 0,22$ und einen Gleitreibwert $\mu_G = 0,13$. Dabei stellt v_{Bezug} eine Bezugsgeschwindigkeit dar, mit der man beeinflussen kann, wie schnell der Übergang von Haft- auf Gleitreibung erfolgen soll.

$$\mu = (\mu_H - \mu_G) \cdot e^{-v_{\text{rel}}^2} + \mu_G \quad \text{und} \quad v_{\text{rel}} = \frac{v}{v_{\text{Bezug}}} \quad (112)$$

Eine ähnliche Kurve wird auch bei der Software Abaqus [Aba-07] verwendet, jedoch wird keine quadratische Funktion verwendet.

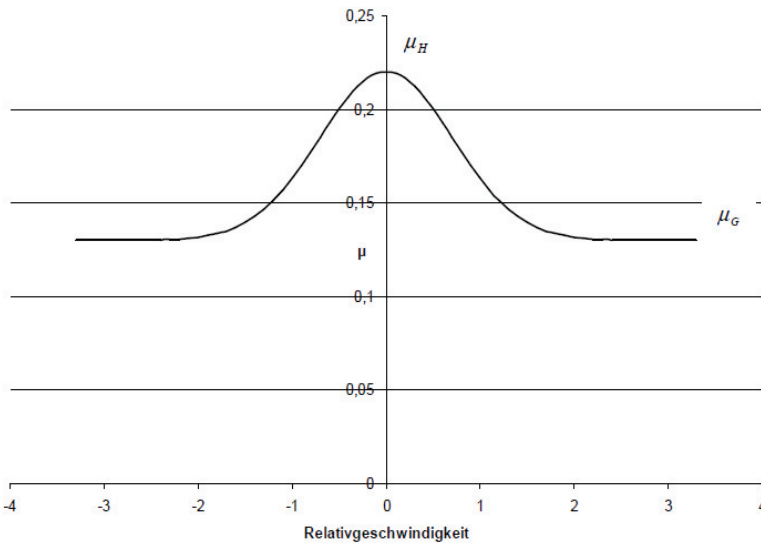


Bild 8.1 Quadratische Exponentialfunktion zur Berechnung des Reibwerts in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = v/v_{Bezug}$

In der Realität verhält sich der Reibwert jedoch bekanntermaßen wie in Bild 8.2 dargestellt [Glo-95]. Deshalb muss das Ziel künftiger Untersuchungen auch darin bestehen, eine dafür brauchbare Näherungslösung zu ermitteln.

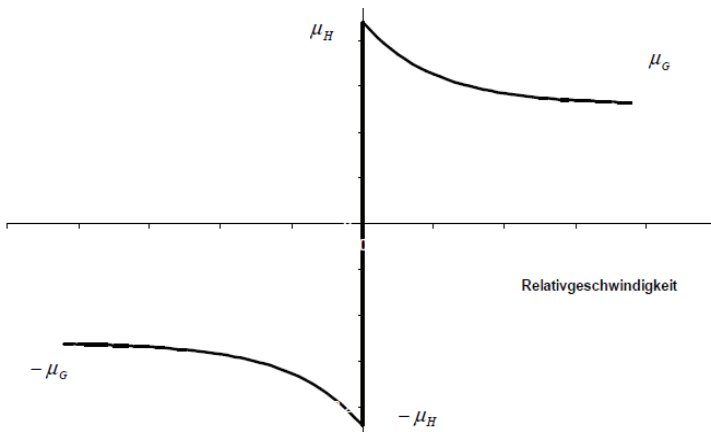


Bild 8.2 Prinzipdarstellung der Abhängigkeit des Reibwertes von der Relativgeschwindigkeit in der Realität [Glo-95]

Eine weitere Möglichkeit zur Simulation dieser Reibkräfte ergibt sich durch eine Form von Komplementaritätsannahmen. Eine Abhandlung dazu hat PRECLIK in seiner Studienarbeit „Frictional Rigid Body Dynamics“ verfasst [Pre-07], [Glo-95].

Der Sachverhalt lässt sich lt. Auskunft PRECLIK, stark vereinfacht wie folgt darstellen:

$$v_t(F_n, F_t) \geq 0 \text{ komplementär zu } F_t \leq \mu \cdot F_n \text{ und} \quad (113)$$

$$s \geq 0 \text{ komplementär zu } F_n \geq 0. \quad (114)$$

Anhand der Gleichung (114) soll die Bedeutung dieser Komplementaritätsannahmen erklärt werden. Wenn der Abstand der beiden Körper größer als Null ist, dann ist die Normalkraft F_N gleich Null. Wenn der Abstand der beiden Körper gleich Null ist, so ist die Normalkraft größer Null. F_t stellen dabei sämtliche tangential wirkenden Kräfte dar, denen die Reibkraft entgegenwirkt, um eventuell Bewegungen zu verhindern.

