

Mario Habring

Entwicklung und Validierung eines Ventilstellantriebes

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur

eingereicht an der
**Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften der
Technischen Universität Graz**

Betreuer

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Graz, Juni 2017

This document is set in Palatino, compiled with pdf \LaTeX 2e and Biber.

The \LaTeX template from Karl Voit is based on KOMA script and can be found online:
<https://github.com/novoid/LaTeX-KOMA-template>

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum

Unterschrift

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle bei all den Menschen bedanken, die es mir ermöglicht haben, mein Studium so erfolgreich zu bestreiten und abzuschließen.

Ganz besonders danke ich meinen Eltern, die mich während meiner gesamten Studienzzeit persönlich und finanziell unterstützt haben und meiner Freundin Anna, die besonders in stressigen Zeiten viel Geduld bewiesen hat und eine große Stütze für mich war.

Ein großes Dankeschön richte ich auch an meine offiziellen und inoffiziellen Betreuer Dr. Thomas Haberkorn, Assoc. Prof. Dr. Michael Bader und Dipl. Ing. Andreas Fuchs, die sich viel Zeit für mich nahmen und meine Arbeit durch ihr konstruktives Feedback vorantrieben.

Zu guter Letzt richtet sich mein herzlicher Dank an die Firma Ventrex Automotive GmbH und den Mitarbeitern der Entwicklungsabteilung unter der Leitung von Dr. Gerald Jaritz. Sie haben mir nicht nur ermöglicht, ein sehr interessantes Thema unter viel Eigenverantwortung zu bearbeiten, sondern auch selbst viel Anstrengung, Zeit und finanzielle Mittel in die Umsetzung meiner Ideen gesteckt.

Kurzfassung

Durch die im Automobilsektor ungebrochene Entwicklungstendenz in Richtung Elektrifizierung werden auch die Kältekreisläufe im Fahrzeug immer komplexer. Neben der Klimatisierung der Luft in der Fahrgastzelle müssen in Zukunft immer mehr elektrische und elektronische Komponenten temperiert werden. Daraus ergeben sich auch hohe Anforderungen an die verwendeten Expansionsventile.

Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung des Stellantriebes eines elektronischen Expansionsventiles (EXV), bestehend aus Schrittmotor, Zahnradgetriebe und Gewindespindel.

Dazu werden im ersten Teil die Anforderungen an den Antrieb erhoben und analysiert, um eine Bewertungsgrundlage für die erstellten Konzepte zu schaffen. Nach der Identifikation des besten Konzeptes wird dieses ausgelegt und in Antriebsprototypen umgesetzt. Zur Validierung dieses Konzeptes wird ein Prüfstand aufgebaut. Unter Berücksichtigung aller Richtlinien der Versuchsplanung (DoE, Design of Experiment) werden die Einflüsse einiger Parameter auf das Verhalten des Stellantriebes untersucht.

Die Auswertung der Versuchsergebnisse hilft im weiteren Entwicklungsprozess, die funktionalen Grenzen im realen Betrieb abzuschätzen und Optimierungspotential zu erkennen und richtig umzusetzen.

Abstract

The current development trend in automotive technology towards electrification increases the complexity of refrigeration circuits within modern cars. As one key component in such cycles, the expansion valve must fulfill high demands to guarantee all of its functions.

This study describes the systematic approach of developing the drivetrain of an Electronic Expansion Valve (EXV) including a stepper motor, a gear transmission and a spindle.

For this purpose, the first part addresses the requirements of the drivetrain which leads to a valuation basis for the concepts being elaborated. The concept which is identified as the most promising is dimensioned and realized within a physical prototype. A test bench is built in order to validate the developed concept. This is done by applying the directives of „Design of Experiment“(DoE) on a number of parameters which were identified as significantly influencing the drivetrain’s behaviour.

The results of the validation process generate a powerful tool to find and utilize potential for optimization during the further development process and to point out the performance limits in real applications.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	5
Abstract	6
1 Einleitung	16
1.1 Expansionsventile im Automobil	16
1.2 Ziel der Entwicklung	18
1.3 Struktur der Arbeit	19
2 Problemanalyse	20
2.1 Motivation	20
2.2 Stand der Technik	22
2.3 Gesamtkonzept des Ventils	24
2.4 Anforderungen an den Stellantrieb	26
2.4.1 Funktionelle Anforderungen aus Sicht des Kunden	26
2.4.2 Allgemeine Anforderungen an elektromechanische Systeme im Automobil	30
2.5 Abgeleitete Anforderungen an das Stellgetriebe	32
2.6 Gewichtung der Anforderungen - Paarweiser Vergleich	33
3 Technische Grundlagen	35
3.1 Kältekreislauf	35
3.1.1 Thermodynamischer Kreisprozess	35
3.1.2 Eigenschaften der Kältemittel	36
3.2 Schrittmotor	37
3.2.1 Aufbau und Funktion	38
3.2.2 Drehmomentcharakteristik	39
3.3 Bewegungsgewinde	40
3.3.1 Berechnungsgrundlagen	40
3.3.2 Wirkungsgrad und Selbsthemmung	43
3.4 Systematik der Umlaufgetriebe	45
3.4.1 Grundbegriffe der Umlaufgetriebe	45

Inhaltsverzeichnis

3.4.2	Systematik der zweistufigen zusammengesetzten Planetengetriebe . . .	49
3.4.3	Variation der Zähnezahlen	53
3.4.4	Vorgangsweise bei der Getriebeauswahl	54
3.5	Statistische Versuchsplanung	55
3.5.1	Grundbegriffe der Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik	56
3.5.2	Einführung in die Versuchsplanung	58
3.5.3	Ausgewählte Versuchspläne	61
3.5.4	Anzahl der Realisierungen	67
3.5.5	Blockbildung und Randomisierung	67
3.5.6	Auswertung	68
4	Antriebsynthese	71
4.1	Spindelauslegung	72
4.1.1	Drehmomente und Wirkungsgrad	73
4.1.2	Sensitivitätsanalyse Reibungskoeffizient	74
4.1.3	Bruchfestigkeit und Flächenpressung	76
4.2	Wahl des Schrittmotors	77
4.3	Wahl des Umlaufgetriebes	78
4.3.1	Eingrenzung der Varianten	78
4.3.2	Annahmen zum Verzahnungswirkungsgrad	81
4.3.3	Vergleich einiger Getriebetypen	83
4.3.4	Bewertung und Auswahl	88
5	Validierung des Stellantriebs	90
5.1	Antriebsprototypen	90
5.2	Antriebsprüfstand	91
5.2.1	Aufbau	91
5.2.2	Vorversuche	93
5.3	Prüfung nach Versuchsplan	94
5.3.1	Qualitätsmerkmale	95
5.3.2	Bewertung der Einflussgrößen	95
5.3.3	Versuchablauf	98
5.3.4	Prüfplan und Versuchsumfang	99
5.4	Auswertung	101
5.4.1	Überprüfen auf Normalverteilung und Trends	101
5.4.2	Interpretation der Ergebnisse	103
5.5	Optimierungspotential und Handlungsempfehlungen	114
6	Zusammenfassung und Ausblick	117

Inhaltsverzeichnis

Literatur	120
Anhang	122
A Tabellen und Abbildungen	123
A.1 Tabellen nach Müller	123
A.2 Diagramme nach Müller	123
A.3 t-Werte zur Berechnung von Vertrauensbereichen	123
B Datenblätter	134
B.1 Schrittmotoren #296 und #298, Fa. Leili	134
B.2 Planetengetriebe GPX 19, Fa. Maxonmotors	134
C Messergebnisse	139
C.1 Messergebnisse zur Abschätzung des Versuchsaufwandes	139
C.2 Messergebnisse für den Prüfling ohne Getriebe	139
C.3 Messergebnisse für den Prüfling mit Getriebe	139

Abbildungsverzeichnis

1.1	Klimaanlage zum Heizen und Kühlen der Innenraumluft eines PKW [23].	17
1.2	Schematischer Aufbau und Wirkungsweise eines elektronisch geregelten Expansionsventils.	18
2.1	Vergleich der Reichweite eines vollelektrischen Fahrzeuges mit unterschiedlichen Heizsystemen [4].	20
2.2	Kalendarische Alterung von Li-Ionen-Energiespeichern in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur und Sonneneinstrahlung an unterschiedlichen Einsatzorten [20].	21
2.3	Konzepte zur Konditionierung von Li-Ionen-Batterien: a) Luftkühlung, b) Kältemittelkühlung, c) Kühlmittelkühlung, [19].	22
2.4	Thermostatisch geregeltes Expansionsventil für automotive Anwendungen, Fa. Sanhua.	23
2.5	Grundformen der Verschlusskörper: a) und b) Sitzventile und Schieber, c) Hahnventil, d) und e) Klappen, f) Scheiben, g) Membranabschluss und h) tropfenförmige Körper [9].	24
2.6	Gesamtkonzept des neu entwickelten EXV mit den wichtigsten Komponenten.	25
2.7	Verlauf der idealen Ventilkennlinie.	29
2.8	Bewertung und Vergleich der Eigenschaften des Ventilantriebes.	34
3.1	a) Die wichtigsten Komponenten eines einfachen Kältekreislaufs und b) die qualitativen Zustandsänderungen im p/h-Diagramm.	36
3.2	a) Aufbau eines Wechselfeldschrittmotors und b) permanentmagnetischer Ringläufer mit den magnetischen Vorzugsrichtungen, [1].	38
3.3	a) Drehmomentcharakteristik über der Schrittfrequenz bei I) eingepprägtem Strom und II) eingepprägter Spannung. b) Drehmoment und Lastwinkel im stabilen Arbeitspunkt, angenähert durch eine Gerade [1].	39
3.4	Geometrische Größen eines dreigängigen Trapesegewindes.	41
3.5	Am Muttersegment angreifende Kräfte.	41
3.6	Kräfte-situation bei verschiedenen Fällen: a) <i>Heben</i> bei $\bar{\rho}_G < \alpha$, b) <i>Senken</i> bei $\bar{\rho}_G < \alpha$, c) <i>Senken</i> bei $\bar{\rho}_G > \alpha$	42

Abbildungsverzeichnis

3.7	Abmessungen der Gewindespindel mit Gleitlager.	44
3.8	Übergang von einem Standgetriebe auf ein Umlaufgetriebe [18].	46
3.9	Kräftegleichgewicht am Planeten des einfachen Umlaufgetriebes.	47
3.10	Einfache Planetengetriebe in verschiedenen Bauweisen: a) Minusgetriebe mit einfachem Planet, b) Minusgetriebe mit Stufenplanet, c) Außenverzahntes Plusgetriebe mit Stufenplanet, d) innenverzahntes Plusgetriebe mit Stufenplanet ([17].	49
3.11	Darstellung verschiedener Dreiwelldengetriebe nach Wolf, a) allgemeine Darstellung, b) Minusgetriebe $i_{12} < 0$, c) Plusgetriebe $0 < i_{12} < 1$, d) Plusgetriebe $i_{12} > 1$, e) Getriebe mit Gehäusefester Welle 2 [18].	50
3.12	Elementares Koppelgetriebe, dargestellt nach Wolf [17].	50
3.13	Zweistufiges Reihengetriebe, bestehend aus den Umlaufgetrieben I und II. . .	51
3.14	Elementare Übersetzungsgetriebe und Umlaufgetriebe a) bis e) und Koppelgetriebe f) bis s) in verschiedenen Bauarten [17].	52
3.15	Berechnungsgang zur Bestimmung der Getriebedaten von a) Reihengetrieben und b) reduzierten Koppelgetrieben mit durchgehenden Planeten („Wolfstromsatz“). 53	53
3.16	Verteilungsfunktion und Verteilungsdichte der Normalverteilung [13].	57
3.17	Grafische Darstellung eines Effektes.	60
3.18	Grafische Darstellung einer Wechselwirkung.	61
3.19	Auswahl klassischer Versuchspläne [28].	62
3.20	Darstellung eines 2^3 -Plans als Würfel mit den Versuchen in den Eckpunkten und die dazugehörigen Faktoreinstellungen.	64
3.21	Teilfaktorieller 2^{4-1} -Plan als Teil eines vollfaktoriellen 2^4 -Plans und die durch die Vermengung (siehe 3.5.2) entstehenden Summeneffekte [12].	65
3.22	Darstellung eines 2^{3-1} -Plans als Würfel mit den Versuchen in den Eckpunkten und die dazugehörigen Faktoreinstellungen.	66
3.23	Grafische Darstellung eines zentral zusammengesetzten Plans, bestehend aus einem zweistufigen vollständig faktoriellen Plan und einem Stern mit Zentralpunkt. 66	66
3.24	Eintragung einer Stichprobe ins Wahrscheinlichkeitsnetz, a) Werte aus einer Normalverteilten Grundgesamtheit, b) starke Abweichung von der Normverteilung [12].	69
4.1	Komponenten des Ventilantriebs und die Kraft- und Weggrößen der übertragenen Leistungen.	71
4.2	Freigemachte Gewindespindel mit den Kräften F , Momenten M und Winkelgeschwindigkeiten ω als Vektorpfeile dargestellt (nicht maßstäblich) für a) Ventil schließen und b) Ventil öffnen.	73

Abbildungsverzeichnis

4.3	Wirkungsgrad η von Gewinde und Spindel in Abhängigkeit von der Gewindesteigung bei einem Gewinde-Außendurchmesser von $d_1=4,5\text{mm}$	75
4.4	Übersetzungsbereiche und Standübersetzungen einfacher Koppelgetriebe [17].	79
4.5	Schematische Darstellung elementarer Koppelgetriebe mit hohem Wirkungsgrad [17].	80
4.6	Rechnerisch ermittelte Stufenwirkungsgrade mit dem Drehmoment in Nm als Parameter. 35A und 36B bezeichnet zwei unterschiedliche Versuchsgetriebe mit Sonnenrädern mit 35 bzw. 36 Zähnen, Die Hohlräder besitzen zwischen 78 und 82 Zähne [18].	82
4.7	Wirkungsgrade von Zahnrädern aus verschiedenen Kunststoffen aus Messung und Literatur [21].	82
4.8	Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei zweistufigen Reihengetrieben mit Außendurchmesser $D_{max}= 19 \text{ mm}$ für beide Stufen.	84
4.9	Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei zweistufigen Reihengetrieben mit Außendurchmesser $D_{I,max}= 19 \text{ mm}$ und $D_{II,max}= 25 \text{ mm}$	85
4.10	Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei reduzierten Koppelgetrieben mit durchgehendem Planeten und Außendurchmesser $D_{max}= 19 \text{ mm}$	86
4.11	Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei einfachen innenverzahnten Plusgetrieben mit Außendurchmesser $D_{max}= 19 \text{ mm}$	87
4.12	Offenes Umlaufgetriebe nach dem <i>Stift-Buchse-Prinzip</i> [18].	87
4.13	Koppelprinzipien für offene Umlaufgetriebe: Stift-Buchse, Planetenkurbelwellen, Doppelkreuzprinzip, [18].	88
5.1	Prüflinge für Schrittmotor ohne Getriebe (links) und Gesamtantrieb mit Getriebe (rechts).	91
5.2	Schematischer Aufbau des Antriebsprüfstands.	92
5.3	Drehmomentverlauf über der Schrittfrequenz für die beiden Motorbaugrößen im Vollschrittbetrieb.	93
5.4	Entmagnetisierungskurven eines Neodym Magneten, [16].	97
5.5	Vergleich der gesammelten Messwerte mit der Normalverteilung. Oben: Schrittmotor ohne Getriebe, unten: Schrittmotor mit Getriebe	102
5.6	Residuen der gemessenen Drehmomentwerte für den Prüfling ohne Getriebe.	102
5.7	Haupteffekte auf das Drehmoment des Schrittmotors.	103
5.8	Pareto-Diagramm für das Drehmoment ohne Getriebe, $\alpha=0,05$	104
5.9	Wechselwirkungen auf das Drehmoment des Motors ohne Getriebe.	104

Abbildungsverzeichnis

5.10	Qualitativer Verlauf von Motorspannung $u(t)$, induzierter Spannung $e(t)$ und Wicklungsstrom $i(t)$ in einer Motorwicklung bei a) 50 Hz und b) 1000 Hz, [22]	105
5.11	Streudiagramm von Motordrehmoment über das Produkt aus Phasenstrom und -induktivität mit eingezeichneter linearer Regressionsgerade.	106
5.12	Wicklungsstrom bei Verwendung unterschiedlicher Motoransteuerungen. U_C . . . Nennspannung, L_W . . . Phaseninduktivität, R_W . . . ohmscher Phasenwiderstand, I_W . . . Phasen-Nennstrom, τ . . . Zeitkonstante, R_{vor} . . . Vorwiderstand, [22].	108
5.13	Versuchsergebnisse für a) Drehmoment und b) Stromaufnahme i.A. von den Faktoren. Die blauen Kästchen kennzeichnen den Interquartilbereich (Lage der mittleren 50% der Messwerte) mit dem Median darin (horizontale Linie). Ausreißer sind als Stern gekennzeichnet, die Zahlenwerte zeigen den jeweiligen Mittelwert. Die vertikalen Striche decken den Bereich aller Messwerte ab (Ausreißer nicht berücksichtigt). Versuchsumfang $N=176$	109
5.14	a) Schleifspuren vom Läufer an der Innenseite der Kapsel und b) Verschleißspuren an der Motorwelle im Bereich des vorderen Gleitlagers	110
5.15	a) Haupteffekte und b) Boxplot für das Drehmoment des Antriebes mit Getriebe. Die blauen Kästchen kennzeichnen den Interquartilbereich (Lage der mittleren 50% der Messwerte) mit dem Median darin (horizontale Linie). Ausreißer sind als Stern gekennzeichnet, die Zahlenwerte zeigen den jeweiligen Mittelwert. Die vertikalen Striche decken den Bereich aller Messwerte ab (Ausreißer nicht berücksichtigt). Versuchsumfang $N=64$	111
5.16	Drehmoment, Stromaufnahme und mech. Leistung des Antriebes bei 16 Mikroschritten und Spannung 13,5 V mit Stator #296 und #298. Zusätzlich eingetragen ist das lineare Schätzmodell.	115
6.1	Der Entwicklungsprozess mit den Meilensteinen der Projektwürdigkeit (PWA), Machbarkeit (MBK), Design Freeze und Beschaffungsfreigabe (DF& BF).	118
A.1	Kleinster Außendurchmesser und Wirkungsgrade einiger Koppelgetriebe, [17].	126
A.2	Bereich der Standübersetzungen einiger Koppelgetriebe, [17].	127
A.3	Bereich der Standübersetzungen einiger Koppelgetriebe, [17]. (Fortsetzung) . .	128
A.4	Bereich der Standübersetzungen einiger Koppelgetriebe, [17]. (Fortsetzung) . .	129
A.5	Bereiche der Reihenübersetzung bei optimalen Wirkungsgraden von einigen reduzierten Koppelgetrieben, [17].	130
A.6	Außendurchmesser und beste Wirkungsgrade einiger reduzierter Koppelgetriebe, [17].	131

Abbildungsverzeichnis

A.7 Außendurchmesser und beste Wirkungsgrade einiger reduzierter Koppelgetriebe, [17]. (Fortsetzung)	132
--	-----

Tabellenverzeichnis

2.1	Ergebnis aus dem paarweisen Vergleich.	33
3.1	Eigenschaften einiger Kältemittel.	37
3.2	Auflösung von Versuchsplänen [25].	62
3.3	Auflösung von teilfaktoriellen Versuchsplänen in Abhängigkeit von Faktoranzahl k und Faktorstufenkombinationen m [12].	65
4.1	Eingangsdaten der Spindelberechnung.	72
4.2	Ergebnisse der Spindelberechnung.	74
4.3	Vorgeschlagene Vergleichswerte nach [5] und die rechnerischen Sicherheiten gegen Versagen bei einer Gewindelänge $m = 10\text{mm}$	77
4.4	Daten der beiden Mustermotoren #296 und #298 laut Herstellerangaben.	77
4.5	Evaluierung der Konzepte mit den Anforderungen nach Kapitel 2.6.	89
5.1	Kennwerte des Antriebsprüfstandes.	92
5.2	Qualitätsmerkmale des Antriebes.	95
5.3	Einflussgrößen des Systems Ventiltrieb.	96
5.4	Faktoren und Faktorstufen.	98
5.5	Versuche zur Abschätzung der Zufallsstreuung mit vier Statoren des Typs #298 bei 100 Hz.	100
A.1	Drehzahlverhältnisse und Übersetzungen von Umlaufgetrieben, [17].	124
A.2	Drehmomente und Umlaufwirkungsgrade von Umlaufgetrieben, [17].	125
A.3	t-Werte zur Berechnung zweiseitiger Vertrauensbereiche, [28].	133

1 Einleitung

Bei vielen Aufgaben zur Kühlung oder Heizung finden Kompressionskälteanlagen („Wärmepumpen“) Verwendung. Eine Schlüsselkomponente in diesen Systemen ist das **Expansionsventil**, welches im Rahmen dieser Arbeit (weiter-)entwickelt werden soll. Vorliegendes Kapitel soll als Einstieg in dieses Thema dienen.

1.1 Expansionsventile im Automobil

Mit der Erfindung des Automobils vervielfachte sich die Reisegeschwindigkeit im Vergleich zu der von Pferdekutschen enorm. Durch den Verbrennungsmotor konnten weitere Strecken in deutlich geringerer Zeit zurückgelegt werden, auch waren keine Ruhepausen zur Versorgung der Zugtiere mehr nötig. Anfang des 20. Jahrhunderts änderte sich auch der Aufbau der Wagen, da man den erhöhten Komfort in geschlossenen Karosserien erkannte. Mit der Einführung der Fahrgastzelle wurde auch die Lüftung und Heizung derselben notwendig. Anfangs wurden noch Kippfenster zur Regulierung der Innenluft genutzt, eine Heizung wurde aber bereits 1963 für PKW gesetzlich vorgeschrieben. Die ersten Klimaanlage wurden um 1940 angeboten, wobei diese noch dem oberen Luxussegment vorbehalten waren [8].

Heute werden neue PKW meist serienmäßig mit Klimaanlage ausgestattet. Die typischen Komponenten eines Heiz- und Kühlsystems zeigt Abb. 1.1. Hierbei handelt es sich um eine *Kompressionskälteanlage*, bei der die Temperaturerhöhung durch Kompression des Kältemittels erreicht wird.

Auch heute besteht die prominenteste Aufgabe von Systemen zur Fahrzeugklimatisierung zweifelsohne in der Konditionierung der Luft im Fahrgastraum. Die wichtigsten Parameter hierbei sind Temperatur, Feuchtigkeit (Wasserdampfgehalt), Zusammensetzung, Geruchs- und Schadstoffbelastung. Zum Einen soll durch die gezielte Beeinflussung dieser Parameter ein von den Fahrgästen als angenehm empfundenen Innenraumklima eingestellt werden, andererseits werden auch sicherheitsrelevante Faktoren von der Luft innerhalb der Fahrgastzelle bestimmt. Als Beispiele sind Fahrermüdigkeit und Scheibenbeschlag zu nennen.

1.1 Expansionsventile im Automobil

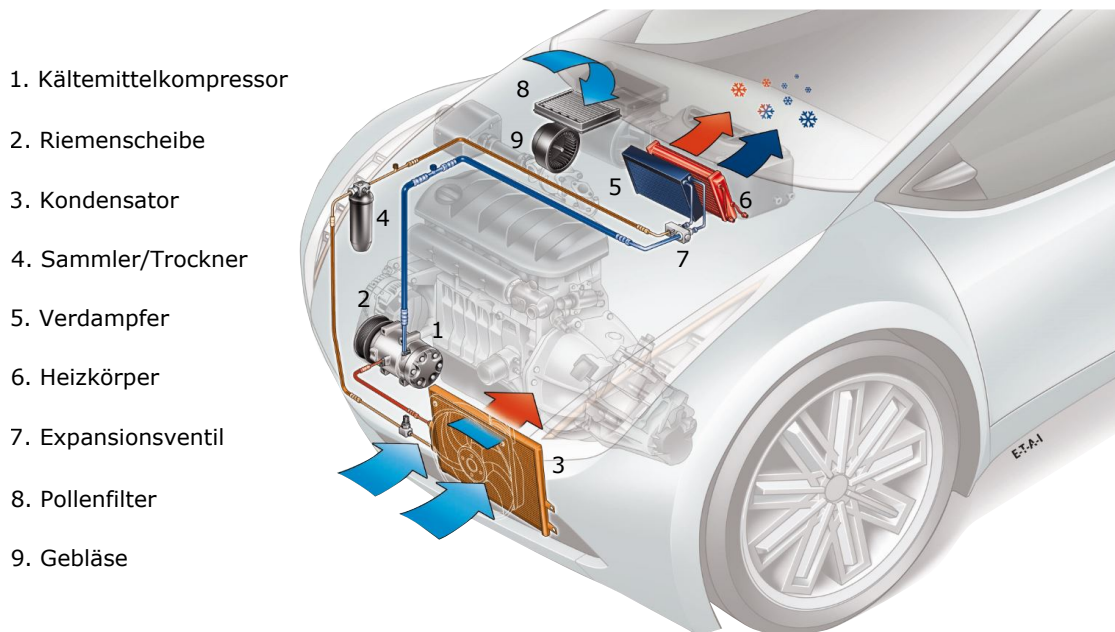


Abbildung 1.1: Klimaanlage zum Heizen und Kühlen der Innenraumluft eines PKW [23].

Um das Ziel der optimalen Raumluft zu erreichen, wird die von innen oder außen angesaugte Luft¹ unter Anwendung verschiedener Strategien

- geheizt und gekühlt (Zu- bzw. Abführen von Wärme),
- be- und entfeuchtet (Zu- bzw. Abführen von Wasser),
- vermischt,
- gefiltert und
- der Fahrgastzelle zu- und abgeführt.

Die Aufgabe des **Heizens** lässt sich in verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen relativ einfach mittels Nutzung der Abwärme des Motors realisieren. Alternativ kann mit Kraftstoff oder elektrisch zugeheizt werden (Abb. 1.1, 6). Bei BEV² gestaltet sich oft schon das Heizen schwierig, da große (Ab-)Wärmequellen wie Otto- oder Dieselmotoren nicht vorhanden sind. Der Einsatz elektrischer Heizelemente verkürzt die Reichweite des Fahrzeuges meist signifikant. Zur **Kühlung** bei höheren Außentemperaturen muss eine Wärmesenke mit niedriger Temperatur geschaffen werden. Dazu werden in Fahrzeugen heute fast ausschließlich Kompressionskälteanlagen verwendet [8] (siehe Abschnitt 3.1).

Eine Schlüsselkomponente im Kältekreislauf und Thema dieser Arbeit ist das **Expansionsventil** (Abb. 1.1, 7). Es handelt sich dabei um ein *Drosselorgan*, das die Aufgabe hat, das durchströmende

¹Es wird zwischen Umluftbetrieb und Außenluftbetrieb unterschieden.

²Battery Electric Vehicles; batteriebetriebene elektrische Fahrzeuge.

1.2 Ziel der Entwicklung

Kältemittel vom hohen Druck im Kondensator auf den geringeren Druck im Verdampfer zu *expandieren*. Dies geschieht durch eine veränderliche Verengung (Blende) des Strömungsquerschnittes.

1.2 Ziel der Entwicklung

Bei dem in Abb. 1.1 dargestellten Ventil handelt es sich um ein **thermostatisch geregeltes Expansionsventil (TXV)**. Hierbei findet ein Wärmeaustausch zwischen Kältemittel am Verdampferaustritt und einem sich bei Erwärmung ausdehnenden Medium im Ventilkörper statt. Je nach Fluidtemperatur stellt sich ein Blendenquerschnitt ein, der Expansionsendpunkt wird somit *thermostatisch* geregelt, wie in Abschnitt 2.2 näher beschrieben. Jedoch müssen beide Leitungen durch den Ventilkörper führen, was eine unabhängige Platzierung der beiden Leitungen unmöglich macht.

Anders hingegen arbeiten **elektronisch geregelte Expansionsventile (EXV)**, bei welchen der Blendenquerschnitt elektronisch geregelt oder gesteuert wird (Abb. 1.2). Dadurch können mehrere Parameter in die Regelstrategie einfließen und komplexe, aus vielen Komponenten bestehende Klimakreisläufe werden beherrschbar (Vgl. Abb. 2.3). Um diese Aufgaben zu bewältigen, ist jedoch ein zuverlässiger Stellantrieb nötig.

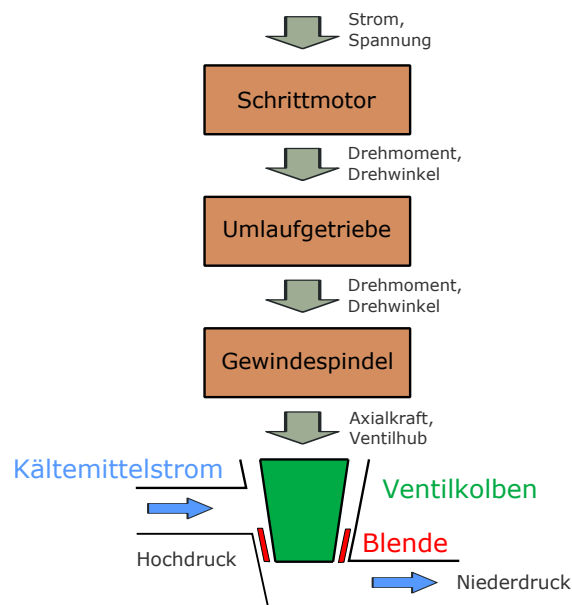


Abbildung 1.2: Schematischer Aufbau und Wirkungsweise eines elektronisch geregelten Expansionsventils.

1.3 Struktur der Arbeit

Gegenstand dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Antriebskonzeptes für ein neuartiges EXV, weshalb sich die nachfolgenden Inhalte und Überlegungen auf diese Bauart beziehen. Der Fokus liegt dabei auf der Übersetzung der rotatorischen Antriebsbewegung in die lineare Stellbewegung des Ventilkolbens.

1.3 Struktur der Arbeit

Um ein Verständnis für das System Stellantrieb und seine Eigenschaften aufzubauen, wird die Problemstellung in Kapitel 2 eingehend analysiert. Als Ergebnis wird eine Liste von Anforderungen erstellt, anhand derer sich Lösungsansätze quantitativ messen lassen. In Kapitel 3 werden anschließend die physikalischen und mathematischen Zusammenhänge identifiziert und aufbereitet, um sie als Werkzeug im Entwicklungsprozess eines solchen Systems zu nutzen. Aufbauend auf diesen Grundlagen ist in Kapitel 4 die Synthese des Antriebes aus seinen Teilsystemen beschrieben, wobei die endgültige Auswahl durch Vergleich mit den in Kapitel 2 erarbeiteten Anforderungen abgesichert wird. Kapitel 5 widmet sich schließlich der praktischen Validierung des Antriebes am eigens im Rahmen dieser Arbeit entwickelten und konstruierten Prüfstands. Um den Wert der gewonnenen Ergebnisse zu maximieren, wird die Planung, Durchführung und Auswertung der Versuche unter Berücksichtigung aller Gesetze der statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments, DoE) vollzogen. Das Ergebnis ist eine große Sammlung an Daten und Erkenntnissen, die eine möglichst effiziente Weiterentwicklung des Prototyps in Richtung Serienreife ermöglichen soll.

2 Problemanalyse

Voraussetzung für die erfolgreiche Erarbeitung eines Lösungskonzeptes ist ein tiefgreifendes Verständnis für die Problematik. Diesem Prozess der Problemanalyse wird im vorliegenden Kapitel Rechnung getragen.

2.1 Motivation

Neben der üblichen Klimatisierung des Fahrgastraumes ergeben sich mit dem steigenden Grad an Elektrifizierung weitere Aufgabenbereiche für das Thermomanagement im Fahrzeug. Elektrochemische Energiespeicher hoher Kapazität sind derzeit die einzige Möglichkeit, batteriebetriebene elektrische Fahrzeuge mit angemessener Reichweite auszustatten. Wenn bei niedrigen Außentemperaturen der Fahrgastraum beheizt werden soll, muss zusätzliche Energie aufgebracht werden. Diese kann hierbei jedoch nicht dem Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors entnommen werden, eine andere Lösung ist nötig. Die einfachste Variante wäre, elektrische Energie aus dem Speicher zu entnehmen und über eine Widerstandsheizung in Wärme umzuwandeln. Dies geschieht im besten Fall mit einem Wirkungsgrad von 100%, was trotzdem Einbußen in der Reichweite des Fahrzeuges von bis zu 50% zur Folge hat [4].

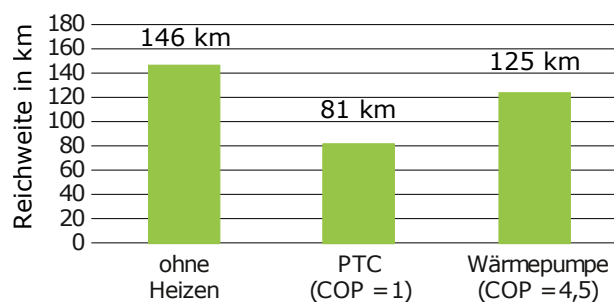


Abbildung 2.1: Vergleich der Reichweite eines vollelektrischen Fahrzeuges mit unterschiedlichen Heizsystemen [4].

Eine effizientere Alternative wird geschaffen, wenn der Kältekreislauf der Klimaanlage genutzt wird. Man nutzt nun die Leistung des Kondensators zur Beheizung des Innenraums. Durch eine

2.1 Motivation

solche Anlage können Leistungszahlen¹ von ca. $COP_H=4,5$ für das Heizen bzw. $COP_C=3,5$ für die Kühlung erreicht werden, was sich direkt im Verbrauch niederschlägt [4]. Abb. 2.1 stellt die Reichweiten von vollelektrischen Fahrzeugen ohne Heizung, mit elektrischer Widerstandsheizung (PTC) und mit Wärmepumpe gegenüber.

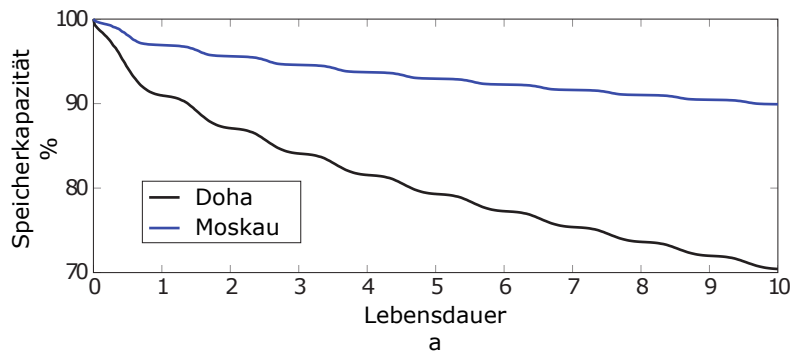


Abbildung 2.2: Kalendarische Alterung von Li-Ionen-Energiespeichern in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur und Sonneneinstrahlung an unterschiedlichen Einsatzorten [20].

Auch die nutzbare Speicherkapazität und der Wirkungsgrad des Ladens und Entladens von chemischen Energiespeichern hängen sehr stark von der Temperatur der Akkumulatoren ab. Noch stärker wiegt jedoch die Alterung, die durch ungünstige Temperaturen und Temperaturschwankungen in den Zellen begünstigt wird (Abb. 2.2). Aus diesem Grund werden die Kühlkreisläufe zur Konditionierung von Batterien in Elektrofahrzeugen immer aufwändiger. Abb. 2.3 macht deutlich, dass mit steigender Komplexität im Kreislauf immer mehr unabhängige *Expansionsventile* notwendig werden.

Um optimale Bedingungen für die elektronischen Bauteile zu schaffen, wird die Leistung der einzelnen Kühler durch separat angesteuerte Ventile gesteuert. So kann zu jedem Zeitpunkt sichergestellt werden, dass nur dort durch die Kondensatoren und Verdampfer Wärme abgegeben oder aufgenommen wird, wo dies erwünscht bzw. notwendig ist. Vorausgesetzt ist dabei, dass die Leistung entsprechend genau gesteuert werden kann. Wegen der höheren Anzahl an Ventilen müssen diese zudem klein und kostengünstig ausfallen. Um an einem Bauteil oder in der Fahrgastzelle sowohl kühlen als auch heizen zu können, muss das Ventil in beide Flussrichtungen funktionieren.

¹COP: Coefficient Of Performance, entspricht dem Quotienten aus nutzbarer Heiz- oder Kühlleistung zur zugeführten mechanischen bzw. elektrischen Leistung.

2.2 Stand der Technik

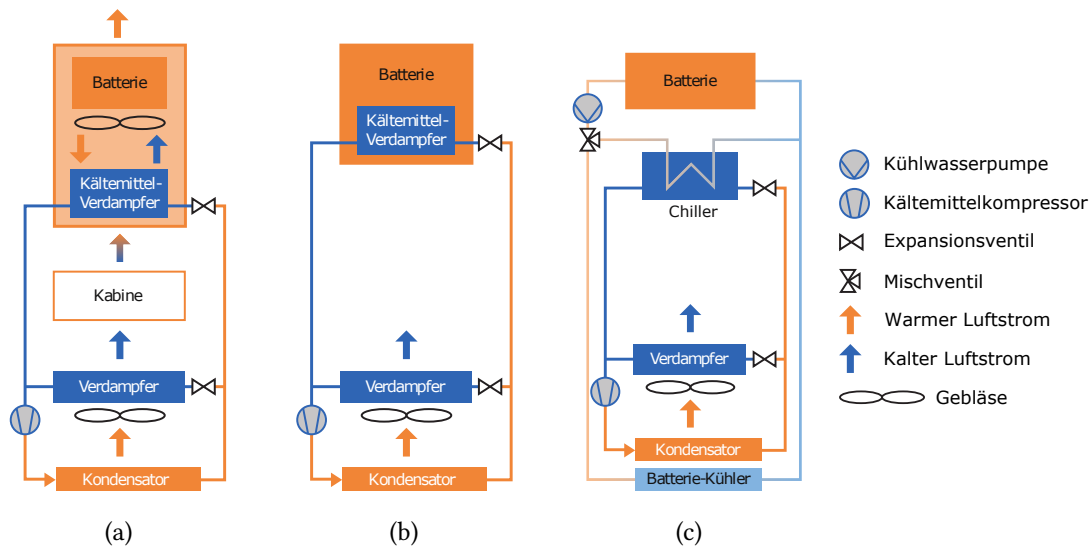


Abbildung 2.3: Konzepte zur Konditionierung von Li-Ionen-Batterien: a) Luftkühlung, b) Kältemittelkühlung, c) Kühlmittelkühlung, [19].

2.2 Stand der Technik

Als Kältemittelkompressoren werden heute in Fahrzeugen fast ausschließlich regelbare Taumelscheibenkompressoren verwendet. Die Fördermenge wird dabei durch die Kompressordrehzahl und das Hubvolumen bestimmt. Dieses wird durch Verstellung der Taumelscheibe verändert. Wenn das Hubvolumen so auf 0% gestellt werden kann, wird der Kompressor bei Fahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschine (VKM) direkt mit dessen Welle verbunden. Andernfalls wird der Kompressor mittels Magnetkupplung ge- und entkoppelt (Abb. 1.1, 2). In Fahrzeugen ohne VKM kann im Stillstand (z.B. an einer Ampel) mit Speicherverdampfern gearbeitet werden, welche die Unterbrechung des Kompressorbetriebs für bis zu 1 Minute ausgleichen [4].

Im Betrieb wird das Druckniveau im Kreislauf vom Verdichter konstant gehalten. Bei Änderung der geforderten Kühl- oder Heizleistung wird der entsprechende Massendurchfluss durch Anpassen des freien Querschnittes des Ventils eingestellt. Man unterscheidet zwischen zwei Typen von Expansionsventilen, die heute in Fahrzeugen hauptsächlich eingesetzt werden:

Thermostatisch geregelte Expansionsventile (TXV)

Wie bereits in Abschnitt 1 beschrieben sind TXV seit geraumer Zeit in PKW im Einsatz. Ein solches Ventil ist in Abb. 2.4 dargestellt. Durch die obere Bohrung fließt das gasförmige Kältemittel unter niedrigem Druck und überträgt seine Temperatur auf das Druckmedium, das sich

2.2 Stand der Technik

bei Temperaturerhöhung ausdehnt. Durch Bewegung des Druckstiftes wird der Blendenquerschnitt und damit der Massendurchfluss geregelt. Auf diese Weise wird eine mehr oder weniger konstante Überhitzung von einigen Kelvin sichergestellt, die dafür sorgt dass mit Sicherheit keine Flüssigkeitströpfchen im Kompressor landen und diesen beschädigen.

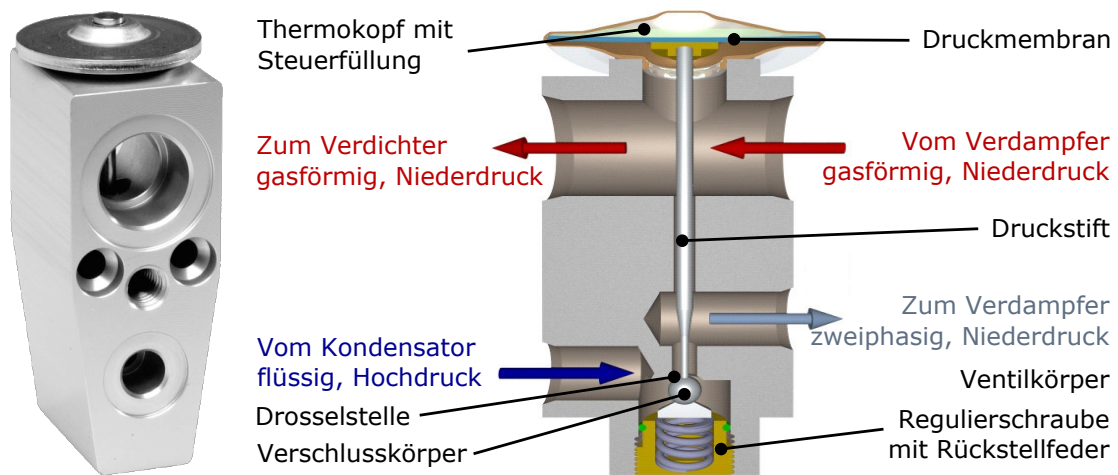


Abbildung 2.4: Thermostatisch geregeltes Expansionsventil für automotiv Anwendungen, Fa. Sanhua.

Ein aktiver Eingriff in die Regelstrecke oder eine Anpassung der Sollgröße ist mit diesem System nicht möglich. Da die Überhitzung zum Ausgleich von Ungenauigkeiten und Trägheit recht groß ausfällt, sinkt durch den verminderten Massenstrom und die schlechtere Wärmetauscher- ausnutzung der COP Wert [6].

Elektronisch geregelte Expansionsventile (EXV)

Um die Nachteile von TXV auszugleichen, geht der Trend seit einiger Zeit in Richtung EXV. Besonders bei stationären Systemen hoher Leistung machen sich die Mehrkosten aufgrund der hohen Flexibilität bald bezahlt.

Die in Abschnitt 2.1 beschriebenen Herausforderungen erfordern nun auch im Fahrzeug eine bessere Integration mittels elektronischer Kommunikation. Dazu kommen hier auch erschwerend die extremen Temperaturen im Motorraum und die durch den transienten Betrieb hervorgerufenen Temperaturgradienten. Trotzdem muss das Ventil über den gesamten Lebenszyklus zur Umwelt hin dicht sein.

Viele der führenden Unternehmen haben in den vergangenen Jahren EXV Baugruppen auf den Markt gebracht. Die meisten arbeiten mit Schrittmotoren und Getrieben, um die Stellkräfte auf

2.3 Gesamtkonzept des Ventils

den Verschlusskörper zu übersetzen. Dieser kann auf verschiedenste Weise ausgeführt sein, eine Übersicht gibt Abb. 2.5.

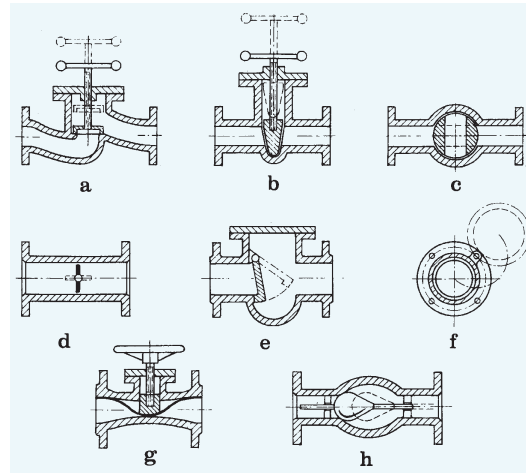


Abbildung 2.5: Grundformen der Verschlusskörper: a) und b) Sitzventile und Schieber, c) Hahnventil, d) und e) Klappen, f) Scheiben, g) Membranabschluss und h) tropfenförmige Körper [9].

Aufgrund des geringen Stellweges bzw. -winkels von Hähnen und Klappen (Abb. 2.5 c bis f) ist bei deren Betätigung eine hohe Übersetzung nötig, um ausgehend vom Aktor eine feine Auflösung und ausreichende Stellkräfte und -momente zu erreichen. Sitzventile und Schieber (a, b und g) erreichen durch die verwendeten Gewinde eine zusätzliche Übersetzung. Durch kegelige Ausführung der Sitzflächen wird der Stellweg bei kleinen Blendenquerschnitten verlängert, was weiter zur Auflösung beiträgt. Auch ist die interne Leckage zwischen Saug- und Druckseite geringer, da im Vergleich zu beispielsweise Kugelhähnen kleinere und weniger komplexe Dichtflächen beherrscht werden müssen. Aus diesem Grund fällt die Wahl des Verschlusskörpers auf einen Schieber mit kegeligem Ventilkolben.

Trotz großer Anstrengung gibt es derzeit kein EXV, das alle in Zukunft aufkommenden Anforderungen hinsichtlich Funktionalität, Packaging und Kommunikation im Fahrzeug erfüllt. Diese Lücke soll durch diese Neuentwicklung gefüllt werden.

2.3 Gesamtkonzept des Ventils

Grundlage für die Entwicklung des Stellantriebes ist das Ventilkonzept, in dem die für die Funktion notwendigen Baugruppen vereint sind. Ein Schnitt durch das neuartige Konzept ist in Abb. 2.6 dargestellt.

2.3 Gesamtkonzept des Ventils

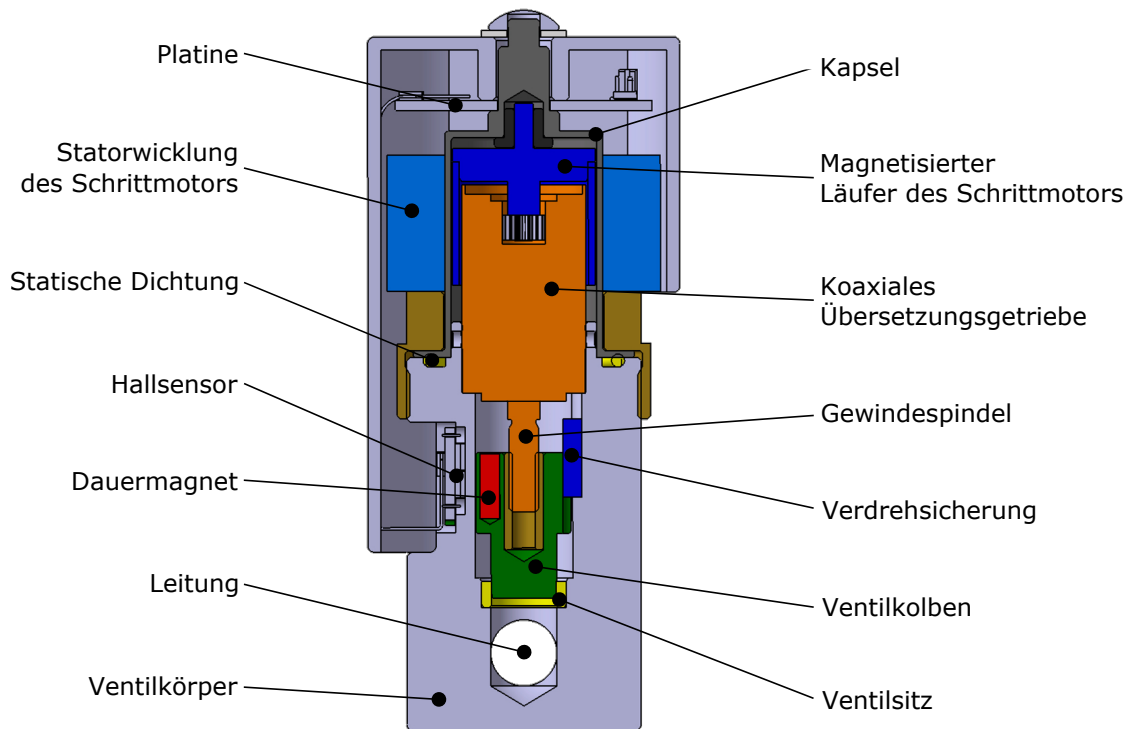


Abbildung 2.6: Gesamtkonzept des neu entwickelten EXV mit den wichtigsten Komponenten.