Lineare Komplementaritätsprobleme (LCP) lassen sich mit Algorithmen lösen, die auf Matrizenberechnungen beruhen [Schä-08]. Mit diesem Ansatz werden derzeit erste Simulationen mit steifen, nichtverformbaren Kugeln an der Universität Erlangen durchgeführt. Wenn mit diesen Simulationen weitere Fortschritte gemacht werden, könnte sich dann auch die Möglichkeit ergeben, zusätzlich eine Feder als Bauteil in die bereits vorhandenen Simulationen einzubringen bzw. diesen Ansatz in der Simulation zu verwenden.

Außer den Arbeiten zur Verbesserung der Nachbildung der Reibungswirkung im Ventiltrieb muss künftig auch das derzeitige Federmodell dahingehend erweitert werden, dass es möglich wird, ebenfalls Federn in die Simulation einzubeziehen, welche einen variableren Steigungsaufbau besitzen und deren Geometrie noch besser mit der Wirklichkeit übereinstimmt.

Literaturverzeichnis

- [Aba-07] Abaqus Getting Started with Abaqus Version 6.7. 2007
- [Ass-01] Assmann, B.: Technische Mechanik, Band 3: Kinematik und Kinetik. 12. Auflage, Oldenbourg: Wissenschaftsverlag GmbH 2001
- [Bar-05] Barthold, G.: Federschäden - Ursachen und Maßnahmen zur Problemlösung. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau, Bericht Nr. 12, S. 63 - 65 Ilmenau: ISLE-Verlag 2005
- [Bar-76] Bartsch, H.-J.: Taschenbuch Mathematische Formeln. Thun-Frankfurt/Main: Verlag Harri Deutsch 1976
- [Bar-99] Barthold, G.: Federschäden und ihre Ursachen, Teil II: Analysen und Tipps zur Schadensvermeidung. SCHERDEL aktuell. Ausgabe 1/1999 D
- [Bod-79] Bodenstern, F.: Tochtermann / Bodenstern Konstruktionselemente des Maschinenbaues, Teil 1. 9. verbesserte Auflage. Berlin/ Heidelberg/ New York: Springer Verlag 1979
- [Bog-65] Bogoljubow, N. N.; Mitropolski, J. A.: Asymptotische Methoden in der Theorie der nichtlinearen Schwingungen. Berlin: Akademie-Verlag 1965
- [Czi-10] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Handbuch Tribologie: Reibung und Verschleiß. 3. Auflage, Braunschweig/ Wiesbaden: Vieweg Verlag 2010
- [Dre-04] Dreyer, M. R.: Untersuchung zur nichtlinearen Mechanik von Schraubendruckfedern. Diss. Uni Siegen 2004. Osnabrück: Der Andere Verlag 2004
- [Dre-09] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. 9. Auflage., Berlin/ Heidelberg: Springer Verlag 2009
- [Esch-03] Esch, T.: Verbrennungsmotoren. Studienskript des Fachbereiches Luft- und Raumfahrttechnik. Lehr- und Forschungsgebiet Thermodynamik und Verbrennungstechnik der FH Aachen. Aachen: Druck & Verlags-haus MAINZ GmbH 2003
- [Fin-93] Fink, T.: Einfluss des Bewegungsverhaltens von Ventiltrieben mit Taschenstößel auf die Reibungsarbeit. Diss. RWTH Aachen 1993