Als Antriebseinheit dient ein Schrittmotor. Der Vorteil bei dieser Art von Motor ist einerseits die Möglichkeit, geringe Schrittwinkel zu realisieren und verlässlich anzufahren, andererseits besitzen Schrittmotoren mit dauermagnetischen Läufern auch im nicht bestromten Zustand ein Haltemoment, das für die Beibehaltung der Position sorgt. Die Statorwicklungen erzeugen bei Stromfluss ein Magnetfeld, das sich durch Luft und Kapsel ausbreitet. Innerhalb der statisch abgedichteten Kapsel liegt der abwechselnd permanentmagnetisch polarisierte Rotor, der mit dem Magnetfeld des Stators interagiert. Gleichzeitig ist er mit dem Eingangsritzel des Umlaufgetriebes verbunden. Über das Getriebe wird die Drehbewegung untersetzt und das Drehmoment erhöht. Dies ist nötig, da das Motormoment alleine nicht für die Überwindung der Betätigungskräfte bzw. -momente ausreicht. Es kommen verschiedene Getriebearchitekturen in Frage, jedoch wird aufgrund der kompakten Bauweise und hohen Leistungsdichte² ein Umlauf- oder Planetengetriebe gewählt. Am Getriebeausgang ist eine Gewindespindel angeschlossen. Über das Gewinde wird die Drehbewegung in eine axiale Stellbewegung des Ventilkolbens umgewandelt, ein Passstift hemmt die Drehung des zylindrischen Kolbens mit konischer Dichtfläche. Die Position des Verschlusskörpers kann aus der magnetischen Flussdichte berechnet werden, der vom integrierten Dauermagneten aus auf den Hallsensor trifft. Dieser Sensor

²Wird durch die Leistungsaufteilung auf mehrere Planeten erreicht.

2.4 Anforderungen an den Stellantrieb

sitzt mit allen zur Motoransteuerung nötigen Bauteilen auf einer gemeinsamen Platine. Zur Temperaturkompensation und zur Erhöhung der Empfindlichkeit können zwei Sensoren in Differenzanordnung angeschlossen werden.

Für dieses Gesamtkonzept sollen im Rahmen dieser Arbeit systematisch die geeigneten Antriebskomponenten entworfen und ausgewählt werden, um allen Anforderungen seitens Kunde, Anwender und Gesetzgeber zu entsprechen.

2.4 Anforderungen an den Stellantrieb

Ziel ist die Entwicklung eines Antriebstranges zur Übertragung und Wandlung der *elektrischen* Energie aus dem PKW-Bordnetz über einen Schrittmotor und ein Getriebesystem in eine *lineare* Stellbewegung des Ventilkolbens. Diese Wandlung kann analog zu den mechanischen Baugruppen folgendermaßen geteilt betrachtet werden:

1. Umwandlung der elektrischen in mechanische Energie mittels eines Schrittmotors
2. Übertragung der rotatorischen Motorbewegung auf eine rotatorische Spindelbewegung unter Wandlung von Drehzahl und Drehmoment mittels eines koaxialen Umlaufgetriebes
3. Übertragung der rotatorischen Spindelbewegung auf eine lineare Kolbenbewegung mittels Bewegungsgewinde

Aus diesen allgemeinen Vorgaben werden mehrere Antriebskonzepte abgeleitet und jenes mit dem größten Potential ausgewählt, um in Zukunft möglichst alle Einsatzszenarien abdecken zu können. Das Konzept wird in einem Prototypen umgesetzt und dieser wird anschließend am Prüfstand validiert.

Dafür ist eine systematische Herangehensweise im Entwicklungsprozess unbedingt notwendig. Diese erfordert im ersten Schritt eine gründliche Analyse der Anforderungen an das Produkt. Diese Anforderungen werden im folgenden Kapitel erhoben und genauer beschrieben.

2.4.1 Funktionelle Anforderungen aus Sicht des Kunden

Die Funktionen und Eigenschaften des Produktes müssen in erster Linie dem oder den Kunden genügen. Die Anforderungen werden in den Lastenheften der OEMs³ festgehalten. Auf dieser Grundlage wird eine Anforderungsliste erstellt, die möglichst alle gewünschten Eigenschaften enthält und sich bei divergierenden Angaben an die strengsten Werte hält. Die folgende Auflistung beinhaltet lediglich eine Auswahl aus einer Vielzahl von Forderungen.

³Original Equipment Manufacturer; Erstausrüster oder Fahrzeughersteller in der Automobilindustrie.

2.4 Anforderungen an den Stellantrieb

Hauptfunktion

Das Ventil arbeitet als Expansionsorgan im Kältemittelkreislauf, wobei die Entspannung des Kältemittels durch teilweise Öffnung eines Blendenquerschnittes realisiert wird. Die lineare Position des Ventilkolbens wird durch ein externes Regelsignal vorgegeben und soll in der einen Endlage vollständige Dichtheit gewährleisten und in der anderen den vorgegebenen Massenstrom ermöglichen.

Bidirektionalität

Zur Abbildung von sowohl konventionellem Kältekreislauf als auch Wärmepumpe muss die Funktion auch bei Umkehrung der Durchflussrichtung uneingeschränkt gegeben sein.

Kältemittel

Zur Schaffung eines Wettbewerbsvorteils sollen alle gängigen Kältemittel (siehe Tabelle 3.1) mit ihren spezifischen Druckbereichen einsetzbar sein, wobei die Auslegung des Antriebes zunächst auf **R1234yf** beschränkt wird.

Druckbereich

Basierend auf den Eigenschaften von R1234yf ergeben sich Arbeitsdrücke von ca. 32 bar (Wärmepumpe) bzw. 27 bar (konventionelle AC) bei einem Prüfdruck von 52 bar. Um den Einsatz von R744 zu ermöglichen, ist die mechanische Auslegung auf 340 bar Berstdruck notwendig.

Öl

Zur Schmierung des Kompressors wird PAG⁴, POE⁵ oder eine Mischung daraus verwendet.

⁴Vollsynthetische, hygroskopische Öle auf Basis von Polyalkylenglykol.

⁵Öle auf Polyester-Basis.

2.4 Anforderungen an den Stellantrieb

Stromlose Ruheposition

Zur Minimierung des Energieverbrauches des Aktors soll die Beibehaltung der Ventilstellung auch ohne Stromzufuhr gegeben sein. Dies kann entweder durch Selbsthemmung, oder durch das Rastmoment des Schrittmotors realisiert werden. Zu beachten ist dabei, dass diese Funktion auch bei Vibrationen erfüllt werden muss.

Kennliniencharakteristik

Das Verhältnis zwischen Massendurchfluss und Ventilöffnung soll einen flachen Teil bei niedriger Öffnung und einen steileren „Boost“-Teil bei weiter geöffnetem Ventil besitzen, Abb. 2.7. Die beiden Teilbereiche müssen möglichst linear sein (Linearitätsabweichung $\leq 4\%$) und der Übergang zwischen den Bereichen soll stetig verlaufen. Der flache Bereich dient dazu, um im Normalbetrieb der Klimaanlage bei geringen Kälteleistungen diese möglichst fein regeln zu können. Der Boost-Betrieb kommt bei Inbetriebnahme des Fahrzeuges nach Stillstand (z.B. in der Sonne) zum Einsatz oder wenn extreme Bedingungen herrschen (sehr warme Außenluft oder hohe Verlustleistung in der Elektronik von BEV). Auch wenn andere Kennlinienverläufe möglich und sinnvoll wären (z.B. progressiv), so ist diese Charakteristik explizit vom Kunden gewünscht und im Lastenheft festgelegt.

Messung der Ventilposition

In den immer komplexer werdenden Kältemittelkreisläufen ist die Kenntnis der Zustände im System von höchster Bedeutung. Um den Regelkreis zu schließen muss eine Regelgröße gemessen und mit einem Sollwert verglichen werden. Eine weitere Funktion ist die Erkennung von Störungen und Fehlfunktionen. Aus diesem Grund soll in der Neuentwicklung ein System zur Messung der absoluten Ventilposition integriert werden. Das bedeutet, dass die Position zu jedem Zeitpunkt –also auch nach Stromunterbrechung und bei Systemstart– ohne Durchführung einer Referenzbewegung feststellbar sein muss. Um von der Kolbenposition auf den Massenstrom rückschließen zu können, ist eine hohe Wiederholgenauigkeit (Hysterese $\leq 0,25\%$ vom Maximalwert) erforderlich.

Auflösung

Der gesamte Stellweg soll in mindestens 1000 Einzelschritte aufgelöst werden, wodurch insbesondere der Bereich niedrigen Durchflusses (Abb. 2.7 links) sehr genau einstellbar ist. Somit ergibt sich eine Wegauflösung von etwa $\Delta s \leq 0,005$ mm. Wenn der maximale Durchfluss z.B.

2.4 Anforderungen an den Stellantrieb

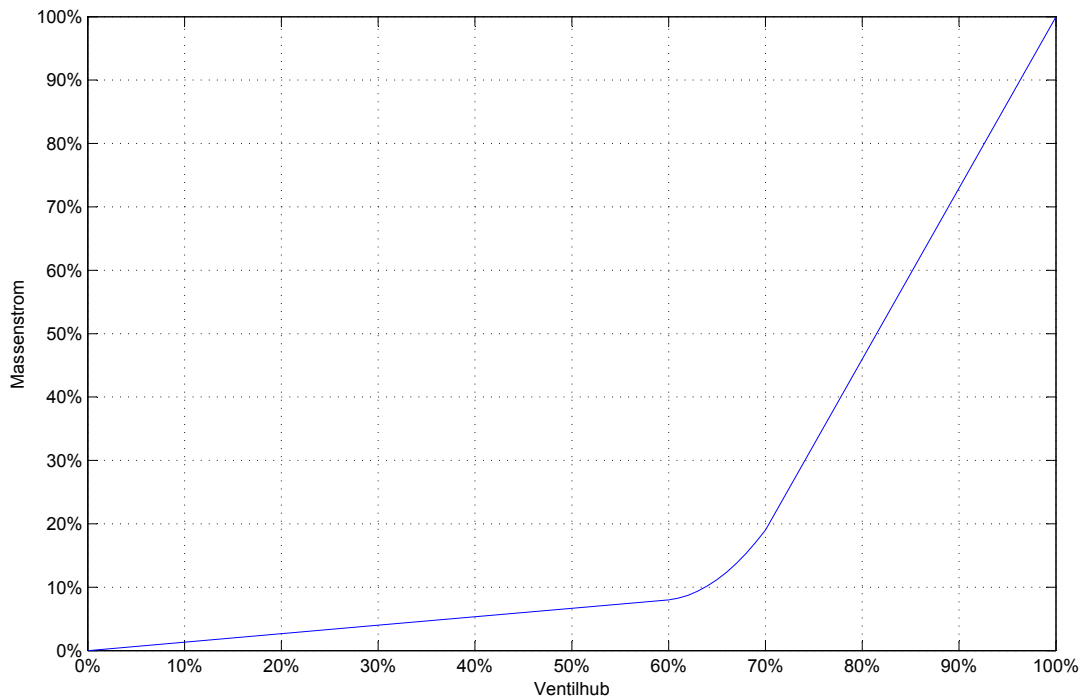


Abbildung 2.7: Verlauf der idealen Ventilkennlinie.

200 kg/h beträgt, so entspricht die Auflösung im niedrigen Durchflussbereich nach Kennlinie Abb. 2.7 etwa 0,03 kg/h pro Schritt. Diese Vorgabe ist bei der Auslegung von Motor und Antriebsspindel zu beachten.

Diagnosefähigkeit

Die Kommunikation, Steuerung und Überwachung des Ventilsystems muss über das Bus System LIN (Local Interconnect Network) bewerkstelligt sein. Die dafür nötige Hardware und Software muss im Ventil integriert sein.

Akustik

Weder die durch die Stellbewegung verursachten, noch Strömungsgeräusche dürfen im Fahrgastraum wahrnehmbar sein.

2.4 Anforderungen an den Stellantrieb

Leckage

Die innere Leckage⁶ soll bei < 5 g/h liegen. Die kritischere äußere Leckage⁷ wird vielfach nicht höher als $\leq 0,2$ g/a beziffert. Aus diesem Grund ist eine Kapselung der fluidführenden Komponenten sinnvoll.

Lebensdauer

Die auf die Fahrzeug-Laufleistung bezogene Lebensdauer beträgt 300.000 km. Die Anzahl der Zyklen sind dabei stark abhängig vom Regelalgorithmus. Als Anhalt können etwa 200.000 - 250.000 Auf-/Zu-Zyklen genommen werden, wobei nur bei etwa 20% davon der volle Ventilweg abgefahren wird. Eine genauere Definition des Kollektivs muss im Rahmen der Erprobung im Fahrzeug vorgenommen werden.

Stromaufnahme

Die nominale Stromaufnahme soll ≤ 350 mA betragen. Der maximale Einschaltstrom darf 500 mA nicht übersteigen.

Maße

Aufgrund des beschränkten Platzangebotes im Automobil ist das System möglichst kompakt zu gestalten. In Zukunft wird auch die Anzahl der Expansionsorgane innerhalb eines Kältekreislaufes steigen (siehe Abb. 2.3), weshalb die Baugröße zu einem noch stärkeren Kaufargument für den Fahrzeughersteller wird.

2.4.2 Allgemeine Anforderungen an elektromechanische Systeme im Automobil

Neben den Anforderungen laut Lastenheft gelten die in der Automobilindustrie angewandten und akzeptierten Normen. Als wichtigste Norm sei [ISO 16750] genannt, in der die Anforderungen an elektrisches und elektronisches Gerät im Automobil definiert wurden. Diese umfassen unter anderen

⁶Leckstrom, der das Gehäuse des Gerätes nicht verlässt, jedoch aber beispielsweise von Druckseite zu Saugseite über nicht vorgesehene Wege fließt.

⁷Leckstrom, der aus dem Gerät austritt und somit in die Umwelt gelangt.

2.4 Anforderungen an den Stellantrieb

- Mechanische Anforderungen
- Thermische Anforderungen
- Chemische Anforderungen
- Umweltschutz und
- Elektromagnetische Verträglichkeit.

Einige der sich daraus ergebenden Anforderungen werden im Folgenden kurz beschrieben.

Vibrationen

Einerseits muss die Position des Ventilkolbens auch unter Vibrationen stromlos gehalten werden, um die Funktion zu erfüllen. Auf der anderen Seite muss sichergestellt werden, dass kein elektrisches oder elektronisches Bauteil zu Schaden kommt oder Steckverbindungen sich lösen. Dominante Schwingungsfrequenzen und -amplituden kommen durch die Motordrehzahl und deren Oberwellen, Fahrbahnunebenheiten und alle durch die Stellbewegung selbst induzierten Schwingungen zustande. Die Anforderungen und deren Prüfbedingungen sind genauer in den folgenden Normen beschrieben: [ISO16750-3]; [IEC60068-2].

Thermische Anforderungen

Für im Automobil untergebrachte Bauteile werden verschiedene (Umgebungs-) Temperaturbereiche (Klasse A bis Klasse P, zusätzlich Klasse Z) definiert. Je nach Einsatzort des Gerätes müssen Temperaturen von $-20 \dots 65^{\circ}\text{C}$ (Klasse A) bis $-40 \dots 160^{\circ}\text{C}$ (Klasse P) nachweislich ertragen werden können. Da in den meisten Systemen abzuführende Verlustwärme anfällt, liegen die Bauteiltemperaturen (insbesondere bei elektronischen Schaltungen) deutlich darüber. Für das betrachtete im Motorraum untergebrachte Ventil ist ein Umgebungstemperaturbereich von $-40 \dots 130^{\circ}\text{C}$ (Klasse L) vereinbart. Die Definition von extremen Lagertemperaturen bedürfen einer eigenen Betrachtung, auf die hier nicht weiter eingegangen wird. Auch der Resistenz gegen extreme Temperaturschwankungen muss Rechnung getragen werden, für weitere Informationen siehe auch: [ISO 16750-4]; [IEC 60068-2].

Chemische Anforderungen

Chemische Belastungen werden hauptsächlich durch schmutziges und salzhaltiges Spritzwasser, Staub und Schmutz, Öle und Kraftstoffe und Reinigungsmittel verursacht [3]. Andererseits muss natürlich die Widerstandsfähigkeit gegen die verwendeten Kältemittel und die beigemischten Kompressoröle gegeben sein. Durch entsprechende Maßnahme können Schäden –beispielsweise

2.5 Abgeleitete Anforderungen an das Stellgetriebe

durch Korrosion oder UV-Versprödung– vermieden werden. Zum Thema chemische Anforderungen in Fahrzeugen, Dichtheit (IP-Klassen) und Prüfverfahren siehe: [ISO 16750-5]; [IEC 60068-2]; [DIN 60529]; [DIN 40050-9]; [ASTMB 117]; [ISO 9227]; [VDA 75202].

Umweltschutz

Die geforderte Einhaltung von Umweltschutzrichtlinien wie RoHS⁸ und WEEE⁹ soll hier nur kurz erwähnt werden. Weiterführende Normen: [EU 02-95]; [EU 02-96]; [EU 00-53].

Elektromagnetische Verträglichkeit

Die äußerst wichtige Eigenschaft der elektromagnetischen Verträglichkeit (EMV) stellt sicher, dass das elektrische oder elektronische Gerät in ihrer elektromagnetischen Umgebung funktioniert, ohne dass es andere Geräte in ihrer Funktion stört¹⁰. Das heißt, es soll sich weder als *Störquelle*, noch als *Störsenke* verhalten. Koppelungsmechanismen zwischen Quelle und Senke können Felder, Leitungen oder elektrostatische Entladungen sein. Besonders gefährdet sind Messgeräte, die analoge Signale verarbeiten oder übertragen. Elektromagnetische Einstreuung kann hier zu groben Messfehlern oder sogar Defekt des Systems führen. Eine Vielzahl an Normen und Richtlinien beschäftigen sich mit EMV, eine Übersicht gibt z.B. [3], explizit seien hier noch die seit 2009 für Messtechnik verbindlichen Richtlinien [2004/104/EG] und [2005/83/EG] erwähnt.

2.5 Abgeleitete Anforderungen an das Stellgetriebe

Gegenstand dieser Arbeit ist das Antriebsystem. Schränkt man die Betrachtung auf dieses ein, so können spezifischere Anforderungen formuliert werden, die eine Entscheidung zwischen mehreren Antriebs ermöglichen:

- Selbsthemmung des Ventilantriebes
- Möglichkeit zur Positionsmessung
- Geringes Spiel im Antriebsstrang
- Geringe Verzahnungsgeräusche
- Kleine Abmaße und niedriges Gewicht
- Hohe Stellgeschwindigkeit

⁸Restriction of Hazardous Substances.

⁹Waste Electrical and Electronic Equipment.

¹⁰Siehe auch Definition gemäß [Din 57870].

2.6 Gewichtung der Anforderungen - Paarweiser Vergleich

- Niedrige Bauteilanzahl und viele Gleichteile
- Hoher Antriebswirkungsgrad

2.6 Gewichtung der Anforderungen - Paarweiser Vergleich

Um im nächsten Schritt die Lösungskonzepte anhand ihrer Eignung zur Erfüllung der erhobenen Anforderungen zu vergleichen und zu bewerten, muss festgelegt werden, welche Gewichtung diesen im Einzelnen zugeschrieben wird. Dafür gibt es mehrere Verfahren, in diesem Fall wird der paarweise Vergleich angewandt.

Dabei werden jeweils zwei Anforderungen A und B miteinander verglichen und es wird möglichst objektiv und funktionsbezogen entschieden, ob diese Anforderungen gleichwertig sind (jeweils 0,5 Punkte für A und B) oder ob die Erfüllung von A als wichtiger eingeordnet wird als die Erfüllung von B (1 Punkt für A, 0 für B). Die so erreichten Punkte werden summiert und auf die Summe aller vergebenen Punkte bezogen. Die Summe aller Gewichtungen ergibt dann wiederum 100%.

Die Bewertung wurde als Team durchgeführt, wobei jeder Punkt offen diskutiert wurde. Dies sollte ein möglichst objektives Ergebnis unter Berücksichtigung aller Gesichtspunkte absichern.

	Stromlos in jeder Position verharrend	Ventilposition messbar	Getriebeispiel minimieren (Regelgüte sicherstellen)	Geforderte Verstellzeit einhalten	Akustikanforderungen einhalten	Niedriges Gewicht	Bauteilanzahl minimieren	Getriebedurchmesser minimieren	Getriebebelänge minimieren	Hoher Getriebewirkungsgrad	Gewichtung [%]
1 → wichtiger 0,5 → gleichwertig 0 → unwichtiger											
Stromlos in jeder Position verharrend	1,0	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	17,27%
Ventilposition messbar	0,5	1,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,45%
Getriebeispiel minimieren (Regelgüte sicherstellen)	1,0	0,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	16,36%
Geforderte Verstellzeit einhalten	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	0,0	1,0	0,5	0,0	8,18%
Akustikanforderungen einhalten	1,0	1,0	1,0	0,0	1,0	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	11,82%
Niedriges Gewicht	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5	1,0	2,73%
Bauteilanzahl minimieren	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	1,0	1,0	0,0	0,5	6,36%
Getriebedurchmesser minimieren	1,0	1,0	1,0	0,0	0,5	0,0	0,0	1,0	0,0	0,0	11,82%
Getriebebelänge minimieren	1,0	1,0	1,0	0,5	1,0	0,5	1,0	1,0	1,0	0,0	5,45%
Hoher Getriebewirkungsgrad	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	0,5	1,0	1,0	1,0	4,55%

Tabelle 2.1: Ergebnis aus dem paarweisen Vergleich.

2.6 Gewichtung der Anforderungen - Paarweiser Vergleich

Anschaulich kann die Bewertung auch mittels Balkendiagramm dargestellt werden, woraus die kritischen Funktionen deutlich sichtbar werden (Abb 2.8). Die rot markierten Positionen werden als besonders wichtig eingestuft ($\geq 15\%$), ihnen ist besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Man erkennt, dass großer Wert auf die Beibehaltung der aktuellen **Ventilposition** ohne Stromzufuhr gelegt werden muss. Bei der Auslegung des Antriebskonzeptes sollte daher ein Selbsthalte Mechanismus vorgesehen werden. Des Weiteren ist die **Regelbarkeit** sicherzustellen. Da jedes Spiel im Antrieb eine Totzeit im regelungstechnischen System darstellt, ist diese Forderung nur bei begrenztem Gesamtspiel zu erfüllen [24]. Sollte die Minimierung des Spiels mechanisch nicht möglich sein, so sollte zumindest ein Ausweg mit Hilfe der Software gesucht werden. Besonders ein gewisses Maß an Umkehrspiel ist bei Änderung der Richtung des Drehmoments nicht vermeidbar. Die **Positionsmessung** ist eine weitere wichtige Funktion. Da aber viele Möglichkeiten zur Unterbringung der benötigten Sensorik bestehen, ist dieser Punkt nicht besonders kritisch anzusehen (siehe Kapitel 2.3). Bemerkenswert ist auch die relativ unkritische Bewertung für Bauteilzahl.

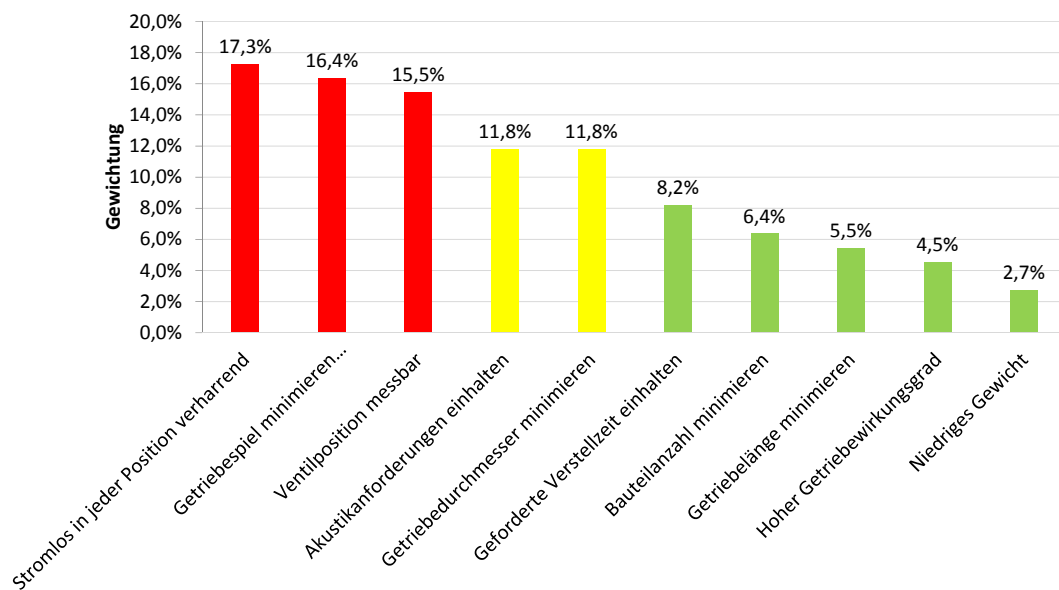


Abbildung 2.8: Bewertung und Vergleich der Eigenschaften des Ventilantriebes.

3 Technische Grundlagen

Die einzelnen Komponenten des Antriebes stellen für sich allein schon relativ komplexe Systeme dar. Um ein optimales Zusammenspiel dieser Komponenten im Gesamtsystem zu gewährleisten ist es daher umso wichtiger, die Funktionen und Eigenschaften dieser Komponenten und deren Schnittstellen zu verstehen und zu analysieren.

Weiters sollen in diesem Kapitel die Grundlagen der statistischen Versuchsplanung aufgearbeitet werden. Diese bilden die Basis für die systematische Validierung des Ventiltriebs auf dem Prüfstand.

3.1 Kältekreislauf

Die Funktion einer Kälteanlage beruht auf der Erzeugung von (räumlich getrennten) Wärmequellen und -senken. Die Realisierung dieser mit Hilfe von Kältemitteln soll im vorliegenden Abschnitt kurz erklärt werden.

3.1.1 Thermodynamischer Kreisprozess

Die wichtigsten Komponenten einer Kälteanlage wurden bereits in Abb. 1.1 aufgelistet. Dies ist der einfachste Aufbau, moderne Anlagen verfügen über weitere Komponenten zur Erhöhung der Effizienz (z.B. innere Wärmeübertrager) und Überwachung bzw. Regelung des Betriebs (z.B. Sensoren). Für das allgemeine Verständnis ist die Betrachtung dieses Minimalbeispiels jedoch geeignet. Der schematische Aufbau des Kreislaufes ist in Abb. 3.1a abgebildet.

Durch den Verdichter wird das gasförmige Kältemittel **1** auf ein hohes Druck- und Temperaturniveau p_K gebracht, **2**. Der Verlauf dieser Zustandsänderung wird im *idealen Vergleichsprozess* als *Isentrope* angenähert. Im Kondensator gibt das Kältemittel Wärme an ein anderes Medium ab (bei PKW meist Außenluft, siehe Abb. 1.1) und kondensiert dabei vollständig. Anschließend wird das flüssige Kältemittel **3** im Expansionsventil auf geringen Druck p_V entspannt, was im Vergleichsprozess durch eine *Isenthalpe* beschrieben werden kann. Das nun teilweise flüssige

3.1 Kältekreislauf

und gasförmige Medium 4 wird unter Wärmezufuhr aus dem Zuluftstrom in die Fahrgastzelle vollständig verdampft, bevor es wieder dem Kompressor zugeführt wird.

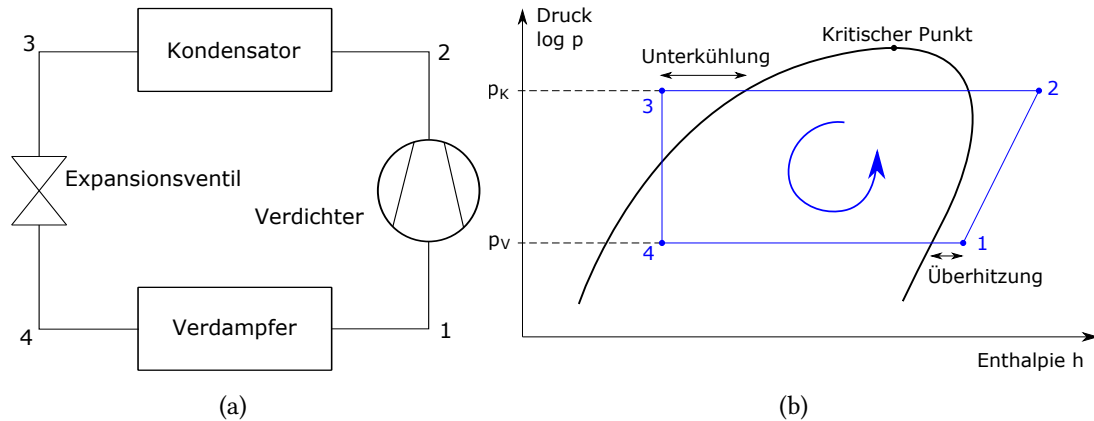


Abbildung 3.1: a) Die wichtigsten Komponenten eines einfachen Kältekreislaufs und b) die qualitativen Zustandsänderungen im p/h-Diagramm.

Abb. 3.1b zeigt qualitativ die beschriebenen Zustandsänderungen dieses idealisierten Vergleichsprozesses. Deutlich eingetragen sind auch die Unterkühlung im flüssigen Zustand und die Überhitzung im gasförmigen. Die Überhitzung ist notwendig, um sicherzustellen, dass keine Tröpfchen in den Verdichter gelangen und diesen beschädigen. Für eine detailliertere Beschreibung sei an dieser Stelle auf entsprechende Literatur verwiesen, wie [6].

3.1.2 Eigenschaften der Kältemittel

Zur Verwendung in Kältekreisläufen kommen verschiedene Kältemittel in Frage. Sie unterscheiden sich in vielen Eigenschaften, wobei die limitierenden Faktoren meist vom Umweltschutz herrühren (Ozonabbaupotential in der Stratosphäre, Treibhauseffekt) oder sicherheitsbedingt sind (Gesundheitsverträglichkeit, Brennbarkeit, Explosivität). Aus erstgenanntem Grund wurden zwischen 1987 und 1995 die vollhalogenierten Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) verboten, ab 2014 auch die teilhalogenierten (HFCKW). Ab 2017 dürfen in Europa keine Kältemittel mehr in neuen Fahrzeugen eingesetzt werden, die ein Treibhauspotential (Global Warming Potential) $GWP > 150$ aufweisen¹. In diese Kategorie fällt auch das weitverbreitete R134a mit einem GWP von 1430 [11, 8]. In Tabelle 3.1 sind beispielhaft einige Kältemittel und ihre physikalischen und umweltrelevanten Eigenschaften aufgeführt.

¹EU-Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlamentes vom 17. Mai 2006.

3.2 Schrittmotor

Name	Kurzbez.	GWP ^a	Schmelztemperatur ^b	Siedepkt. bei 1,013 bar ^b	Verdampfungswärme bei 1,013 bar ^d	Krit. Druck ^b	HF-Bildung ^a
			°C	°C	<i>kJ/kg</i>	<i>bar</i>	
Tetrafluorethan	R134a	1430	-101,0	-26,1	217	40,6	Ja
Propan	R290	3	-187,7	-42,1	425	42,5	Nein
Isobutan	R600a	3	-159,4	-11,7	367	37,2	Nein
1,1-Difluorethan	R152a	124	-117,2	-25,0	326	44,9	Ja
Kohlendioxid	R744	1	- ^e	- ^e	- ^e	73,8	Nein
2,3,3,3-Tetrafluorpropen	R1234yf	4	-152,2	-29,0	180	33,8	Ja

^a Bildung von Flusssäure, [11]

^b GESTIS Stoffdatenbank, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung

^c Produktdatenblätter von Climalife Groupe Dehon

^d [2]

^e Keine Daten bei den gegebenen Bedingungen

Tabelle 3.1: Eigenschaften einiger Kältemittel.

Aufgrund der neuen Vorschriften wurde 2009 das Kältemittel R1234yf vorgeschlagen. Bestehende, auf R134a basierende Anlagen lassen sich mit relativ wenig Aufwand auf R1234yf umrüsten und das GWP ist mit einem Wert von 4 sehr gering. Jedoch ist der Betrieb weniger effizient als mit R134a und ein Betrieb innerhalb einer Wärmepumpe (beispielsweise in einem Elektrofahrzeug, siehe Kapitel 2) ist nur bis knapp unter 0°C möglich [11].

Weiters wurden im Rahmen von mehreren Untersuchungen u.a. vom deutschen Umweltbundesamt, dem Kraftfahrt-Bundesamt und der Daimler AG die Gefahr der Entstehung von giftiger Flusssäure (Fluorwasserstoff, kurz: HF) und Carbonylfluorid bei der Entzündung von 2,3,3,3-Tetrafluorpropen nachgewiesen [27, 14]. Aus diesen Gründen wird die Entwicklung von Klimaanlage und Wärmepumpen mit R744 (CO₂) als Kältemittel nun wieder verstärkt vorangetrieben. Es besticht durch gesundheitliche Unbedenklichkeit und den geringen Auswirkungen auf die Umwelt. Jedoch müssen derartige Anlagen bei bis zu zehnfach höheren Drücken (meist sogar überkritisch) betrieben werden als jene mit R134a, weshalb eine grundlegende Neukonstruktion der Anlage nötig wird [8]. Die Anforderungen an Kompressor und Ventile bezüglich Bauteilbelastung und Dichtheit sind enorm, was sich auf den Entwicklungsaufwand und die Systemkosten auswirkt. Trotzdem ist es bereits einigen Herstellern gelungen, Fahrzeuge und Anlagenkomponenten zur Verwendung in CO₂-Kreisläufen vorzustellen und erfolgreich zu erproben [26].

3.2 Schrittmotor

Zur Bewegung des Verschlusskörpers des Ventils gegen Kältemitteldruck und Reibung ist Energie nötig, die dem elektrischen Netz des Fahrzeuges entnommen werden kann. Zur Umwandlung dieser elektrischen in mechanische Energie eignen sich Schrittmotoren besonders gut, da sie eine

3.2 Schrittmotor

genaue Positionierung zulassen, ein Selbsthaltungsmoment im unbestromten Zustand aufweisen² und keine Verschleißteile wie etwa Kohlebürsten besitzen. Im Gegensatz zu Gleichstrommotoren lassen sich Stator und Rotor voneinander abkapseln.

3.2.1 Aufbau und Funktion

Als Antrieb wird ein *bipolarer Wechselfoltschrittmotor in Klauenpolbauweise* eingesetzt, da diese Bauart sehr einfach und kostengünstig aufgebaut ist und die Anzahl der Schritte pro Umdrehung ausreichend ist. Der Aufbau eines solchen Motors ist schematisch in Abb. 3.2a dargestellt. Der Läufer ist als in axialer Richtung magnetisierter Ring oder Zylinder ausgebildet, wobei sich die Orientierung der Pole am Umfang abwechselt (Abb. 3.2b). Die wechselnden Statorfelder werden durch die beiden Wicklungen A und B erzeugt und über die um eine halbe Polteilung versetzten Klauen an den entsprechenden Positionen konzentriert.

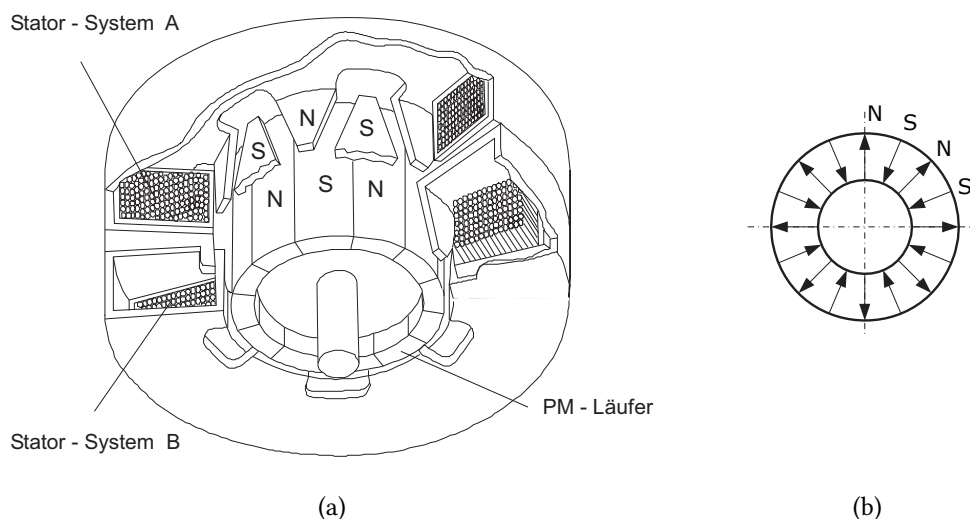


Abbildung 3.2: a) Aufbau eines Wechselfoltschrittmotors und b) permanentmagnetischer Ringläufer mit den magnetischen Vorzugsrichtungen, [1].

Schrittmotoren arbeiten nach einem ähnlichen Prinzip wie *Synchronmaschinen*, mit den gleichen Vor- und Nachteilen bezüglich des Verhaltens bei Überlastung im Arbeitspunkt: Der Läufer dreht sich im stationären Betrieb mit der Drehfrequenz des Erregerfeldes, wobei durch das Lastmoment ein *Lastwinkel* $\Delta\varphi$ entsteht. Dieser Winkel kann bei Positionieraufgaben auch als Winkelfehler betrachtet werden und ist abhängig von der Last und der *Steifigkeit* des Schrittmotors, also von der Steigung der Momentenkennlinie in der unbelasteten Position (Abb.

²Gilt nur für Bauarten mit permanentmagnetischen Läufern.

3.2 Schrittmotor

3.3b). Die Winkelgeschwindigkeit des Erregerfeldes beträgt

$$\omega = \frac{f_S}{z \cdot m_S} \cdot 2\pi \quad (3.1)$$

mit der Schrittfrequenz f_S in Hz, der Phasenzahl m_S und der Zähne- bzw. Klauenzahl z .

3.2.2 Drehmomentcharakteristik

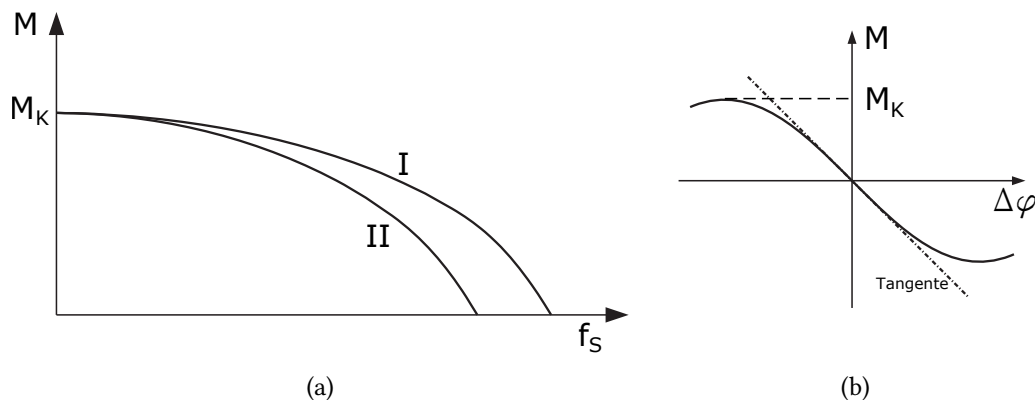


Abbildung 3.3: a) Drehmomentcharakteristik über der Schrittfrequenz bei I) eingprägtem Strom und II) eingprägter Spannung. b) Drehmoment und Lastwinkel im stabilen Arbeitspunkt, angenähert durch eine Gerade [1].

Stator und Läufer bilden ein schwingendes System. Bei jedem Schritt ändern sich die Spannungen in den Erregerwicklungen sprunghaft und damit auch die Ströme und das Magnetfeld³. Durch die Magnetkraft wird der Läufer beschleunigt und schwingt abhängig von Schrittfrequenz, Resonanzfrequenz und Dämpfung (Reibung) mehr oder weniger weit über die neue Solllage hinaus, da sich erst dann ein negativer Lastwinkel und damit ein negatives Drehmoment ausbildet (Abb. 3.3b). Dies unterscheidet ihn vom klassischen Synchronmotor, bei dem sich das Drehfeld kontinuierlich dreht und durch die Summe der Vektoren der einzelnen sinusförmigen Strangfeldern entsteht.

Werden die Erregerwicklungen einzeln abwechselnd bestromt, so ergibt sich der sogenannte *Vollschritt* zu

$$\gamma_{\text{voll}} = \frac{360^\circ}{z \cdot m_S} \quad (3.2)$$

Durch zeitgleiche Bestromung von zwei benachbarten Wicklungen kann zwischen diesen Schritten ein weiterer stabiler Zustand eingestellt werden, man spricht von *Halbschritten*. Eine weitere Verringerung des Schrittwinkels lässt sich durch Änderung der Sprungamplituden

³Der Strom steigt beim Anlegen einer Spannung abhängig von Spuleninduktivität und Widerstand mehr oder weniger schnell auf seinen Endwert an: $U = L \cdot \frac{dI}{dt}$.

3.3 Bewegungsgewinde

der Erregerströme erreichen (elektronische Schrittteilung oder *Mikroschrittbetrieb*, [1]). Ein wesentlicher Vorteil dieser Betriebsart ist die stark verminderte Schwingungs- und damit auch Geräusentwicklung, weshalb sie auch im betrachteten Konzept angewandt werden soll.

Wird der Rotor über das Kippmoment M_K belastet, so kippt er in den benachbarte stabilen Arbeitspunkt. Der Motor verliert also Schritte oder „gerät außer Tritt“. Dies sollte bei Positionieraufgaben vermieden werden, besonders dann, wenn es sich um ein gesteuertes System ohne Feedback handelt⁴. Im Englischen wird das Kippmoment bei drehendem Rotor auch *Pull Out Torque* genannt. Der Verlauf des Drehmomentes über die Schrittfrequenz ist in Abb. 3.3a qualitativ dargestellt.

3.3 Bewegungsgewinde

Das Gewinde der Spindel spielt eine wichtige Rolle im Antriebssystem, da es die rotatorische Bewegung am Getriebeausgang in eine lineare Stellbewegung des Ventilkolbens umwandelt und gleichzeitig das Drehmoment in eine Axialkraft. Die Art dieser Umwandlung und vor allem die dabei entstehenden Verluste können durch bestimmte Gewindeparameter gezielt beeinflusst werden, wie der folgende Abschnitt aufzeigen wird.

3.3.1 Berechnungsgrundlagen

Gewindegeometrie

Abb. 3.4 zeigt die wichtigsten Maße eines Gewindes. Durch Abwicklung eines Gewindeganges am *Flankendurchmesser* $d_2 = d_1 - 0,5 \cdot P$ lässt sich der *Steigungswinkel* α berechnen mit

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (3.3)$$

Die *Steigung* P_h ist das Produkt von *Teilung* P und *Gangzahl* n_G :

$$P_h = P \cdot n_G \quad (3.4)$$

und der axiale *Hub* h bei einer Drehung der Spindel um den Winkel φ wird berechnet mit (1 Umdrehung $\hat{=} 2\pi$)

$$h = \varphi \cdot \frac{P_h}{2\pi}. \quad (3.5)$$

3.3 Bewegungsgewinde

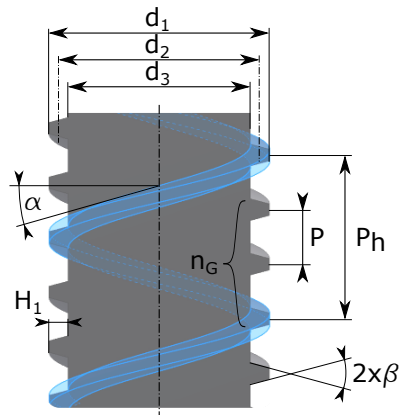


Abbildung 3.4: Geometrische Größen eines dreigängigen Trapezegewindes.

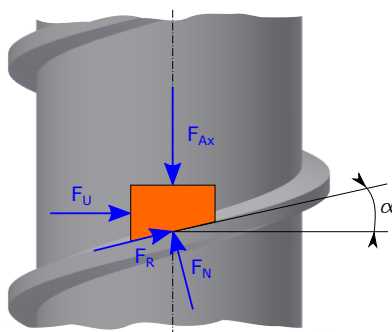


Abbildung 3.5: Am Muttersegment angreifende Kräfte.

3.3 Bewegungsgewinde

Kräftesituation

Es wird nun die Kräftesituation wie in Abb. 3.5 betrachtet, jedoch vorerst mit einem Flankenwinkel von $\beta = 0^\circ$ (*Flachgewinde*). Die über eine Mutter auf das Gewinde wirkende Normalkraft F_N erzeugt eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzte Reibkraft F_R mit dem Zusammenhang

$$F_R = F_N \cdot \mu_G \quad (3.6)$$

$$\mu_G = \frac{F_R}{F_N} = \tan \bar{\rho}_G \quad (3.7)$$

mit dem Reibungskoeffizienten μ_G und dem Reibwinkel $\bar{\rho}_G$ im Flachgewinde. Die Umfangskraft F_U ergibt sich dann für die Bewegung gegen die axiale Last F_{Ax} zu

$$F_U = F_{Ax} \cdot \tan(\alpha + \bar{\rho}_G) \quad (3.8)$$

und für die Bewegung in Richtung der axialen Last zu

$$F_U = F_{Ax} \cdot \tan(\alpha - \bar{\rho}_G) \quad (3.9)$$

Die Kräftecke für die verschiedenen Antriebsfälle sind in Abb. 3.6 dargestellt.

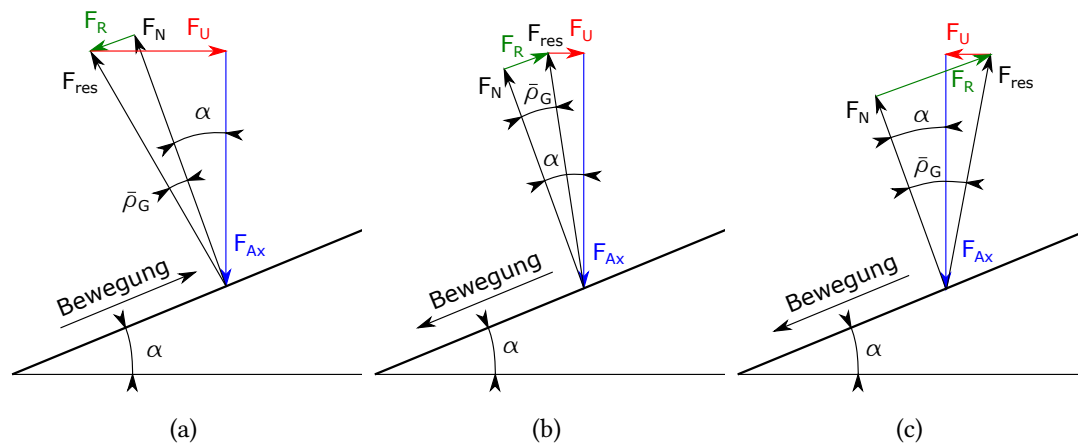


Abbildung 3.6: Kräftesituation bei verschiedenen Fällen: a) *Heben* bei $\bar{\rho}_G < \alpha$, b) *Senken* bei $\bar{\rho}_G < \alpha$, c) *Senken* bei $\bar{\rho}_G > \alpha$.