- [Gev-05/1] Gevorgyan, G.: Auswirkungen tribologischer Beanspruchungen auf Funktion und Lebensdauer von Schraubendruckfedern. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Bericht Nr. 12, S. 59–62. Ilmenau: ISLE-Verlag 2005
- [Gev-05/2] Gevorgyan, G.; Barthold, G.: Analyse der tribologischen Beanspruchungen von Schraubendruckfedern. 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der TU Ilmenau 2005, Tagungsband, S. 617, 618
<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=18011>
(download 1.6.2011)
- [GfT-7] GfT (Gesellschaft für Tribologie). <http://www.gft-ev.de/tribologie.htm>
(Stand 11.02.2013), Arbeitsblatt 7, Tribologie
- [Glo-95] Glocker Ch.: Dynamik von Starrkörpersystemen mit Reibung und Stößen. Diss. TU München VDI-Fortschrittsberichte Mechanik/Bruchmechanik. Reihe 18, Nr. 182. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995
- [Gsch-94] Gscheidle, R.: Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik. 25. Auflage. Haan: Europa-Lehrmittel Verlag 1994 (in späteren Auflagen ist teilweise die Ventildrehvorrichtung nicht mehr enthalten)
- [Hor-87] Hora, P.; Leidenroth, V.: Qualität von Schraubenfedern. Stuttgart: Dr. Riederer Verlag 1987
- [Hüt-94] Hütten, H.: Schnelle Motoren seziert und frisiert. 10. Auflage. Stuttgart: Motorbuch Verlag 1994
- [Inn-01] Laborberichte von Firma Innotec Forschungs- und Entwicklungs-GmbH, SCHERDEL Gruppe, Marktredwitz ab 2001
- [Kle-00] Kletzin, U.: Finite-Elemente-basiertes Entwurfssystem für Federn und Federanordnungen. Diss. TU Ilmenau 2000. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Bericht Nr. 5. Ilmenau: ISLE-Verlag, 2000
- [Kle-05] Kletzin, U.: Der FEDERPROZESSOR – ein Finite-Elemente-basiertes Entwurfssystem für Federn. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Bericht Nr. 12, S. 71 – 73. Ilmenau: ISLE-Verlag 2005

- [Kün-95] Küntscher, V.: Kraftfahrzeugmotoren Auslegung und Konstruktion. Berlin: Verlag Technik 1995
- [Lie-02] Liebermann, K.: Rechnergestütztes Entwurfs- und Optimierungssystem für Schraubendruckfedern. Diss. TU Ilmenau 2002. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Bericht Nr. 9. Ilmenau: ISLE-Verlag 2003
- [Lie-04] Liebermann, K.; Geinitz, V.; Schorcht, H.-J.; Weiß, M.: Einfluss der End- und Übergangswindungen auf Funktion und Betriebsverhalten von kaltgeformten Schraubendruckfedern. Draht 55 (2004) 4, S. 32 - 38
- [Lut-00] Lutz, S.: Kennlinie und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern. Diss. TU Ilmenau 1999. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Bericht Nr. 4. Ilmenau: ISLE-Verlag 2000
- [Lut-05] Lutz, S.: Kennlinie und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Band 12, S. 31 – 34. Ilmenau: ISLE-Verlag 2005
- [Mag-08] Magnus, K.; Popp, K.; Sextro, W.: Schwingungen: Eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen. 8. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag 2008
- [Mei-07] Meissner, M.; Schorcht, H.-J.; Wanke, K.: Metallfedern. Grundlagen, Werkstoffe, Berechnungen, Gestaltung, Rechnereinsatz. 2. Auflage. Berlin/ Heidelberg: Springer Verlag 2007
- [Mic-09] Michalczyk, K.: Analysis of helical compression spring support influence on its deformation, 2009,
<http://ame.meil.pw.edu.pl/index.php?/eng/content/download/38...> - -1k (download 2.7.2011)
- [Mot-Nr. 1] <http://www.motorlexikon.de/?I=6851> (Stand 24.07.2011)
- [Nor-08] DIN EN 13906 – 1: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben. Berechnung und Konstruktion. Teil 1: Druckfedern
- [Pap-06] Papula, L.: Mathematische Formelsammlung für Ingenieure und Naturwissenschaftler. 9. Auflage. Wiesbaden: Teubner + Vieweg Verlag 2006