In Abb. 3.6c ist die Reibung groß, sodass $\bar{\rho}_G > \alpha$ wird. Deshalb ändert sich die Richtung der Umfangskraft im Vergleich zu Abb. 3.6b. Es muss also ein Drehmoment aufgebracht werden, um bei gegebener Axiallast F_{Ax} die Mutter gegen die Reibung abzusenken. In diesem Fall spricht man von *Selbsthemmung*: Unabhängig vom Betrag der Axialkraft bildet sich kein Losdrehmoment aus, das zum Verdrehen der Mutter bei $F_U = 0$ führen kann.

⁴Dies ist mitunter ein Grund, warum im Ventil eine Messung der Absolutposition vorgesehen ist.

3.3 Bewegungsgewinde

Nun soll auch ein Gewinde mit einem Flankenwinkel von $\beta > 0^\circ$ betrachtet werden, wie es bei metrischen oder Trapezgewinden der Fall ist. Der Flankenwinkel im Schnitt normal zur Bewegungsebene beträgt

$$\tan \beta_N = \tan \beta \cdot \cos \alpha, \quad (3.10)$$

wodurch sich auch ein größerer Reibwinkel ergibt:

$$\tan \rho_G = \frac{\mu_G}{\cos \beta_N}. \quad (3.11)$$

Die scheinbare Reibzahl ist durch die Keilwirkung des Flankenwinkels also um den Faktor $\frac{1}{\cos \beta_N}$ größer als am Flachgewinde.

3.3.2 Wirkungsgrad und Selbsthemmung

Um die Gewindespindel um eine Umdrehung weiter bzw. die Mutter um einen Gewindegang nach oben zu bewegen, muss Antriebsarbeit in Form von Drehmoment und Drehwinkel aufgewendet werden:

$$W_{\text{An,Heben}} = F_U \cdot \frac{d_2}{2} \cdot 2\pi \quad (3.12)$$

Als Nutzen erhält man daraus die Hubarbeit gegen die Axialkraft:

$$W_{\text{Ab,Heben}} = F_{Ax} \cdot P_h \quad (3.13)$$

Der Wirkungsgrad dieses Vorgangs ist dann über die Gleichung

$$\eta_{\text{Heben}} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{W_{\text{Ab,Heben}}}{W_{\text{An,Heben}}} = \frac{F_{Ax} \cdot P_h}{F_U \cdot d_2 \cdot \pi} \quad (3.14)$$

definiert und ist dem Gewinde zuzuschreiben. Setzt man nun Gleichungen 3.3, 3.7 und 3.8 ein, so vereinfacht sich der Zusammenhang weiters zu

$$\eta_{\text{Heben}} = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho_G)}. \quad (3.15)$$

Beim Absenken der Mutter in Richtung der Axialkraft kehrt sich das Verhältnis in Glg. 3.14 um, die Hubenergie dient als Antrieb und wird in eine Drehbewegung umgewandelt, der Gewindegewirkungsgrad beträgt in diesem Fall

$$\eta_{\text{Senken}} = \frac{\tan(\alpha - \rho_G)}{\tan \alpha}. \quad (3.16)$$

Anhand von Glg. 3.15 und 3.16 erkennt man sofort, dass die Wirkungsgrade unabhängig von der Axialkraft F_{Ax} sind und nur durch die Geometrie und die Reibzahl μ_G beeinflusst werden. Weiters kann auch hier die Selbsthemmung identifiziert werden. Wird der Reibwinkel größer

3.3 Bewegungsgewinde

oder der Steigungswinkel kleiner bis $\rho_G = \alpha$, so wird der Zähler in Glg. 3.16 zu 0 und damit auch der Wirkungsgrad. Bei $\rho_G \geq \alpha$ kann die Spindel also nicht alleine durch die Axialkraft angedreht werden, der rechnerische Wirkungsgrad ist negativ. Ein zusätzliches Antriebsmoment ist zum Senken (oder Lösen) der Mutter nötig. Dies ist auch das Prinzip der Befestigungsschrauben, welche mit geringen Steigungswinkeln und großen Flankenwinkeln ausgestattet sind⁵.

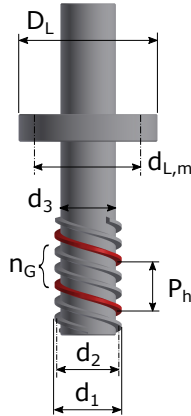


Abbildung 3.7: Abmessungen der Gewindespindel mit Gleitlager.

Wird zusätzlich zum Gewinde noch das zur Axialkraftaufnahme nötige (Gleit-) Lager mit betrachtet, muss auch dessen Reibmoment

$$M_{\text{Lager}} = F_{Ax} \cdot \frac{d_{L,m}}{2} \cdot \mu_L \quad (3.17)$$

überwunden werden, mit dem Reibungskoeffizienten des Lagers μ_L und dem mittleren Reibdurchmesser

$$d_{L,m} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\left(\frac{D_L}{2}\right)^3 - \left(\frac{d_3}{2}\right)^3}{\left(\frac{D_L}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_3}{2}\right)^2}. \quad (3.18)$$

Nach den selben Überlegungen wie oben kommt man zu den entsprechenden Wirkungsgraden für das Heben und Senken der Mutter:

$$\eta_{\text{Sp,Heben}} = -\frac{W_{\text{Ab,Heben}}}{W_{\text{An,Heben}}} = \frac{P_h}{\tan(\alpha + \rho_G) \cdot d_2 \cdot \pi + \mu_L \cdot d_{L,m} \cdot \pi} \quad (3.19)$$

$$\eta_{\text{Sp,Senken}} = -\frac{W_{\text{Ab,Senken}}}{W_{\text{An,Senken}}} = \frac{\tan(\alpha - \rho_G) \cdot d_2 \cdot \pi - \mu_L \cdot d_{L,m} \cdot \pi}{P_h}. \quad (3.20)$$

Aufgrund der Energie, die zusätzlich im Lager in Form von Reibungswärme dissipiert wird, sind diese Spindelwirkungsgrade jeweils kleiner als die in Glg. 3.15 und 3.16 errechneten Gewindewirkungsgrade.

⁵z.B. metrisches Gewinde M8x1: $\alpha = 2,48^\circ$, $\beta = 30^\circ$.

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

Die in Abschnitt 3.2 beschriebenen Motoren entwickeln bei geringem Bauraum entsprechend wenig Drehmoment. Dieses reicht nicht aus, um die Gewindespindel bei den zu erwartenden Drehmomenten anzutreiben⁶. Deshalb soll ein *Zahnradgetriebe in Planetenbauweise* zwischen Motor und Spindel verwendet werden, das die Drehzahl und das Drehmoment übersetzt.

In der Literatur sind verschiedene Definitionen für den Begriff „Umlaufgetriebe“ zu finden, wobei in vielen Fällen dann von einem Umlaufgetriebe gesprochen wird, wenn sich der vorhandene Steg relativ zum Gehäuse bewegt. Allgemein formuliert gibt es Achsen, die sich auf einer Kreisbahn um die Zentralachse drehen (und damit liegt kein *Standgetriebe* vor, siehe weiter unten). In anderen Schriften wird das Umlaufgetriebe mit dem allgemeinen Planetengetriebe gleichgesetzt, unabhängig von den kinematischen Eigenschaften im Inneren. Für diese Arbeit wird letztere Definition übernommen.

3.4.1 Grundbegriffe der Umlaufgetriebe

Es sei Index 1 der Antriebswelle zugeordnet, Index 2 der Abtriebswelle und Index p dem Planetenrad. Damit lässt sich die *Standübersetzung* eines Stirnradgetriebes folgendermaßen definieren:

$$i_{12} = \frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (3.21)$$

mit den Drehzahlen n und den Zähnezahlen z . Bei einem *Standgetriebe* ist der Steg s immer stillgelegt, der Antrieb findet über das Sonnenrad 1 statt und der Abtrieb über das Hohlrاد 2. Definitionsgemäß⁷ werden die Zähnezahlen von außenverzahnten Stirnrädern positiv gezählt, die von innenverzahnten Hohlrädern negativ.

Das Planeten- oder Umlaufgetriebe lässt sich nun auch mit Hilfe dieser Standübersetzung beschreiben, da man es ohne Einschränkung vom Standgetriebe ableiten kann, Abb. 3.8. Dabei ist es einerlei, welche der beiden Standgetriebewellen den An- und welche den Abtrieb darstellt. Bei festgehaltenem Steg s ergibt sich die Standübersetzung mit

$$i_{12} = -\frac{z_p}{z_1} \cdot -\frac{z_2}{z_p} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.22)$$

In Abb. 3.8 ist $i_{12} < 0$, weshalb man von *Minusgetriebe* spricht. Eingangswelle und Ausgangswelle haben unterschiedliche Drehrichtungen. Im Falle gleicher Drehrichtungen, also $i_{12} > 0$,

⁶Messungen an vergleichbaren Ventilen ergaben einen Drehmomentbedarf von 0,1-0,5 Nm, was das Drehmoment eines Schrittmotors mit Außendurchmesser 42 mm um einen Faktor von mindestens 10 übersteigt.

⁷Definition nach [DIN 3960], ausgenommen davon sind Kegelräder. Diese werden in dieser Arbeit jedoch nicht berücksichtigt.

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

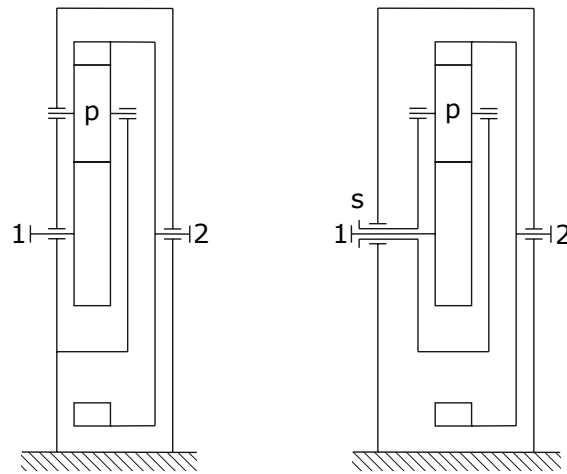


Abbildung 3.8: Übergang von einem Standgetriebe auf ein Umlaufgetriebe [18].

wird es als *Plusgetriebe* bezeichnet. Diese beiden Getriebearten weisen als Umlaufgetriebe stark unterschiedliche Eigenschaften auf [17].

Nimmt die *Stegwelle* s in Abb. 3.8 nun eine von 0 verschiedene Drehzahl an, kann der Zusammenhang zwischen den drei Drehzahlen n_1 , n_2 und n_s mit Hilfe der *Willis-Gleichung* angegeben werden (ohne Herleitung, [17]):

$$i_{12} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s} \quad (3.23)$$

$$n_1 - i_{12} \cdot n_2 - (1 - i_{12}) \cdot n_s = 0. \quad (3.24)$$

Werden die Drehzahlen von Glg. 3.23 bzw. 3.24 miteinander ins Verhältnis gesetzt, so können alle mit dem betrachteten Dreiwellegengetriebe realisierbaren Übersetzungen allein in Abhängigkeit von der Standübersetzung ausgedrückt werden. Ein solches Übersetzungsverhältnis nennt man *Umlaufübersetzung*. Eine Tabelle mit den zugehörigen Formeln ist in Anhang A zu finden.

Summenwelle und Differenzwellen

Aus Abb. 3.8 lässt sich das äußere Momentengleichgewicht anschreiben zu

$$M_1 + M_2 + M_s = 0. \quad (3.25)$$

Um diese Gleichung zu erfüllen, muss ein Term auf der linken Seite von Glg. 3.25 ein von den anderen Termen unterschiedliches Vorzeichen aufweisen. Diese Welle trägt dann die Summe der Einzelmomente der beiden anderen, sie wird als *Summenwelle* bezeichnet. Die beiden anderen gelten als *Differenzwellen* [18].

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

Als Beispiel dient wieder das Standgetriebe oder *einfache Umlaufgetriebe* (Dabei könnte auch eine andere Welle als die Stegwelle stillgelegt sein, was bei der Betrachtung der Kräfte und Momente jedoch keine Rolle spielt). Wird ein Planet exemplarisch freigeschnitten und werden dann die Drehmomente um die Getriebeachse betrachtet, so ergibt sich (Abb. 3.9):

$$F_1 = F_2 \quad (3.26)$$

$$M_1 = F_1 \cdot r_1 \quad (3.27)$$

$$M_2 = F_2 \cdot r_2 = F_1 \cdot r_2 \quad (3.28)$$

$$M_s = F_s \cdot r_s \quad (3.29)$$

$$F_s = F_1 + F_2 = 2 \cdot F_1 \quad (3.30)$$

$$r_s = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (3.31)$$

$$\Leftrightarrow M_s = \frac{1}{2} \cdot (r_1 + r_2) \cdot 2 \cdot F_1 = M_1 + M_2. \quad (3.32)$$

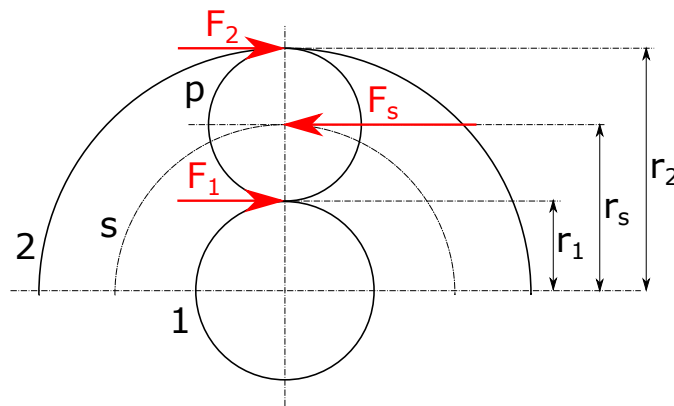


Abbildung 3.9: Kräftegleichgewicht am Planeten des einfachen Umlaufgetriebes.

Somit ist auch sofort ersichtlich, dass beim einfachen Umlaufgetriebe die Stegwelle die Summenwelle darstellt.

Wandlung und Wirkungsgrad

Der *Standwirkungsgrad* ist definiert als

$$\eta_{12} = -\frac{P_{Ab}}{P_{An}} = -\frac{M_{Ab} \cdot \omega_2}{M_{An} \cdot \omega_1} = -\frac{M_{Ab}}{M_{An}} \cdot \frac{1}{i_{12}} \quad (3.33)$$

wobei in Glg. 3.33 die zugeführte Leistung immer positiv wird (z.B. Standgetriebe: $M_{An} > 0$, $\omega_{An} > 0$) und die abgeführte Leistung immer negativ ($M_{Ab} > 0$, $\omega_{Ab} < 0$).

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

Ähnlich wie die *Umlaufübersetzungen* i_{1s} , i_{s1} , i_{2s} , i_{s2} und i_{21} lassen sich auch die *Umlaufwirkungsgrade* η_{1s} , η_{s1} , η_{2s} , η_{s2} und η_{21} –also die Wirkungsgrade des Umlaufgetriebes beim vom Standgetriebe abweichenden Betrieb– anhand von Standübersetzung und Standwirkungsgrad berechnen. Von dieser angenehmen Eigenschaft wird bei der Getriebeauswahl in Kapitel 4.3.3 Gebrauch gemacht.

Aus Glg. 3.33 kann das Drehmomentverhältnis oder auch die *Wandlung* für den allgemeinen Fall definiert werden als

$$\mu = \frac{M_{Ab}}{M_{An}} = -i \cdot \eta. \quad (3.34)$$

Für Stellaufgaben, wie sie auch hier vorliegt, ist die Realisierung einer bestimmten Übersetzung zweitrangig. Die Hauptaufgabe besteht darin, in jeder Situation genügend Drehmoment bereitzustellen, um die Gewindespindel unter Last anzutreiben. Auch wenn die Übersetzung bei Zahnradgetrieben durch die Zähnezahlen konstant und einfach zu berechnen ist, so sollte als maßgebliches Bewertungskriterium die Wandlung dienen, was wiederum den Stellenwert des Wirkungsgrades erhöht.

Einbaukriterien

Bei einem Umlaufgetriebe sind (mit Ausnahme der Exzentergetriebe) üblicherweise mehrere Planeten am Umfang verteilt. Dadurch wird die Leistungsverzweigung erreicht, was einer der großen Vorteile dieser Getriebe ist. Um einen Radialkraftausgleich zu erreichen, strebt man eine gleichmäßige Verteilung an, sodass der Winkel $\Delta\delta$ zwischen zwei Planetenrädern

$$\Delta\delta = \frac{360^\circ}{q} \quad (3.35)$$

beträgt, q steht für die Anzahl der Planetenräder.

Nach dem Einbau des ersten Rades in ein einfaches Umlaufgetriebe ist die Winkelstellung der beiden Zentralräder festgelegt. Somit ist die Einhaltung des angestrebten Teilungswinkels $\Delta\delta$ nur bei bestimmten Zähnezahlen der Zentralräder z_1 und z_2 und denen der Planetenräder z_p (z_{p1} und z_{p2} bei Stufenplaneten, Abb. 3.10b) möglich. Diese Bedingung lautet für einfache oder paarweise kämmende einfache Planeten (Herleitung siehe [18, 17])

$$\text{Minusgetriebe: } \frac{|z_1| + |z_2|}{q} = g \quad (3.36)$$

$$\text{Plusgetriebe: } \frac{|z_1| - |z_2|}{q} = g \quad (3.37)$$

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

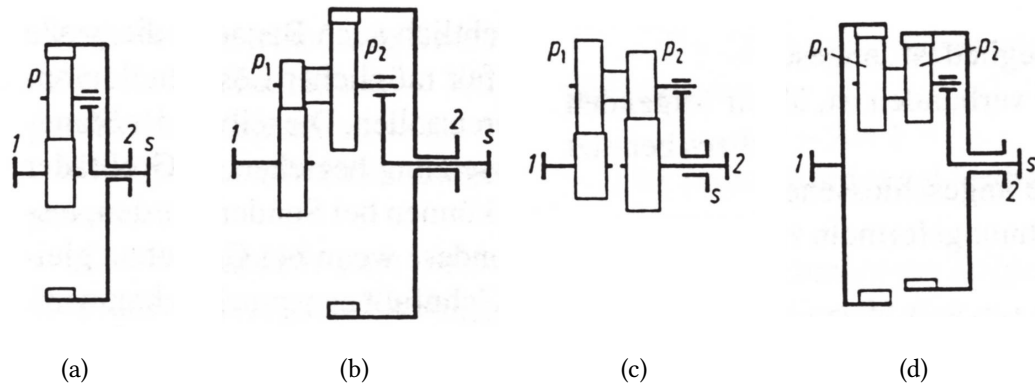


Abbildung 3.10: Einfache Planetengetriebe in verschiedenen Bauweisen: a) Minusgetriebe mit einfachem Planeten, b) Minusgetriebe mit Stufenplaneten, c) Außenverzahntes Plusgetriebe mit Stufenplaneten, d) innenverzahntes Plusgetriebe mit Stufenplaneten ([17]).

wobei g eine Ganzzahl sein muss. Für Planetengetriebe mit Stufenplaneten (Abb. 3.10b bis 3.10d) ergibt sich nach [17]

$$\text{Minusgetriebe: } \frac{z_{p1} \cdot z_2 + z_{p2} \cdot z_1}{q} = t \quad (3.38)$$

$$\text{Plusgetriebe: } \frac{z_{p1} \cdot z_2 - z_{p2} \cdot z_1}{q} = t \quad (3.39)$$

mit dem größten gemeinsamen Teiler $t = \text{ggT}(z_{p1}, z_{p2})$.

Aufgrund dieser Bedingungen können die Zähnezahlen und damit die Übersetzungen nicht beliebig gewählt werden. Vielmehr gibt es pro Getriebestruktur eine endliche Anzahl von Getriebevarianten, die trotz unterschiedlicher Zähnezahlen der einzelnen Zahnräder oft die gleiche Übersetzung aufweisen.

3.4.2 Systematik der zweistufigen zusammengesetzten Planetengetriebe

Wolf Symbolik

Eine einfache Darstellungsmöglichkeit für Umlaufgetriebe bietet die Symbolik nach Wolf [29], bei der ein Planetengetriebe durch einen Kreis und drei Striche dargestellt wird, Abb. 3.11. Der Kreis bildet das Gehäuse, während die Striche jeweils für eine nach außen geführte Welle stehen. Ein in den Kreis ragender Strich kennzeichnet hierbei die Stegwelle, ein Doppelstrich die Summenwelle. Der tatsächliche Aufbau des Getriebes ist dabei beliebig, auch zusammengesetzte und mehrstufige Planetengetriebe können so betrachtet und mit Hilfe von Glg. 3.23 und 3.24 berechnet werden, wenn i_{12} für das Gesamtgetriebe eingesetzt wird.

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

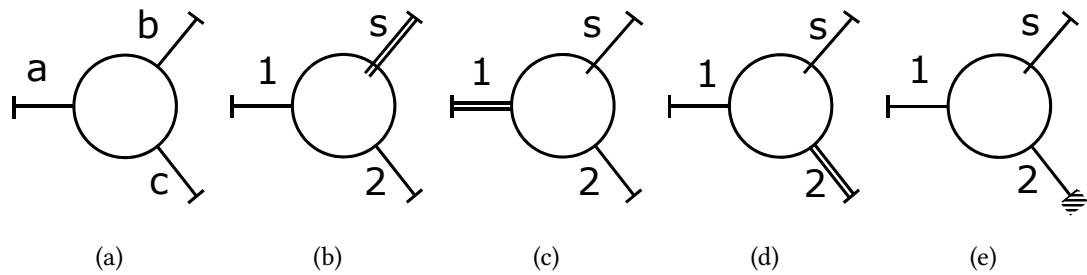


Abbildung 3.11: Darstellung verschiedener Dreiwellengetriebe nach Wolf, a) allgemeine Darstellung, b) Minusgetriebe $i_{12} < 0$, c) Plusgetriebe $0 < i_{12} < 1$, d) Plusgetriebe $i_{12} > 1$, e) Getriebe mit Gehäusefester Welle 2 [18].

Ein neues Getriebe kann nun aus mehreren dieser in Abb. 3.11 dargestellten elementaren Umlaufgetrieben durch Zusammenschluss einer oder mehrerer Wellen eines Getriebes mit einer oder mehreren Wellen eines weiteren Getriebes oder mehrerer weiterer Getriebe entstehen, Abb. 3.14.

Elementare Koppelgetriebe

Das dargestellte Getriebe in Abb. 3.14 h) entspricht einem *elementaren Koppelgetriebe*. Hierbei sind jeweils zwei der freien Wellen beider Getriebe miteinander gekoppelt, Abb. 3.12. Je nachdem, welche der Einzelwellen der Teilgetriebe als Summen- oder Differenzwellen fungieren und welche der Einzel- und/oder Koppelwellen nach außen angeschlossen, frei mitlaufend gelassen oder stillgelegt (mit dem Gehäuse verbunden) werden, ergeben sich unterschiedliche Getriebetypen und *Umlaufübersetzungen*.

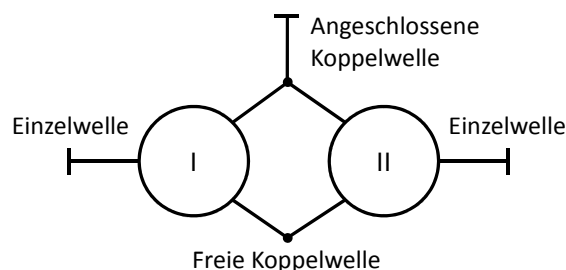


Abbildung 3.12: Elementares Koppelgetriebe, dargestellt nach Wolf [17].

Durch Stilllegen einer der Koppelwellen beispielsweise lässt sich ein zweistufiges *Reihengetriebe* ableiten, Abb. 3.13, eine dreistufige Variante ist auch in Abb. 3.14 f) abgebildet. Die Gesamtübersetzung (Umlaufübersetzung) dieses Getriebes entspricht dem Produkt der Umlaufübersetzungen der beiden Einzelgetrieben. Diese Einzelübersetzungen können sowohl Standübersetzungen

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

nach Glg. 3.22, als auch Umlaufübersetzungen sein. Berechnungsgleichungen für die möglichen Umlaufübersetzungen für ein elementares Umlaufgetriebe mit zwei laufenden Wellen (*Zweiwellengetriebe*) wurden in [17] tabellarisch zusammengefasst und sind auch in Anhang A nachzuschlagen.

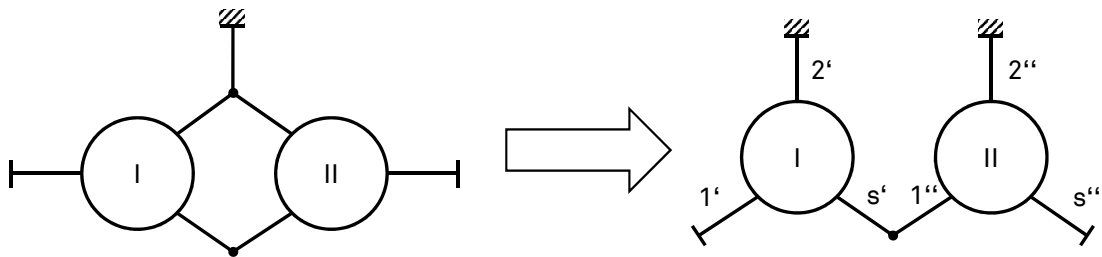


Abbildung 3.13: Zweistufiges Reihengetriebe, bestehend aus den Umlaufgetrieben I und II.

Natürlich kann auch eine der Einzelwellen stillgelegt werden, um ein Zweiwellengetriebe zu erhalten. Somit erhält man eine große Zahl an Varianten, die systematisch aufgearbeitet werden soll. Es wird sich zeigen, dass die erforderlichen Übersetzungen mit einem zweistufigen Umlaufgetriebe darstellbar sind. Eine weitere Erhöhung der Stufenzahl ist also nicht notwendig, weshalb sich die Betrachtung auf diese beschränkt.

Reduzierte Koppelgetriebe

Besonders interessante Varianten entstehen dann, wenn die freie Koppelwelle (Abb. 3.12) durch Zusammenschluss der beiden Stegwellen gebildet wird. Werden die Planeten der beiden Einzelgetriebe zu einem Stufenplaneten verbunden, kann eines der Zentralräder entfernt werden und man erhält ein *reduziertes Koppelgetriebe*. Noch einfacher wird der Aufbau, wenn der Stufenplanet durch einen durchgehenden Planeten ersetzt wird. Der benötigte Unterschied der Wälzkreisdurchmesser der beiden Umlaufgetriebestufen wird dann durch geeignete *Profilverschiebung* ausgeglichen [15]. Getriebe der Bauarten *Wolfromgetriebe* und *Minuteman Cover Drive* gehören dieser Gruppe an.

Selbstverständlich müssen die Einbaukriterien (Glg. 3.36 bis 3.39) bei der Realisierung jedes Koppelfalls eingehalten werden. Durch Variation der Zähnezahlen ergeben sich wieder viele Varianten, die zwar oftmals die gleiche Umlaufübersetzung bieten, sich im Umlaufwirkungsgrad oder der Komplexität der Bauteile aufgrund der Standübersetzungen jedoch erheblich unterscheiden [17].

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

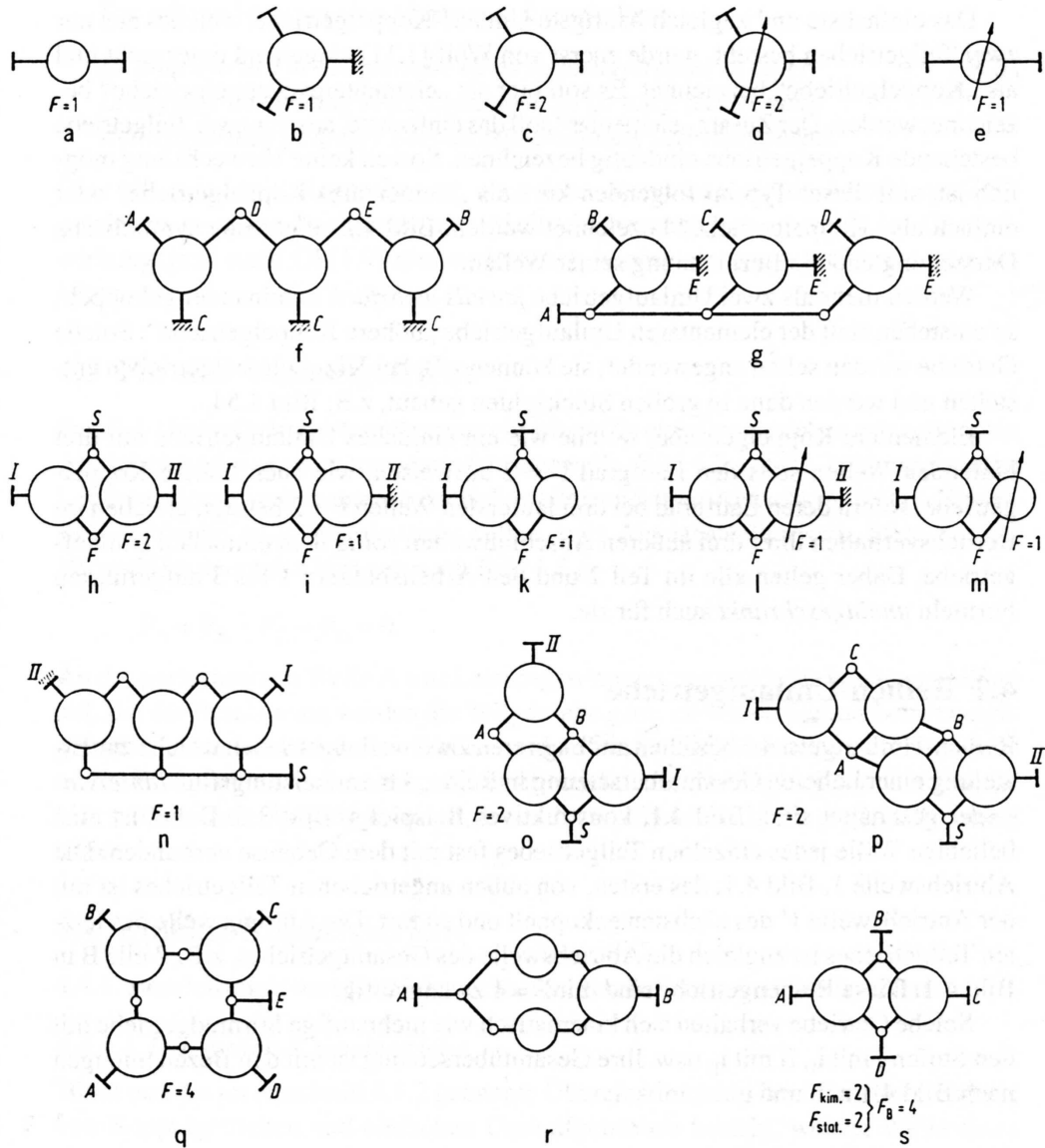


Abbildung 3.14: Elementare Übersetzungsgetriebe und Umlaufgetriebe a) bis e) und Koppelgetriebe f) bis s) in verschiedenen Bauarten [17].

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

3.4.3 Variation der Zähnezahlen

Über die Getriebearchitektur kann eine Vorauswahl getroffen werden, um die Auswahl des Getriebes zu erleichtern. Ob sich ein Getriebe mit den entsprechenden Werten für Übersetzung und (radialen) Bauraum auch tatsächlich bauen lässt, wird jedoch erst mit Festlegung einiger Werte eindeutig. Die wichtigsten sind

- Modul der Zähne
- Anzahl der Planeten
- Minimale Zähnezahzahl der Stirnräder
- Minimale Innendurchmesser eventuell vorhandener Hohlwellen
- Maximaler Außendurchmesser des größten Hohlrades (entspricht etwa dem zur Verfügung stehenden Bauraum in radialer Richtung).

Mit diesen Werten lassen sich alle Zähnezahlen (und damit die Übersetzungen) der montierbaren Getriebe berechnen. Sehr einfach und zeitsparend kann dies mit Hilfe eines kurzen Rechenprogrammes erfolgen, wie es auch F. Mulzer in [18] zeigt. In Abb. 3.15 ist der Berechnungsablauf von zwei verschiedenen Getriebearchitekturen dargestellt.

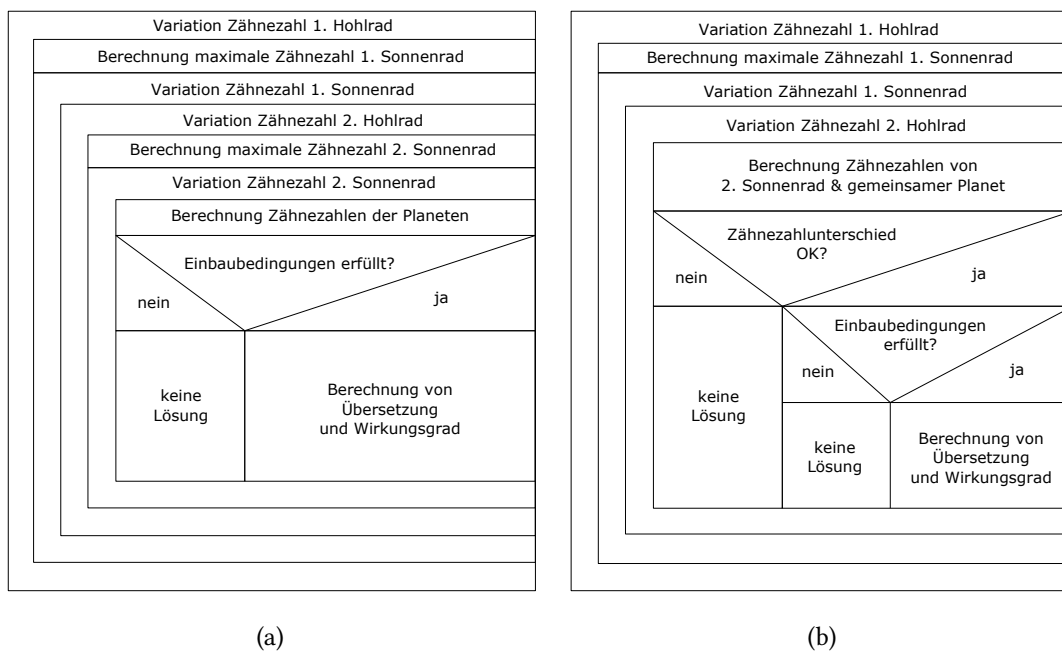


Abbildung 3.15: Berechnungsgang zur Bestimmung der Getriebedaten von a) Reihengetrieben und b) reduzierten Koppelgetrieben mit durchgehenden Planeten („Wolfstromsatz“).

Die äußerste Schleife im Programm übernimmt die Variation der Zähnezahzahl des Hohlrades der ersten Stufe. Begrenzt wird diese durch den vorgegebenen maximalen Außendurchmesser

3.4 Systematik der Umlaufgetriebe

und die minimalen Zähnezahlen von Sonne und Planeten. Über die minimale Zähnezahl des Planeten kann außerdem die maximale Zähnezahl des Sonnenrades berechnet werden, sodass für jede zulässige Zähnezahl von Sonnenrad und Hohlrad eine Übersetzungsvariante entsteht. Für jede Kombination in Stufe 1 werden in gleicher Weise alle möglichen Übersetzungen in Stufe 2 berechnet. Die Planeten werden dann so angepasst, dass die *Profilverschiebung* positiv ausfällt (zur Stärkung des Zahnfußes). Jede Zähnezahlkombination wird auf die Einbaubedingungen geprüft und dann entweder mit den zugehörigen Übersetzungen und Wirkungsgraden gespeichert oder verworfen. Beim Reihengetriebe sind die beiden Teilgetriebe unabhängig voneinander zu berechnen (Abb. 3.15a), reduzierte Koppelgetriebe mit durchgehendem Planeten (Abb. 3.15b) lassen aufgrund der erforderlichen Profilverschiebung nur einen begrenzten Unterschied in den Zähnezahlen von Hohlrad 1 und Hohlrad 2 zu. Dieser Unterschied wird in [18] mit 6 beziffert. Bei Überschreitung wird die Variante verworfen.

3.4.4 Vorgangsweise bei der Getriebeauswahl

Durch Koppelung von zwei Standardplanetengetrieben mit jeweils drei Wellen (zwei Zentralwellen und eine Stegwelle, Abb. 3.11) lassen sich viele verschiedene Übersetzungen realisieren. Da sich die durch unterschiedliche Zähnezahlen ergebenden Übersetzungsbereiche dieser Varianten auch überschneiden, ist eine systematische Vorgehensweise bei der Getriebesynthese dringend empfohlen. Nur so kann sichergestellt werden, dass für eine Anwendung auch das optimale Getriebe hinsichtlich Funktion, Bauraum, Wirkungsgrad und Kosten gefunden wird.

Ein Beispiel für ein solches Vorgehen ist in [17] zu finden, wo die Koppelgetriebe hinsichtlich Wirkungsgrad und Außendurchmesser über die jeweiligen erreichbaren Übersetzungsbereiche gegenübergestellt werden. Andere Untersuchungen beschäftigen sich mit der Minimierung des Bauraumes oder Getriebedurchmessers bei gleicher Zahnfußspannung oder mit der Maximierung des Wirkungsgrades unter Einhaltung bestimmter Vorgaben (siehe auch Anhang A).

Ein weiteres Beispiel für eine solche Synthese liefert Mulzer [18], der die Erkenntnisse aus allen diesen Arbeiten in ein Rechenmodell einzupflegen versucht. Besonderes Augenmerk wird hier darauf gelegt, absolut alle möglichen Varianten von zweistufigen Koppelgetrieben zu berücksichtigen. Dabei werden auch die Varianten als eigenständig betrachtet, bei denen Zentralwellen (durchgehende Verzahnung) oder Planetenräder (Stufenplanet) vereint werden oder eben beides, was zu den *reduzierten Koppelgetrieben* führt.

3.5 Statistische Versuchsplanung

Laut [18] können auf diese Weise insgesamt **222** Varianten abgeleitet werden, bestehend aus

- 108 elementare Koppelgetriebe
- 48 Koppelgetriebe mit vereinten Zentralrädern
- 12 Koppelgetriebe mit Stufenplaneten
- 12 Koppelgetriebe mit durchgehenden Planeten
- 12 einfache Umlaufgetriebe mit Stufenplaneten
- 12 einfache Umlaufgetriebe mit durchgehenden Planeten
- 12 offene Umlaufgetriebe und
- 6 offene Umlaufgetriebe mit Exzenter-Hohlrad.

Bei der Auswahl gilt, das Lösungsgebiet per Ausschlussverfahren soweit einzugrenzen, dass die Anzahl der übrigen potentiellen Lösungen eine genauere Betrachtung zulässt. Ein naheliegendes Kriterium ist die Übersetzung, die nach Glg. 3.34 aus der Wandlung und dem erwarteten Getriebe-Gesamtwirkungsgrad abgeschätzt werden kann (siehe auch 4.3.3).

3.5 Statistische Versuchsplanung

Um das Verhalten eines Systems, Produktes oder Prozesses zu verstehen und zu untersuchen werden in der Praxis oft Versuche unterschiedlicher Art durchgeführt. Dabei wirken verschiedene zufällige oder systematische (reproduzierbare) Einflüsse auf die Prüfung oder den Prüfling ein, so dass bei wiederholter Durchführung von ein und dem selben Versuch ein anderes Ergebnis in Erscheinung tritt. Je nachdem, wie groß diese zufällige Schwankung ist, fällt es mehr oder weniger schwer, einen tatsächlichen Unterschied aufgrund einer nicht zufälligen Veränderung zu erkennen.

Verfahren der *Statistik* und *Wahrscheinlichkeitsrechnung* schaffen hier Abhilfe, da sie eine Quantifizierung von scheinbaren und tatsächlichen Unterschieden ermöglichen. Durch Einhaltung der Richtlinien der Statistischen Versuchsplanung (Englisch DoE, Design of Experiments) kann bei jedem Ergebnis eine Aussage darüber getroffen werden, mit welcher Wahrscheinlichkeit dieses wiederholt Eintritt. Somit kann auch die Qualität und Aussagekraft der Versuche beurteilt werden, wodurch die Ergebnisse erst belastbar werden.

Im vorliegenden Kapitel sollen die wichtigsten Begriffe und Zusammenhänge kurz erläutert werden, die für die Planung und Durchführung eines solchen Versuchspaketes von Bedeutung sind. Aufgrund des enormen Umfangs kann dabei nicht auf jedes Thema im Einzelnen eingegangen werden, es sei an dieser Stelle auf entsprechende Literatur [12, 25] verwiesen. Eine gute Zusammenfassung liefert auch Polz in [28], der die Strategie anschließend auf Gewindespindeln anwendet.

3.5.1 Grundbegriffe der Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik

Den Annahmen in der Statistik liegt zu Grunde, dass jede beobachtete Größe einer *Streuung* unterliegt, welche einen zufälligen Ursprung hat. Zur qualitativen und quantitativen Beschreibung dieser Verteilung werden Begriffe verwendet, die hier kurz eingeführt werden sollen.

Normalverteilung

Wie erwähnt unterliegt jeder beobachtete (bzw. gemessene) Wert einer zufälligen Streuung. Die tatsächliche Verteilung der Ergebnisse von unendlich vielen Versuchen n ist unbekannt. Für viele Vorgänge in Natur und Technik nimmt man an, dass eine *Normalverteilung* vorliegt. Da die Normalverteilung symmetrisch um einen Wert (Mittelwert) gelegen ist, eignet sie sich gut zur Beschreibung von Messwerten in der Physik. Für Vorgänge, bei der die *Vorgeschichte* eines Objektes von Bedeutung ist (z.B. Alterung), greift man eher zu asymmetrischen Modellen wie der *Weibull-Verteilung* [13].

Die Dichtefunktion g in Abhängigkeit vom Messwert X ist für die Normalverteilung definiert als

$$g(X) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma} \cdot e^{-\frac{(X-\mu)^2}{2\sigma^2}}. \quad (3.40)$$

Die Werte sind hier um den Mittelwert μ verteilt, als Maß für die Streuung dient die *Standardabweichung* σ ($\sigma^2 = \text{Varianz}$). Je größer die Standardabweichung, desto *breiter* wird die Verteilung (Abb. 3.16). Durch Integrieren von Glg. 3.40 lässt sich für normalverteilte Zufallsgrößen zeigen, dass etwa 68,3 % aller Werte im Intervall $\mu \pm 1\sigma$ liegen, 95,4 % im Intervall $\mu \pm 2\sigma$ und 99,7 % im Intervall $\mu \pm 3\sigma$. Die Wahrscheinlichkeit entspricht dabei immer der Fläche unter der Kurve $g(X)$, die Gesamtfläche ergibt $\int_{-\infty}^{+\infty} g(X) dX = 1$.

Schätzwerte für Mittelwert μ und Varianz σ^2

Die Messwerte y_i stellen eine Stichprobe dar, die dem Zufall unterliegen. Durch Sammlung von n Messwerten kann ein Schätzwert \bar{y} für den wahren und unbekanntem Mittelwert μ der unterstellten Normalverteilung errechnet werden. Ähnliches gilt auch für den Schätzwert s^2 der Varianz σ^2 :

$$\text{Schätzwert für } \mu: \quad \bar{y} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n y_i \quad (3.41)$$

$$\text{Schätzwert für } \sigma^2: \quad s^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (3.42)$$

3.5 Statistische Versuchsplanung

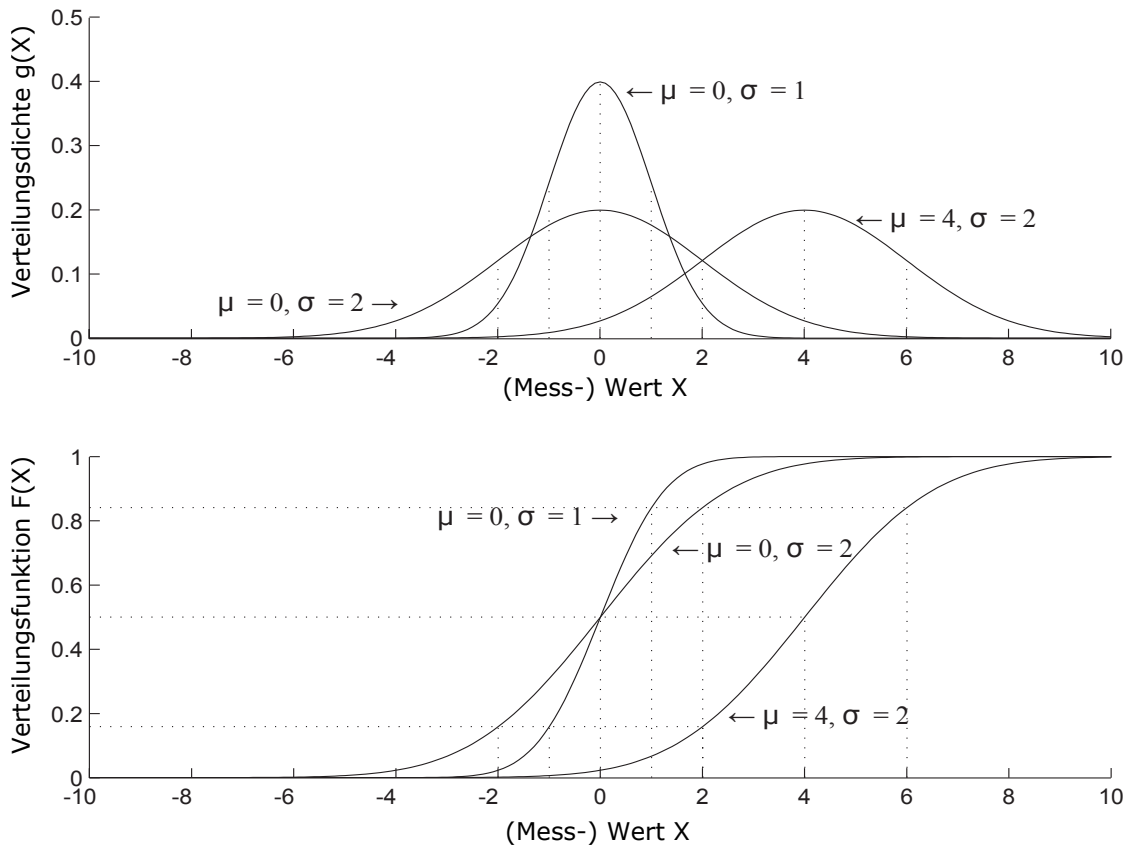


Abbildung 3.16: Verteilungsfunktion und Verteilungsdichte der Normalverteilung [13].

Vertrauensbereich, Effekt und Signifikanz

Ein Vertrauensbereich (oder oft auch Konfidenzintervall $\mu \pm t \cdot s$) gibt an, in welchem Bereich sich der wahre (unbekannte) Mittelwert μ mit einer definierten Wahrscheinlichkeit (meist 95%, 99% oder 99,9%) befindet. Dies ist jedoch nicht gleich der Bereich, in dem die Werte von Einzelversuchen liegen werden. Für die Abschätzung wird die geschätzte Streuung mit einer bekannten Verteilung verglichen:

$$\bar{y} - t \cdot s_{\bar{y}} \leq \mu \leq \bar{y} + t \cdot s_{\bar{y}} \quad (3.43)$$

Der Schätzwert für die Standardabweichung eines Mittelwerts $s_{\bar{y}}$ ist definiert als

$$s_{\bar{y}} = \frac{s}{\sqrt{n}}. \quad (3.44)$$

Die Werte für t entstammen der t -Verteilung für Stichproben mit unbekannter Streuung und können in Abhängigkeit vom Freiheitsgrad⁸ $f = n - 1$ und dem gewünschten Vertrauensniveau

⁸Ein Freiheitsgrad wird durch \bar{y} „belegt“.

3.5 Statistische Versuchsplanung

aus Tabellen entnommen werden (Anhang A, Tab. A.3). Die genauen Zusammenhänge und Herleitungen sind in [12] angegeben.

Bei der Durchführung von Versuchen möchte man im Allgemeinen den technisch relevanten Unterschied in den Ergebnissen von Versuchen identifizieren, die mit zwei unterschiedlichen Einstellungen (*Faktorstufen*, dazu mehr in Abschnitt 3.5.2) eines Parameters oder mehrerer Parameter durchgeführt wurden. Diesen Unterschied nennt man *Effekt* \bar{e} , er berechnet sich zu

$$\bar{e} = \bar{y}_2 - \bar{y}_1. \quad (3.45)$$

Werden für beide Mittelwerte jeweils n Versuche durchgeführt, ergibt sich ein Versuchsumfang von $N = 2 \cdot n$ Versuchen. Aus Glg. 3.44 lässt sich die *Standardabweichung des Effekts* abschätzen durch

$$s_{\bar{e}} = \frac{s}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{2} = \sqrt{\frac{4}{N}} \cdot s^2 \quad (3.46)$$

$$s^2 = \frac{s_1^2 + s_2^2}{2}. \quad (3.47)$$

Die Standardabweichung des Effekts ist um den Faktor $\sqrt{2}$ größer als die eines Einzelwertes, da der Effekt aus der Differenz zweier errechnet wird. Analog zu Glg. 3.43 vergleicht man den Effekt mit dessen Standardabweichung, um seine *Signifikanz* zu bewerten. Ein Effekt gilt dann als statistisch signifikant, wenn gilt:

$$|\bar{e}| \geq t \cdot s_{\bar{e}} \quad (3.48)$$

Der Freiheitsgrad zur Berechnung von t ist hier entsprechend größer mit $f = 2 \cdot (n - 1)$.

Ist Glg. 3.48 erfüllt, so tritt der beobachtete Effekt \bar{e} mit der vorgegebenen Wahrscheinlichkeit nicht zufällig auf. Genau diese Effekte sind für den Ingenieur interessant, da sie durch die Veränderung der bekannten Parameter ausgelöst wurden.

3.5.2 Einführung in die Versuchsplanung

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Begriffe innerhalb der DoE-Systematik erläutert. Eine umfangreiche Beschreibung mit vielen Anwendungsbeispielen ist in [25] und [12] zu finden.

Zielgrößen und Qualitätsmerkmale

Die Eigenschaften eines Systems äußern sich in qualitativ oder quantitativ messbaren Größen. Diese werden als *Zielgrößen* oder auch *Qualitätsmerkmale* bezeichnet. Es können im Rahmen

3.5 Statistische Versuchsplanung

eines Versuches auch mehrere Zielgrößen (z.B. Drehmoment und Drehzahl) erfasst oder/und weitere Zielgrößen indirekt aus den gemessenen abgeleitet oder berechnet werden (z.B. Wirkungsgrad).

Parameter und Faktoren

Die auf ein System einwirkenden Größen nennt man *Parameter*. Es werden *Steuergrößen* und *Störgrößen* unterschieden.

Steuergrößen sind für das Produkt oder den Prozess relevante Eingangsgrößen, sie werden während einer Prüfung meist auf einen gewissen Wert eingestellt und konstant gehalten. Somit muss sichergestellt werden, dass die Möglichkeit der Beeinflussung dieser Parameter besteht.

Störgrößen hingegen können (oder sollen) nicht eingestellt werden. Klassische Parameter dieser Kategorie sind bestimmte Umgebungsbedingungen (z.B. Luftdruck), da sich der Einfluss dieser meist in Grenzen hält und eine Konditionierung oft erheblichen Mehraufwand und -kosten mit sich bringt. Bei Möglichkeit sollten während den Versuchen auch die Störgrößen gemessen und aufgezeichnet werden, um eine Kontrollmöglichkeit zu schaffen. Dies ist besonders dann wichtig, wenn der Einfluss der Störgröße auf das Versuchsergebnis unbekannt ist. In besonderen Fällen muss der Aufwand in Kauf genommen und die kritische Störgröße im Versuch zu einer Steuergröße gemacht werden.

Die Parameter, die während der Versuche eingestellt werden, nennt man *Faktoren*. Sinngemäß werden als Faktoren bestimmte oder alle Steuergrößen gewählt, es ist aber wie bereits erwähnt auch denkbar, Störgrößen im Rahmen der Versuche zu beeinflussen, um ihre Auswirkungen zu beobachten. Die Werte, auf die die Faktoren eingestellt werden, werden als *Stufen* bezeichnet. Bei der Festlegung dieser Stufen muss wiederum sichergestellt werden, dass auch alle Stufen eingestellt und konstant gehalten werden können, unabhängig von den Werten der anderen Faktoren. Beispielsweise ist das erreichbare Drehmoment bei einem Verbrennungsmotor abhängig von der Drehzahl, was Einschränkungen bei der Wahl der Stufen bedeutet. Stufen können auch von qualitativer Natur sein (z.B. Crashtest mit/ohne Sicherheitsgurt). Wenn es sich um numerische Faktoren handelt, sollten die aussagekräftigsten Werte ausgewählt werden. Bei einem zweistufigen Plan könnten dies beispielsweise der höchste und der niedrigste Wert sein. Eine Extrapolation ist im Nachhinein nicht zulässig, deshalb sollten die Faktorstufen den gesamten zu untersuchenden Bereich abdecken [12].

Die Faktorstufen bei zweistufigen Plänen werden beispielsweise mit + und – oder +1 und –1 markiert, bei dreistufigen entsprechend +1/0/–1.

3.5 Statistische Versuchsplanung

Effekte

Ein *Effekt* gibt die Auswirkung eines Faktors auf eine Zielgröße an. Die mathematische Bedeutung eines Effekts wurde bereits in Abschnitt 3.5.1 beschrieben, für die Mittelwerte \bar{y}_1 und \bar{y}_2 in Gleichung 3.46 können die aus Versuchen mit den Faktorstufen + und – gewonnenen Werte eingesetzt werden.

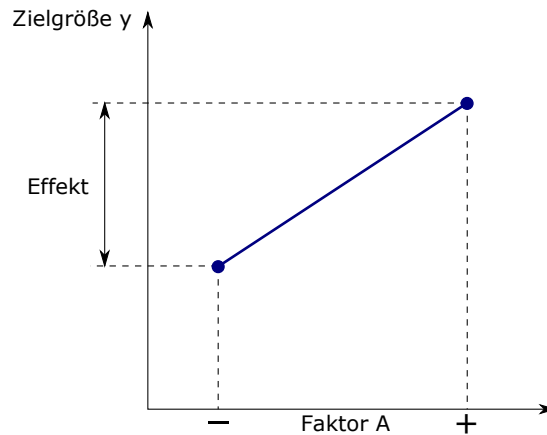


Abbildung 3.17: Grafische Darstellung eines Effektes.

Anhand von Abb. 3.17 ist ersichtlich, dass ein zweistufiger Versuch die Herstellung eines linearen Zusammenhangs zwischen Faktorstufen und Zielgröße ermöglicht, wobei die Steigung proportional zum Effekt ist. Zwischen den beiden Punkten wird dann im Allgemeinen interpoliert, um das Verhalten bei möglichen Zwischenwerten abzuschätzen (mehr dazu in Kapitel 3.5.6). Für Modelle höherer Ordnung sind mehrere Stützpunkte nötig (Kapitel 3.5.3).

Wechselwirkungen

Im Allgemeinen üben mehrere Parameter Einfluss auf ein System aus. Um den Effekt eines einzelnen Faktors zu untersuchen, werden die anderen Faktoren konstant gehalten („One factor at a time“ [25]). Welchen Wert diese dabei aufweisen, wirkt sich jedoch erheblich auf das Ergebnis aus. Diese Beeinflussung nennt man *Wechselwirkung*.

So wirkt sich beispielsweise eine erhöhte Drehzahl in hydrodynamischen Lagern bei mäßiger Belastung positiv auf den Verschleiß aus, da sich ein Schmierfilm aufbaut. Übersteigt die Last aber die Tragkraft, so wird sich bei Berührung der Festkörper ein gegenläufiger Zusammenhang ergeben.

Die Wechselwirkung ist in Abb. 3.18 anhand der unterschiedlichen Steigungen der Geraden erkennbar. Neben der hier beschriebenen Zweifachwechselwirkung (2FWW) gibt es auch

3.5 Statistische Versuchsplanung

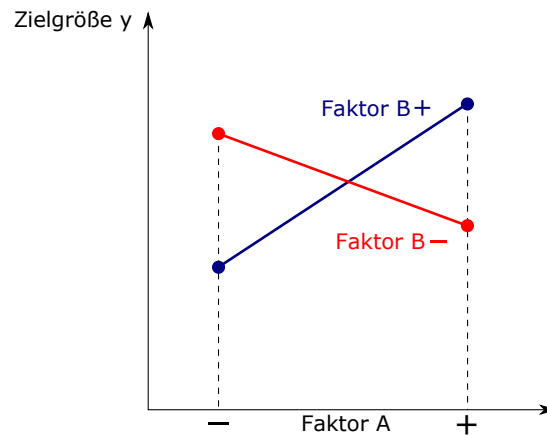


Abbildung 3.18: Grafische Darstellung einer Wechselwirkung.

welche höherer Ordnung (3FWW, 4FWW, etc.). Diese sind in technischen Anwendungen jedoch von untergeordneter Bedeutung und werden daher meist vernachlässigt [12]. Je nach Art des Versuchsplanes sind Wechselwirkungen mehr oder weniger genau bestimmbar, was durch die *Auflösung* bzw. *Vermengung* ausgedrückt wird.

Auflösung und Vermengung

Ist eine Wechselwirkung anhand der vorliegenden Daten nicht von einem Effekt zu trennen, liegt eine *Vermengung* vor. Ist beispielsweise ein Haupteffekt mit einer Wechselwirkung vermischt, so ist im Ergebnis immer die Summe aus dem Effekt und der entsprechenden Wechselwirkung enthalten. Die gemessene Auswirkung auf das System kann also nicht mehr explizit dem Parameter zugeschrieben werden. Die Versuchsplanung sieht eine Einteilung der Auflösung in Gruppen vor, Tab. 3.2. Die Wahl eines Versuchsplanes mit geringerem Aufwand geht praktisch immer mit einer Verminderung der Auflösung einher.

3.5.3 Ausgewählte Versuchspläne

Wurden die zu untersuchenden Parameter (=Faktoren) identifiziert, gibt es viele Möglichkeiten, eine Abfolge von Prüfungen zu gestalten. Sie unterscheiden sich im Aufwand und Informationsgehalt teilweise erheblich, weshalb die Auswahl eines geeigneten Versuchsplanes von großer Bedeutung ist. Abb. 3.19 gibt eine Übersicht über weit verbreitete Versuchspläne, welche sich je nach Untersuchungsziel und Faktoranzahl k mehr oder weniger gut für die vorliegende Aufgabe eignen.

3.5 Statistische Versuchsplanung

Auflösung	Eigenschaften
III	Haupteffekte sind mit 2FWW vermenzt. Das Feld ist dicht besetzt und nur zum Screening geeignet.
IV	Haupteffekte sind mit 3FWW vermenzt und 2FWW untereinander. Das Feld ist geeignet, um Haupteffekte sicher zu bestimmen, 2FWW lassen sich jedoch nicht eindeutig zuordnen.
V	Haupteffekte sind mit 4FWW vermenzt und 3FWW mit 2FWW. Ein solches Feld kann ohne Schwierigkeiten das lineare Beschreibungsmodell versorgen.
V+	Haupteffekte und 2FWW sind praktisch unvermenzt. Im Vergleich zur Stufe V ist jedoch kein großer Genauigkeitsgewinn zu erwarten.

Tabelle 3.2: Auflösung von Versuchsplänen [25].

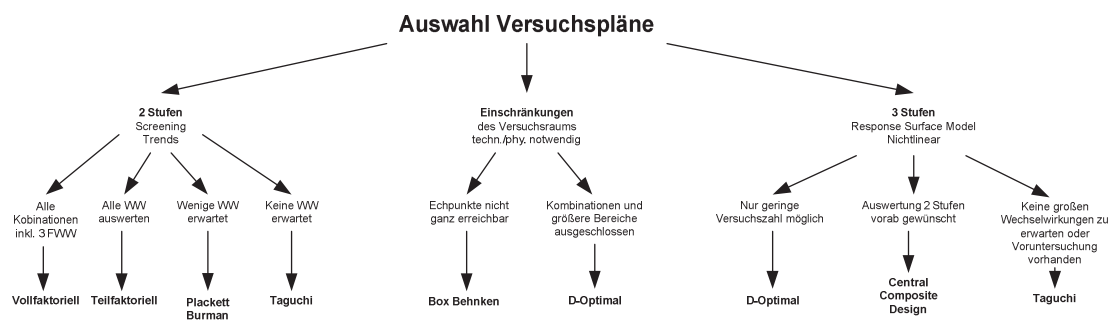


Abbildung 3.19: Auswahl klassischer Versuchspläne [28].

3.5 Statistische Versuchsplanung

Für eine schnelle Abschätzung der Effekte eignen sich die *Screeningpläne* auf 2 Stufen gut. Sind keine Wechselwirkungen zu erwarten, kann auch oft auf die Pläne nach *Taguchi* zurückgegriffen werden. Sie sind das Hauptwerkzeug zur Gestaltung von *robusten* Produkten, Prozessen oder Systemen, sie zielen auf die Minimierung der Streuung ab. Muss vom orthogonalen Versuchsraum abgegangen werden, bedient man sich oft den *D-Optimalen* Plänen. Sie sind, wie auch *Central Composite Designs*, auch für nichtlineare Systeme geeignet.

Drei dieser Pläne sollen hier in Anlehnung an [12, 25, 28] aufgrund ihrer vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten etwas genauer beschrieben werden:

- Vollständige faktorielle Versuchspläne
- Fraktionelle faktorielle Versuchspläne und
- Zentral zusammengesetzte (Central Composite) Versuchspläne.

Mit letzteren sind auch Zusammenhänge höherer Ordnung darstellbar.

Vollständig faktorielle Versuchspläne

Bei diesen Versuchsplänen werden alle Faktorkombinationen getestet. Für zweistufige Untersuchungen mit k Faktoren ergibt sich so ein Versuchsaufwand von

$$m = 2^k \quad (3.49)$$

Versuchen. Sollen beispielsweise 3 Faktoren untersucht werden, sind $m = 2^3 = 8$ Versuche pro *Realisierung* ($n =$ Anzahl der Realisierungen) nötig. Eine Realisierung entspricht der einmaligen Durchführung aller Einzelversuche eines Versuchsplanes. Diesen Plan kann man grafisch als Würfel oder Quader darstellen (Abb 3.20). Die Versuche werden mit den Einstellungen in den Eckpunkten durchgeführt.

Natürlich sind diese Pläne nicht auf 3 Faktoren beschränkt. Es lassen sich damit alle Effekte der Faktoren und Wechselwirkungen⁹ einzeln berechnen, was einer Auflösung von V+ nach Tabelle 3.2 entspricht.

Fraktionelle faktorielle Versuchspläne

Bei einer größeren Anzahl von Faktoren steigt der Versuchsaufwand bei vollfaktoriellen Versuchsplänen rapide an. So sind bei 8 Faktoren bereits $m = 2^8 = 256$ Versuche pro Realisierung durchzuführen. In einem solchen Fall ist der Gewinn an zusätzlicher Information oft klein im

⁹Im Fall nach Abb. 3.20 gibt es folgende Wechselwirkungen: 2FWW AB, AC, BC, 3FWW ABC.

3.5 Statistische Versuchsplanung

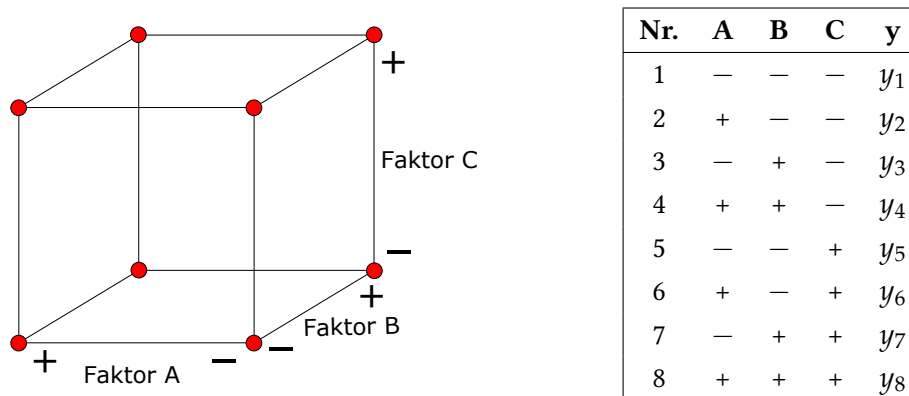


Abbildung 3.20: Darstellung eines 2^3 -Plans als Würfel mit den Versuchen in den Eckpunkten und die dazugehörigen Faktoreinstellungen.

Verhältnis zum Aufwand, da mit einem Großteil der Versuche nur die Effekte der Wechselwirkungen höherer Ordnung untersucht werden [12]. Auch wird es immer schwieriger, die Bedingungen für alle Einzelversuche konstant zu halten. Fehler durch den/die Bediener/in werden immer wahrscheinlicher.

Hier bietet sich an, beispielsweise auf einen *Screeningversuch* zurückzugreifen. Ein beliebter Vertreter davon ist die Gruppe der *fraktionellen faktoriellen* oder *teilkfaktoriellen* Versuchspläne.

Ziel dabei ist, den Versuchsumfang hinsichtlich Wechselwirkungen höherer Ordnung, welchen ein geringer Einfluss attestiert wird, zu vermindern und stattdessen die Effekte von weiteren Faktoren zu untersuchen. So entsteht beispielsweise aus einem 2^3 -Plan ohne Erhöhung des Aufwandes ein Versuchsplan für 4 Faktoren mit der Bezeichnung 2^{4-1} bzw. allgemein 2^{k-p} (Abb. 3.21).

Die Verringerung des Versuchsaufwandes bringt natürlich auch Nachteile mit sich. So können die 3FWW ABC, ABD, ACD und BCD nicht mehr einzeln berechnet werden und vermischen sich mit den Haupteffekten. Anstatt dem gewünschten Wert des Effektes A erhält man die Summe A+BCD. Auch die 2FWW vermengen sich untereinander (Abb. 3.21 rechts). Die Auflösungen verschiedener 2^{k-p} -Pläne sind in Tabelle 3.3 aufgelistet.

Ein 2^{3-1} -Plan mit $k = 3$ Faktoren und $m = 4$ Versuchen lässt sich auch als Würfel darstellen, wobei im Vergleich zum vollfaktoriellen Plan (Abb. 3.20) nur die Hälfte der Eckpunkte besetzt sind (Abb. 3.22).

Die in Abb. 3.22 dargestellte Zuordnung der Versuche ist nur eine Möglichkeit. Natürlich könnte auch die andere Hälfte der in Abb. 3.20 gelisteten Versuche gewählt werden. Bei Bedarf können die restlichen Versuche auch nachgeholt werden, womit man wieder den vollfaktoriellen

3.5 Statistische Versuchsplanung

Nr.	A	B	C	D
1	-	-	-	-
2	+	-	-	-
3	-	+	-	-
4	+	+	-	-
5	-	-	+	-
6	+	-	+	-
7	-	+	+	-
8	+	+	+	-
9	-	-	-	+
10	+	-	-	+
11	-	+	-	+
12	+	+	-	+
13	-	-	+	+
14	+	-	+	+
15	-	+	+	+
16	+	+	+	+

1 →

4 →

6 →

7 →

2 →

3 →

5 →

8 →

Nr.	A	B	C	D
1	-	-	-	-
2	+	-	-	+
3	-	+	-	+
4	+	+	-	-
5	-	-	+	+
6	+	-	+	-
7	-	+	+	-
8	+	+	+	+

Vermengung	
A	+ BCD
B	+ ACD
C	+ ABD
D	+ ABC
AB	+ CD
AC	+ BD
AD	+ BC
ABCD	+ Mittelwert

Abbildung 3.21: Teilfaktorieller 2^{4-1} -Plan als Teil eines vollfaktoriellen 2^4 -Plans und die durch die Vermengung (siehe 3.5.2) entstehenden Summeneffekte [12].

m \ k	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4	2^{3-1} III									
8	2^3 vollst.	2^{4-1} IV	2^{5-2} III	2^{6-3} III	2^{7-4} III					
16		2^4 vollst.	2^{5-1} V	2^{6-2} IV	2^{7-3} IV	2^{8-4} IV	2^{9-5} III	2^{10-6} III	2^{11-7} III	2^{12-8} III
32			2^5 vollst.	2^{6-1} VI	2^{7-2} IV	2^{8-3} IV	2^{9-4} IV	2^{10-5} IV	2^{11-6} IV	2^{12-7} IV
64				2^6 vollst.	2^{7-1} VII	2^{8-2} V	2^{9-3} IV	2^{10-4} IV	2^{11-5} IV	2^{12-6} IV
128					2^7 vollst.	2^{8-1} VIII	2^{9-2} VI	2^{10-3} V	2^{11-4} V	2^{12-5} IV

Tabelle 3.3: Auflösung von teilfaktoriellen Versuchsplänen in Abhängigkeit von Faktoranzahl k und Faktorstufenkombinationen m [12].

3.5 Statistische Versuchsplanung

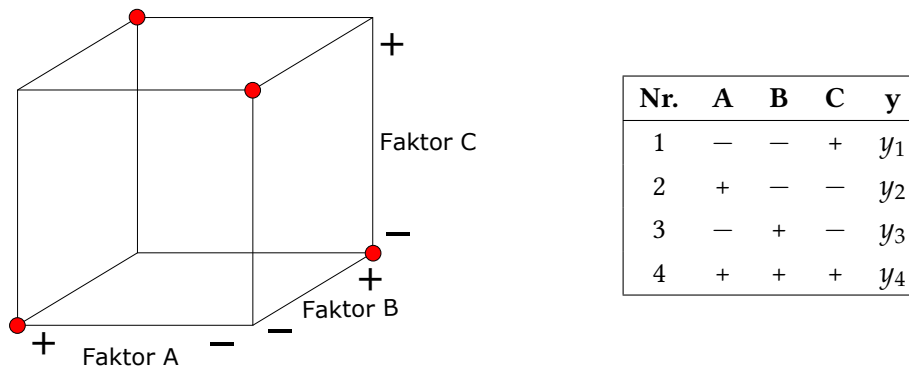


Abbildung 3.22: Darstellung eines 2^{3-1} -Plans als Würfel mit den Versuchen in den Eckpunkten und die dazugehörigen Faktoreinstellungen.

Plan erhält. Grundsätzlich ist die Wahl eines solchen Plans nur dann sinnvoll, wenn 3FWW vernachlässigt werden können [12].

Zentral zusammengesetzte Versuchspläne

Sollen Faktoren auf mehr als 2 Stufen untersucht werden, bedient man sich oft den *zentral zusammengesetzten Versuchsplänen*. Diese bestehen aus einem (voll- oder teil-) faktoriellen Versuchsplan und einem zusätzlichen *Stern*. Für drei Faktoren ist ein solcher Plan in Abb. 3.23 dargestellt.

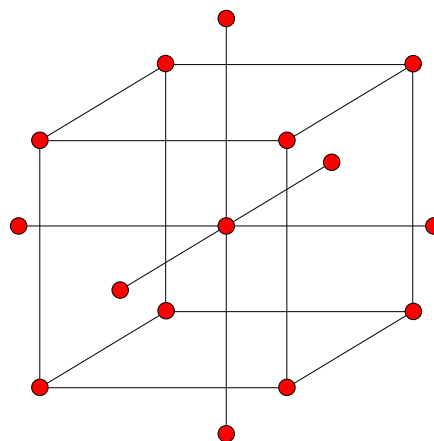


Abbildung 3.23: Grafische Darstellung eines zentral zusammengesetzten Plans, bestehend aus einem zweistufigen vollständig faktoriellen Plan und einem Stern mit Zentralpunkt.

Die Faktorstufen eines solchen Plans werden mit $-\alpha$, -1 , 0 , $+1$, $+\alpha$ bezeichnet. Die Werte für α sollten so gewählt werden, dass der entstehende Versuchsplan *orthogonal* ist. Für einen Plan

3.5 Statistische Versuchsplanung

nach Abb. 3.23 ist dies der Fall, wenn gilt

$$\alpha^2 = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{N \cdot N_W} - N_W \right) \quad (3.50)$$

mit der Anzahl an Einzelversuchen im Würfel N_W und der Gesamtanzahl an Versuchen N .

Durch die Orthogonalität wird sichergestellt, dass die im Rahmen der Auswertung (siehe Abschnitt 3.5.6) berechneten Koeffizienten des mathematischen Modells voneinander unabhängig sind. Bei Missachtung dieser Vorgabe wird das Modell ungenau und die Vertrauensbereiche vergrößern sich [12]. Da die Werte $+\alpha$ und $-\alpha$ außerhalb des durch den faktoriellen Versuchsplan festgelegten Bereich liegen, ist darauf zu achten, dass sich die Punkte des Sterns auch wirklich einstellen lassen.

3.5.4 Anzahl der Realisierungen

Wie in Abschnitt 3.5.1 erwähnt muss ein Effekt auf seine Signifikanz untersucht werden. Je größer die Standardabweichung σ und je kleiner der Effekt e , den man mit großer Wahrscheinlichkeit erkennen möchte, desto höher ist der Aufwand. Die Anzahl der Versuche N , die nötig sind, um einen tatsächlichen und technologisch relevanten Effekt $\Delta\mu$ zu erkennen, lässt sich berechnen mit

$$N \approx 60 \cdot \left(\frac{\sigma}{\Delta\mu} \right)^2. \quad (3.51)$$

Dies stellt nur einen Richtwert dar [12]. Bei unbekanntem σ können Vorversuche bei einer Faktoreinstellung durchgeführt werden, wobei darauf zu achten ist wirklich alle Parameter mit zu betrachten, die zur Zufallsstreuung beitragen können [12, 28].

Bemerkenswert ist auch, dass der nach Glg. 3.51 berechnete Versuchsaufwand nicht von der Anzahl der untersuchten Faktoren abhängt. Die Anzahl von Realisierungen n eines Planes mit der Versuchsanzahl m entspricht

$$n = \frac{N}{m}. \quad (3.52)$$

3.5.5 Blockbildung und Randomisierung

Um mit möglichst wenig Aufwand einen kleinen Effekt (also den Unterschied in den Mittelwerten, Glg. 3.45) zu erkennen, muss die Streuung möglichst gering sein (vgl. Gleichung 3.51). Um dies zu erreichen gibt es mehrere Strategien.

Wird der Versuchsplan n -mal durchlaufen, so ergeben sich für jeden Durchlauf verschiedene Werte für die berechneten Effekte. Ändert sich ein Störparameter von einem Durchlauf zum

3.5 Statistische Versuchsplanung

anderen, so erhöht sich die Streuung stark. Dies kann jedoch durch *Blockbildung* weitgehend eliminiert werden, wenn die Durchläufe in verschiedenen *Blöcken* realisiert werden. Von den Messwerten eines Blocks wird dann jeweils der Gesamtmittelwert dieses Blockes abgezogen. Dies ändert formal nichts am Ergebnis in Gleichung 3.45, die Unterschiede zwischen den Blöcken fließen aber nicht mehr in die Streuung ein.

Ein zusätzliches Instrument ist die *Randomisierung*. Innerhalb einer Realisierung sollten die Faktorstufen möglichst zufällig angefahren werden, um *Trends* entgegenzuwirken. Das heißt, die Reihenfolge der Prüfungen wird per Zufallsgenerator ausgewählt. Besonders dann, wenn die Umstellung eines Faktors zeit- oder arbeitsintensiv ist, kann dies den Aufwand erheblich erhöhen. Trotzdem sollte die Randomisierung weitgehend eingehalten werden.

3.5.6 Auswertung

Nicht weniger wichtig als die richtige Planung und Durchführung der Versuche ist die Auswertung der erhaltenen Messwerte. Erst durch die richtige Aufbereitung und Interpretation der Ergebnisse werden diese für den (Weiter-) Entwicklungsprozess nützlich. Die gebräuchlichsten Verfahren bei der Auswertung einer DoE Versuchsreihe sollen in diesem Kapitel kurz erläutert werden.

Eintragung ins Wahrscheinlichkeitsnetz

In Abschnitt 3.5.1 wurde ganz zu Anfang die Annahme getroffen, dass sich die untersuchten Systeme entsprechend einer Normalverteilung verhalten. Nur dann können die beschriebenen Verfahren angewandt werden. Diese Hypothese muss aber unbedingt überprüft werden, um die Ergebnisse zu validieren.

Eine einfache Möglichkeit dazu ist das *Wahrscheinlichkeitsnetz*. Bei diesem grafischen Verfahren wird die Glockenkurve der Normalverteilung (Abb. 3.16) so transformiert, dass sie auf einer Geraden liegt. Werden die Messwerte einer Stichprobe nun in das Netz eingetragen, so weichen sie umso stärker von dieser Geraden ab, je weniger sie einer Normalverteilung gehorchen (Abb. 3.24).

Sollten die Werte stark von der Normalverteilung abweichen, so können diese in vielen Fällen (Logarithmische Normalverteilung oder Poissonverteilung) durch geeignete Transformationen aufbereitet werden [12].

3.5 Statistische Versuchsplanung

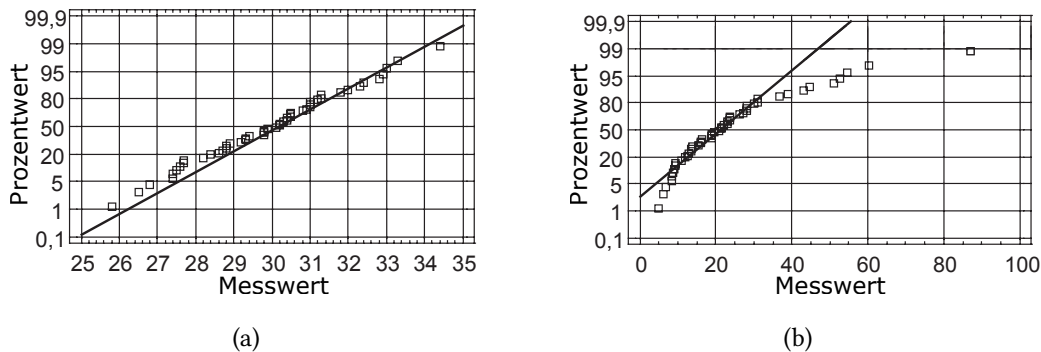


Abbildung 3.24: Eintragung einer Stichprobe ins Wahrscheinlichkeitsnetz, a) Werte aus einer Normalverteilten Grundgesamtheit, b) starke Abweichung von der Normverteilung [12].

Lineare Regressionsanalyse

Aus den beobachteten oder gemessenen Daten soll ein Zusammenhang zwischen der Veränderung von Einflussgrößen und der Veränderung der Zielgrößen hergestellt werden. Eine Möglichkeit wurde bereits in Kapitel 3.5.2 gezeigt, wobei aus der Differenz der Mittelwerte \bar{y}_i der Effekt e errechnet wurde. Gleichung 3.45 lässt sich auch als Geradengleichung auffassen:

$$\bar{y}(x) = \bar{y}_- + \frac{e}{x_+ - x_-} \cdot (x - x_-). \quad (3.53)$$

Eine allgemeinere Formulierung der Geradengleichung zwischen Einflussgröße x und Zielgröße y lautet

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_i + \epsilon_i \quad (3.54)$$

wobei β_i die Koeffizienten des *linearen Modells* sind und ϵ die Abweichung von den tatsächlichen Werten y . β_0 ist die Konstante der Geradengleichung, also der Funktionswert beim Schnittpunkt der Gerade mit der Ordinate. Dieses Modell kann nun auch dazu dienen, den Zusammenhang zwischen Mittelwerten von mehr als 2 Stufen abzuschätzen. Die Form (Gerade) wird auch hierbei vorgegeben, die Koeffizienten β_0 und β_1 müssen jedoch auf eine andere Weise berechnet werden. Meist wird hierzu die *Methode der kleinsten Quadrate* verwendet. Dabei werden die Parameter so berechnet, dass die Summe der quadrierten Abweichungen zwischen den Messwerten und den Funktionswerten an den entsprechenden Stellen minimal werden [12].

Mit Hilfe der linearen Regression lässt sich auch der Einfluss von mehreren Parametern auf eine Zielgröße modellieren, man spricht dann von *zweifacher linearer Regression* [12].

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_{1i} + \beta_2 \cdot x_{2i} + \epsilon_i \quad (3.55)$$

Man gibt die Gleichung einer Ebene vor und geht bei der Suche nach den Parametern ähnlich vor wie bei der einfachen linearen Regression. Wird die 2FWW mit eingebunden, entstehen

3.5 Statistische Versuchsplanung

weitere Terme:

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_{1i} + \beta_2 \cdot x_{2i} + \beta_{12} \cdot x_{1i} \cdot x_{2i} + \epsilon_i. \quad (3.56)$$

Quadratische Modelle

Wird ein nichtlinearer Zusammenhang vermutet, so kann ein *quadratisches Modell* verwendet werden.

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_{1i} + \beta_2 \cdot x_{2i} + \beta_{11} \cdot x_{1i}^2 + \beta_{12} \cdot x_{1i} \cdot x_{2i} + \beta_{22} \cdot x_{2i}^2 + \epsilon_i \quad (3.57)$$

Um die auftretenden Koeffizienten in Glg. 3.57 zu berechnen, müssen Werte auf mehr als 2 Stufen vorliegen.

Mit den beschriebenen Methoden lassen sich grundsätzlich an alle Daten Modelle anpassen. Ob diese jedoch die Wirklichkeit wiedergeben, ist damit nicht geklärt. Deshalb sollte dies durch zusätzliche Bewertung von Vertrauensbereiche, Vorhersagebereiche und Signifikanz untersucht werden. Die Vorgehensweise soll hier nicht weiter vertieft werden, es sei auf entsprechende Literatur verwiesen [12, 25].

Softwaregestützte Versuchsplanung

Die beschriebenen Vorgangsweisen und Formeln lassen sich sehr einheitlich auf die meisten Problemstellungen gleichermaßen anwenden. Daraus ergibt sich der weitere Vorteil, dass die Planung und Auswertung der Versuche automatisiert vonstattengehen und somit viel Zeit gespart werden kann. Gleichzeitig verringert sich die Gefahr von Fehlern, die bei der eigenständigen Auswertung und Planung passieren können. Die meisten DoE Programme bieten Assistenten zur Auswahl und Erstellung von geeigneten Prüfplänen, anschließend können die gängigsten Grafiken mit wenigen Mausklicks erstellt werden.

Für die Auswertungen der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche (siehe Abschnitt 5) wird das Programm *Minitab 17* verwendet.

4 Antriebsynthese

Im folgenden Abschnitt werden aufbauend auf den in Kapitel 3 beschriebenen Zusammenhängen die Antriebselemente nach Abb. 4.1 ausgewählt und dimensioniert. Dies erfolgt in den folgenden Schritten:

- Definition und Vordimensionierung der Gewindespindel
- Auswahl des Schrittmotors
- Auswahl von Bauart und Übersetzung des Umlaufgetriebes.

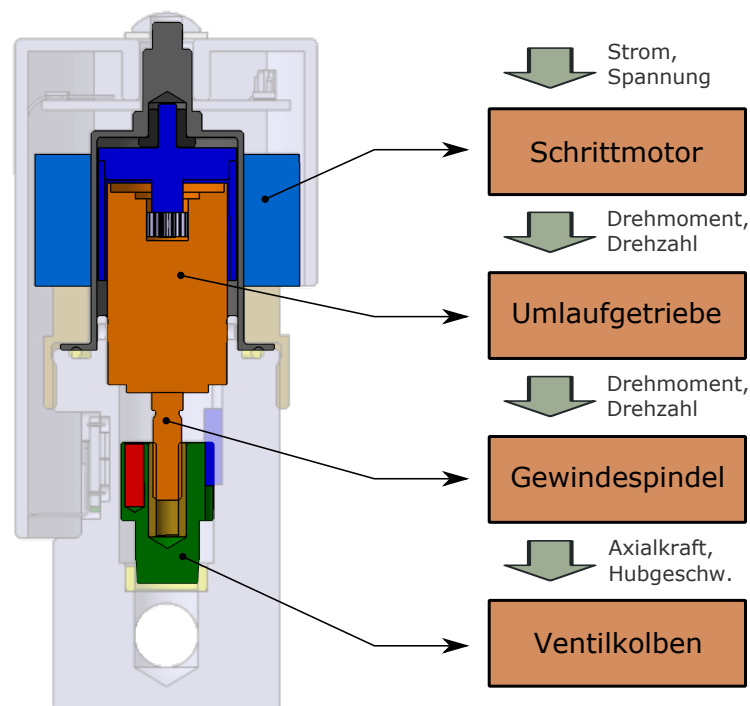


Abbildung 4.1: Komponenten des Ventiltriebs und die Kraft- und Weggrößen der übertragenen Leistungen.

4.1 Spindelauslegung

4.1 Spindelauslegung

Die Gewindespindel übersetzt die rotatorische Bewegung am Getriebeausgang in eine lineare Stellbewegung des Ventilkolbens, somit stellt sie definitionsgemäß ein Getriebe dar. Als repräsentatives Maß für die Übersetzung gilt die Steigung P_h , welche den Ventilhub pro Spindelumdrehung angibt (Glg. 3.5). Ein weiterer wichtiger Parameter ist der Gewindedurchmesser. Mit steigendem Durchmesser sinkt zwar der Steigungswinkel in der Gewindeabwicklung, das Gewinde-Reibmoment steigt jedoch noch stärker an (vgl. Glg. 3.3, 3.8 und 3.9):

$$M_{\text{Gewinde}} = \left[F_{Ax} \cdot \tan \left(\arctan \left(\frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \right) + \rho_G \right) \right] \cdot \frac{d_2}{2}. \quad (4.1)$$

Aus diesem Grund wird ein möglichst geringer Durchmesser angestrebt, nach unten wird er durch die Festigkeit begrenzt.

Bezeichnung	Formelz.	Wert	Norm/Quelle
Außendurchmesser	d_1	4,5 mm	gewählt
Steigung	P_h	1,5 mm	gewählt
Gangzahl	n_G	3	Glg. 3.4
Kerndurchmesser	d_3	3,0 mm	^a
Flankendurchmesser	d_2	3,75 mm	^a
Gleitlager Außendurchmesser	D_L	6,8 mm	gewählt
Mittlerer Reibdurchmesser Gleitlager	$d_{L,m}$	5,7 mm	Glg. 3.18
Ventilhub	h	4,5 mm	Glg. 3.5
Flankenwinkel im Achsschnitt	β	15 °	^a
Kolben-Axialkraft	F_{Ax}	300 N	aus Simulation
Gleitreibungskoeff. (Schätzung)	μ_G μ_L	0,10 0,10	im Gewinde ^b im Gleitlager ^c
Flächenpressung Gleitlager	p_L	15 MPa	gewählt ^c
Zugfestigkeit	R_m	650 N/mm ²	1.4305 ^d

^a Trapezgewinde nach [DIN 103]

^b Paarung Stahl/Bronze nach [7]

^c Produktdatenblatt DTS10, Fa. GGB Gleitlager

^d X8CrNiS18-9 nach [DIN EN 10088-1] bzw. [DIN EN 10088-3]

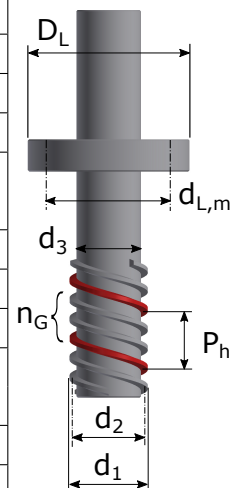


Tabelle 4.1: Eingangsdaten der Spindelberechnung.

Als Basis zur Abschätzung der auf die Spindel wirkenden Kräfte dienen die Ergebnisse aus der Strömungsberechnung bei einer maximalen Druckdifferenz von 40 bar zwischen Druck- und Saugseite. Bei einem Blendendurchmesser von 10 mm tritt eine Axialkraft von etwa 300 N auf. Auf diesen Wert soll der Antrieb nun ausgelegt werden. Da das System selbsthemmend ausgeführt werden soll und diese Eigenschaft unabhängig von der Axialkraft ist (Vgl. Glg. 3.16), werden durch Druckschwankungen verursachte Stöße nicht berücksichtigt. Dadurch

4.1 Spindelauslegung

entstehende Positionierfehler werden von der Sensorik erkannt und mittels Regelalgorithmus ausgeglichen.

4.1.1 Drehmomente und Wirkungsgrad

Die Kraft- und Momentenverhältnisse an der Spindel sind in Abb. 4.2 dargestellt. Aufgrund der Führung des Verschlusskörpers und des radialen Gewindespiels werden die Radialkräfte an der Spindel vernachlässigt.

Tabelle 4.1 beschreibt die gewählte Gewindegeometrie. Es handelt sich um ein dreigängiges Trapezgewinde mit einem Flankenwinkel von 15° . Dieses bietet Vorteile im Wirkungsgrad (Vgl. Glg. 3.11) gegenüber metrischen Gewinden. Die mehrgängige Ausführung ist nötig, um einen ausreichenden Kerndurchmesser im Gewinde zu erreichen. Die Steigung soll 1,5 mm betragen, somit sind 3 Umdrehungen für den Vollen Hub von 4,5 mm nötig.

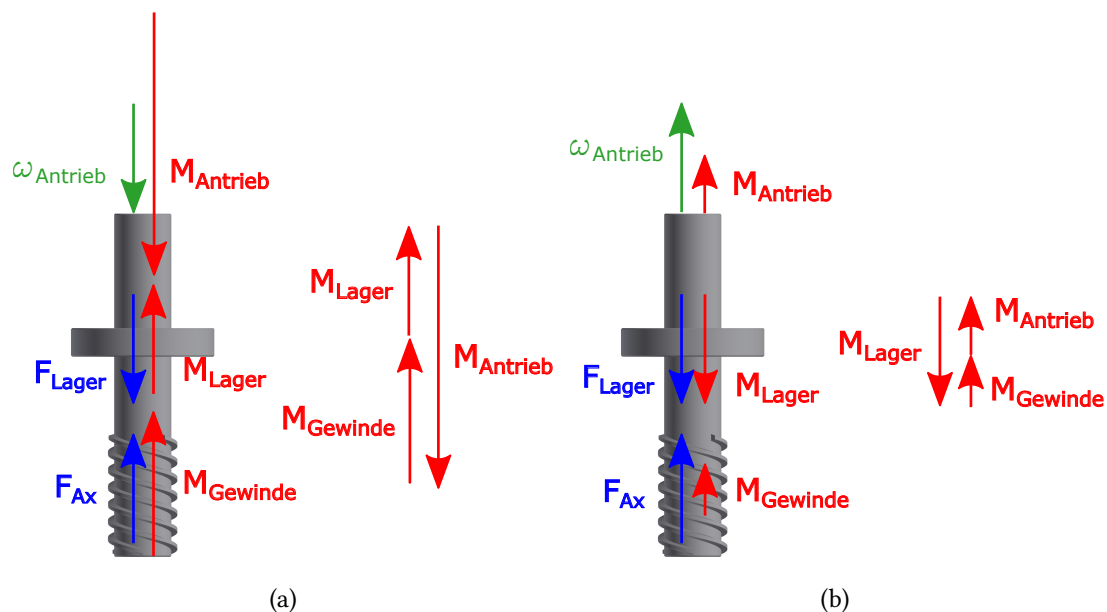


Abbildung 4.2: Freigemachte Gewindespindel mit den Kräften F , Momenten M und Winkelgeschwindigkeiten ω als Vektorpfeile dargestellt (nicht maßstäblich) für a) Ventil schließen und b) Ventil öffnen.

Die jeweiligen Zustände beim Öffnen und Schließen des Ventils lassen sich am Besten durch Vektoren darstellen (Abb. 4.2). Die Umkehrung der Kolbenbewegung erfolgt durch Änderung der Spindel-Drehrichtung. Damit ändert sich auch die Richtung der Reibkräfte und -momente, da diese immer der Bewegungsrichtung entgegengerichtet sind. Die durch den Fluiddruck

4.1 Spindelauslegung

verursachten Kräfte und Momente bleiben jedoch bestehen. Anhand des Momentengleichgewichts wird deutlich, dass das Reibmoment –welches neben der Geometrie nur von der axialen Druckkraft und der Gleit-/ oder Haftreibungszahl abhängt– größer ist als das durch die Druckkraft entstehende Rückdrehmoment der Spindel. Damit gilt das System als *selbsthemmend*, wenngleich das Bewegungsgewinde selbst als nicht selbsthemmungsfähig ausgelegt wurde.

Die Ergebnisse aus der nach Kapitel 3.3 durchgeführten Spindelberechnung sind in Tab. 4.2 dargestellt.

Bezeichnung	Formelz.	Wert	
Steigungswinkel im Gewinde	α	7,26	°
Reibwinkel im Gewinde	ρ_G	5,91	°
Gewindewirkungsgrad beim Schließen	$\eta_{G,\text{Schließen}}$	54,4	%
Gesamtwirkungsgrad beim Schließen	$\eta_{Sp,\text{Schließen}}$	33,0	%
Gewindedrehmoment beim Schließen	M_{Gewinde}	0,132	Nm
Drehmoment im (Gleit-)Lager	M_{Lager}	0,086	Nm
Gefordertes Antriebsmoment beim Schließen	$M_{\text{An,Schließen}}$	0,225	Nm
Gefordertes Antriebsmoment beim Öffnen	$M_{\text{An,Öffnen}}$	0,080	Nm

Tabelle 4.2: Ergebnisse der Spindelberechnung.

Die Selbsthemmung wird neben den Reibkoeffizienten μ_G und μ_L hauptsächlich von der Spindelsteigung P_h beeinflusst, der Zusammenhang ist für die in Tab. 4.1 festgelegte Geometrie in Abb. 4.3 dargestellt. Bei $P_h \leq 2,80$ mm ist das Spindelsystem *selbsthemmend* (rote, durchgezogene Linie in Abb. 4.3), obwohl das Gewinde selbst ab einer Steigung von $P_h \geq 1,25$ mm nicht selbsthemmend wirkt (rote, gestrichelte Linie in Abb. 4.3). Die Forderung nach stromloser Positionshaltung wird durch die Auslegung auf $P_h = 1,5$ mm also erfüllt.

4.1.2 Sensitivitätsanalyse Reibungskoeffizient

Bis jetzt wurden die Werte für die Reibungskoeffizienten μ_G und μ_L der Literatur und Datenblättern von Gleitlager- und Spindelhersteller entnommen. Die Berechnungen wurden dann mit diesen konstanten Werten durchgeführt. In der Realität ist der Reibungskoeffizient jedoch selten konstant. Neben den reproduzierbaren Faktoren wie Belastung und Gleitgeschwindigkeit üben viele weitere Parameter Einfluss auf den Reibungskoeffizienten. Polz hat gezeigt, dass selbst bei mehr oder weniger identischen Bedingungen am Prüfstand Schwankungen von 20–25% um den Mittelwert auftreten [28]. Aus diesem Grund soll der Einfluss von variablen Reibungskoeffizienten in Lager und Gewinde beleuchtet werden.

4.1 Spindelauslegung

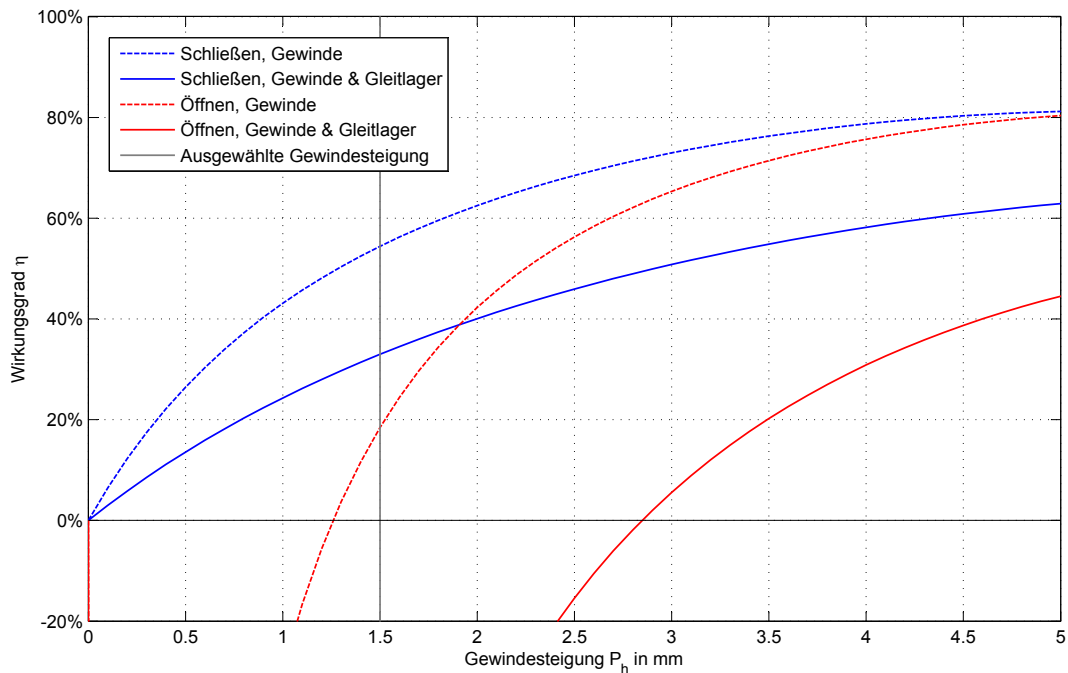


Abbildung 4.3: Wirkungsgrad η von Gewinde und Spindel in Abhängigkeit von der Gewindesteigung bei einem Gewinde-Außendurchmesser von $d_1=4,5\text{mm}$.