- [Pig-92] Pigors, O.: Werkstoffe in der Tribotechnik: Reibung, Schmierung und Verschleißbeständigkeit von Werkstoffen und Bauteilen. Leipzig/ Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1993
- [Pre-07] Preclik, T.: Frictional Rigid Body Dynamics. Studienarbeit Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg 2007
- [Rec-07] Hilfe zu RecurDyn[®] V7R1, 2007
- [Rol-11] Roloff, H.; Matek., W.: Maschinenelemente. 20. Auflage. Braunschweig/ Wiesbaden: Vieweg Verlag 2011
- [Schä-08] Schäfer, U.: Das lineare Komplementaritätsproblem. Eine Einführung. Berlin/ Heidelberg: Springer-Verlag 2008
- [Sche-10] SCHERDEL Federfibel. Version 3.0 von 2010. www.federfibel.de, Stichwort Ventulfeder
- [Scho-03] Schorcht, H.-J.; Weiß, M. u. a.: Einfluss der End- und Übergangswindungen auf Funktion, Fertigung und Betriebsverhalten von kaltgeformten Schraubendruckfedern. Abschlussbericht zum AiF-Forschungsvorhaben 12573 BR. TU Ilmenau 2003 sowie Kurzbericht, Verband der Deutschen Federnindustrie Hagen 2003
- [Scho-05] Schorcht, H.-J.; Gevorgyan, G. u. a.: Auswirkungen tribologischer Beanspruchungen auf Funktion und Lebensdauer von Schraubendruckfedern. Zwischen- bzw. Abschlussbericht zum DFG-Projekt. TU Ilmenau 2005 bzw. 2007
- [Schu-06] Schuster, O.: Validierung eines parametrischen Druckfedernmodells im Mehrkörpersimulationsprogramm RecurDyn. Diplomarbeit Uni Bayreuth 2006
- [Tau-11] Taubmann, P.; Zeidis, I.; Zimmermann, K.; Schorcht, H.-J.; Kletzin, U.: On the mechanics of valve spring rotation depending on the rotational speed of the camshaft. Scientific Journal of IFToMM "Problems of Mechanics" 2011 (45) 4, pp 25 - 36
- [Uru-69] Urushisaki, Y.: On the Rotation of Valve Spring. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 35, 1969, pp. 441 - 416

- [Wah-66] Wahl, A. M.: Mechanische Federn. 2. Auflage. Düsseldorf: Verlag M. Triltsch 1966
- [Wau-06] Wauro, F.: Querkräfte von zylindrischen Schraubendruckfedern. VDI / VDFI-Tagung „Federn - Unverzichtbare Bauteile der Technik“, Fulda 2006. VDI-Berichte Nr. 1972, S. 215 - 230. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006
- [Wit-02] Wittkopp, T., Micke, D., Schorcht, H.-J.: Mehrkörpersimulation von Federn und Federungen – Möglichkeiten und Grenzen. 47. Internationales Kolloquium der Technische Universität Ilmenau 2002. Tagungsband, S. 35 - 36
- [Wit-05/1] Wittkopp, T.: Mehrkörpersimulation von Schraubenfedern. Diss. TU Ilmenau 2005. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Bericht Nr. 13. Ilmenau: ISLE-Verlag 2005.
- [Wit-05/2] Wittkopp, T.: Berechnung und Simulation von Federn. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau. Bericht Nr. 12, S. 55 – 58. Ilmenau: ISLE-Verlag 2005
- [Zim-94] Zimmermann, K.: Übungsaufgaben Technische Mechanik. Leipzig/Köln: Fachbuchverlag 1994
- [Zim-09] Zimmermann, K.; Zeidis, I.; Bolotnik, N.N.; Pivovarov, M.: Dynamics of a two-module vibration-driven system moving along a rough horizontal plane. *Multibody Systems Dynamics* 22 (2009), pp.199-219
- [Zim-11] Zimmermann, K: Foto von Prof. Zimmermann, Fachgebietsleiter für Technische Mechanik der Technischen Universität Ilmenau

Softwareverzeichnis

- [1] ADAMS[®] V.12 MSC Software Corporation
- [2] Excel 97[®] Microsoft Windows
- [3] MATLAB[®] Programm zur numerischen Berechnung mithilfe von Matrizen von MathWorks
- [4] MKS- Mehrkörpersimulationsprozessor für ADAMS[®], entwickelt von Wittkopp in Diss.
Federprozessor
- [5] Excel 3D- von der Internetseite
Darstellung <http://www.excelformeln.de/tips.html?welcher=16> von Jens Fleckenstein (Stand 17. Sept. 2006)
- [6] SimulationX[®] Ein Simulationsprogramm von ITI
- [7] RecurDyn[®] Mehrkörpersimulationssoftware von FunctionBay
V7R1

Liste der bisher erschienenen Bände, Stand 06.03.2013

Schriftenreihe des Instituts für Maschinenelemente und Konstruktion (IMK), 1990 – 2010