Wie in Abschnitt 3.3.1 ff. aufgeführt, steigt das Reibmoment im Gleitlager linear mit dem Reibungskoeffizienten μ_L an. Das Reibmoment im Gewinde ist nach Glg. 3.8

$$M_G \propto \tan(\rho_G + \alpha). \quad (4.2)$$

Die Krümmung dieser Funktion ist vernachlässigbar für kleine Werte von ρ_G .

$$\frac{\partial^2 M_G}{\partial \rho_G^2} \approx 0 \text{ für } \rho_G \ll \quad (4.3)$$

Aus diesem Grund kann das durch die Reibung verursachte Drehmoment in guter Näherung als lineare Funktion in den Variablen μ_G und μ_L angegeben werden

$$M_{\text{An, approx.}} = M_{\text{Nutz}} + \beta_G \cdot \mu_G + \beta_L \cdot \mu_L \quad (4.4)$$

mit den Koeffizienten¹

Nutzmoment	M_{Nutz}	=	0,071 Nm
Koeffizient für Gewindereibung	β_G	=	0,681 Nm
Koeffizient für Lagerreibung	β_L	=	0,856 Nm.

¹Approximiert nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate.

4.1 Spindelauslegung

Daraus lässt sich eine relativ große Sensitivität des Drehmoments auf den Reibungskoeffizienten des (Gleit-) Lagers ablesen, was sich durch den großen Lagerdurchmesser erklären lässt. Mit den Ergebnissen aus [28] und einem zusätzlichen Sicherheitszuschlag wird der maximale Reibungskoeffizient auf $\mu_G = \mu_L = 0,16$ geschätzt. Dabei kann ein Spindelndrehmoment von $M_{An} = 0,317$ Nm auftreten, was als Extremfall gewertet wird.

4.1.3 Bruchfestigkeit und Flächenpressung

Durch die angreifenden Kräfte und Momente werden in der Spindel und damit auch im Gewinde Spannungen hervorgerufen, die zum Versagen des Bauteils führen können. Die in erster Näherung ausschlaggebenden Beanspruchungsformen sind nach Abb. 4.2:

$$\sigma = \frac{F_{Ax}}{A_K} \dots \text{Zug-/ Druckspannung} \quad (4.5)$$

$$\tau_t = \frac{M_{\text{Gewinde}}}{W_p} \dots \text{Torsionsspannung} \quad (4.6)$$

mit der Axialkraft F_{Ax} , dem Gewinde- Kernquerschnitt A_K , dem Drehmoment am Gewinde M_{Gewinde} und dem polaren Widerstandsmoment W_p am Kerndurchmesser d_3 .

Um eine Vergleichsgröße zu erhalten, wird aus diesen Beanspruchungsarten eine Vergleichsspannung mittels *Gestaltänderungshypothese nach Von Mises* gebildet:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_t^2} \quad (4.7)$$

Das Gleiten der Gewindeflanken von Ventilkolben und Gewindespindel verursacht zudem einen mit der Flächenpressung ansteigenden Verschleiß. Zur Abschätzung dieser *Flankenpressung* dient folgende Formel [5]:

$$p = \frac{F_A \cdot P}{m \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1 \cdot k} \quad (4.8)$$

wobei für m die tragende Mutterhöhe einzusetzen ist, die Gewindetragtiefe $H_1 \approx 0,5 \cdot P$ und der empirische Gewindetragfaktor $k \approx 0,75$.

Laut [5] können für eine erste Abschätzung der Haltbarkeit die errechneten Werte p und σ_V nun mit den Werten nach Tabelle 4.3 verglichen werden. Dabei wird die Kerbwirkung im Gewindegrund und die wechselnde Belastung durch dauerndes Umkehren des Drehmomentes berücksichtigt.

Nach Tabelle 4.3 ist die Flächenpressung kritisch zu sehen, für eine Erstausslegung ist das Ergebnis akzeptabel. Ein umfassenderer Nachweis der Dauer- bzw. Zeitfestigkeit sollte jedoch im Rahmen der nächsten konstruktiven Iteration vorgesehen werden, Anhalt zur Vorgehensweise gibt beispielsweise [10].

4.2 Wahl des Schrittmotors

Art des Vergleichswertes	Wert	Sicherheit	Material
Zulässige Vergleichsspannung für wechselnde Beanspruchung im Trapezgewinde	$\sigma_{V,zul} \approx 0,13 \cdot R_m$	$S_\sigma \approx 2,15$	1.4305
Zulässige Flächenpressung im Aussetzerbetrieb	$p_{zul} \approx 15 \frac{N}{mm^2}$	$S_p \approx 1,25$	Stahl/Bronze

Tabelle 4.3: Vorgeschlagene Vergleichswerte nach [5] und die rechnerischen Sicherheiten gegen Versagen bei einer Gewindelänge $m = 10\text{mm}$.

4.2 Wahl des Schrittmotors

Um ein geeignetes Umlaufgetriebe auswählen zu können, muss neben dem Lastmoment (Tab. 4.2) nun auch das Getriebeeingangsmoment festgelegt werden. Aufgrund der geforderten Kompaktheit und den mit der Motorgröße steigenden Kosten werden Schrittmotoren mit relativ kleinen Abmessungen in Betracht gezogen. Tab. 4.4 listet die Daten der beiden Mustermotoren, sie werden mit #296 und #298 bezeichnet.

Aufgrund der Ungewissheit hinsichtlich des tatsächlichen Einflusses der Kapsel, des verminderten Läuferadius und den geänderten Lagerbedingungen sollen beide Statoren untersucht werden. Für die Abschätzung der geforderten Getriebewandlung wird ein entsprechender

Bezeichnung	Formelz. ^a	Wert	
Stator-Durchmesser	D_S	42	mm
Schrittwinkel	z	24	°
	α_S	7,5	
Statorhöhe	H_S	#296	15
		#298	22
Phasenanzahl	m_S	2	
Phasenwiderstand	R_P	$43 \pm 10\%$	
Phaseninduktivität	L_P	#296	38
		#298	56
Pull-Out Torque	M_{PO}	#296	$0,026^b$
		#298	$0,037^c$

^a Typen nach Anhang B:
#296 ... 42BY412-296
#298 ... 42BY412-298

^b Gemessen bei 350Hz und 300mA Phasenstrom

^c Gemessen bei 250Hz und 300mA Phasenstrom

Tabelle 4.4: Daten der beiden Mustermotoren #296 und #298 laut Herstellerangaben.

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

Durch Vergleich von verfügbarem Motormoment und benötigtem Spindelmoment ist nach Glg. 3.34 die Wandlung bestimmbar. Dabei wird das Drehmoment des „schwächeren“ Stators #296 eingesetzt:

$$|\mu_{min}| = \frac{|M_{An,Schließen}|}{|M_{PO}|} \cdot f_K = \frac{0,225}{0,026} \cdot 1,5 \approx 13. \quad (4.9)$$

Der eingeführte *Kapsel*faktor $f_K=1,5$ berücksichtigt die Verminderung des Drehmomentes bei Änderung der Läuferanordnung. Diese wird einerseits durch die eingebrachte Kapsel (Abb. 2.6) verschuldet, die auch minimale Hystereseverluste verursacht, andererseits erfordert die Wandstärke der Kapsel eine Verringerung des Läuferdurchmessers, wodurch der Hebelarm der magnetischen Kräfte verkürzt wird. Da die Drehrichtung des Schrittmotors frei gewählt werden kann, wird als Vergleichswert der Betrag $|\mu|$ vorgegeben.

4.3.1 Eingrenzung der Varianten

Vorerst sollen die elementaren Koppelgetriebe nach Abb. 3.12 betrachtet werden. Die rechnerisch erreichbaren Übersetzungen und die Schaltbilder sind in Abb. 4.4 dargestellt.

Je nach Anschluss und Lage der Summenwelle ergeben sich die Getriebetypen nach Abb. 4.5. Hierbei sind jene mit den höchsten Wirkungsgraden dargestellt [17].

Die Getriebe nach ee' weisen einen vergleichsweise geringen Wirkungsgrad bei Übersetzungen $|i| \geq 15$ auf, weshalb sie ausgeschlossen werden (siehe Anhang A). Die Bauarten ef' , ea' und af' liefern überhaupt keine brauchbaren Übersetzungen. Ähnlich ungünstig fallen die Getriebe der Bauart fe' , aa' und ae' aus, da sie entweder zu geringe Übersetzungen bieten, oder die einzelnen Elemente (z.B. Steg und Zentralwelle) durchdringen sich zwangsweise in der vorgesehenen Anwendung. Aus dieser Gruppe von Koppelgetrieben werden nur die der Gruppe ff' näher betrachtet.

Weiters eignen sich alle zweistufigen Reihengetriebe, da sie sowohl gute Wirkungsgrade, als auch brauchbare Übersetzungen liefern. Selbiges gilt auch für einzelne einfache Planetengetriebe. Aufgrund der realisierbaren Übersetzungsbereiche werden auch die offenen Umlaufgetriebe mitbetrachtet.

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

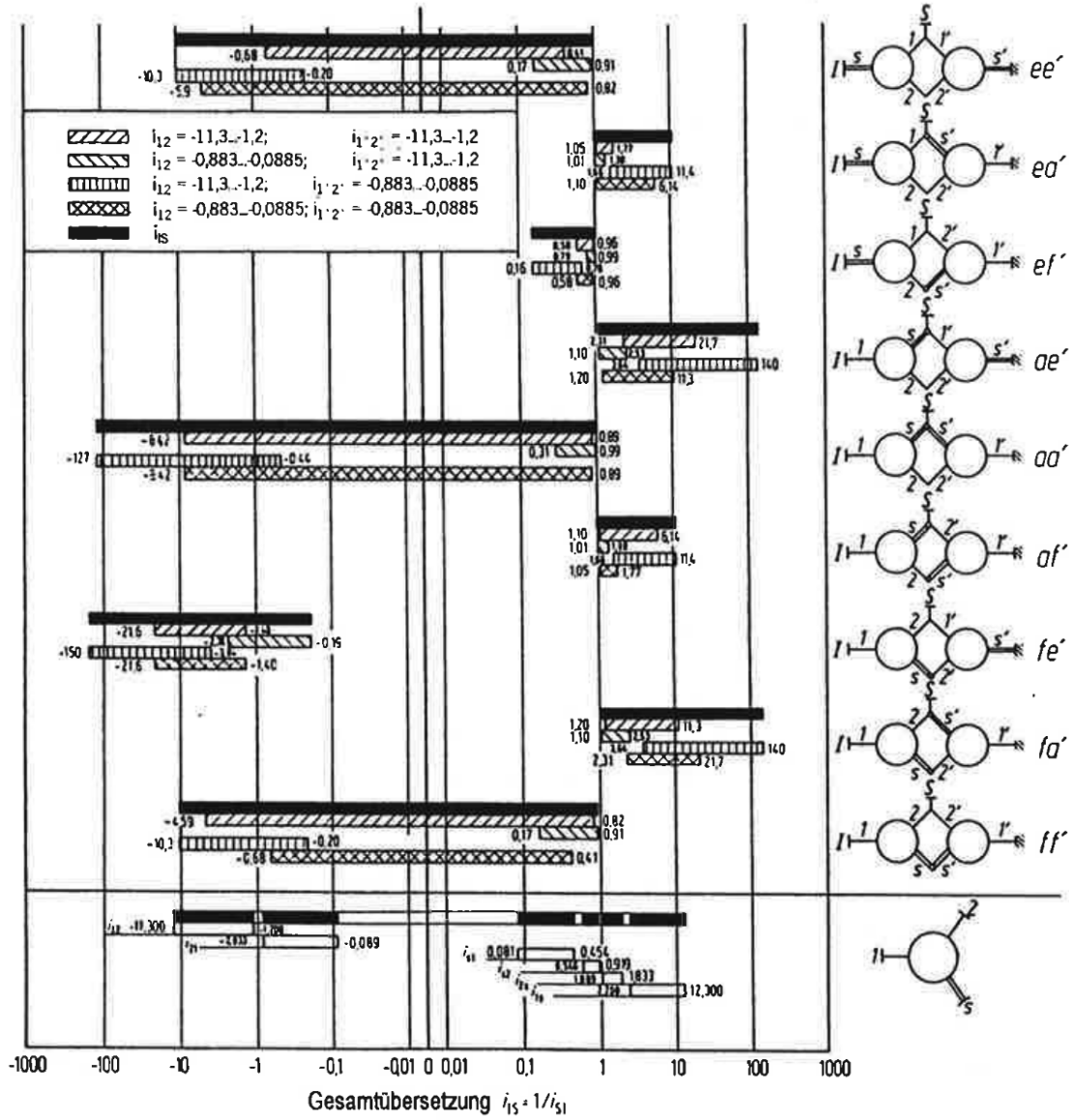


Abbildung 4.4: Übersetzungsbereiche und Standübersetzungen einfacher Koppelgetriebe [17].

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

Koppelfall	Bauformen der optimalen elementaren Koppelgetriebe			
	$i_{12} = -11,3 \dots -1,2$ $i_{1'2'} = -11,3 \dots -1,2$	$i_{12} = -0,833 \dots -0,0885$ $i_{1'2'} = -11,3 \dots -1,2$	$i_{12} = -11,3 \dots -1,2$ $i_{1'2'} = -0,833 \dots -0,0885$	$i_{12} = -0,833 \dots -0,0885$ $i_{1'2'} = -0,833 \dots -0,0885$
ee'	①	②	③	④
$i_{15} = 1/i_{s1}$	-0,68 ... +0,41	+0,17 ... +0,91	-10,3 ... -0,20	-4,59 ... +0,82
ef'		⑤	⑥	
$i_{15} = 1/i_{s1}$		+0,79 ... +0,99	+0,16 ... +0,70	
ae'	⑦	⑧	⑨	⑩
$i_{15} = 1/i_{s1}$	+2,31 ... +2,17	+1,10 ... +2,53	+3,64 ... +1,40	+1,20 ... +1,13
fe'	⑪	⑫	⑬	
$i_{15} = 1/i_{s1}$	-21,6 ... -1,40	-2,36 ... -0,19	-150 ... -3,84	
ea'	⑭			⑮
$i_{15} = 1/i_{s1}$	+1,05 ... +1,77			+1,10 ... +5,14
aa'		⑯	⑰	
$i_{15} = 1/i_{s1}$		-2,36 ... -0,19	-137 ... -0,44	
ff'			⑱	⑲
$i_{15} = 1/i_{s1}$			-10,3 ... -0,20	-0,68 ... +0,41

Abbildung 4.5: Schematische Darstellung elementarer Koppelgetriebe mit hohem Wirkungsgrad [17].

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

Als Ergebnis dieser Vorauswahl verbleiben folgende Getriebetypen in der engeren Auswahl:

- Zweistufige Reihengetriebe
- Reduzierte Koppelgetriebe mit durchgehendem Planeten
- Einfache Plusgetriebe und
- Offene Umlaufgetriebe.

Diese sollen im Anschluss einer genaueren Betrachtung unterzogen werden.

4.3.2 Annahmen zum Verzahnungswirkungsgrad

Für eine genauere Betrachtung der in Frage kommenden Getriebe soll die erreichbare Wandlung abgeschätzt werden. Diese ist nach Glg. 3.34 das Produkt aus Übersetzung und Wirkungsgrad. Die Übersetzung ist durch die Zähnezahlen gegeben, für den Wirkungsgrad müssen entsprechende Werte gefunden werden.

Nach [17] können die Umlaufwirkungsgrade in Abhängigkeit von Standwirkungsgrad und Standübersetzung berechnet werden (Anhang A, Tab. A.2). Die Standwirkungsgrade einfacher Planetengetriebe berechnet man mit

$$\eta_{12,\text{außen/innen}} = \eta_{\text{außen}} \cdot \eta_{\text{innen}} \quad (4.10)$$

$$\eta_{12,\text{außen/außen}} = \eta_{\text{außen}} \cdot \eta_{\text{außen}} \quad (4.11)$$

$$\eta_{12,\text{innen/innen}} = \eta_{\text{innen}} \cdot \eta_{\text{innen}} \quad (4.12)$$

wobei $\eta_{12,\text{außen/innen}}$ für (Teil-)Getriebe nach Abb. 3.10a und 3.10b gilt, $\eta_{12,\text{außen/außen}}$ für jene nach Abb. 3.10c und $\eta_{12,\text{innen/innen}}$ für Getriebe nach Abb. 3.10d. Die Wirkungsgrade für Stirnradstufen $\eta_{\text{außen}}$ und Hohlradstufen η_{innen} können teilweise rechnerisch bestimmt werden, oder aber sie werden an Verzahnungsprüfständen gemessen. Ergebnisse einer solchen Berechnung sind für Stahlzahnräder in Abb. 4.6 dargestellt.

Ähnliche Werte findet man auch in [17], wo $\eta_{\text{außen}} \approx 0,990$ und $\eta_{\text{innen}} \approx 0,995$ angenommen wird. Für Zahnräder aus Kunststoff werden offensichtlich geringere Werte erreicht, wie Abb. 4.7 zeigt. Dies ist bedingt durch die größeren Reibungskoeffizienten zwischen zwei Zahnradern aus Kunststoff.

Aufgrund der stark schwankenden Angaben erscheint es sinnvoll, nicht nur Einzelwerte, sondern einen Bereich für die jeweiligen Wirkungsgrade anzunehmen und die daraus resultierenden Umlaufwirkungsgrade zu betrachten (im Folgenden bezeichnet mit MIN und MAX).

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

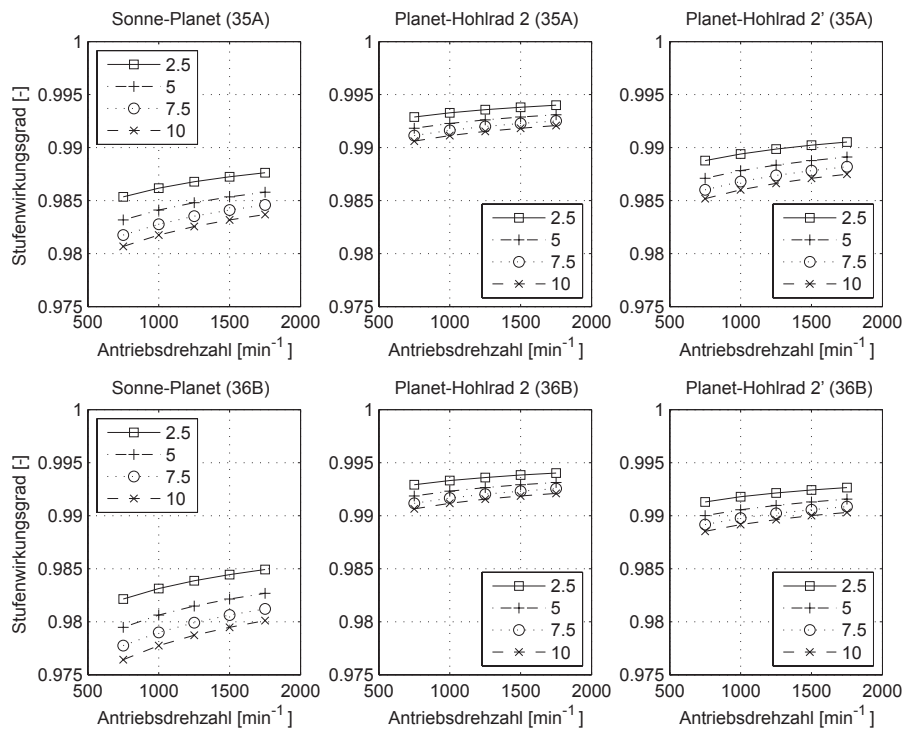


Abbildung 4.6: Rechnerisch ermittelte Stufenwirkungsgrade mit dem Drehmoment in Nm als Parameter. 35A und 36B bezeichnet zwei unterschiedliche Versuchsgetriebe mit Sonnenrädern mit 35 bzw. 36 Zähnen, Die Hohlräder besitzen zwischen 78 und 82 Zähne [18].

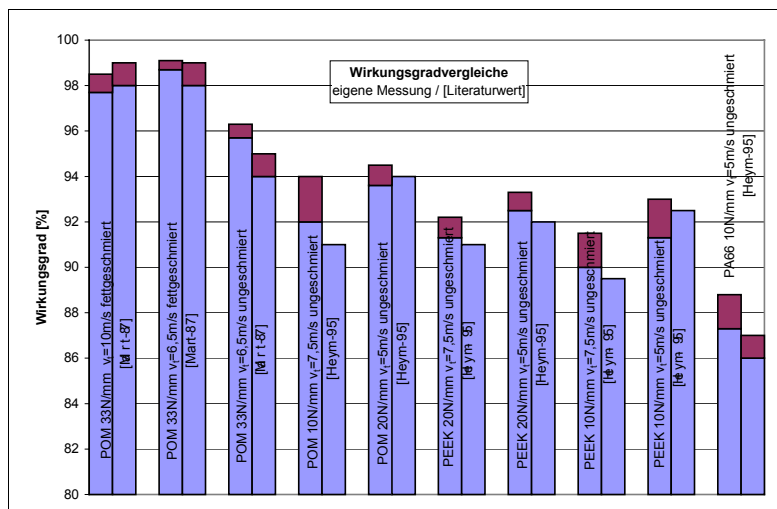


Abbildung 4.7: Wirkungsgrade von Zahnrädern aus verschiedenen Kunststoffen aus Messung und Literatur [21].

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

4.3.3 Vergleich einiger Getriebetypen

Im Folgenden werden die ausgewählten Getriebetypen hinsichtlich Übersetzungsbereich und Wirkungsgrad verglichen. Als Basis für die Abschätzung werden einige Eckdaten definiert. Die Werte werden anhand von vergleichbaren Getrieben abgeschätzt oder aber sie sind konstruktiv gegeben:

- Modul $m = 0,4$ mm
- max. Außendurchmesser $D_{max} = 19$ mm
- beidseitig 1,5 mm Abstand zwischen Zahnfuß und D_{max}
- keine hohlen Zentralräder ($d_i = 0$ mm)
- Planetenanzahl $q_P = 3$
- min. Zähnezahzahl $z_{min} = 9$ (Vermeidung von extremem Unterschnitt)
- $\eta_{außen} = 0,93 \dots 0,98$
- $\eta_{innen} = 0,94 \dots 0,99$

Zweistufiges Reihengetriebe

Das Reihengetriebe kann einerseits aus zwei einfachen Umlaufgetrieben gebildet werden, wobei der Abtrieb der ersten Stufe als Antrieb der zweiten dient. Oder man leitet es streng systematisch vom Koppelgetriebe ab (Abb. 3.13). Da der maximale Durchmesser durch den Bauraum begrenzt ist, werden beide Hohlräder auf diesen Durchmesser ausgelegt. Werden sie gekoppelt und stillgelegt, entsteht das Getriebe nach Abb. 4.8. Dabei können die Planeten wahlweise mit gleichem oder unterschiedlichen Durchmessern bzw. Zähnezahlen ausgeführt werden, erstes wirkt sich senkend auf die Herstellungskosten aus².

Die Umlaufübersetzung solcher Getriebe wird folgendermaßen berechnet:

$$i = i_I \cdot i_{II} \quad (4.13)$$

$$i_I = i_{1s,I} = 1 - i_{12,I} \quad (4.14)$$

$$i_{II} = i_{1s,II} = 1 - i_{12,II} \quad (4.15)$$

$$i_{12,I} = \frac{z_{Ho,I}}{z_{So,I}} \quad (4.16)$$

$$i_{12,II} = \frac{z_{Ho,II}}{z_{So,II}} \quad (4.17)$$

²Alle Planeten können mit dem selben Werkzeug gefertigt werden.

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

und der Umlaufwirkungsgrad nach Tab. A.2:

$$\eta = \eta_I \cdot \eta_{II} = \eta_{1s,I} \cdot \eta_{1s,II} \quad (4.18)$$

$$\eta_{1s,I} = \frac{i_{12,I} \cdot \eta_{12,I} - 1}{i_{12,I} - 1} \quad (4.19)$$

$$\eta_{1s,II} = \frac{i_{12,II} \cdot \eta_{12,II} - 1}{i_{12,II} - 1} \quad (4.20)$$

Die Ergebnisse aus der Variation der Zähnezahlen nach Kapitel 3.4.3 sind in Abb. 4.8 ersichtlich. Die rechten Punkte wurden mit den jeweils besseren Verzahnungswirkungsgraden errechnet, die linken mit den schlechteren. Die horizontale Linie deckt den Bereich ab, in dem das Getriebe den Annahmen zufolge arbeiten sollte.

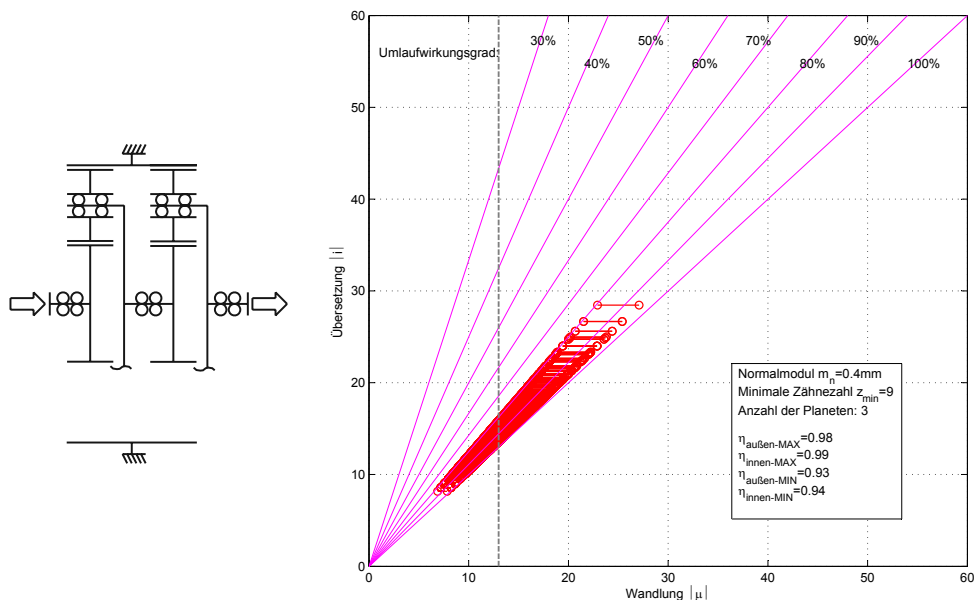


Abbildung 4.8: Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei zweistufigen Reihengetrieben mit Außendurchmesser $D_{\text{max}} = 19 \text{ mm}$ für beide Stufen.

Bei den geometrischen Vorgaben nach Abb. 4.8 sind Reihengetriebe bis etwa $i = 28,44$ realisierbar. Aufgrund der guten Wirkungsgrade können trotzdem Wandlungen von $|\mu| \geq 22$ erreicht werden. Unter den 1225 errechneten Varianten sind 35 mit jeweils gleicher Hohlrad- und Planetenzähnezahl in den beiden Stufen. Eine noch größere Variabilität entsteht, wenn der maximale Durchmesser für mindestens eine Stufe dadurch erhöht wird, dass diese außerhalb des Schrittmotors platziert wird. Dadurch vergrößert sich der Platzbedarf in axialer Richtung, erreichbare Übersetzungen und Wandlungen sind in Abb. 4.9 dargestellt.

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

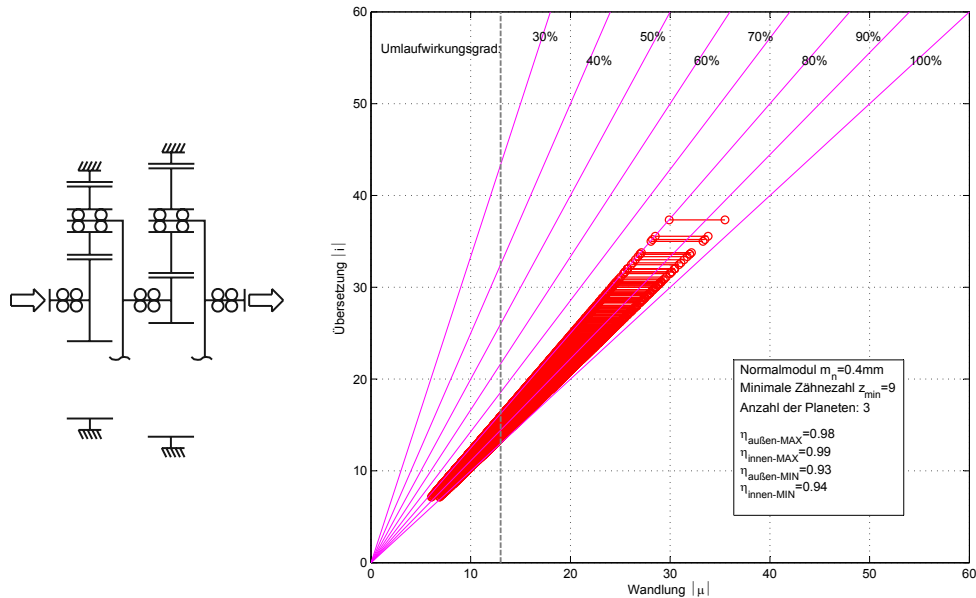


Abbildung 4.9: Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei zweistufigen Reihengetrieben mit Außendurchmesser $D_{I,max} = 19 \text{ mm}$ und $D_{II,max} = 25 \text{ mm}$.

Reduziertes Koppelgetriebe

Abb. 4.10 zeigt den Aufbau eines reduzierten Koppelgetriebes mit durchgehendem Planeten und Antrieb am Sonnenrad. Getriebe dieser Bauweise sind auch als *Wolfromgetriebe* oder *Minuteman Cover Drive* bekannt. Die Übersetzung lässt sich aus den Umlaufübersetzungen der Teilgetriebe berechnen mit

$$i = 1 - \frac{1 - i_{12,II}}{1 - i_{12,I}} \quad (4.21)$$

$$i_{12,I} = \frac{z_{H0,II}}{z_{H0,I}} \quad (4.22)$$

$$i_{12,II} = \frac{z_{H0,II}}{z_{S0}} \quad (4.23)$$

Die Übersetzung wird sehr groß, wenn $i_{12,I} \rightarrow 1$ bzw. $z_{H0,I} \approx z_{H0,II}$. Der Zahnzahlunterschied zwischen den beiden Hohlrädern ist demnach gering und aufgrund der Einbaubedingungen (Glg. 3.36 bis 3.39) meist ein ganzzahliges Vielfaches der Planetenanzahl.

Die Wirkungsgrade können mit dem sogenannten *wirkungsgleichen Koppelgetriebe* berechnet werden. Für eine genaue Beschreibung der Vorgangsweise sei auf entsprechende Literatur verwiesen [15, 17, 18]. Die Ergebnisse nach Berechnung mit allen montierbaren Zahnzahlen sind in Abb. 4.10 eingetragen.

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

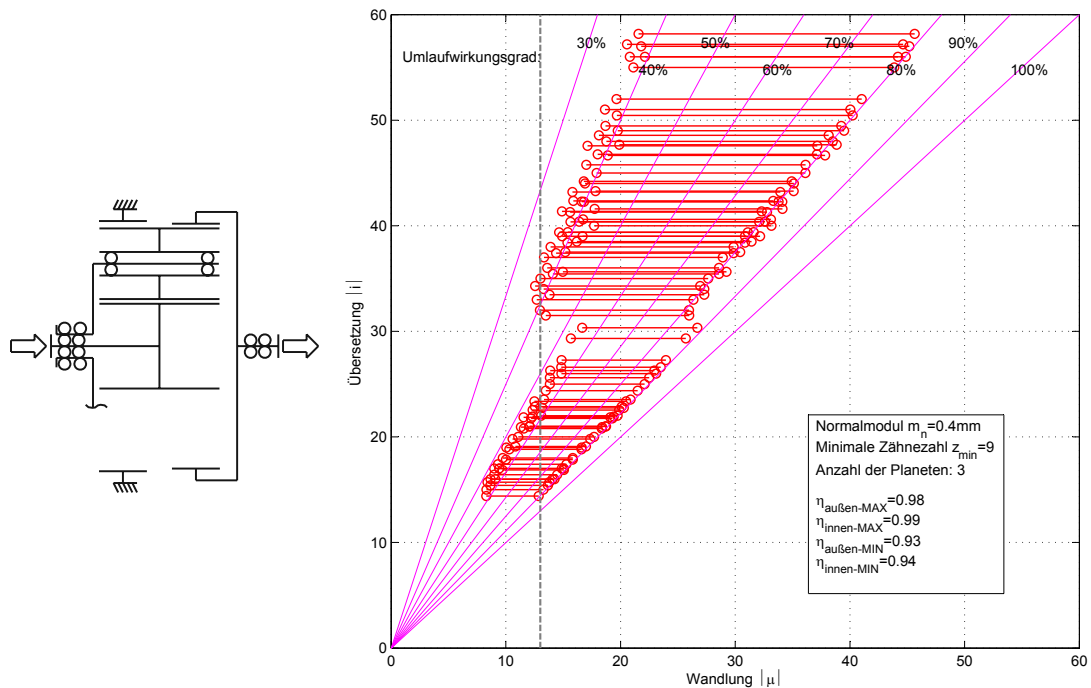


Abbildung 4.10: Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei reduzierten Koppelgetrieben mit durchgehendem Planeten und Außendurchmesser $D_{max} = 19$ mm.

Hierbei fällt auf, dass die Wirkungsgrade über einen großen Bereich streuen. Insgesamt liegen sie deutlich unter denen von Reihengetrieben. Als großer Vorteil ist die kompakte Bauweise bei geringer Anzahl an Bauteilen zu nennen.

Einfaches Plusgetriebe

Eine einfache Variante mit auf den ersten Blick brauchbaren Übersetzungen liefert ein Plusgetriebe nach Abb. 4.11. Die Übersetzung erhält man aus

$$i = \frac{i_{12}}{i_{12} - 1} \quad (4.24)$$

$$i_{12} = \frac{z_{Ho,II}}{z_{Ho,I}} \quad (4.25)$$

Aufgrund der Einbaubedingungen können in der Praxis jedoch keine für diese Anwendung brauchbaren Übersetzungen erreicht werden (Abb. 4.11). Der Umlaufwirkungsgrad ist zudem

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

gering, er kann nach Tab. A.2 berechnet werden mit

$$\eta = \frac{i_{12} - 1}{i_{12} - 1/\eta_{12}} \quad \text{für } 0 < i_{12} < 1 \quad (4.26)$$

$$\eta = \frac{i_{12} - 1}{i_{12} - \eta_{12}} \quad \text{für } i_{12} > 1. \quad (4.27)$$

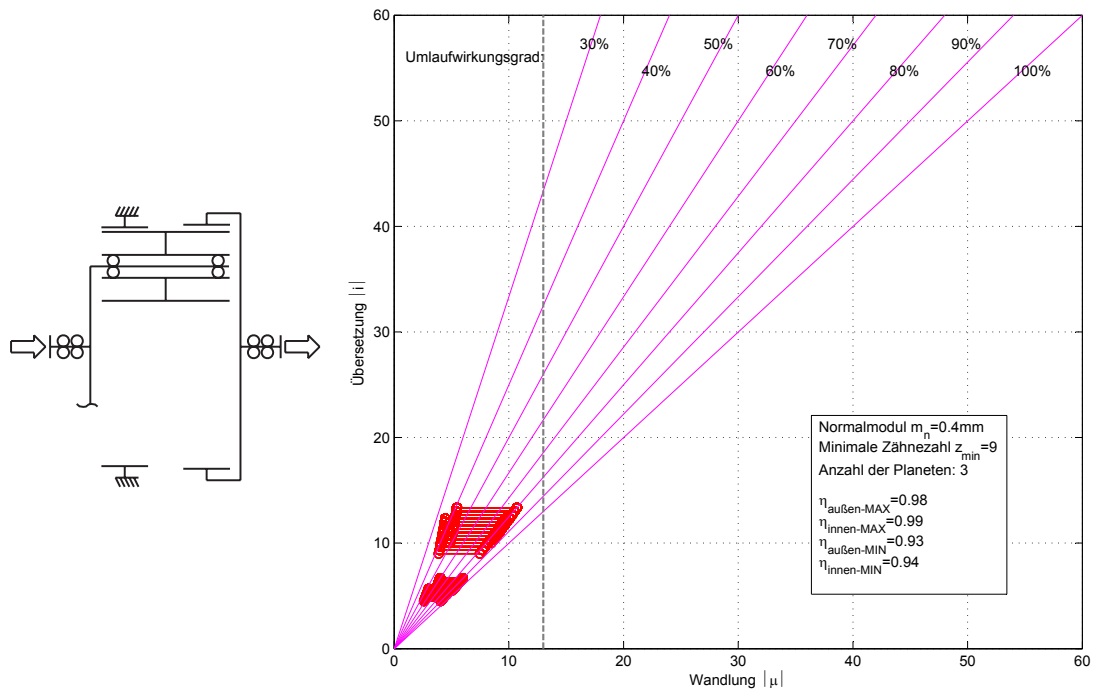


Abbildung 4.11: Mögliche Übersetzungen und erreichbare Werte für die Wandlung bei einfachen innenverzahnten Plusgetrieben mit Außendurchmesser $D_{\text{max}} = 19 \text{ mm}$.

Offene Umlaufgetriebe

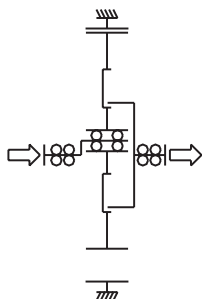


Abbildung 4.12: Offenes Umlaufgetriebe nach dem *Stift-Buchse-Prinzip* [18].

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

Eine neue Getriebevariante entsteht, wenn man die Planetendrehzahl nach außen führt. Es fällt dann eine Zentralwelle weg (Hohlrad, Sonnenrad oder Steg), jedoch muss die exzentrische Bewegung der/des Planeten abgegriffen und auf die koaxiale Abtriebswelle übertragen werden. Die Gruppe dieser Umlaufgetriebe wird als *offene Umlaufgetriebe* bezeichnet. In Abb. 4.12 ist ein solches Getriebe mit Antrieb am Steg und Abtrieb am Planet dargestellt. Um die Planetendrehzahl nach außen zu koppeln, gibt es verschiedene Mechanismen (Abb. 4.13, [18]):

- Stift-Buchse-Prinzip
- Doppelkreuz-Prinzip
- Planetenkurbelwellen
- Harmonic-Drive und
- 1zu1-Verzahnung.

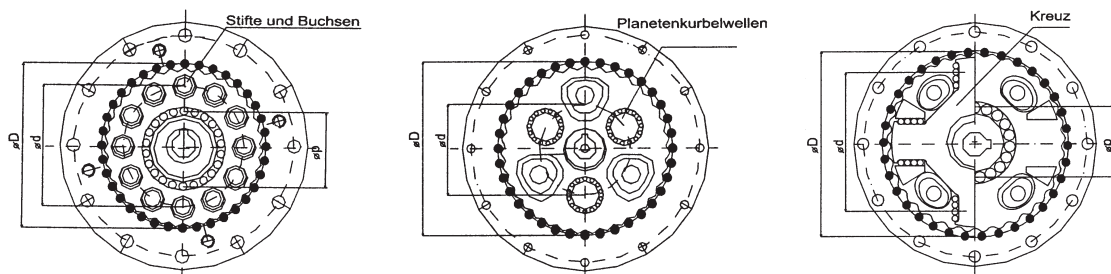


Abbildung 4.13: Koppelprinzipien für offene Umlaufgetriebe: Stift-Buchse, Planetenkurbelwellen, Doppelkreuzprinzip, [18].

Je nach verwendetem Koppelmechanismus entstehen mehr oder weniger komplexe Bauarten mit spezifischen Vor- und Nachteilen. Meist wird nur ein Planet verwendet, wodurch die Einbaukriterien nach Kapitel 3.4.1 auch bei hohen Übersetzungen eingehalten werden können. Nachteilig wirkt sich das Ungleichgewicht der Radialkräfte aus.

4.3.4 Bewertung und Auswahl

Mit Hilfe der Literatur und durch Abschätzung des erreichbaren Wirkungsgrades wurden 5 Getriebekonzepte identifiziert, die sich gut für die Anwendung eignen. Aus diesen Konzepten soll nun unter Berücksichtigung der in Kapitel 2.6 ausgearbeiteten Anforderungen ein Konzept gewählt werden.

Hierzu werden 1, 5 oder 9 Punkte vergeben, je nachdem, wie gut die jeweilige Anforderung

4.3 Wahl des Umlaufgetriebes

erfüllt wird³. Die Punkte werden entsprechend Tabelle 2.1 gewichtet und summiert. Auch hier wurden die Bewertungen wieder im Team diskutiert. Das Ergebnis aus dieser Evaluierung ist in Tabelle 4.3 festgehalten.

	1 → nicht erfüllt 5 → neutral 9 → gut erfüllt										Bewertung x Gewichtung / Summe
	Stromlos in jeder Position verharrend	Ventilposition messbar	Getriebeispiel minimieren (Regelgüte sicherstellen)	Geforderte Verstellzeit einhalten	Akustikanforderungen einhalten	Niedriges Gewicht	Bauteilanzahl minimieren	Getriebedurchmesser minimieren	Getriebelänge minimieren	Hoher Getriebewirkungsgrad	
Konzept 1: Reduziertes Koppelgetriebe	17,27%	15,45%	16,36%	8,18%	11,82%	2,73%	6,36%	11,82%	5,45%	4,55%	77,37%
Konzept 2: 2-Reihen-Getriebe im Stator liegend											79,39%
Konzept 3: 2-Reihen-Getriebe mit 2. Stufe außerhalb des Stators											68,89%
Konzept 4: Einfaches innenverzahntes Plusgetriebe	Übersetzung/Wandlung nicht ausreichend										0,00%
Konzept 5: Offenes Umlaufgetriebe											77,37%

Tabelle 4.5: Evaluierung der Konzepte mit den Anforderungen nach Kapitel 2.6.

Als Sieger aus diesem Vergleich geht, wenn auch knapp, das *Reihengetriebe* mit durchgehendem Hohlrad hervor. Aufgrund des hohen Wirkungsgrades kann eine geringere Übersetzung gewählt werden, was die Stellzeit verkürzt. Die beiden Stufen können mit gleichen Übersetzungen ausgeführt werden, was Werkzeugkosten spart. Ist Modularität gefragt, können die beiden Stufen auch angepasst werden.

Knapp dahinter liegen das *Wolfromgetriebe* und das *offene Umlaufgetriebe*. Die Übersetzungen fallen hier aufgrund des geringeren Wirkungsgrades höher aus, was sich negativ auf die Verstellzeit auswirkt. Als Vorteil ist die hohe Steifigkeit dieser Getriebearten zu nennen.

Das *Reihengetriebe* mit vergrößerter 2. Stufe bringt keinen Vorteil, da die Wandlungen auch mit dem kleineren Getriebe dieser Bauart erreicht werden. Aufgrund der niedrigen Übersetzungen des *einfachen Plusgetriebes* ergibt sich keine Lösung mit dieser Bauart.

Die geforderte Wandlung von $|\mu_{min}| \leq 13$ führt bei den erwarteten Wirkungsgraden von $\eta_{\text{Getriebe}} \approx 80\%$ beim Reihengetriebe zu Übersetzungen von etwa $i \geq 16,25$. Zur Sicherheit sollte dieser Wert noch weiter angehoben werden, weshalb ein Getriebe mit $i \geq 20$ verwendet wird.

³Abweichend von [VDI 2225] hat sich dieser Bewertungsschlüssel im Unternehmen als sinnvoll erwiesen und kommt deshalb auch hier zur Anwendung.

5 Validierung des Stellantriebs

In der Vorauslegung des Antriebsstranges können viele Daten nur abgeschätzt oder mit großen Unsicherheiten berechnet werden. Besonders bei der Gewindespindel, wo vieles vom Reibkoeffizienten abhängt, ist das tatsächliche Verhalten nur in Grenzen vorhersagbar.

Zur Absicherung des Konzeptes wird deshalb ein Prüfstand gebaut, auf dem der entwickelte Ventilantrieb getestet wird. Dabei werden einige wichtige Parameter nach den in Abschnitt 3.5 beschriebenen Richtlinien variiert und die daraus folgenden Effekte analysiert.

5.1 Antriebsprototypen

Als Ergebnis der Antriebssynthese wird für die Prototypen ein zweistufiges Reihenplanetengetriebe aus Stahl mit der Übersetzung $i \approx 26,05$ gewählt und von einem europäischen Getriebehersteller bezogen. Als Antrieb dienen die beiden in Tab. 4.4 beschriebenen Statoren #296 und #298 zusammen mit dem permanentmagnetischen Läufer. Um das Drehmoment des Schrittmotors und damit das Getriebeeingangsmoment zu messen, werden Prüflinge mit und ohne Getriebe vorbereitet (Abb. 5.1).

Um die Eigenschaften des Antriebs bestmöglich zu untersuchen und alle Optimierungsmöglichkeiten zu erkennen, sind die Prüflinge sehr modular aufgebaut. Es stehen jeweils Statoren von Motor Typ #296 und #298 zur Verfügung, sie werden einfach auf die Kapsel aufgesteckt und mittels Überwurfmutter befestigt. Der Läufer ist in Buchsen aus Kunststoff (PEEK) gelagert, bei Verwendung des Getriebes fällt das vordere Gleitlager weg. Die Ausgangswelle wird dann im Getriebelager (zwei einreihige Rillenkugellager) gelagert. Die Kapsel besteht aus nicht magnetisierbarem Metall (nichtrostender austenitischer Stahl 1.4305) mit konstanter Wandstärke. Dies ermöglicht den magnetischen Fluss von Stator zu Rotor mit nur geringen Hystereseverlusten in der Kapsel.

5.2 Antriebsprüfstand

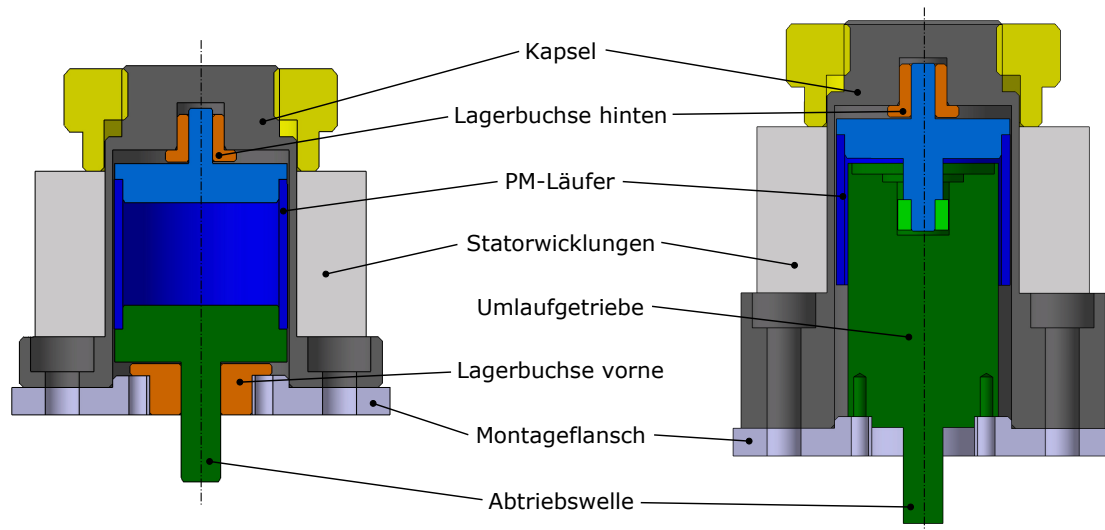


Abbildung 5.1: Prüflinge für Schrittmotor ohne Getriebe (links) und Gesamtantrieb mit Getriebe (rechts).