- Band 1 Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau
(Hrsg.):**
Forschung und Lehre im Institut für Maschinenelemente und
Konstruktion
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 1999. - ISBN 3-932633-37-7
- Band 2 Spiller, Frank:**
Möglichkeiten der rechentechnischen Umsetzung von Erkenntnissen aus
der Konstruktionssystematik unter Nutzung der Featuretechnologie
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 1998. - ISBN 3-932633-20-2
- Band 3 Leibl, Peter:**
Entwicklung eines featureorientierten Hilfsmittels für die Konstruktion
kostengünstiger Produkte
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 1998. - ISBN 3-00-003695-4
- Band 4 Lutz, Steffen:**
Kennlinie und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2000)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-47-4
- Band 5 Kletzin, Ulf:**
Finite-Elemente-basiertes Entwurfssystem für Federn und
Federanforderungen
(Dissertation TU Ilmenau 2000)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-48-2
- Band 6 Volz, Andreas K.:**
Systemorientierter Karosserie-Konzeptentwurf am Beispiel der
Crashsimulation
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-52-0
- Band 7 Brix, Torsten:**
Feature- und constraint-basierter Entwurf technischer Prinzipie
(Dissertation TU Ilmenau 2001)
Ilmenau : ISLE, 2001. - ISBN 3-932633-67-9

- Band 8** **Rektor der TU Ilmenau und Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau (Hrsg.) in Zusammenarbeit mit Carl Zeiss Jena GmbH**
Vom Arbeitsblatt zum virtuellen Prototyp – 50 Jahre
Konstruktionssystematik
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2002. - ISBN 3-932633-68-7
- Band 9** **Liebermann, Kersten:**
Rechnergestütztes Entwurfs- und Optimierungssystem für
Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2003)
Ilmenau : ISLE, 2003. - ISBN 3-932633-74-1
- Band 10** **Meissner, Manfred; Denecke, Klaus:**
Die Geschichte der Maschinenelemente als Fachgebiet und Institut an
der Technischen Universität Ilmenau von 1953 bis 2003
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2003. - ISBN 3-932633-82-2
- Band 11** **Geinitz, Veronika:**
Genauigkeits- und auslastungsoptimierte Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2006)
Ilmenau : ISLE, 2006. - ISBN 3-938843-11-X
- Band 12** **Institut für Maschinenelemente und Konstruktion (Hrsg.):**
Festschrift zum Ehrenkolloquium anlässlich der Emeritierungen von
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Günter Höhne und Univ.-Prof. Dr.-
Ing. habil. Hans-Jürgen Schorcht
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2005. - ISBN 3-932633-97-0
- Band 13** **Wittkopp, Tobias:**
Mehrkörpersimulation von Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2005)
Ilmenau : ISLE, 2005. - ISBN 3-938843-07-1
- Band 14** **Frank, Stefan:**
Justierdrehen – eine Technologie für Hochleistungsoptik
(Dissertation TU Ilmenau 2007)
Ilmenau : ISLE, 2008. - ISBN 978-3-938843-35-4
- Band 15** **Schilling, Thomas:**
Augmented Reality in der Produktentstehung
(Dissertation TU Ilmenau 2008)
Ilmenau : ISLE, 2008. - ISBN 978-3-938843-42-0

Band 16 Lotz, Markus:

Konstruktion von Messspiegeln hochgenauer Mess- und
Positioniermaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2009)
Ilmenau : ISLE, 2009. - ISBN 978-3-938843-46-8

[Band 17] Hackel, Tobias:

Grundlegende Untersuchungen zu vertikalen Positioniersystemen für
Nanopräzisionsmaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Münster, Westf : Monsenstein und Vannerdat, 2010 . -ISBN 978-3-
86991-111-3

[Band 18] Frank, Thomas:

Konzeption und konstruktive Gestaltung der Messkreise von
Nanomessmaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Münster, Westf : Monsenstein und Vannerdat, 2010. - ISBN 978-3-
86991-194-6

**Schriftenreihe des Instituts für Maschinen- und Gerätekonstruktion
(IMGK), 2010 - ...**

Band 19 Sondermann, Mario:

Mechanische Verbindungen zum Aufbau optischer
Hochleistungssysteme
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2011. - ISBN 978-3-939473-94-7

Band 20 Stephan Husung:

Simulation akustischer Produkteigenschaften unter Nutzung von Virtual
Reality während der Produktentwicklung
(Dissertation TU Ilmenau 2011)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2012. - ISBN 978-3-86360-026-6

Band 21 Dobermann, Dirk:

Stabilisierung der Bildlage abbildender optischer Systeme
(Dissertation TU Ilmenau 2012)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - ISBN 978-3-86360-056-3

Band 22 Taubmann, Peter:

Analyse der Ventildfederbewegungen als Beitrag zur Beeinflussung der Verschleißursachen an den Auflageflächen

(Dissertation TU Ilmenau 2013)

Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - ISBN 978-3-86360-059-4