5.2 Antriebsprüfstand

5.2.1 Aufbau

Für die Prüfung der Schrittmotoren und Getriebe wurde eigens ein spezieller Antriebsprüfstand konstruiert und aufgebaut. Darauf sollen sowohl sehr geringe Drehmomente (der Schrittmotoren), als auch weit höhere (bei Verwendung eines Getriebes) möglichst exakt gemessen werden. Eine Übersicht zum Prüfstand ist in Abb. 5.2 dargestellt. Der Prüfling ist über eine Welle mit einer elektrisch erregten Hysteresebremse verbunden, die pendelnd am Aufbau gelagert ist. Das Drehmoment und der Drehwinkel werden über Kraftmesszellen und Inkrementalencoder gemessen und können am Computer ausgewertet werden. Die koaxiale Ausrichtung von Prüfling und Bremse kann mit den Mikrometerschrauben des Kreuztisches vorgenommen und an den frei liegenden Flächen der Abtriebswelle überprüft werden. Für Prüfungen bei definierten Umgebungstemperaturen wird in Zukunft außerdem die Möglichkeit bestehen, die Luft in der thermisch isolierten Prüfkammer zu konditionieren. Dazu wird diese mit entsprechend aufbereiteter Luft aus einem Klimaschrank durchflutet.

Durch Verbinden der jeweiligen Messzelle mit dem Hebel wird die Kraftmesszelle und die Hebel­länge (l_1 oder l_2) ausgewählt. Somit können mit zwei Messzellen vier verschiedene Messbereiche (MB1 ... MB4) gewählt werden (Tab. 5.1). Um die Genauigkeit und Flexibilität besonders bei kleinen Drehmomenten zu erhöhen, stehen zwei Bremsen mit unterschiedlichen Brems- und Trägheitsmomenten zur Verfügung.

5.2 Antriebsprüfstand

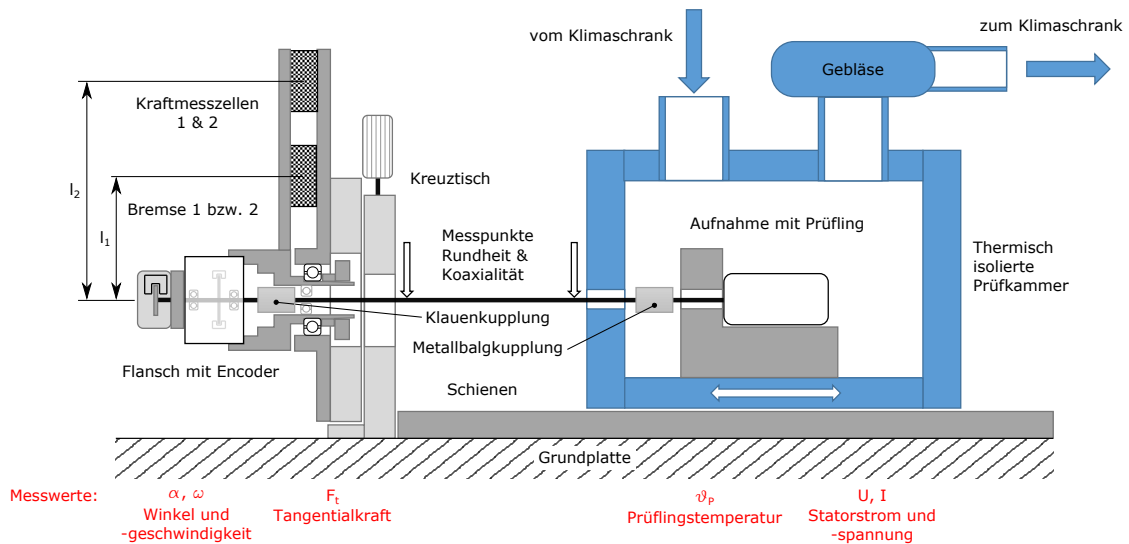


Abbildung 5.2: Schematischer Aufbau des Antriebsprüfstands.

Messbereich:	MB1	MB2	MB3	MB4	
Drehmoment	0,05	0,10	0,50	1,00	Nm
Hebellänge	100	200	100	200	mm
Kraftmesszelle	0,50		5,00		N
Bremse (Nenn Drehmoment)	0,10		1,20		Nm
Winkelauflösung	500				CPR
	0,18				°

Tabelle 5.1: Kennwerte des Antriebsprüfstandes.

5.2 Antriebsprüfstand

5.2.2 Vorversuche

Um ein Gefühl für die Grenzwerte der Motoren zu bekommen, wurden beide (#298 und #296) als Komplettmotoren und als Prüflinge mit Kapsel und beidseitiger Gleitlagerung vermessen. Die Ergebnisse sind in Abb. 5.3 dargestellt.

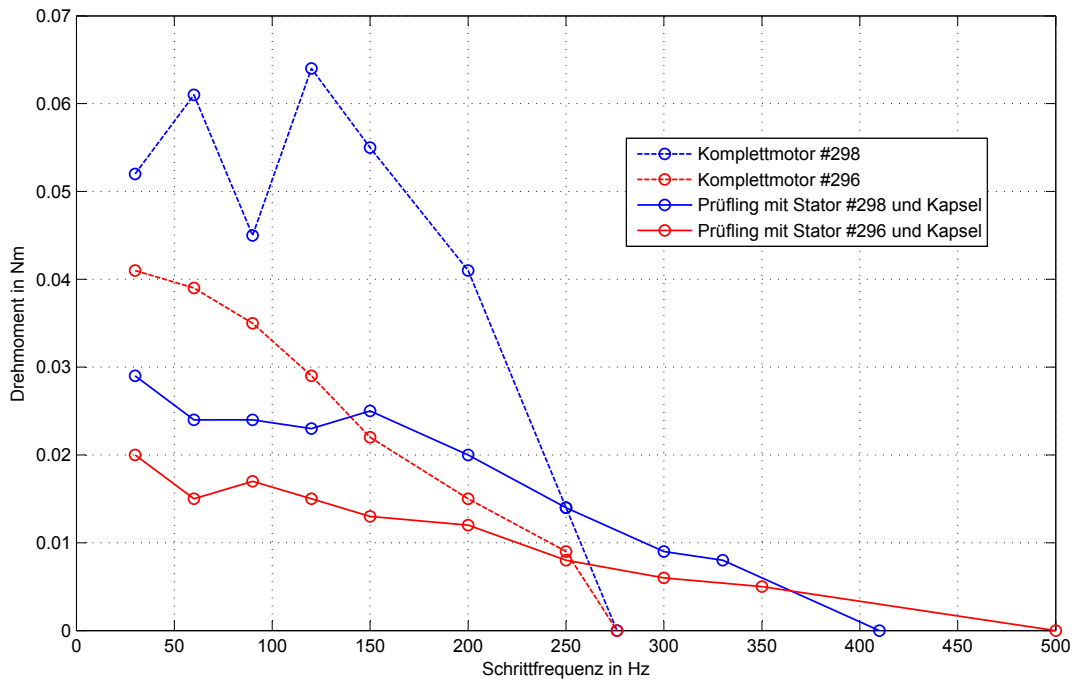


Abbildung 5.3: Drehmomentverlauf über der Schrittfrequenz für die beiden Motorbaugrößen im Vollschrittbetrieb.

Als *Komplettmotoren* werden in Abb. 5.3 die Motorbaugruppen bezeichnet, wie sie vom Hersteller standardmäßig ausgeliefert werden. Sie bestehen aus Stator, Läufer, Gleitlagerung und Gehäuse und dienen als Vergleichsobjekte. Die in Kapitel 4.2 aufgelisteten Daten beziehen sich auf diese Motoren. Die Antriebsprüflinge haben mit diesen Aufbauten die Statorwicklungen gemein, der permanentmagnetische Läufer unterscheidet sich im Durchmesser.

Einerseits ist ersichtlich, dass bei niedrigen Frequenzen ein weit größerer Unterschied zu den Standardmotoren vorliegt als im Vorfeld vermutet. Der Drehmomentverlust liegt vermutlich einerseits am erhöhten Abstand und teilweise metallischen Material zwischen Stator und Läufer, andererseits am zwangsweise geringeren Läuferdurchmesser, da Platz für die Kapsel geschaffen werden musste. Außerdem muss davon ausgegangen werden, dass die Gleitlager ein erhöhtes Reibungsmoment verursachen, da der Wellendurchmesser vorne auf 5 mm erhöht wurde.

Was am Diagramm sofort auffällt, ist der enorme Drehmomenteinbruch des Serienmotors bei

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

etwa 90 Hz. Dieser lässt sich durch Eigenfrequenz des Aufbaus am Prüfstand erklären. Diese ist die Frequenz, mit der der Rotor bei bestromter Wicklung um die Ruhelage pendelt. Sie kann nach [22] aus der Steifigkeit des Motors c und dem Massenträgheitsmoment J berechnet werden zu

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{J}}. \quad (5.1)$$

Die Steifigkeit ist die Steigung der Momentenkennlinie nach dem Drehwinkel φ mit dem Haltemoment M_H als Maximum:

$$M(\varphi) = -M_H \cdot \sin(m_S \cdot \varphi) \quad (5.2)$$

$$c(\varphi) = -\frac{dM}{d\varphi} = m_S \cdot M_H \cdot \cos(m_S \cdot \varphi) \quad (5.3)$$

Für kleine Bewegungen um die Ruhelage folgt weiters

$$c = m_S \cdot M_H. \quad (5.4)$$

Somit erhält man für die berechnete Eigenfrequenz

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_S \cdot M_H}{J}}. \quad (5.5)$$

Für den Aufbau nach Abb. 5.2 kann nun angenommen werden, dass die Metallbalgkupplung sehr steif ist, die Klauenkupplung mit Elastomerelement hingegen sehr weich. Damit kann das Massenträgheitsmoment für Läufer, Metallbalgkupplung und Welle abgeschätzt und addiert werden. So erhält man

$$J_{red} \approx 6 \cdot 10^{-7} \text{kgm}^2$$

$$M_H = 0,082 \text{Nm} \dots \text{laut Hersteller, siehe Anhang B}$$

$$m_S = 2$$

$$\hookrightarrow f_e \approx 83 \text{Hz}.$$

Dies passt gut zur Beobachtung. Aufgrund des erhöhten Luftspalts ist dieses Phänomen bei den gekapselten Prüflingen nicht zu beobachten [22].

Abb. 5.2 zeigt außerdem, dass auch bei ungünstigen Verhältnissen Frequenzen von 300 Hz mit beiden Prüflingen problemlos gefahren werden können.

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

In Abschnitt 3.5 wurde die Vorgangsweise beim *Design of Experiments* beschrieben. Diese soll nun auf die gegebene Aufgabenstellung angewendet werden, wobei die Prüflinge für Motor und Gesamtantrieb (Motor mit Getriebe) getrennt betrachtet werden.

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

5.3.1 Qualitätsmerkmale

In Tab. 5.2 sind die Qualitätsmerkmale des Antriebs aufgelistet. Einige davon werden einer genaueren Untersuchung unterzogen, andere wiederum (z.B. Akustik) sollen nur beobachtet und der Vollständigkeit halber notiert werden. Da die Hauptfunktion des Antriebes in der kontrollierten Erzeugung von rotatorischer Leistung besteht, werden hauptsächlich entsprechende mechanische bzw. elektrische Werte untersucht. Sie werden für jede Faktoreinstellung beim maximalen Drehmoment gemessen, genau dann wenn der Motor „außer Tritt“ gerät. Der Motorstrom wird als Effektivwert vom Labornetzteil¹ gemessen und wird ebenso wie das Drehmoment zum Zeitpunkt des Schrittwertverlustes aufgezeichnet. Die Motorspannung wird vom Netzteil konstant gehalten.

Merkmale	Einheit	Messung
Max. Drehmoment (Pull Out Torque)	Nm	gemessen
Strom	A	gemessen
Mech. Leistung	W	berechnet
El. Leistung	W	berechnet
Wirkungsgrad	-	berechnet
Geräusch	auff./unauff.	beobachtet

Tabelle 5.2: Qualitätsmerkmale des Antriebes.

5.3.2 Bewertung der Einflussgrößen

Die Identifikation der auf die Qualitätsmerkmale Einfluss nehmenden Größen ist im Rahmen der Versuchsplanung von höchster Bedeutung. Werden Parameter übersehen, so kann ein auftretender Effekt gegebenenfalls nicht erkannt und von der Streuung unterschieden werden.

Identifikation der Parameter

Die in Tabelle 5.3 aufgelisteten Parameter stellen alle identifizierten Einflussgrößen im System *Spindelantrieb* dar. Die Unterteilung zeigt an, in welcher Form sie eingestellt und/oder beobachtet werden können und sollen. Es ist ersichtlich, dass insbesondere einige Störgrößen nicht oder nur schwer messbar sind. Doch auch manche Steuergrößen, allen voran einige Form- und Lagetoleranzen sind mit gemäßigttem Aufwand kaum zu überprüfen.

¹Typ: Delta Elektronika SM 35-45.

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

Gruppe	Parameter	Art	Einfluss	Berücks.
Stator	Bauform	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Wicklungszahl	quantitativ	Steuergröße	
	Schrittwinkel	quantitativ	Steuergröße	konstant
	Baugröße	quantitativ	Steuergröße	variabel
	Widerstand	quantitativ	Steuergröße	beobachtet
	Induktivität	quantitativ	Steuergröße	variabel
	Wicklungstemperatur	quantitativ	Störgröße	
Kapsel	Wandstärke	quantitativ	Steuergröße	konstant
	Werkstoff	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Oberflächenrauheit	quantitativ	Störgröße	
	Temperatur	quantitativ	Störgröße	
Rotor	Bauart	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Baugröße	quantitativ	Steuergröße	konstant
	Trägermaterial	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Magnetisierung	quantitativ	Steuergröße	
	Temperatur	quantitativ	Störgröße	
Lagerung	Anordnung	qualitativ	Steuergröße	variabel
	Spiel	quantitativ	Steuergröße	
	Material	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Oberflächenrauheit	quantitativ	Steuergröße	
	Form- und Lagetol.	quantitativ	Steuergröße	
Getriebe	Bauart	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Übersetzung	quantitativ	Steuergröße	konstant
	Temperatur	quantitativ	Störgröße	
Schmierung	Art	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Menge	quantitativ	Steuergröße	
	Viskosität	quantitativ	Steuergröße	
Motor- ansteuerung	Betriebsart	qualitativ	Steuergröße	konstant
	Spannung	quantitativ	Steuergröße	konstant
	Mikroschritte	quantitativ	Steuergröße	variabel
	Schrittfrequenz	quantitativ	Steuergröße	variabel
Umgebung	Umgebungstemperatur	quantitativ	Störgröße	beobachtet
	Luftfeuchtigkeit	quantitativ	Störgröße	

Tabelle 5.3: Einflussgrößen des Systems Ventilantrieb.

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

Die Parameter des Stators können zwar in weiten Bereichen variiert werden, sind aber nicht unabhängig voneinander. So kann durch einen geringeren Drahtdurchmesser bei konstantem Bauraum die Anzahl der Wicklungen erhöht werden, dabei wird jedoch auch der ohmsche Widerstand ansteigen. Die verwendeten Statoren #296 und #298 besitzen beide etwa den gleichen Widerstand, jedoch ändert sich mit der Baugröße auch die Induktivität. Da jede Lagerstelle Kosten verursacht, wird auch die Möglichkeit untersucht, das hintere Gleitlager zu entfernen. Die Anzahl der Mikroschritte lässt sich sehr einfach am Prüfstand variieren. Natürlich wird die Drehmomententwicklung auch bei verschiedenen Schrittfrequenzen untersucht.

Besondere Beachtung sei noch dem Temperatureinfluss gewidmet. Aufgrund der temperaturabhängigen Entmagnetisierungskurven von Dauermagneten ist ein signifikanter Drehmomentverlust bei erhöhten Temperaturen zu erwarten, bei tiefen Temperaturen vice versa (Abb. 5.4). Zusätzlich ist davon auszugehen, dass sich die Wicklungswiderstände R_P und -induktivitäten

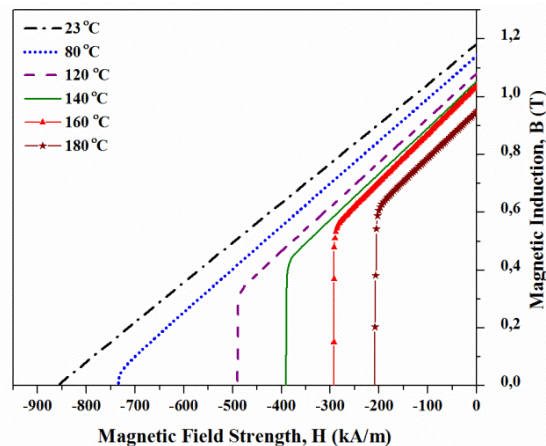


Abbildung 5.4: Entmagnetisierungskurven eines Neodym Magneten, [16].

L_P im Stator mit der Temperatur ändern. Gleiches gilt auch für geschmierte Bauteile wie das Getriebe, wo die veränderliche Viskosität des Schmiermittels einen erheblichen Einfluss auf das Verhalten haben wird. Zum Zeitpunkt dieser Untersuchungen war die Konditionierung der Prüflinge jedoch noch nicht möglich, weshalb sich die Versuche auf Raumtemperatur beschränken. Der Einfluss von Umgebungs- und Prüflingstemperatur sollte jedoch sobald wie möglich untersucht werden und in die (Weiter-)Entwicklung einfließen.

Faktorstufen

Aufgrund der großteils auf zwei Stufen zu prüfenden Faktoren fällt die Wahl auf einen faktoriellen Prüfplan (Kap. 3.5.3). Ausgehend von den durchgeführten Vorversuchen (Kap. 5.2.2) werden die Faktorstufen gewählt. Es stehen zwei Statoren (Tab. 4.4) zur Verfügung, die zwischen den

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

Prüfungen ausgetauscht werden können. Der Rotor hingegen bleibt gleich, es wird lediglich konstruktiv sichergestellt, dass eine vollständige Überdeckung zwischen Rotor und jeweiligem Stator besteht (Abb. 5.1).

Beim Prüfling ohne Getriebe besteht weiters die Möglichkeit, das hintere Lager zu entfernen. Wird mit Getriebe geprüft, wird das vordere Gleitlager durch den Zahneingriff zwischen Ritzel und Planeten ersetzt, somit sollte ein Belastungsausgleich gegeben sein.

Für den Stellantrieb ist eine Steuerplatine geplant, die eine Ansteuerung der Statorwicklungen mit bis zu 16 Mikroschritten ermöglicht. Deshalb soll der daraus entstehende Mehrwert gemessen werden. Dem gegenüber steht der Vollschriftbetrieb. Aus den Vorversuchen geht des weiteren hervor, dass im Vollschriftbetrieb mit dem gekapselten Motor #296 maximal 300 Hz stabil am Prüfstand angefahren werden können. Dieser Wert wird daher für die höhere Faktoreinstellung gewählt. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, ist dieser Wert für beide Prüflinge gültig. Die gewählten Faktorstufen sind in Tab. 5.4 zusammengefasst.

Faktor	–	+	
-bezeichnung	#296	#298	
Stator			mm
-höhe	15	23	
-induktivität	38	56	mH
Lagerung*	vo	vo&hi	
Mikroschritte	1	16	
Schrittfrequenz	100	300	Hz

*nur für Antriebsprüfling ohne Getriebe

Tabelle 5.4: Faktoren und Faktorstufen.

5.3.3 Versuchablauf

Vor dem Start der Prüfung wird der Rotor und die Kapsel mit lösungsmittelhaltigem Bremsenreiniger entfettet. Anschließend werden die Lagerzapfen mit geringsten Mengen niedrigviskosen Öls benetzt, um eine Schmierung zu gewährleisten. Dann werden die Parameter der Motoransteuerung eingestellt und überprüft. Die Spannung beträgt konstant 13,5 V. Der Stator wird auf die Kapsel gesteckt und mittels Mutter befestigt. Die Bremse wird anschließend zum Prüfling ausgerichtet. Vor der ersten Prüfung wird der Prüfling in beide Richtungen 10 Minuten bei mittlerer Drehzahl eingefahren.

Ausgehend vom Stillstand wird der Prüfling möglichst ohne Lastmoment beschleunigt. Die Schrittfrequenz wird dabei linear mit einer Beschleunigung von 50 Hz/s bis zum Nennwert

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

erhöht. Anschließend wird die Hysteresebremse eingeschaltet und das Lastmoment wird so lange in kleinen Schritten erhöht, bis ein messbarer Schrittfehler eintritt.

Die Erfassung der Werte in dem Augenblick, in dem der Motor außer Tritt fällt, erfordert die Erkennung dieses Zeitpunktes. Hierzu wird der Drehwinkel der Bremse am Prüfstand gemessen und mit dem Wert verglichen, der aus der Motoransteuerung und ggf. Getriebeübersetzung resultiert. Da bei Belastung des Motors ein gewisser Lastwinkel auftritt (vgl. Kapitel 3.2) und auch die Kupplungen und Wellen elastisch sind, wird ein oberes und unteres Limit für den Schrittfehler definiert, das bei Prüfungen mit Getriebe aufgrund der zusätzlichen Übersetzung um ein vielfaches geringer ausfallen kann als bei Prüfungen ohne. Die letzten vor dem Schrittfehler gemessenen Werte werden dann angezeigt und gespeichert.

5.3.4 Prüfplan und Versuchsumfang

Aufgrund der geringen Anzahl von Parametern wird ein *Vollfaktorieller Versuchsplan* gewählt. Dabei sind $m = 2^4 = 16$ Prüfungen pro Realisierung durchzuführen. Durch Wiederholung der Messungen unter Berücksichtigung aller denkbaren zufälligen Einflüsse (Statorexemplar, Ausrichtung zur Bremse, Montage, ...) kann die Standardabweichung nach Glg. 3.42 für die Motorprüfung abgeschätzt werden, Tab. 5.5.

Für höhere Schrittfrequenzen ergeben sich geringe Drehmomente, deshalb soll eine Änderung des Drehmoments von 0,002 Nm erkannt werden. Die Anzahl der Wiederholungen ergibt sich dann nach Glg. 3.51 und Glg. 3.52 zu

$$N = 60 \cdot \left(\frac{0,00336}{0,002} \right)^2 \approx 170 \quad (5.6)$$

$$n = \frac{170}{16} \leq 11 \quad (5.7)$$

$$11 \cdot 16 = 176 \text{ Versuche.} \quad (5.8)$$

Aufgrund der hohen Anzahl an Versuchen ist nur schwer sicherzustellen, dass die Bedingungen über die gesamte Dauer konstant sind. Deshalb werden 2 Blöcke mit 80 bzw. 96 Prüfungen gebildet, die an unterschiedlichen Tagen geprüft werden.

Für die Prüfungen mit Getriebe ergeben sich etwas andere Werte (Messwerttabelle in Anhang C). Hier werden 2 Blöcke mit jeweils 4 randomisierten Durchgängen geprüft.

5.3 Prüfung nach Versuchsplan

Nr.	Stator Nr.	Pull Out Torque (Nm)
1	1	0,02526
2	2	0,02991
3	2	0,03015
4	3	0,02826
5	4	0,02432
6	4	0,02495
7	1	0,02704
8	1	0,02468
9	2	0,03062
10	4	0,03022
11	2	0,02433
12	3	0,02806
13	4	0,02872
14	2	0,02124
15	3	0,02606
16	4	0,01884
Schätzwerte:		
Mittelwert \bar{y} =		0,02642
St. Abweichung s =		0,00336

Tabelle 5.5: Versuche zur Abschätzung der Zufallsstreuung mit vier Statoren des Typs #298 bei 100 Hz.

5.4 Auswertung

$$m = 2^3 = 8 \quad (5.9)$$

$$N = 60 \cdot \left(\frac{0,01900}{0,020} \right)^2 \approx 55 \quad (5.10)$$

$$n = \frac{55}{8} \leq 8 \quad (5.11)$$

$$8 \cdot 8 = 64 \text{ Versuche.} \quad (5.12)$$

5.4 Auswertung

In folgendem Abschnitt werden die Messergebnisse aus den Versuchsreihen auf ihre Plausibilität geprüft und die Effekte der Parameter und deren Wechselwirkungen dargestellt. Aus den daraus gewonnenen Erkenntnissen werden Maßnahmen abgeleitet, die zu einer Verbesserung der geforderten Funktionen des Antriebes führen sollen.

Die Auswertung wurde mit der DoE Software *Minitab 17* durchgeführt. Die Messergebnisse für die Prüfungen mit und ohne Getriebe sind gesammelt dem Anhang C beigefügt.

5.4.1 Überprüfen auf Normalverteilung und Trends

Abb. 5.5 zeigt die Messwerte für Drehmoment und Strom im Wahrscheinlichkeitsnetz. Die an der Geraden gelegenen Werte deuten auf eine Normalverteilung hin. Bei einigen Messungen sind deutliche Abweichungen von der Geraden zu erkennen. Da jedoch auch nach entsprechender Transformation (z.B. Logarithmus) keine bessere Übereinstimmung mit einer anderen Verteilung gefunden werden konnte, werden die Daten so akzeptiert. Auch sind einige Ausreißer bei den Drehmomentmessungen mit Getriebe zu erkennen.

Um auch einen Einfluss über die Dauer der Prüfungen auszuschließen, können die Residuen über die Beobachtungsreihenfolge betrachtet werden. Abb. 5.6 zeigt, dass die mittleren Abweichungen weitgehend unabhängig von der Reihenfolge sind.

5.4 Auswertung

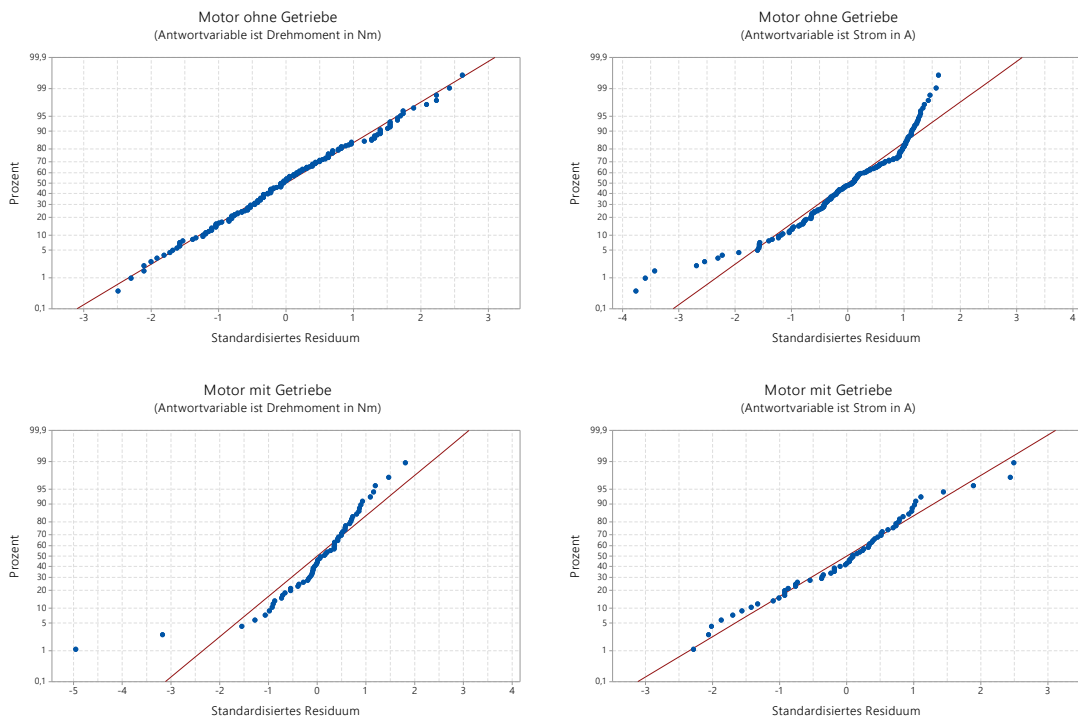


Abbildung 5.5: Vergleich der gesammelten Messwerte mit der Normalverteilung. Oben: Schrittmotor ohne Getriebe, unten: Schrittmotor mit Getriebe

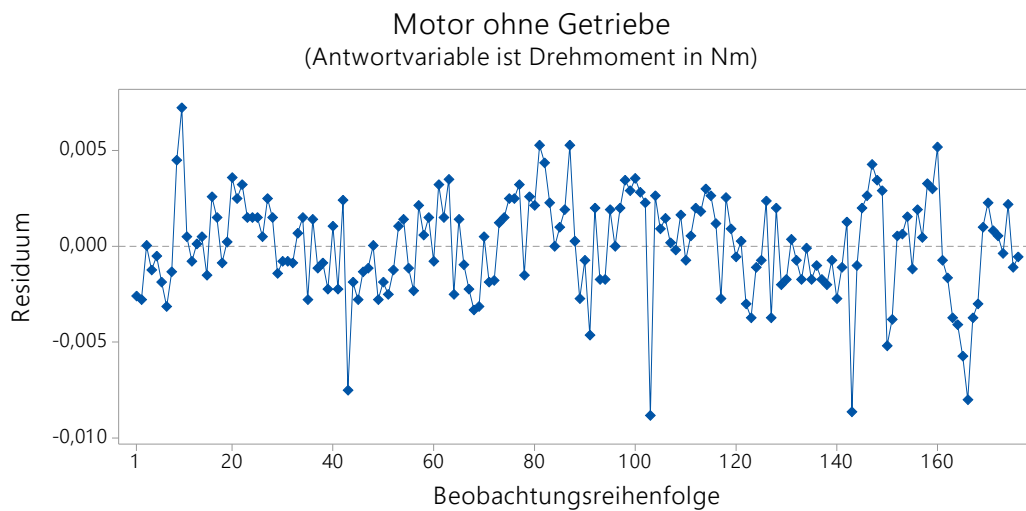


Abbildung 5.6: Residuen der gemessenen Drehmomentwerte für den Prüfling ohne Getriebe.

5.4.2 Interpretation der Ergebnisse

Schrittmotor ohne Getriebe

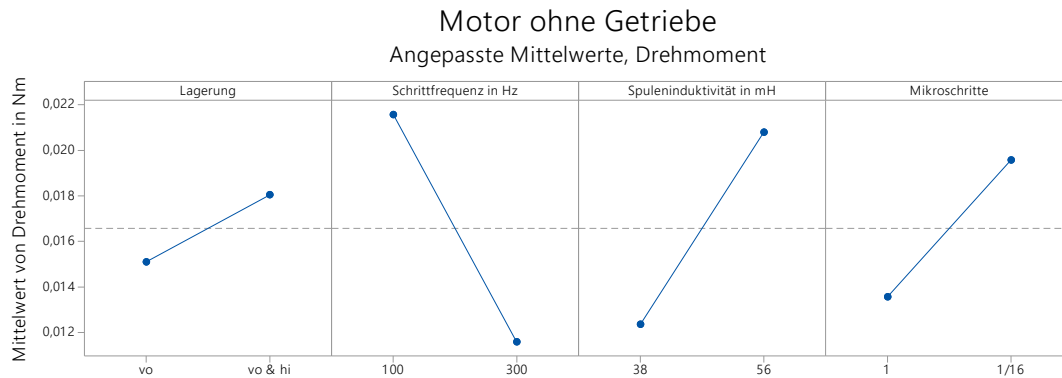


Abbildung 5.7: Haupteffekte auf das Drehmoment des Schrittmotors.

In Abb. 5.7 sind die Haupteffekte der vier Parameter auf das Drehmoment des Schrittmotors dargestellt. Wie zu erwarten war, sind alle diese Effekte signifikant. Dies zeigt auch die Darstellung im sogenannten *Pareto-Diagramm* (Abb. 5.8). In dieser Abbildung werden die absoluten standardisierten Effekte² mit dem t-Wert beim entsprechenden Stichprobenumfang verglichen. Alle Effekte, die die gestrichelte Linie in Abb. 5.8 übertreten, sind also nach Glg. 3.48 signifikant mit einer Wahrscheinlichkeit von $1 - \alpha = 95\%$.

Hoch signifikant sind demnach die Schrittfrequenz und die Motorgröße bzw. -induktivität, was nicht anders zu erwarten war. Interessanter hingegen ist die Wechselwirkung zwischen Schrittfrequenz und Motorinduktivität. So lässt sich der in Abb. 5.7 Haupteffekt der Induktivität nicht für alle Schrittfrequenzen verallgemeinern, er stellt nur den Mittelwert dar.

Das Wechselwirkungsdiagramm (Abb. 5.9) gibt Aufschluss darüber, wie sich der Einfluss der Induktivität bei unterschiedlichen Schrittfrequenzen verhält. Die stark nichtparallelen Linien zeigen die Tendenz auf, dass bei höheren Schrittfrequenzen ein negativer Effekt der Induktivität auf das Motordrehmoment zu erwarten ist. Stator #298 (56 mH) erzeugt auch bei 300 Hz kaum mehr Drehmoment als Stator #296 (28 mH). Es ist anzunehmen, dass diese Wechselwirkung auch bei Frequenzen >300 Hz anhält.

Dies lässt sich einfach durch den Stromverlauf in der Statorwicklung erklären. Der Strom in

²Dies sind die gemessenen Effekte, dividiert durch die geschätzte Standardabweichung des Effekts (*standard error*) [12].

5.4 Auswertung

Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte
(Antwort ist Drehmoment in Nm; $\alpha = 0,05$)

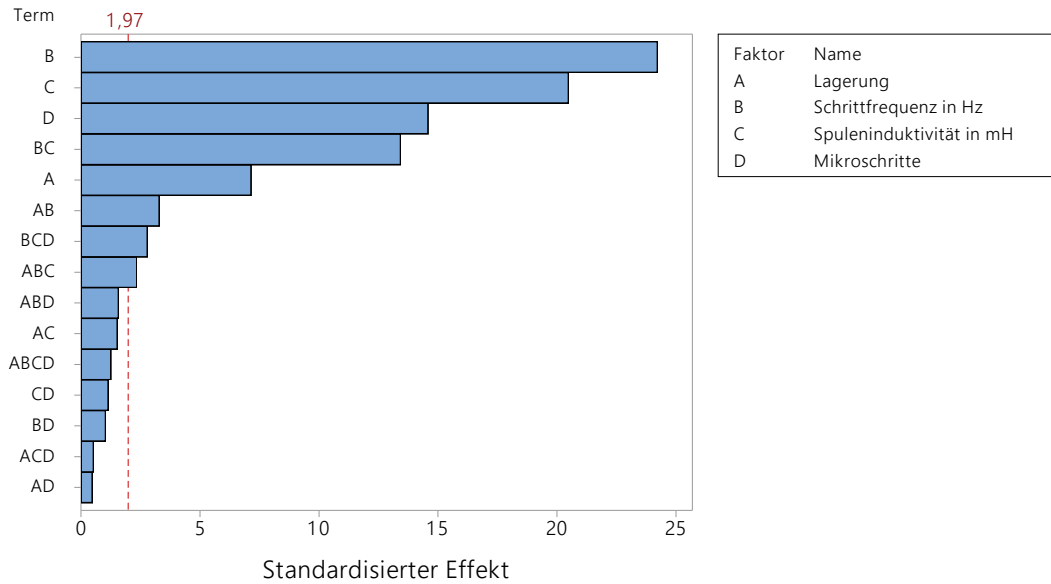


Abbildung 5.8: Pareto-Diagramm für das Drehmoment ohne Getriebe, $\alpha=0,05$.

Motor ohne Getriebe
Angepasste Mittelwerte, Drehmoment

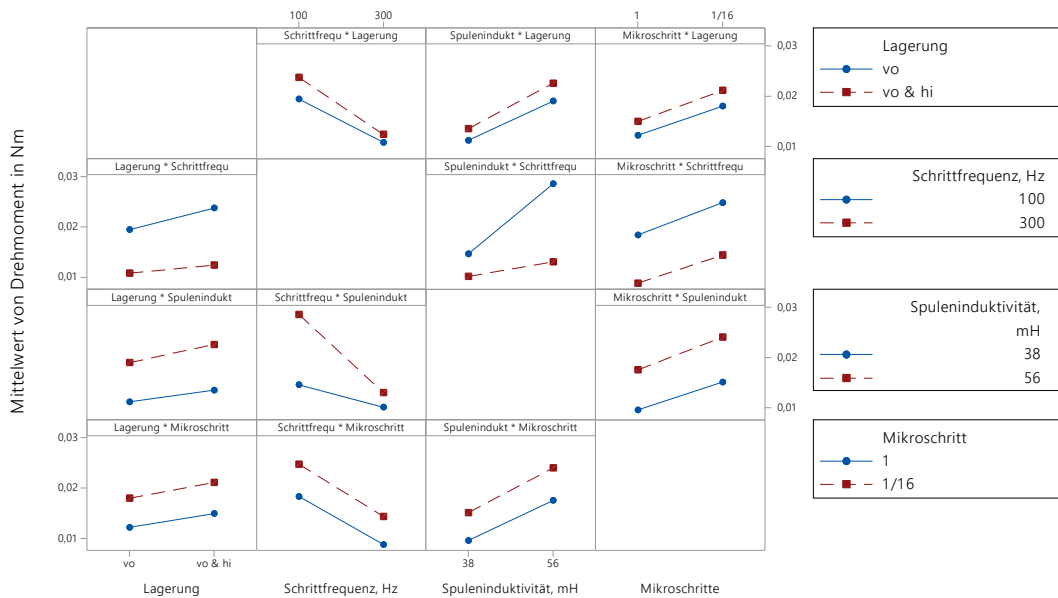


Abbildung 5.9: Wechselwirkungen auf das Drehmoment des Motors ohne Getriebe.

5.4 Auswertung

einer idealen Spule beträgt nach dem Einschaltvorgang

$$I_P = \frac{U}{R_P} \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \quad (5.13)$$

mit der Spannung U , der Zeit nach dem Einschalten t und der Zeitkonstanten

$$\tau = \frac{L_P}{R_P}. \quad (5.14)$$

Die Zeitkonstante gibt an, wie lange es dauert, bis der Strom auf 63% seines Nennwerts U/R_P gestiegen ist und beträgt bei Motor #298 mit 56 mH etwa 1,2 ms, bei Motor #296 mit 38 mH hingegen lediglich 0,84 ms. Bei $2 \cdot \tau$ beträgt der Strom aufgrund der Exponentialfunktion dann $0,86 \cdot U/R_P$. Bei einer Frequenz von 300 Hz stehen für die Bestromung jedoch lediglich 3,3 ms zur Verfügung, weshalb der mittlere Strom und damit das Drehmoment bei größerer Induktivität noch stärker abfällt. Dieser Verlauf ist auch in Abb. 5.10 mit den Frequenzen 50 Hz und 1 kHz dargestellt.

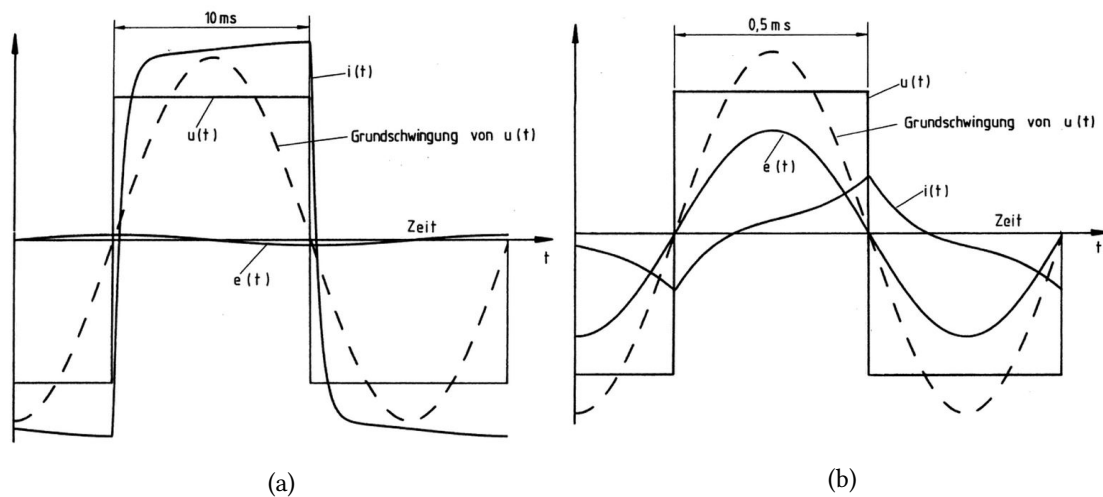


Abbildung 5.10: Qualitativer Verlauf von Motorspannung $u(t)$, induzierter Spannung $e(t)$ und Wicklungsstrom $i(t)$ in einer Motorwicklung bei a) 50 Hz und b) 1000 Hz, [22]

Das Drehmoment von Schrittmotoren mit permanentmagnetischem Läufer lässt sich aus den *Maxwellschen Gleichungen* ableiten und ist analytisch nur sehr schwer zu berechnen. Verlässliche Ergebnisse liefert meist nur eine Berechnung mittels Finite Elemente Methode (FEM).

Für eine Abschätzung wird nach [1] für die Berechnung des Motordrehmoments angenommen, dass

$$M = -\psi_{SR} \cdot I \cdot \sin \varphi \quad (5.15)$$

mit dem von der Koppelinduktivität abhängigen magnetischen Fluss zwischen Stator und Rotor ψ_{SR} und dem Statorstrom I . Unter der vereinfachten Annahme, dass dieser Fluss abhängig ist

5.4 Auswertung

von der (konstant angenommenen) Magnetisierung des Rotors B_R und der Induktivität L_P des Stators

$$\psi_{SR} \propto L_P \cdot B_R, \quad (5.16)$$

so ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Drehmoment und dem verketteten Fluss der Statorwicklung ψ_S :

$$M \propto B_R \cdot I \cdot L_P \propto B_R \cdot \psi_S. \quad (5.17)$$

Dieser Zusammenhang ist deutlich in Abb. 5.11 zu erkennen und zeigt, dass für ein hohes Drehmoment die Maximierung des Produktes $I \cdot L_P$ angestrebt werden sollte. Die Ausgleichsgerade erlaubt einen einfachen Anhalt für die Bewertung alternativer Statortypen.

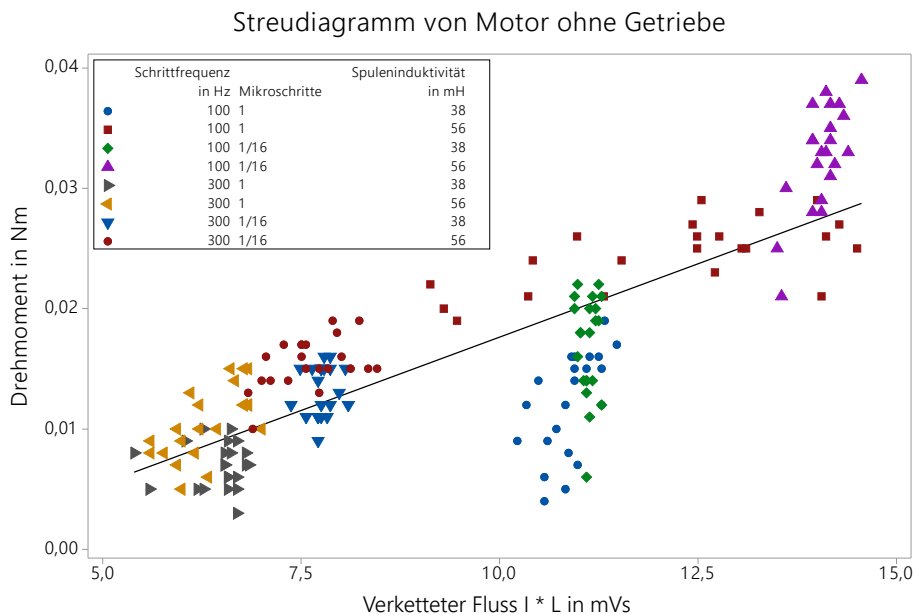


Abbildung 5.11: Streudiagramm von Motordrehmoment über das Produkt aus Phasenstrom und -induktivität mit eingezeichneter linearer Regressionsgerade.

Zur Erhöhung des mittleren Wicklungsstromes und damit des Drehmoments bestehen hinsichtlich der Ansteuerung nun folgende Möglichkeiten (Abb. 5.12):

Konstantspannungsbetrieb mit Vorwiderstand: Durch den erhöhten Widerstand wird nach Glg. 5.14 die Zeitkonstante verringert. Dadurch sinkt jedoch der Nennstrom, weshalb die Versorgungsspannung angehoben werden muss. Dies ist bei Anwendungen im PKW nur sehr begrenzt möglich.

5.4 Auswertung

Konstantstrombetrieb: Eine stark erhöhte Speisespannung wird mit hoher Frequenz (ca. 20 kHz) zu- und abgeschaltet (*Chopperbetrieb*), sodass der Strom nie den Sollwert überschreitet. Der Strom ist damit auch bei höheren Schrittfrequenzen annähernd konstant. Auch diese Betriebsweise erfordert eine höhere Speisespannung.

Abb. 5.13 gibt eine Übersicht über die Ergebnisse der Versuchsreihen. Die Kästen decken die 95%-Vertrauensintervalle ab, statistisch nicht berücksichtigte Ausreißer sind als Stern markiert. Die Linien zeigen an, in welchem Bereich sich die berücksichtigten Messwerte befinden. Daran erkennt man, dass die Streuung im System relativ groß ist.

Im direkten Vergleich wird auch der Vorteil des Mikroschrittbetriebes deutlich: Durch die erhöhte Stromaufnahme kann auch das Drehmoment über alle Parametereinstellungen hinweg angehoben werden, es gibt hier keinen Hinweis auf eine Wechselwirkung (parallele Linien in Abb. 5.9).

5.4 Auswertung

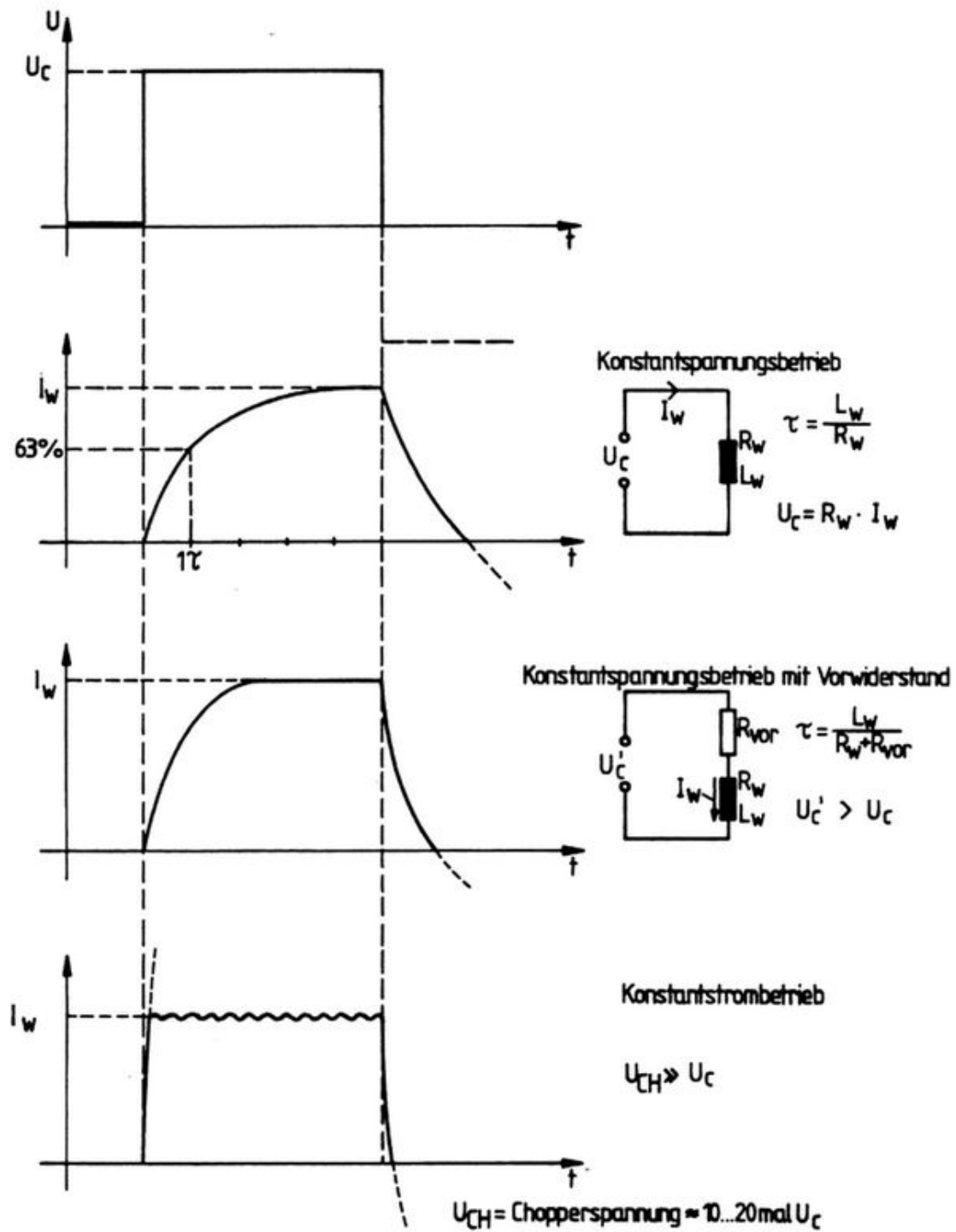
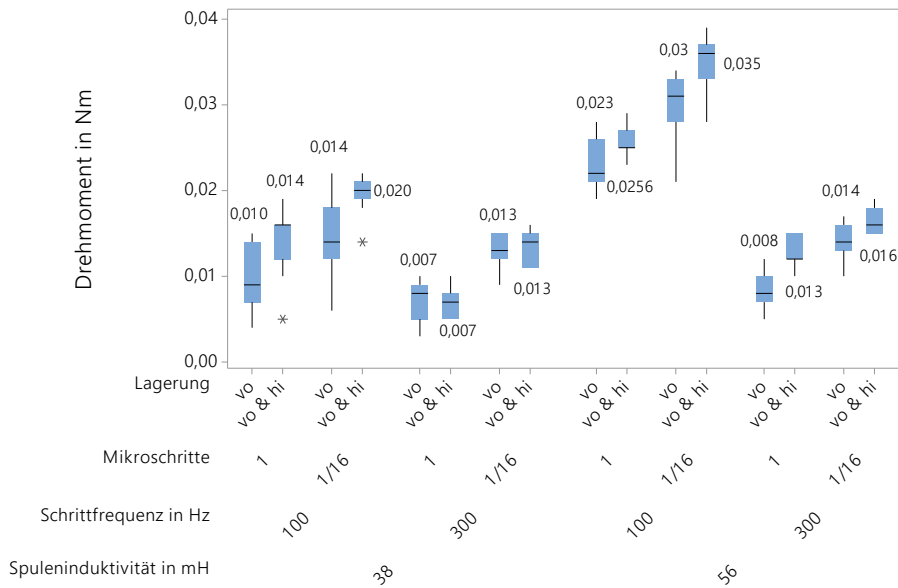
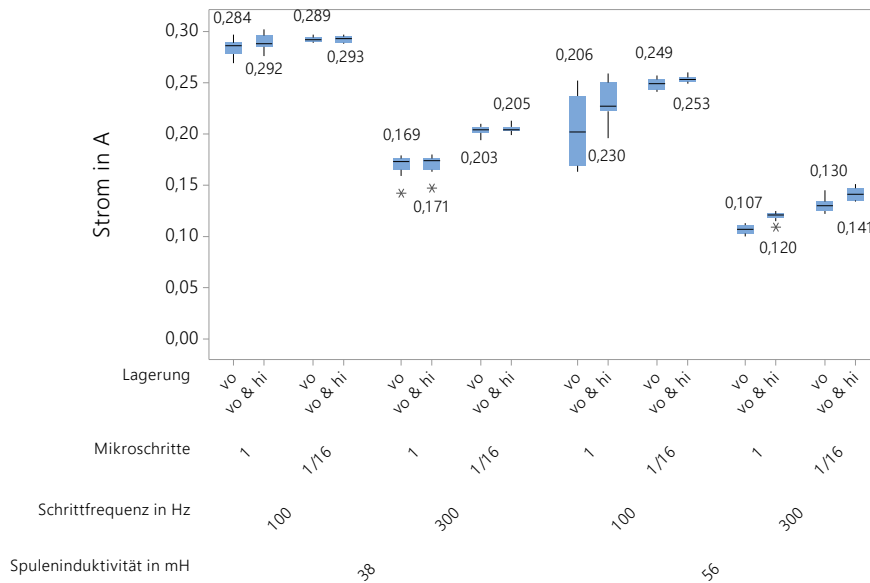


Abbildung 5.12: Wicklungsstrom bei Verwendung unterschiedlicher Motoransteuerungen. U_C ... Nennspannung, L_W ... Phaseninduktivität, R_W ... ohmscher Phasenwiderstand, I_W ... Phasen-Nennstrom, τ ... Zeitkonstante, R_{vor} ... Vorwiderstand, [22].

5.4 Auswertung



(a)



(b)

Abbildung 5.13: Versuchsergebnisse für a) Drehmoment und b) Stromaufnahme i.A. von den Faktoren. Die blauen Kästchen kennzeichnen den Interquartilbereich (Lage der mittleren 50% der Messwerte) mit dem Median darin (horizontale Linie). Ausreißer sind als Stern gekennzeichnet, die Zahlenwerte zeigen den jeweiligen Mittelwert. Die vertikalen Striche decken den Bereich aller Messwerte ab (Ausreißer nicht berücksichtigt). Versuchsumfang $N=176$.

5.4 Auswertung

Ein weiterer nicht zu unterschätzender Faktor ist die Art der Lagerung des Läufers. gegenüber der Variante ohne hinterem Gleitlager bringt die doppelte Lagerung im Durchschnitt 20% mehr Drehmoment. Vergrößerte Aufnahmen zeigen, dass im ersten Fall die Gefahr besteht, dass der Läufer radial nicht ausreichend gestützt ist und somit mit der Kapsel in Berührung kommt (Abb. 5.14a). Hinzu kommt, dass durch das fehlende Lager große Stützkkräfte an den Kanten des vorderen Gleitlagers entstehen. Dies erhöht nicht nur die Reibungsverluste, sondern auch den Verschleiß (Abb. 5.14b).

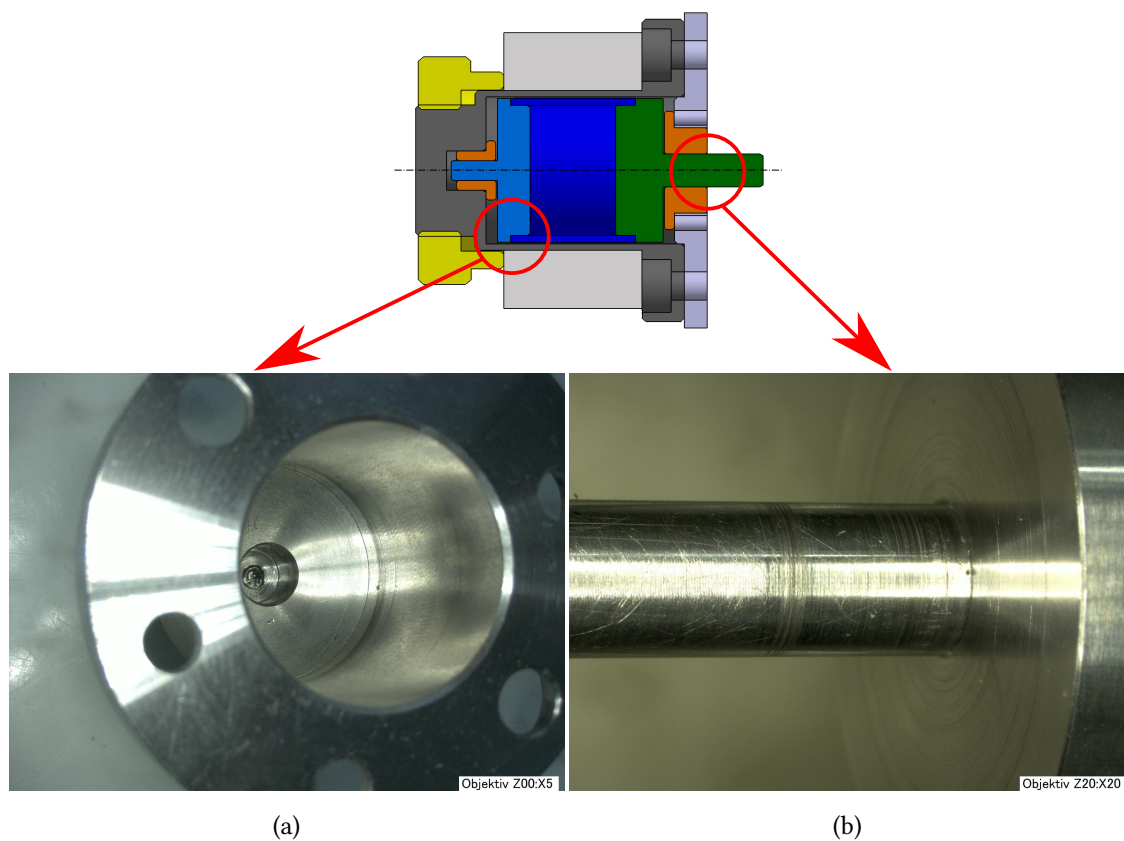


Abbildung 5.14: a) Schleifspuren vom Läufer an der Innenseite der Kapsel und b) Verschleißspuren an der Motorwelle im Bereich des vorderen Gleitlagers

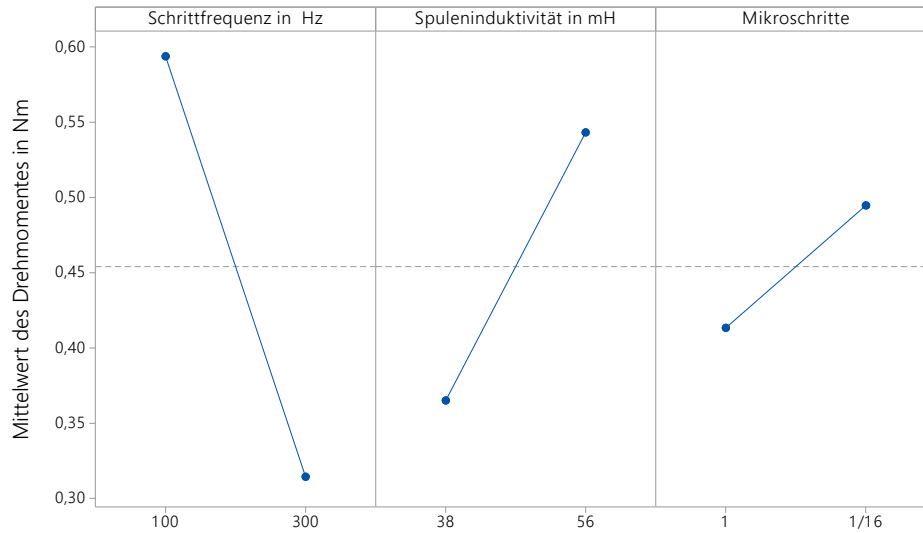
Schrittmotor mit Getriebe

Die Veränderung des mittleren Drehmoments für die Faktorstufen ist in Abb. 5.15 dargestellt. Die Werte reichen bis 0,84 Nm für den Stator #298 mit 100 Hz im 1/16-Betrieb, was die maximal zulässige Getriebebelastung laut Hersteller bei weitem überschreitet³. Auch das Drehmoment bei 300 Hz ist mehr als ausreichend für die gegebene Stellaufgabe (Vgl. Kapitel 4).

³dauernd: 0,45 Nm; kurzzeitig: 0,55 Nm.

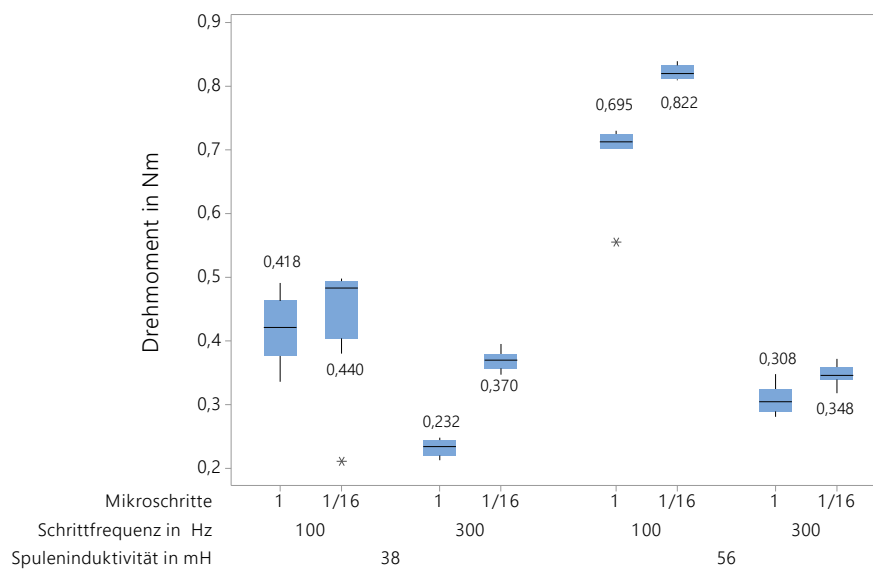
5.4 Auswertung

Haupteffektdiagramm für Drehmoment mit Getriebe, $i=26,05$
Angepasste Mittelwerte



(a)

Drehmoment am Getriebeausgang, $i=26,05$



(b)

Abbildung 5.15: a) Haupteffekte und b) Boxplot für das Drehmoment des Antriebes mit Getriebe. Die blauen Kästchen kennzeichnen den Interquartilbereich (Lage der mittleren 50% der Messwerte) mit dem Median darin (horizontale Linie). Ausreißer sind als Stern gekennzeichnet, die Zahlenwerte zeigen den jeweiligen Mittelwert. Die vertikalen Striche decken den Bereich aller Messwerte ab (Ausreißer nicht berücksichtigt). Versuchsumfang $N=64$.

5.4 Auswertung

Getriebewirkungsgrad

Auffällig sind die resultierenden Werte für die Wandlung bzw. den Wirkungsgrad des Getriebes. Vergleicht man die mittleren Werte für Stator #296 mit 300 Hz und Schrittweite 1, so erhält man

$$\mu_{\text{Getriebe}} = \frac{M_{\text{Getriebe, Ab}}}{M_{\text{Getriebe, An}}} = \frac{0,232}{0,007} = 31,86 \quad (5.18)$$

$$\eta_{\text{Getriebe}} = \frac{\mu_{\text{Getriebe}}}{i} = \frac{31,86}{26,05} = 1,27. \quad (5.19)$$

Natürlich kann der Getriebewirkungsgrad den Wert 1 nicht übersteigen. Nun macht es Sinn, die Plausibilität der Messergebnisse zu untersuchen. Denn ein großes Problem bei der Berechnung des Getriebewirkungsgrades ist die Vergleichbarkeit der beiden Versuchsergebnisse (mit/ohne Getriebe). Es ist nicht sofort ersichtlich, wie groß die Standardabweichung des Wirkungsgrades ist, wenn dieser aus dem Quotienten der Mittelwerte aus zwei weitgehend unabhängigen Stichproben berechnet wird. Folgend werden zwei Möglichkeiten vorgestellt, eine Abschätzung der Konfidenzintervalle vorzunehmen.

Eine Berechnung der 95%-Vertrauensbereiche der beiden Stichproben ergibt

Motor mit Getriebe: 0,2214 . . . 0,2429Nm

Motor ohne Getriebe: 0,0057 . . . 0,0079Nm.

Der daraus berechnete maximale und minimale Wirkungsgrad wäre

$$\begin{array}{ccc} \eta_{min,95\%} & \bar{\eta} & \eta_{max,95\%} \\ 1,07 & 1,27 & 1,64 \end{array}$$

und steckt die Lage des Mittelwerts für den Getriebewirkungsgrad mit einer Wahrscheinlichkeit von $0,95^2 \approx 90\%$ ab.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Messergebnisse aus beiden Versuchen der Größe nach zu sortieren und dann jeweils einen Wert pro Versuchspaar auszurechnen. Dies erfordert gleiche Anzahl von Versuchen für beide Stichproben. Ist dies nicht der Fall, können die fehlenden Werte der kleineren Stichprobe durch den Mittelwert der restlichen Messwerte aufgefüllt werden. Die berechneten Werte bilden dann die fiktive Stichprobe für den Getriebewirkungsgrad.

Ein solches Vorgehen führt für den betrachteten Betriebspunkt zu

$$\begin{array}{ccc} \eta_{min,95\%} & \bar{\eta} & \eta_{max,95\%} \\ 1,19 & 1,36 & 1,53 \end{array}$$

5.4 Auswertung

Auch wenn die Schwankungsbreite sehr groß ist, liegen bei beiden Betrachtungen sowohl der minimale als auch der maximale Wert über 1. Somit liegt nahe, dass dieses Ergebnis nicht durch Messabweichungen alleine zustande kommt. Wahrscheinlicher ist, dass die Verluste im Getriebe dadurch überkompensiert werden, dass das vordere Gleitlager durch das reibungsärmere Wälzlager im Getriebe ersetzt wird. Dies macht noch einmal deutlich, wie wichtig die adäquate Lagerung des Rotors ist. Dort auftretende Einbußen im Drehmoment wirken sich aufgrund der Getriebeübersetzung extrem stark auf das Spindeldrehmoment aus.

Rechnet man mit dem vom Hersteller angegebenen Maximalwirkungsgrad von $\eta_{\text{Getriebe}} = 80\%$ zurück, so kommt man auf ein Motordrehmoment von 0,011 Nm. Es gehen durch das Lager nach dieser Annahme zusätzlich 0,004 Nm oder 36 % verloren. Dies untermauert auch der starke Verschleiß (Abb. 5.14b). Der gewählte große Wellendurchmesser von 5 mm wirkt sich demnach stark auf das gemessene Drehmoment des Schrittmotors aus. Aufgrund der fehlenden Vergleichbarkeit ist eine Messung des Getriebewirkungsgrades mit den gewählten Prüflingen nicht mit ausreichender Genauigkeit möglich.

Lineare Regression

Aus den Daten lässt sich ein lineares Regressionsmodell bilden, wobei die folgenden Parameter eingesetzt werden:

Koeff	Bez.	Bereich	Einheit
A	Schrittfrequenz	100 ... 300	Hz
B	Spuleninduktivität	38 ... 56	mH
C	Mikroschritte	0 oder 1 (für Schrittw. 1 oder 1/16)	-

Die Modellgleichung nach Kap. 3.5.6 für das Antriebsmoment mit Getriebe lautet dann (ohne DFWW ABC):

$$M_{\text{Spindel}} = \beta_0 + \beta_A \cdot A + \beta_B \cdot B + \beta_C \cdot C + \beta_{AB} \cdot AB + \beta_{AC} \cdot AC + \beta_{BC} \cdot CB \quad (5.20)$$

mit den Koeffizienten

5.5 Optimierungspotential und Handlungsempfehlungen

$$\begin{aligned}\beta_0 &= -0,522500 \text{ Nm} \\ \beta_A &= 0,002557 \text{ Nm/Hz} \\ \beta_B &= 0,026730 \text{ Nm/mH} \\ \beta_C &= 0,028300 \text{ Nm} \\ \beta_{AB} &= -0,000084 \text{ Nm/(Hz}\cdot\text{mH)} \\ \beta_{AC} &= 0,000037 \text{ Nm/Hz} \\ \beta_{BC} &= 0,000104 \text{ Nm/mH.}\end{aligned}$$

Wie beschrieben handelt es sich hierbei um ein Modell mit linearen Koeffizienten und signifikanten Zweifachwechselwirkungen (2FWW).

In Abb. 5.16 sind die Verläufe von Drehmoment, Strom, mechanischer Leistung und Gesamtwirkungsgrad des Gesamtantriebes über einen weiten Frequenzbereich dargestellt. Hier wird ersichtlich, dass die Annahme des linearen Verhaltens zwar für den untersuchten Bereich von 100 - 300 Hz relativ gut passt, jedoch ist eine Extrapolation nicht zulässig und führt vor allem bei Stator #298 aufgrund der starken Krümmung zu großen Fehlern im Ergebnis. Insgesamt wird das Drehmoment im Vergleich zu dieser einmaligen Messung durchwegs zu hoch prognostiziert.

5.5 Optimierungspotential und Handlungsempfehlungen

Die Versuche haben gezeigt, dass der große Stator (#298, 56mH) keine signifikanten Vorteile bei Schrittfrequenzen ab 400 Hz bietet. Es zeigt sich sogar, dass aufgrund der beschriebenen Zusammenhänge zwischen Induktivität, Schrittfrequenz und Strom geringere Drehmomente als mit kleinerem Stator (#296, 38 mH) resultieren können (Abb. 5.16).

Die bei niedriger Frequenz großen Drehmomentreserven sind zwar nützlich, um den Betrieb bei schlechter Schmierung oder Verschmutzung zu gewährleisten, jedoch müssen dann auch Getriebe, Spindel und Lager auf diese hohen Belastungen ausgelegt werden. Bei Testläufen des Ventils samt Antrieb und unter Betriebsdruck hat das Schließen bei geringer Schrittfrequenz zu Schäden durch die große Axialkraft geführt.

Moderate Drehmomente bei niedriger Schrittfrequenz und erhöhte bei Frequenzen >400 Hz können womöglich durch Wahl eines Stators mit geringerer Induktivität und geringerem Widerstand erreicht werden. Der Nennstrom nach Glg. 5.13 wird dadurch erhöht, je nach Widerstand verringert sich auch die Zeitkonstante nach Glg. 5.14. Um eine Überschreitung des maximal zulässigen Stroms zu vermeiden, muss die Motoransteuerung entsprechend programmiert werden. Dadurch wird gleichzeitig sichergestellt, dass es bei niedrigen Frequenzen zu keinen mechanischen Schäden kommt.

5.5 Optimierungspotential und Handlungsempfehlungen

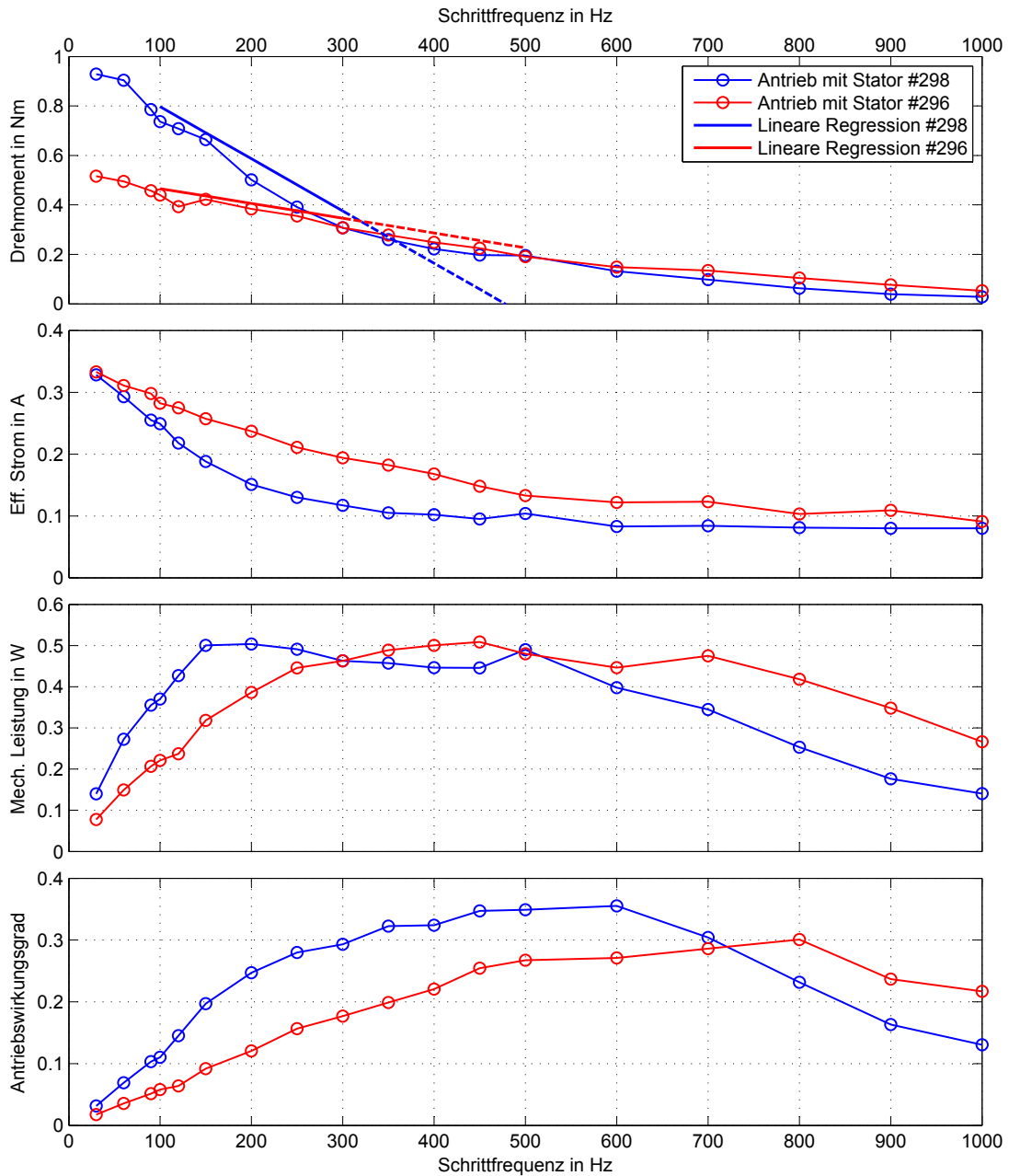


Abbildung 5.16: Drehmoment, Stromaufnahme und mech. Leistung des Antriebes bei 16 Mikroschritten und Spannung 13,5 V mit Stator #296 und #298. Zusätzlich eingetragen ist das lineare Schätzmodell.

5.5 Optimierungspotential und Handlungsempfehlungen

Wie in Abb. 5.16 zu sehen, ist die Auslegung auf 400 Hz für Stator #298 nicht optimal gewählt. Der Betriebspunkt sollte mit der maximalen Antriebsleistung zusammenfallen, um die größte Verstellgeschwindigkeit zu erreichen. Natürlich setzt dies voraus, dass der Motor voll ausgelastet ist. Wird Stator #296 verwendet, ist die Schrittfrequenz gut gewählt. Durch den hohen Wicklungsstrom können ebenso hohe Leistungen erreicht werden.

Besonderes Augenmerk muss außerdem auf die Lagerung des Läufers gelegt werden. Einerseits muss sichergestellt werden, dass trotz enger Toleranzen während des Betriebs kein Kontakt zwischen Läufer und Getriebe oder Läufer und Kapsel besteht. Um die Reibungsverluste weiter zu verringern, sind die Durchmesser der gelagerten Achsen oder Wellen möglichst gering zu wählen. Dies gilt auch für axiale Anlaufscheiben. Andererseits ist auf den Radialkraftausgleich am Eingangsritzel des Getriebes zu achten.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Es ist zu erwarten, dass die in Fahrzeugen integrierten Kältekreisläufe in Zukunft an Umfang und Komplexität stark zunehmen werden. Daraus resultieren wiederum erhöhte Ansprüche an den Funktionsumfang der darin enthaltenen Expansionsventile. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Stellantrieb für ein solches Ventil entwickelt, wobei größtmögliche Sorgfalt darauf gelegt wurde, alle Anforderungen zu erfüllen und volle Funktionsfähigkeit auch im *off-design behaviour* zu garantieren. Auf Basis der Ergebnisse dieser Antriebsynthese wurden Prototypen angefertigt und eingehend am Prüfstand getestet.

Adaption des Antriebes

Die Messungen von Drehmoment und Strom zeigen, dass bei geringen Drehzahlen bzw. Hubgeschwindigkeiten enorme Drehmomente und Kräfte erzeugt werden können. Dies sorgt für Reserven bei erhöhtem Kraftbedarf (z.B. bei Verschmutzung), hier muss jedoch auch abgeschätzt werden, inwiefern dies zu einem Problem aufgrund der hohen Bauteilbeanspruchungen werden kann. Die über das Gewinde entstehenden Axialkräfte sollten direkt am Ventilkörper abgestützt werden, bei der Auslegung der entsprechenden Lagerung ist auf ein geringes Reibmoment zu achten.

Parallel zu den Antriebsprototypen wurden auch vollständige Ventilbaugruppen aufgebaut. Die mit Luft anstatt von Kältemittel durchgeführten Versuche haben die Funktionsfähigkeit unter Druck bestätigt. Die Ergebnisse lassen auch darauf schließen, dass die berechneten Spindelkräfte und -momente gut mit den real auftretenden übereinstimmen. Bezüglich der Schrittmotorauslegung gibt es noch Optimierungspotential.

In weiterer Folge sollten daher die generierten Daten auch dazu genutzt werden, den möglichen Einsatz von Schrittmotorstatoren mit anderen Werten hinsichtlich Wicklungswiderstand R_P und -induktivität L_P zu bewerten. Ziel ist eine Erhöhung der Motorleistung. Nach derzeitigem Erkenntnisstand ist dies am besten durch Maximierung des Drehmoments bei Schrittfrequenzen ≥ 400 Hz realisierbar. Diese Strategie erfordert möglicherweise auch eine Anpassung der Getriebeübersetzung.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge einer Überarbeitung der Antriebskonstruktion sollten auch die Lagerzapfen des Läufers und die entsprechenden Gleitlager angepasst werden. Darüber hinaus sollten Vorkehrungen getroffen werden, um den Kontakt zwischen Läufer und Kapsel auch bei höheren Rundlauf-toleranzen zu vermeiden.

Reduktion und Erweiterung der Parameter im Versuch

Mit Hilfe von Werkzeugen aus der statistischen Versuchsplanung konnten wichtige Faktoren im Antriebsystem identifiziert und quantifiziert werden. Aufgrund der Vorteile hinsichtlich Drehmoment und Akustik wird eine Ansteuerung mit 16 Mikroschritten gewählt. Dieser Parameter ist somit gesetzt und muss in weiterer Folge nicht unbedingt in die Prüfungen einfließen.

Wichtig hingegen sind andere Parameter wie die Temperatur der Antriebseinheit und die Art und Menge des Schmiermittels in Lager und Getriebe. Diese konnten bisher nicht variiert und nur schwer konstant gehalten werden, üben aber mit hoher Wahrscheinlichkeit großen Einfluss auf das Antriebsystem aus. Deshalb müssen sie im Zuge weiterer Untersuchungen Berücksichtigung finden.

Aufgrund des nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Schrittfrequenz und Drehmoment erscheint es für weitere (speziell auch für wiederkehrende) Versuche sinnvoll, einen Versuchsplan mit mindestens 3 Faktorstufen einzusetzen (siehe Abschnitt 3.5.3). Damit wäre eine präzise Beschreibung des Verhaltens bei veränderten Parametern auch über ein breites Frequenzband möglich. Gleichzeitig wird der Prüfaufwand minimiert.

Weitere Schritte in der Produktentwicklung

Nach Umsetzung der mechanischen und elektrischen bzw. elektronischen Optimierungsmaßnahmen werden umfassende Erprobungsläufe im Kältekreislauf durchgeführt, um die *technische Machbarkeit* zu belegen. Parallel dazu wird auch die *kaufmännische Machbarkeit* abgeschlossen und damit die Entwicklung des Funktionsmusters (A-Muster).

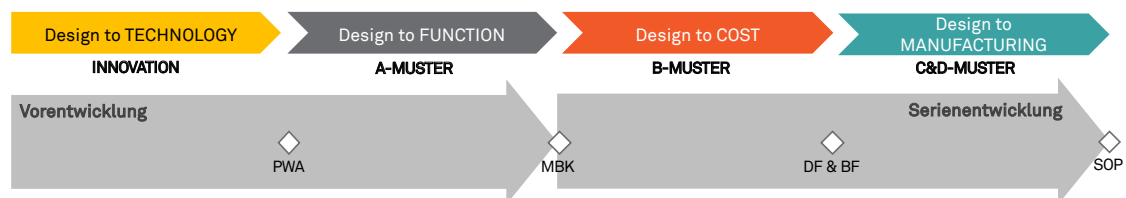


Abbildung 6.1: Der Entwicklungsprozess mit den Meilensteinen der Projektwürdigkeit (PWA), Machbarkeit (MBK), Design Freeze und Beschaffungsfreigabe (DF& BF).

6 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Muster werden auch dem Kunden geliefert, um möglichst früh Feedback aus dem Feldversuch zu bekommen und auf Änderungsvorschläge eingehen zu können. Dies ermöglicht einen schnellen Weg über die Serienentwicklung zur Produktion (Abb. 6.1).

Lessons Learned

Mit Fortschreiten des Projektverlaufs hat sich gezeigt, dass eine unerwartet große Anzahl von Einflussfaktoren enormen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Schrittmotors und damit des gesamten Antriebes hat. Das System aus Stator, Rotor, Lagerung, Schmierung und Kapsel bedarf einer genaueren Untersuchung, die den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde. Mit dem Aufbau des Prüfstandes wurde ein wichtiges Werkzeug geschaffen, um dieser Aufgabe nachzukommen. Die Messung des Drehmoments von Schrittmotoren der verwendeten Baugröße gestaltet sich jedoch schwierig, da dieses gering ist und zudem mit einer großen Welligkeit behaftet. Hier sollten Lösungen gesucht werden, um die Streuung der Versuchsergebnisse zu minimieren (z.B. Mittelwertbildung über einige Messwerte vor Schrittverlust). Als sehr sinnvoll hat sich die durchgeführte Bandbreitenbetrachtung erwiesen. Sie bietet einen wichtigen Sicherheitspolster in der Vorauslegung, egal ob sie nun empirisch mittels Versuchsplanung umgesetzt wird, oder aber durch Variation von Parametern in der theoretischen Auslegung (siehe Sensitivitätsanalyse Reibungskoeffizient, Abschn. 4.1.2).

Literatur

- [1] Eberhard Kallenbach et al. *Elektromagnete - Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung*. 4. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2012. ISBN: 978-3-834-88297-4 (siehe S. 38–40, 105).
- [2] Walter Blanke. *Thermophysikalische Stoffgrößen*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-662-10545-0 (siehe S. 37).
- [3] Kai Borgeest. *Elektronik in der Fahrzeugtechnik - Hardware, Software, Systeme und Projektmanagement*. 2. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2010. ISBN: 978-3-834-80548-5 (siehe S. 31, 32).
- [4] Hans-Hermann Braess und Ulrich Seiffert. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* -. 7. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-658-01691-3 (siehe S. 20–22).
- [5] Karl-Heinz Decker und Karlheinz Kabus. *Maschinenelemente*. 2. Aufl. München: Hanser, 2004. ISBN: 978-3-446-22745-3 (siehe S. 76, 77).
- [6] Joachim Dohmann. *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen - Grundlagen und Anwendungen der Kältetechnik*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2016. ISBN: 978-3-662-49110-2 (siehe S. 23, 36).
- [7] Roland Gomeringer u. a. *Tabellenbuch Metall - ohne Formelsammlung*. 43. Aufl. Haan-Gruiten: Europa Lehrmittel Verlag, 2006. ISBN: 978-3-808-51676-8 (siehe S. 72).
- [8] Holger Großmann. *Pkw-Klimatisierung - Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*. 2. Aufl. VDI-Buch. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-642-39841-4 (siehe S. 16, 17, 36, 37).
- [9] Karl-Heinrich Grote und Jörg Feldhusen. *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 24. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2014. ISBN: 978-3-642-38891-0 (siehe S. 24).
- [10] Richard Hänchen und Karl-Heinz Decker. *Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau*. Frankfurt am Main: C. Hanser, 1967 (siehe S. 76).

Literatur

- [11] Gabriele Hoffmann. »Kältemittel für die mobile Klimatisierung«. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 119.1 (2017), S. 16–21. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/s35148-016-0159-1. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s35148-016-0159-1> (siehe S. 36, 37).
- [12] Wilhelm Kleppmann. *Versuchsplanung - Produkte und Prozesse optimieren*. 8. Aufl. München, Deutschland: Carl Hanser Verlag GmbH & Co KG, 2013. ISBN: 978-3-446-44717-2 (siehe S. 55, 58, 59, 61, 63–70, 103).
- [13] Wolfgang Kohn. *Statistik - Datenanalyse und Wahrscheinlichkeitsrechnung*. 1. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2006. ISBN: 978-3-540-26768-3 (siehe S. 56, 57).
- [14] Kraftfahrt-Bundesamt. *Projektbericht über Versuche mit Fahrzeugen zur Entflammung und HF-Exposition mit Fahrzeugklimaanlagen bei Verwendung von R1234yf*. Berlin, 2013. URL: http://www.kba.de/DE/Presse/Archiv/Kaelte-mittel/abschlussbericht_pdf.pdf?__blob=publicationFile&v=3 (besucht am 17. 10. 2016) (siehe S. 37).
- [15] Johannes Looman. *Zahnradgetriebe - Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. 3. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2009. ISBN: 978-3-662-10989-2 (siehe S. 51, 85).
- [16] Study of Magnetic Properties und Demagnetization Models of Permanent Magnets for Electric Vehicles Application. Diplomarbeit. Department of Mining und Materials Engineering, Faculty of Engineering, McGill University, 2016 (siehe S. 97).
- [17] Herbert W. Müller. *Die Umlaufgetriebe - Auslegung und vielseitige Anwendungen*. 2. überarb. u. erw. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-642-58725-2 (siehe S. 46, 48–52, 54, 78–81, 85, 124–132).
- [18] Florian Mulzer. »Systematik hoch übersetzender koaxialer Getriebe«. Dissertation. Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2010 (siehe S. 46, 48, 50, 53–55, 82, 85, 87, 88).
- [19] Dirk Neumeister, Achim Wiebelt und Thomas Heckenberger. »Systemeinbindung einer Lithium-Ionen-Batterie in Hybrid- und Elektroautos«. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 112.4 (2010), S. 250–255. ISSN: 2192-8800. DOI: 10.1007/BF03222156. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/BF03222156> (siehe S. 22).
- [20] Bert Sebastian Paul. »Analyse der Ausfallwahrscheinlichkeiten von Lithium-Ionen - Energiespeichern in elektrifizierten Fahrzeugen«. Dissertation. Fakultät für Ingenieurwissenschaften und Informatik der Universität Ulm, 2014 (siehe S. 21).
- [21] Jan Rösler. »Zur Tragfähigkeitssteigerung thermoplastischer Zahnräder mit Füllstoffen«. Dissertation. Fakultät V der Technischen Universität Berlin, 2005 (siehe S. 82).

Literatur

- [22] Erich Rummich. *Elektrische Schrittmotoren und -antriebe - Funktionsprinzip, Betriebseigenschaften, Messtechnik*. 4. Aufl. Renningen: Expert Verlag, 2007. ISBN: 978-3-816-92749-5 (siehe S. 94, 105, 108).
- [23] Torsten Schmidt. *Praxiswissen Pkw-Klimaanlagen - Technik, Service, Diagnose*. 2. Aufl. Bad Wörishofen: Krafthand-Medien, 2015. ISBN: 978-3-8-74-41-1 (siehe S. 17).
- [24] Wolfgang Schneider. *Praktische Regelungstechnik - Ein Lehr- und Übungsbuch für Nicht-Elektrotechniker*. 3. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2008. ISBN: 978-3-528-24662-4 (siehe S. 34).
- [25] Karl Siebertz, David van Bebber und Thomas Hochkirchen. *Statistische Versuchsplanung - Design of Experiments (DoE)*. 1. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2010. ISBN: 978-3-642-05493-8 (siehe S. 55, 58, 60, 62, 63, 70).
- [26] 14. Karlsruher Fahrzeugklima Symposium, Hrsg. *PKW Klimaanlagen mit dem Kältemittel R744 (CO₂)*. TWK Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH. Karlsruhe, Deutschland, 2016. URL: https://www.twk-karlsruhe.de/Symposien/Symposium_25 (besucht am 04.01.2017) (siehe S. 37).
- [27] Umweltbundesamt. *Ignition behaviour of HFO1234yf*. Berlin, 2010. URL: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/419/dokumente/test_report_hfo1234yf_2010_06.pdf (besucht am 04.01.2017) (siehe S. 37).
- [28] Entwicklung eines Prognosemodells zur Bestimmung von Spindelwirkungsgraden mit Hilfe von statistischer Versuchsplanung. Diplomarbeit. Institut für Mechanik der Technischen Universität Graz, 2015 (siehe S. 55, 62, 63, 67, 74, 76, 133).
- [29] Albrecht Wolf. *Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe*. Wiesbaden: Vieweg, 1958 (siehe S. 49).

Anhang A

Tabellen und Abbildungen

A.1 Tabellen nach Müller

A.2 Diagramme nach Müller

A.3 t-Werte zur Berechnung von Vertrauensbereichen

Die Drehzahlen

Arbeitsblatt 1

Bezeichnungen der Drehzahlverhältnisse:

Übersetzung i bei zwangsläufigen Getrieben: $i_{xy} = \frac{n_x}{n_y} = \frac{1}{i_{yx}}$

Freies Drehzahlverhältnis k bei 3 laufenden Wellen $k_{xy} = \frac{n_x}{n_y} = \frac{1}{k_{yx}}$

A. Drehzahl-Grundgleichung der Umlaufgetriebe

$$n_1 - n_2 i_{12} - n_s (1 - i_{12}) = 0 \quad \text{und} \quad i_{12} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s}$$

B. Gegenseitige Zuordnung der Übersetzungen i bei 2 laufenden Wellen

$i_{xy} =$	$f(i_{12})$	$f(i_{21})$	$f(i_{1s})$	$f(i_{s1})$	$f(i_{2s})$	$f(i_{s2})$
$i_{12} =$	i_{12}	$1/i_{21}$	$1 - i_{1s}$	$1 - 1/i_{s1}$	$1/(1 - i_{2s})$	$i_{s2}/(i_{s2} - 1)$
$i_{21} =$	$1/i_{12}$	i_{21}	$1/(1 - i_{1s})$	$i_{s1}/(i_{s1} - 1)$	$1 - i_{2s}$	$1 - 1/i_{s2}$
$i_{1s} =$	$1 - i_{12}$	$1 - 1/i_{21}$	i_{1s}	$1/i_{s1}$	$i_{2s}/(i_{2s} - 1)$	$1/(1 - i_{s2})$
$i_{s1} =$	$1/(1 - i_{12})$	$i_{21}/(i_{21} - 1)$	$1/i_{1s}$	i_{s1}	$1 - 1/i_{2s}$	$1 - i_{s2}$
$i_{2s} =$	$1 - 1/i_{12}$	$1 - i_{21}$	$i_{1s}/(i_{1s} - 1)$	$1/(1 - i_{s1})$	i_{2s} / i_{s2}	
$i_{s2} =$	$i_{12}/(i_{12} - 1)$	$1/(1 - i_{21})$	$1 - 1/i_{1s}$	$1 - i_{s1}$	$1/i_{2s}$	i_{s2}

C. Gegenseitige Zuordnung der freien Drehzahlverhältnisse k bei 3 lfd. Wellen

$k_{xy} =$	$f(k_{12})$	$f(k_{21})$	$f(k_{1s})$	$f(k_{s1})$	$f(k_{2s})$	$f(k_{s2})$
$k_{12} =$	k_{12}	$\frac{1}{k_{21}}$	$\frac{k_{1s} i_{12}}{k_{1s} - 1 + i_{12}}$	$\frac{i_{12}}{1 - k_{s1}(1 - i_{12})}$	$\frac{1 - i_{12}(1 - k_{2s})}{k_{2s}}$	$k_{s2}(1 - i_{12}) + i_{12}$
$k_{21} =$	$\frac{1}{k_{12}}$	k_{21}	$\frac{k_{1s} - 1 + i_{12}}{k_{1s} i_{12}}$	$\frac{1 - k_{s1}(1 - i_{12})}{i_{12}}$	$\frac{k_{2s}}{1 - i_{12}(1 - k_{2s})}$	$\frac{1}{k_{s2}(1 - i_{12}) + i_{12}}$
$k_{1s} =$	$\frac{1 - i_{12}}{1 - i_{12}/k_{12}}$	$\frac{1 - i_{12}}{1 - i_{12}k_{21}}$	k_{1s}	$\frac{1}{k_{s1}}$	$1 - i_{12}(1 - k_{2s})$	$1 - i_{12} + \frac{i_{12}}{k_{s2}}$
$k_{s1} =$	$\frac{1 - i_{12}/k_{12}}{1 - i_{12}}$	$\frac{1 - i_{12}k_{21}}{1 - i_{12}}$	$\frac{1}{k_{1s}}$	k_{s1}	$\frac{1}{1 - i_{12}(1 - k_{2s})}$	$\frac{1}{1 - i_{12} + i_{12}/k_{s2}}$
$k_{2s} =$	$\frac{1 - i_{12}}{k_{12} - i_{12}}$	$\frac{1 - i_{12}}{1/k_{21} - i_{12}}$	$\frac{k_{1s} - 1 + i_{12}}{i_{12}}$	$\frac{1/k_{s1} - 1 + i_{12}}{i_{12}}$	k_{2s}	$\frac{1}{k_{s2}}$
$k_{s2} =$	$\frac{k_{12} - i_{12}}{1 - i_{12}}$	$\frac{1/k_{21} - i_{12}}{1 - i_{12}}$	$\frac{i_{12}}{k_{1s} - 1 + i_{12}}$	$\frac{i_{12}}{1/k_{s1} - 1 + i_{12}}$	$\frac{1}{k_{2s}}$	k_{s2}

Tabelle A.1: Drehzahlverhältnisse und Übersetzungen von Umlaufgetrieben, [17].

Drehmomente und Umlaufwirkungsgrade Arbeitsblatt 2

A. Drehmomente

Die Drehmomente M sind abhängig von der Richtung des jeweiligen Wälzleistungsflusses, d.h. vom Vorzeichen von w_1 , nicht jedoch von den Drehzahlen.

$M_1 + M_2 + M_s = 0$		$M_1 : M_2 : M_s \approx \text{konst}$
$\frac{M_2}{M_1} = -i_{12}\eta_o^{w_1}$	$\frac{M_s}{M_1} = i_{12}\eta_o^{w_1} - 1$	$\frac{M_s}{M_2} = \frac{1}{i_{12}\eta_o^{w_1}} - 1$

wobei für $w_1 = +1 \rightarrow \eta_o^{w_1} = \eta_{12}$ und für $w_1 = -1 \rightarrow \eta_o^{w_1} = 1/\eta_{21}$

mit w_1 aus Tab. Arbeitsblatt 2,C oder 3,A oder aus Gl.(2.13): $w_1 = \frac{M_1(n_1 - n_s)}{|M_1(n_1 - n_s)|}$

Umlaufwirkungsgrade η_{Uml}

Indices bei 2 lfd. Wellen: erster Index Antriebswelle, zweiter Index Abtriebswelle. Bei drei laufenden Wellen s. Arbeitsblatt 3 unter Spalten „Lfl“.

B. Umlaufwirkungsgrad für einen gegebenen Betriebszustand

(für selbsthemmungsfähige Umlaufgetriebe beachte jedoch Abschnitt 2.4.2.2):

$$\eta_{Uml} = 1 - \frac{M_1(\omega_1 - \omega_s)(1 - \eta_o^{w_1})}{\Sigma P_{an}}$$

C. Umlaufwirkungsgrade bei zwei laufenden Wellen

	$i_{12} < 0$	$0 < i_{12} < 1$	$i_{12} > 1$
η_{1s}	$\frac{i_{12}\eta_{12} - 1}{i_{12} - 1}$	$\frac{i_{12} / \eta_{21} - 1}{i_{12} - 1}$	$\frac{i_{12}\eta_{12} - 1}{i_{12} - 1}$
w_1	+1	-1	+1
η_{s1}	$\frac{i_{12} - 1}{i_{12} / \eta_{21} - 1}$	$\frac{i_{12} - 1}{i_{12}\eta_{12} - 1}$	$\frac{i_{12} - 1}{i_{12} / \eta_{21} - 1}$
w_1	-1	+1	-1
η_{2s}	$\frac{i_{12} - \eta_{21}}{i_{12} - 1}$	$\frac{i_{12} - \eta_{21}}{i_{12} - 1}$	$\frac{i_{12} - 1 / \eta_{12}}{i_{12} - 1}$
w_1	-1	-1	+1
η_{s2}	$\frac{i_{12} - 1}{i_{12} - 1 / \eta_{12}}$	$\frac{i_{12} - 1}{i_{12} - 1 / \eta_{12}}$	$\frac{i_{12} - 1}{i_{12} - \eta_{21}}$
w_1	+1	+1	-1

Tabelle A.2: Drehmomente und Umlaufwirkungsgrade von Umlaufgetrieben, [17].

Anhang A Tabellen und Abbildungen

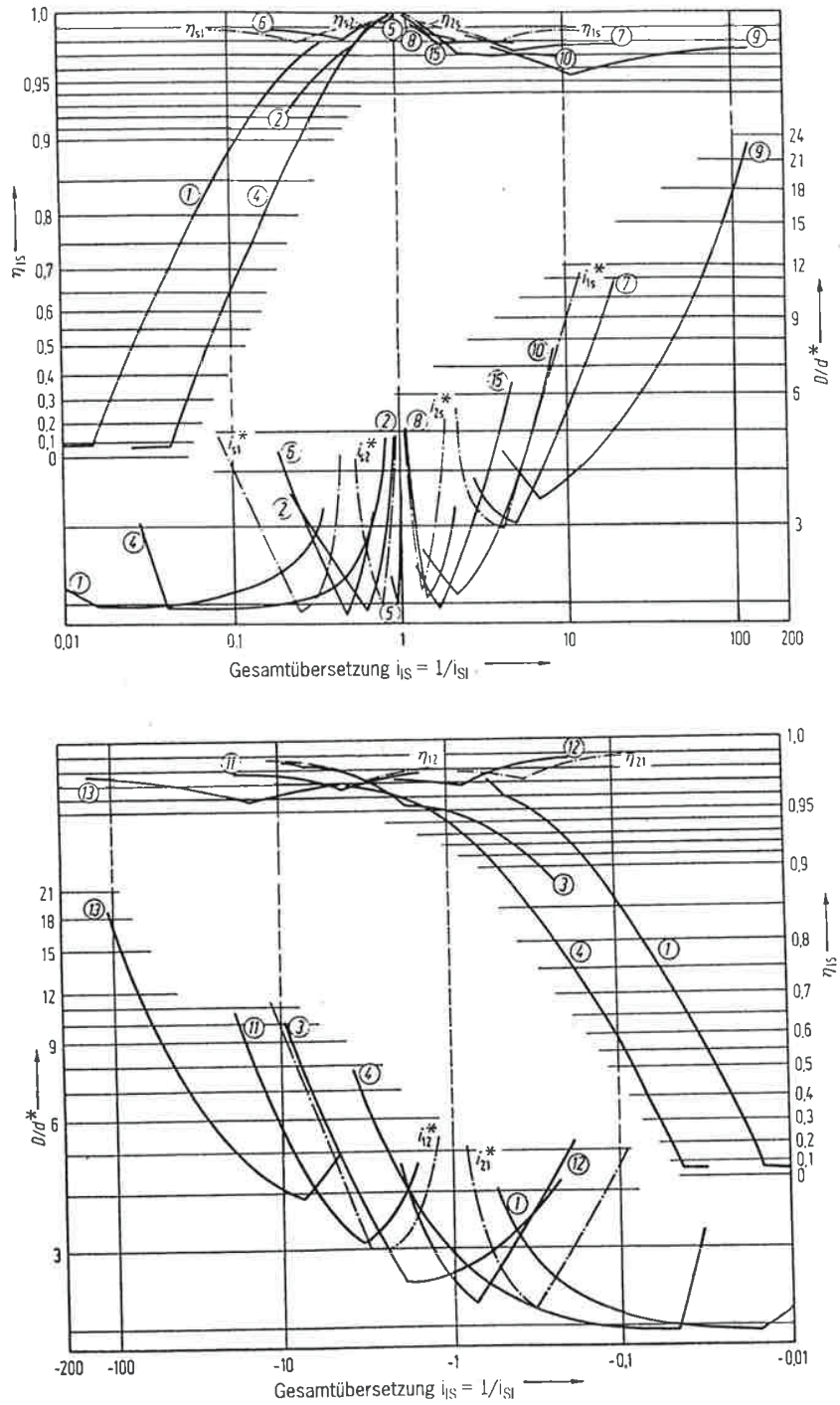


Abbildung A.1: Kleinster Außendurchmesser und Wirkungsgrade einiger Koppelgetriebe, [17].

Anhang A Tabellen und Abbildungen

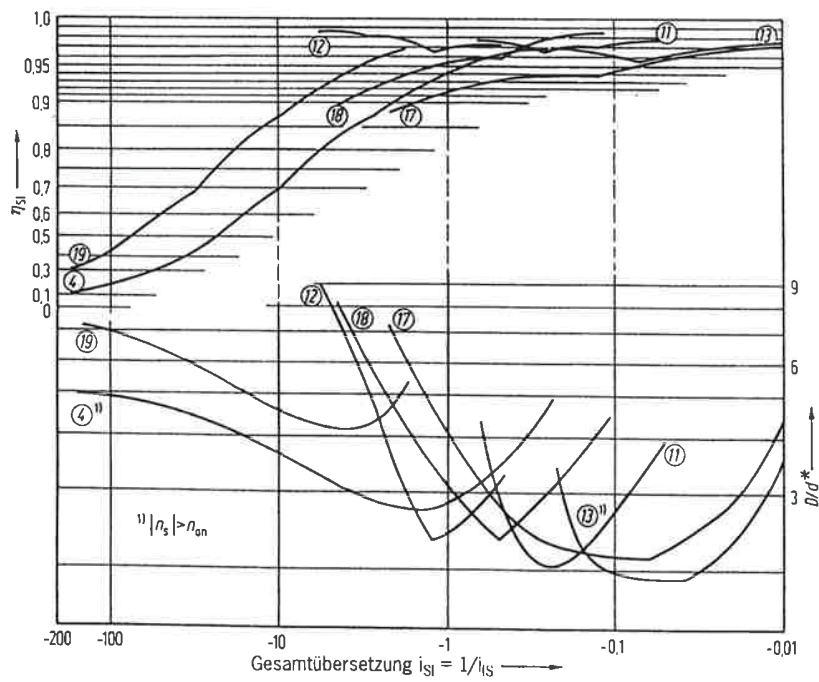
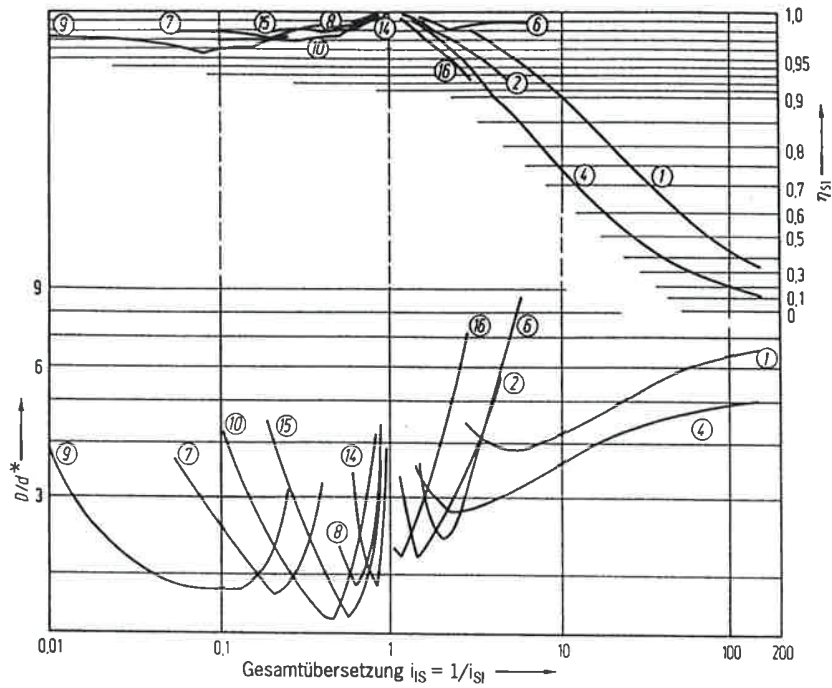


Abbildung A.2: Bereich der Standübersetzungen einiger Koppelgetriebe, [17].

Anhang A Tabellen und Abbildungen

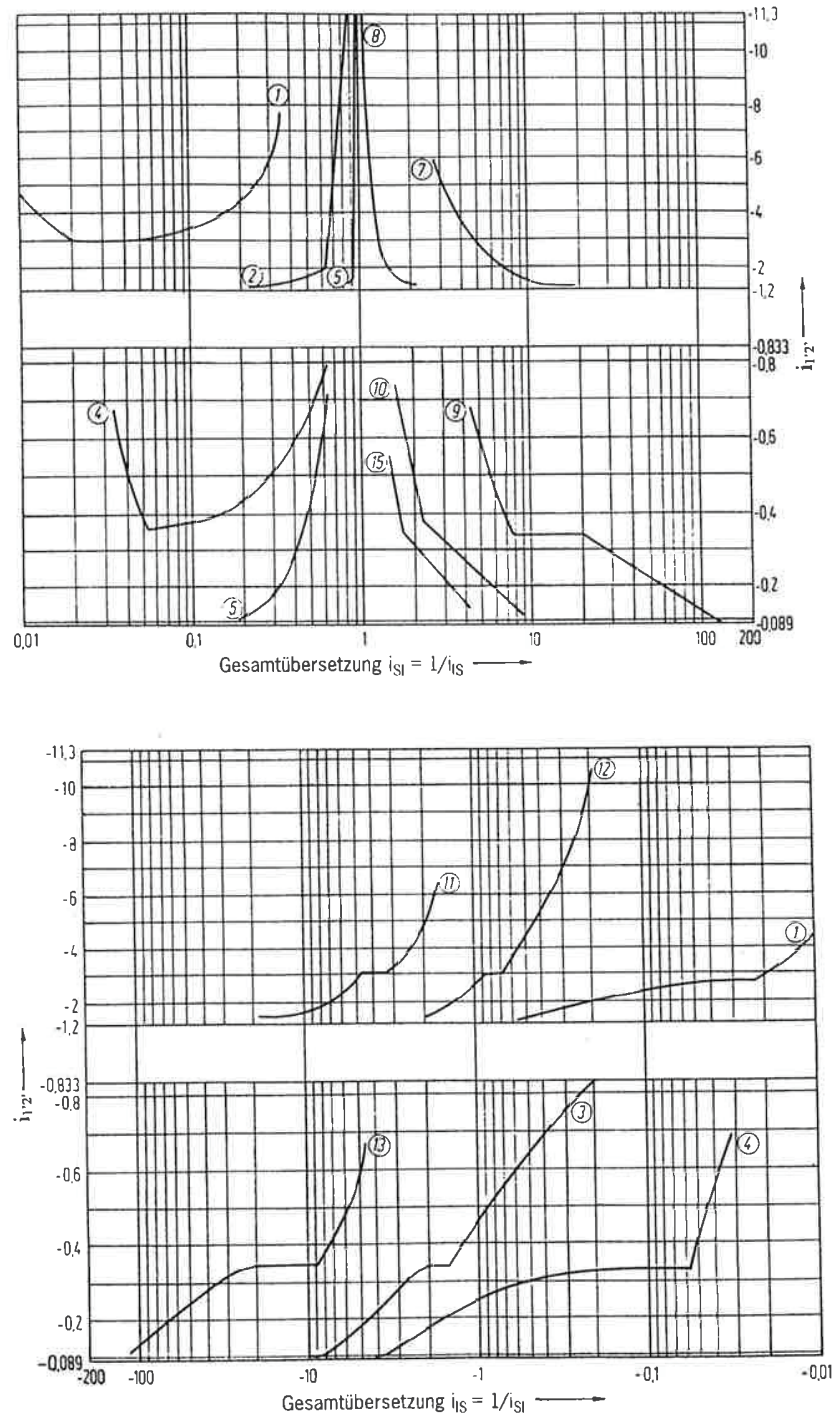


Abbildung A.3: Bereich der Standübersetzungen einiger Koppelgetriebe, [17]. (Fortsetzung)

Anhang A Tabellen und Abbildungen

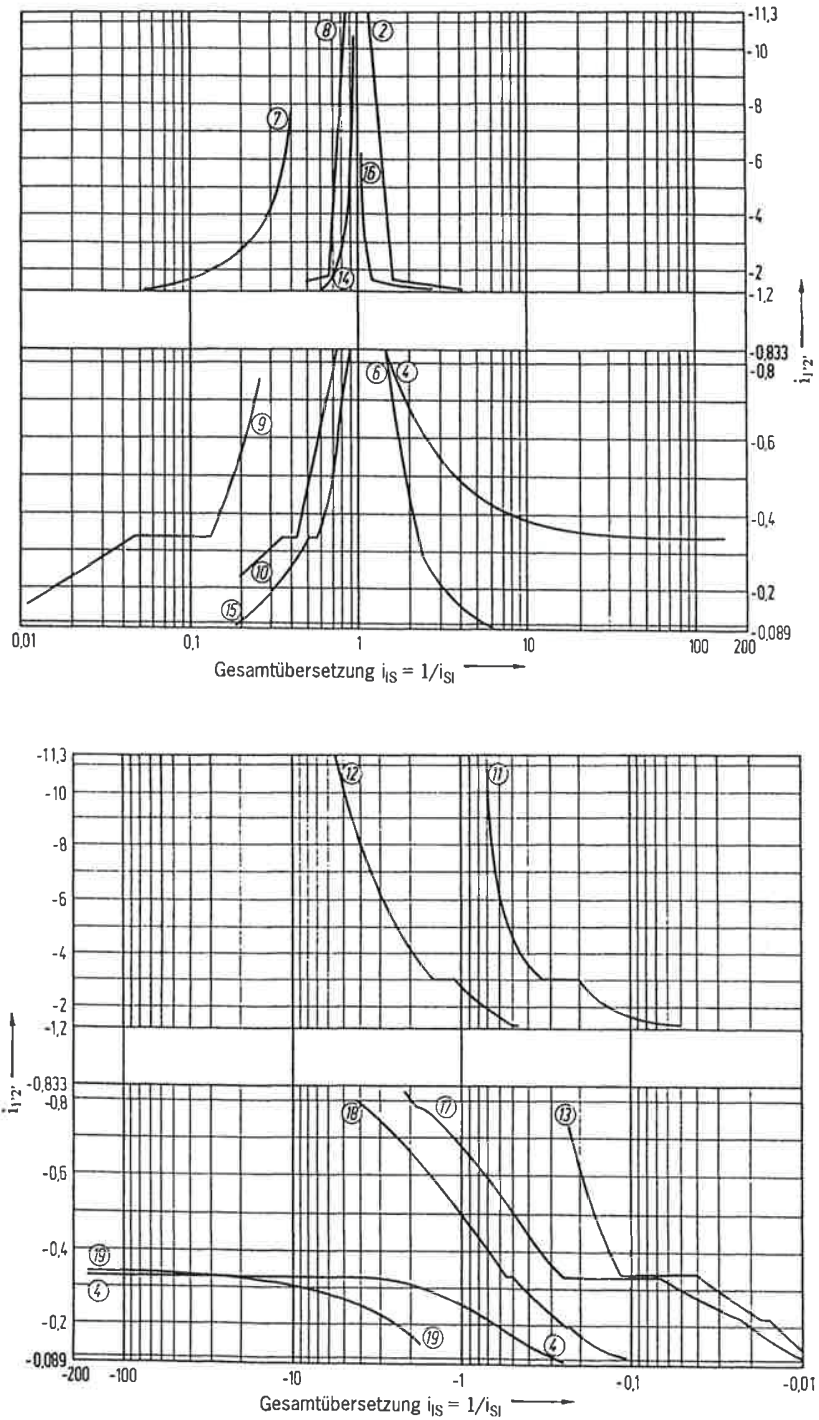


Abbildung A.4: Bereich der Standübersetzungen einiger Koppelgetriebe, [17]. (Fortsetzung)

Anhang A Tabellen und Abbildungen

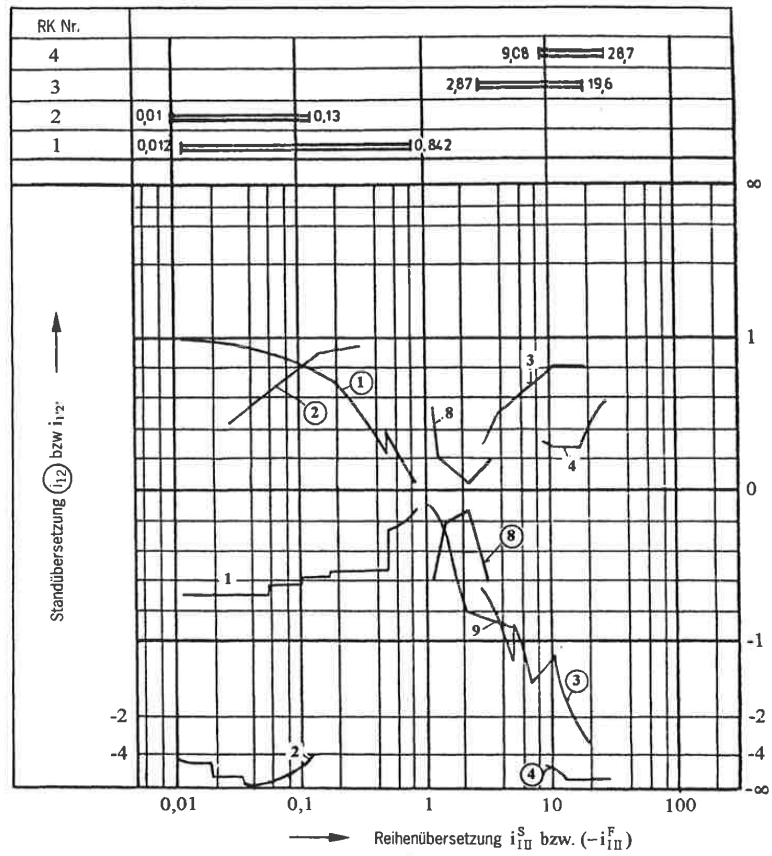
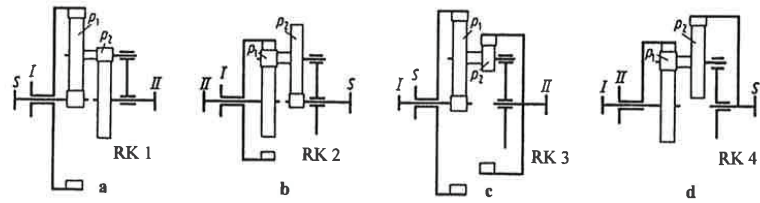


Abbildung A.5: Bereiche der Reihenübersetzung bei optimalen Wirkungsgraden von einigen reduzierten Koppelgetrieben, [17].

Anhang A Tabellen und Abbildungen

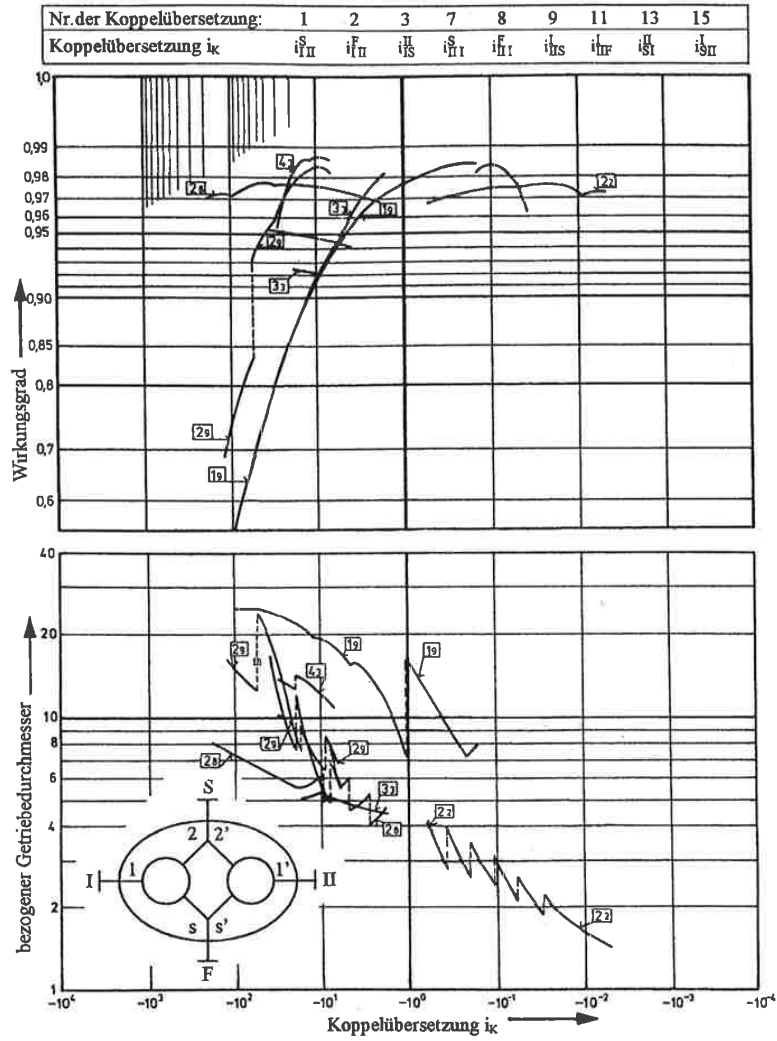


Abbildung A.6: Außendurchmesser und beste Wirkungsgrade einiger reduzierter Koppelgetriebe, [17].

Anhang A Tabellen und Abbildungen

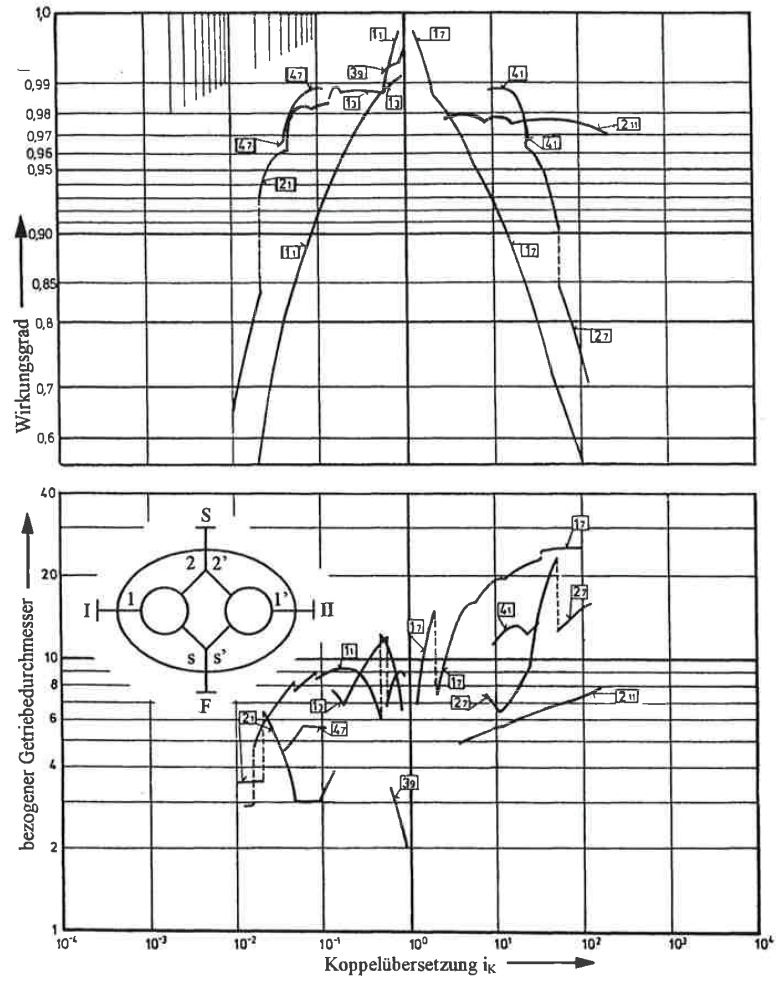


Abbildung A.7: Außendurchmesser und beste Wirkungsgrade einiger reduzierter Koppelgetriebe, [17].
(Fortsetzung)

Anhang A Tabellen und Abbildungen

Freiheits- grad f	t-Werte für Vertrauensniveau		
	95 %	99 %	99,9 %
1	12,71	63,66	636,62
2	4,303	9,925	31,60
3	3,182	5,841	12,92
4	2,776	4,604	8,610
5	2,571	4,032	6,869
6	2,447	3,707	5,959
7	2,365	3,499	5,408
8	2,306	3,355	5,041
9	2,262	3,250	4,781
10	2,228	3,169	4,587
12	2,179	3,055	4,318
15	2,131	2,947	4,073
20	2,086	2,845	3,850
30	2,042	2,750	3,646
40	2,021	2,704	3,551
50	2,009	2,678	3,496
70	1,994	2,648	3,435
100	1,984	2,626	3,390
1000	1,962	2,581	3,300
∞	1,960	2,576	3,291

Tabelle A.3: t-Werte zur Berechnung zweiseitiger Vertrauensbereiche, [28].

Anhang B

Datenblätter

B.1 Schrittmotoren #296 und #298, Fa. Leili

B.2 Planetengetriebe GPX 19, Fa. Maxonmotors

T Y P E Inspection Report

Chang Zhou Cheng Li Electrical Equipment Co., Ltd

型号: 42BY412-296测试报告

常州市诚利电子有限公司

TO: **Ventrex**
 送交单位
 SHIPPING QTY
 送交数量

10台
 DATE
 测试年月日

16.12.28

额定值 RATED 电压 VOLTAGE 13.5V DC 0.3A

抽 样 10 pcs

环境温度 Amb. Temp. 22 °C

项 目	要 求	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Judge	
自定位转矩 Detent Torque	117gf.cm	100	90	100	100	100	100	110	100	100	100	OK	
保持转矩 Holding Torque	≥816gf.cm (2-2 phase)	1050	1100	1050	1050	1100	1050	1050	1050	1050	1050	OK	
空载牵入频率 Pull In Rate	≥300Hz (2-2 phase)	520	510	510	520	520	520	510	520	510	520	OK	
空载牵出频率 Slewing pulse Rate	≥500 Hz (2-2 phase)	630	620	630	610	630	630	620	630	640	650	OK	
牵出转矩 Pull Out Torque	≥204 (350HZ 2-2 phase)	270	270	260	260	270	260	260	270	270	260	OK	
电阻 Resistance	43±10% Ω/Phase (25 °C)	44.65	44.66	45.44	44.20	45.59	44.93	45.17	44.68	45.40	44.56	OK	
		45.29	45.31	45.08	43.94	43.88	45.54	44.03	45.06	44.06	44.27	OK	
电感 Inductance	38mH /Phase Ref 1KHz 1Vrms	37.34	36.35	37.3	38.69	36.22	36.38	35.79	37.66	38.06	35.58	OK	
		39.52	41.27	41.24	39.21	40.46	40.23	40.27	39.31	38.81	38.44	OK	
旋转方向 Rotation	按图纸中励磁顺序(CW/CCW)	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
外观 Appearance	According to the drawing	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
	外形及安装尺寸	Φ10 ⁰ _{-0.1}	9.94	9.94	9.94	9.94	9.95	9.94	9.94	9.95	9.95	OK	
	Shape and Installation dimension	Φ3 ⁰ _{-0.05}	2.994	2.993	2.993	2.993	2.993	2.994	2.994	2.994	2.993	OK	
		9±0.5	9.074	9.186	9.145	9.174	9.114	9.074	9.138	9.205	9.109	9.122	OK
		49.5±0.1	49.52	49.52	49.51	49.51	49.52	49.51	49.53	49.52	49.52	OK	
电机端排线顺序 motor PCB Lead wire sequence	黑 棕 黄 橙 Black Brown Yellow Orange	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
联接线长度与线型 Lead wire Length and model	UL1061 AWG#26	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
	100±10	93	92	92	93	92	92	92	92	93	93	OK	

绝缘电阻 Insulation Resistance.

DC 500 V 100 MΩ above

绝缘介电强度 Dielectric Strength.

AC 600 V IS 1 mA

温 升 Temperature Rise.

备 注 Comment.

拟制 卞亚媛

会签 黄志鑫

审核 徐远枫

型号: 42BY412-297 测试报告

常州市诚利电子有限公司

T Y P E Inspection Report

Chang Zhou Cheng Li Electrical Equipment Co., Ltd

TO: ventrex
 送交单位
 SHIPPING QTY
 送交数量

10台
 DATE
 测试年月日

16.12.28

额定值 RATED	电压 VOLTAGE	13.5V DC 0.3A	抽 样 10 pcs										环境温度	Amb. Temp. 22 °C
项 目	要 求		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Judge	
自定位转矩 Detent Torque	175gf.cm		170	180	160	160	160	160	160	160	160	170	OK	
保持转矩 Holding Torque	≥816gf.cm (2-2 phase)		1500	1550	1550	1600	1600	1600	1550	1600	1600	1600	OK	
空载率入频率 Pull In Rate	≥300Hz (2-2 phase)		330	340	340	340	330	330	330	340	340	330	OK	
空载率出频率 Slewing pulse Rate	≥450 Hz (2-2 phase)		550	560	570	540	530	560	580	590	590	580	OK	
牵出转矩 Pull Out Torque	≥306 (250HZ 2-2 phase)		370	380	360	360	370	360	360	370	360	360	OK	
电阻 Resistance	43±10%Ω/Phase (25 °C)		44.65	44.66	45.03	44.20	45.56	44.93	45.17	44.68	45.40	44.56	OK	
			45.29	45.31	45.08	43.94	43.88	45.54	44.03	45.06	44.06	44.27	OK	
			54.33	61.68	57.46	53.52	54.35	63.24	52.16	58.66	49.77	54.49	OK	
电感 Inductance	56mH /Phase Ref 1KHz 1Vrms		54.86	50.30	53.17	57.91	55.00	50.30	58.50	51.37	60.84	55.80	OK	
旋转方向 Rotation	按图纸中励磁顺序 (CW/CCW)		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
外观 Appearance	According to the drawing		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
	外形及安装尺寸		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
	Shape and Installation dimension		9.94	9.94	9.94	9.94	9.94	9.95	9.94	9.95	9.95	9.95	OK	
			2.994	2.993	2.993	2.993	2.993	2.993	2.994	2.994	2.994	2.993	OK	
			9.074	9.186	9.145	9.174	9.114	9.074	9.138	9.205	9.109	9.122	OK	
			49.52	49.52	49.51	49.52	49.51	49.52	49.51	49.53	49.52	49.52	OK	
电机端排线顺序 motor PCB lead wire sequence	黑 棕 黄 橙 Black Brown Yellow Orange		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
联接线长度与线型 Lead wire Length and model	UL1061 AWG#26		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
	100±10		93	92	92	93	92	92	92	92	93	93	OK	

绝缘电阻 Insulation Resistance: DC 500 V 100 MΩ above
 绝缘介电强度 Dielectric Strength: AC 600 V 1S 1 mA
 温升 Temperature Rise: 审批 徐远枫
 备注 Comment: 拟制 卡亚媛 会签 贾志鑫

型号: 42BY412-298测试报告

常州市诚利电子有限公司

T Y P E

Inspection Report

Chang Zhou Cheng Li Electrical Equipment Co., Ltd

TO: Ventrex
送交单位

SHIPPING QTY
送交数量

20台

DATE:
测试年月日

16.12.28

额定值 RATED 电压 VOLTAGE 13.5V, DC 0.3A

抽 样 10 pcs

环境温度 Amb. Temp. 22 °C

项 目	要 求	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Judge
电阻 Resistance	43 ± 10% Ω/Phase (25 °C)	45.31	45.30	44.49	45.18	45.09	45.12	44.99	44.71	44.75	44.86	OK
		44.66	45.03	44.74	45.13	45.07	44.57	44.95	44.97	45.10	44.66	OK
电感 Inductance	56mH /Phase Ref 1KHz 1Vrms	63.57	63.84	63.81	63.57	63.59	63.92	63.79	63.46	63.50	63.15	OK
		64.30	63.13	63.33	63.72	63.50	63.44	63.27	63.43	63.52	63.61	OK
旋转方向 Rotation	按图纸中刷磁顺序 (CW/CCW)	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
外观 Appearance	According to the drawing	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
电机端非线顺序 motor PCB Lead wire sequence	黑 棕 黄 橙 Black Brown Yellow Orange	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
联接线长度与线型 lead wire length and model	IEJ1061 AWG#26	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
绝缘电阻 Insulation Resistance. 绝缘介电强度 Dielectric Strength. 温 升 Temperature Rise. 备 注 Comment.	DC 500 V 100 MΩ above AC 600 V 1S 1 mA	93	92	92	93	92	92	92	92	93	93	OK
		93	92	92	93	92	92	92	92	92	93	93

拟制 于亚婴 审核 徐远枫

会签 黄志鑫

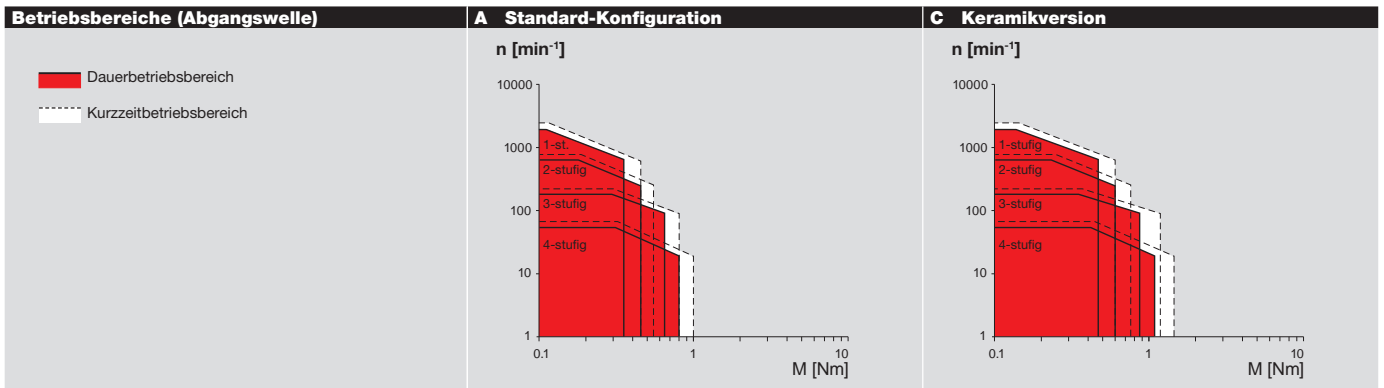
GPX 19

Planetengetriebe Ø19 mm

NEW



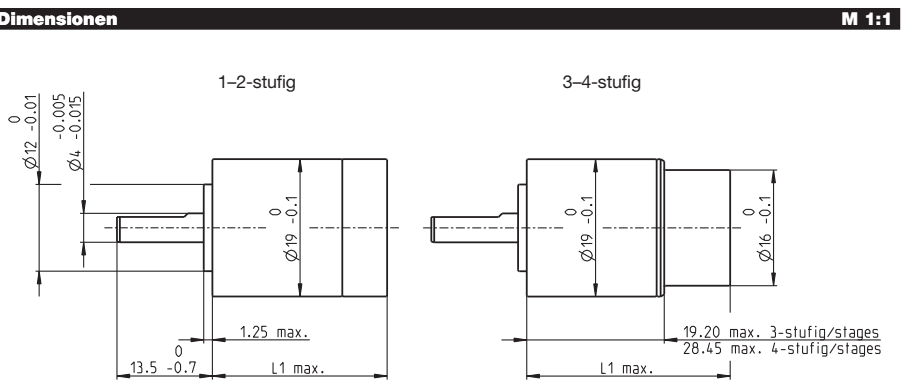
Eckdaten	A Standard-Konfiguration	C Keramikversion
Max. übertragbare Leistung	W 13	15.5
Max. Dauerdrehmoment	Nm 0.8	1.1
Max. Eingangsdrehzahl dauernd	min ⁻¹ 14 000	14 000
Umgebungstemperatur	°C -40 ... +100	-40 ... +100
Abtriebswellenlagerung	Kugellager	Kugellager



Spezifikationen	A Standard-Konfiguration	C Keramikversion
Stufenzahl	1 2 3 4	1 2 3 4
Max. übertragbare Leistung dauernd	W 13.0 6.5 3.2 0.9	15.5 7.8 3.9 1.0
Max. übertragbare Leistung kurzzeitig	W 16.2 8.1 4.1 1.1	19.4 9.7 4.9 1.3
Max. Drehmoment dauernd	Nm 0.35 0.45 0.65 0.80	0.47 0.60 0.86 1.05
Max. Drehmoment kurzzeitig	Nm 0.45 0.55 0.80 1.00	0.60 0.75 1.10 1.30
Max. Eingangsdrehzahl dauernd	min ⁻¹ 10000 12000 14000 14000	10000 12000 14000 14000
Max. Eingangsdrehzahl kurzzeitig	min ⁻¹ 12500 15000 17500 17500	12500 15000 17500 17500
Max. Wirkungsgrad	% 90 80 75 65	90 80 75 65
Mittleres Getriebspiel unbelastet	° 0.9 1.15 1.25 1.35	0.9 1.15 1.25 1.35
Max. axiale Belastung (dynamisch)	N 40 40 40 40	40 40 40 40
Max. radiale Belastung, 5 mm ab Flansch	N 50 80 90 90	50 80 90 90
Getriebelänge L1	mm 16.7 22.9 27.0 36.2	16.7 22.9 27.0 36.2
Gewicht	g 30 40 43 55	30 40 43 55

Konfiguration	A Standard-Konfiguration	C Keramikversion
Stufenzahl	1 2 3 4	1 2 3 4
Untersetzung	X:1 3.9, 5.3, 6.6 16, 21, 26, 28, 35 62, 83, 103, 111, 138, 150, 172, 186, 231 243, 326, 406, 439, 546, 590, 679, 734, 794, 913, 987, 1135, 1227, 1526	3.9, 5.3, 6.6 16, 21, 26, 28, 35 62, 83, 103, 111, 138, 150, 172, 186, 231 243, 326, 406, 439, 546, 590, 679, 734, 794, 913, 987, 1135, 1227, 1526
Bauart	Standard/Keramikversion/Geräuschreduziert/Spielreduziert/High Power	
Flansch	Standardflansch/Flansch konfigurierbar	
Welle	Länge/Fläche/Querbohrung	

maxon Baukastensystem	Seite
maxon DC motor	Stufenzahl
DCX 16 S	3-4 70-71
DCX 16 L	3-4 72-73
DCX 19 S	1-2 74-75
DC-max 16 S	3-4 86-87



xdrives.maxonmotor.com

Anhang C

Messergebnisse

C.1 Messergebnisse zur Abschätzung des Versuchsaufwandes

C.2 Messergebnisse für den Prüfling ohne Getriebe

C.3 Messergebnisse für den Prüfling mit Getriebe

Abschätzung des Versuchaufwandes

Sator	Typ	42BY412-298	Datum	14.04.2017
	Größe	#298	Uhrzeit	08:30
Kapsel	Typ	A	Prüfer	Habring
Getriebe	i=	26,05	Raumtemperatur	23 °C
Lagerung		Buchse v+h	Speisung	CV CV/CC
Schmierung		-	Spannung	13,5 V
			Strom	mA
			Schrittart	voll

Motor ohne Getriebe, 100 Hz

Nr.	Stator #	M, Nm
1	3	0,02526
2	4	0,02991
3	4	0,03015
4	5	0,02826
5	7	0,02432
6	7	0,02495
7	3	0,02704
8	3	0,02468
9	4	0,03062
10	7	0,03022
11	4	0,02433
12	4	0,02806
13	7	0,02872
14	4	0,02124
15	5	0,02606
16	7	0,01884

Schätzwert für Mittelwert: **0,026416**

Schätzwert für Standardabweichung: **0,003363**

Schätzwert für Varianz: **0,000011**

$\Delta\mu$ **0,002**

N 170

Motor mit Getriebe, 300 Hz

Nr.	Stator #	M, Nm
1	3	0,304
2	4	0,345
3	4	0,356
4	5	0,354
5	7	0,31
6	7	0,323
7	3	0,316
8	3	0,336
9	4	0,305
10	7	0,313
11	4	0,296
12	4	0,333
13	7	0,301
14	4	0,309
15	5	0,323
16	7	0,306

Schätzwert für Mittelwert: **0,32063**

Schätzwert für Standardabweichung: **0,01900**

Schätzwert für Varianz: **0,00036**

$\Delta\mu$ **0,020**

N 55

Messergebnisse von Schrittmotor ohne Getriebe								Block 1:	19.04.2017
								Block 2:	24.04.2017
Std.-Rfolge	Dlauf.-Rfolg	Punkttyp	Blöcke	Lagerung	Schritt-frequenz	Spulen-induktivität	Mikro-schritte	Drehmoment	Strom
					Hz	mH			A
41	1	1	1	vo & hi	100	38	1	0,012	0,285
46	2	1	1	vo & hi	300	38	1/16	0,011	0,203
45	3	1	1	vo & hi	100	38	1/16	0,02	0,288
42	4	1	1	vo & hi	300	38	1	0,006	0,173
47	5	1	1	vo & hi	100	56	1/16	0,035	0,253
48	6	1	1	vo & hi	300	56	1/16	0,015	0,149
44	7	1	1	vo & hi	300	56	1	0,01	0,115
43	8	1	1	vo & hi	100	56	1	0,025	0,223
33	9	1	1	vo	100	38	1	0,015	0,297
37	10	1	1	vo	100	38	1/16	0,022	0,296
35	11	1	1	vo	100	56	1	0,024	0,186
36	12	1	1	vo	300	56	1	0,008	0,11
40	13	1	1	vo	300	56	1/16	0,015	0,145
34	14	1	1	vo	300	38	1	0,008	0,179
38	15	1	1	vo	300	38	1/16	0,012	0,204
39	16	1	1	vo	100	56	1/16	0,033	0,252
65	17	1	1	vo	100	38	1	0,012	0,297
72	18	1	1	vo	300	56	1/16	0,014	0,131
68	19	1	1	vo	300	56	1	0,009	0,1
71	20	1	1	vo	100	56	1/16	0,034	0,249
67	21	1	1	vo	100	56	1	0,026	0,228
69	22	1	1	vo	100	38	1/16	0,018	0,29
70	23	1	1	vo	300	38	1/16	0,015	0,204
66	24	1	1	vo	300	38	1	0,009	0,173
17	25	1	1	vo	100	38	1	0,012	0,272
18	26	1	1	vo	300	38	1	0,008	0,172
19	27	1	1	vo	100	56	1	0,026	0,252
22	28	1	1	vo	300	38	1/16	0,015	0,205
23	29	1	1	vo	100	56	1/16	0,029	0,251
20	30	1	1	vo	300	56	1	0,008	0,1
21	31	1	1	vo	100	38	1/16	0,014	0,292
24	32	1	1	vo	300	56	1/16	0,014	0,127
27	33	1	1	vo & hi	100	56	1	0,027	0,255
31	34	1	1	vo & hi	100	56	1/16	0,037	0,253
30	35	1	1	vo & hi	300	38	1/16	0,011	0,199
25	36	1	1	vo & hi	100	38	1	0,016	0,293
28	37	1	1	vo & hi	300	56	1	0,012	0,121
32	38	1	1	vo & hi	300	56	1/16	0,016	0,143
26	39	1	1	vo & hi	300	38	1	0,005	0,165
29	40	1	1	vo & hi	100	38	1/16	0,021	0,288
74	41	1	1	vo & hi	300	38	1	0,005	0,147
73	42	1	1	vo & hi	100	38	1	0,017	0,302
79	43	1	1	vo & hi	100	56	1/16	0,028	0,251
80	44	1	1	vo & hi	300	56	1/16	0,015	0,14
78	45	1	1	vo & hi	300	38	1/16	0,011	0,206
75	46	1	1	vo & hi	100	56	1	0,025	0,259
76	47	1	1	vo & hi	300	56	1	0,012	0,121
77	48	1	1	vo & hi	100	38	1/16	0,02	0,295
62	49	1	1	vo & hi	300	38	1/16	0,011	0,203
64	50	1	1	vo & hi	300	56	1/16	0,015	0,135
63	51	1	1	vo & hi	100	56	1/16	0,033	0,251
58	52	1	1	vo & hi	300	38	1	0,006	0,176
61	53	1	1	vo & hi	100	38	1/16	0,021	0,294

Messergebnisse von Schrittmotor ohne Getriebe								Block 1:	19.04.2017
								Block 2:	24.04.2017
Std.-Rfolge	Dlauf.-Rfolg	Punkttyp	Blöcke	Lagerung	Schritt-frequenz	Spulen-induktivität	Mikro-schritte	Drehmoment	Strom
					Hz	mH		Nm	A
57	54	1	1	vo & hi	100	38	1	0,016	0,288
60	55	1	1	vo & hi	300	56	1	0,012	0,122
59	56	1	1	vo & hi	100	56	1	0,024	0,206
56	57	1	1	vo	300	56	1/16	0,017	0,134
55	58	1	1	vo	100	56	1/16	0,031	0,253
54	59	1	1	vo	300	38	1/16	0,015	0,207
52	60	1	1	vo	300	56	1	0,008	0,103
53	61	1	1	vo	100	38	1/16	0,018	0,29
50	62	1	1	vo	300	38	1	0,009	0,159
49	63	1	1	vo	100	38	1	0,014	0,288
51	64	1	1	vo	100	56	1	0,021	0,251
9	65	1	1	vo & hi	100	38	1	0,016	0,287
13	66	1	1	vo & hi	100	38	1/16	0,019	0,296
10	67	1	1	vo & hi	300	38	1	0,005	0,163
11	68	1	1	vo & hi	100	56	1	0,023	0,227
12	69	1	1	vo & hi	300	56	1	0,01	0,125
15	70	1	1	vo & hi	100	56	1/16	0,036	0,256
16	71	1	1	vo & hi	300	56	1/16	0,015	0,151
14	72	1	1	vo & hi	300	38	1/16	0,012	0,213
5	73	1	1	vo	100	38	1/16	0,016	0,289
6	74	1	1	vo	300	38	1/16	0,015	0,197
3	75	1	1	vo	100	56	1	0,026	0,223
2	76	1	1	vo	300	38	1	0,01	0,165
4	77	1	1	vo	300	56	1	0,012	0,111
1	78	1	1	vo	100	38	1	0,009	0,279
7	79	1	1	vo	100	56	1/16	0,033	0,257
8	80	1	1	vo	300	56	1/16	0,017	0,13
147	81	1	2	vo	100	56	1	0,028	0,237
151	82	1	2	vo	100	56	1/16	0,034	0,249
150	83	1	2	vo	300	38	1/16	0,015	0,201
149	84	1	2	vo	100	38	1/16	0,014	0,294
148	85	1	2	vo	300	56	1	0,009	0,107
152	86	1	2	vo	300	56	1/16	0,016	0,126
145	87	1	2	vo	100	38	1	0,015	0,288
146	88	1	2	vo	300	38	1	0,007	0,172
97	89	1	2	vo	100	38	1	0,007	0,289
102	90	1	2	vo	300	38	1/16	0,012	0,194
103	91	1	2	vo	100	56	1/16	0,025	0,241
100	92	1	2	vo	300	56	1	0,01	0,106
99	93	1	2	vo	100	56	1	0,021	0,202
98	94	1	2	vo	300	38	1	0,005	0,173
104	95	1	2	vo	300	56	1/16	0,016	0,134
101	96	1	2	vo	100	38	1/16	0,014	0,292
110	97	1	2	vo & hi	300	38	1/16	0,015	0,212
107	98	1	2	vo & hi	100	56	1	0,029	0,25
112	99	1	2	vo & hi	300	56	1/16	0,019	0,141
106	100	1	2	vo & hi	300	38	1	0,01	0,174
109	101	1	2	vo & hi	100	38	1/16	0,022	0,289
111	102	1	2	vo & hi	100	56	1/16	0,037	0,249
105	103	1	2	vo & hi	100	38	1	0,005	0,285
108	104	1	2	vo & hi	300	56	1	0,015	0,122
144	105	1	2	vo & hi	300	56	1/16	0,017	0,134

Messergebnisse von Schrittmotor ohne Getriebe								Block 1:	19.04.2017
								Block 2:	24.04.2017
Std.-Rfolge	Dlauf.-Rfolg	Punkttyp	Blöcke	Lagerung	Schritt-frequenz	Spulen-induktivität	Mikro-schritte	Drehmoment	Strom
					Hz	mH			A
139	106	1	2	vo & hi	100	56	1	0,027	0,222
137	107	1	2	vo & hi	100	38	1	0,014	0,276
141	108	1	2	vo & hi	100	38	1/16	0,019	0,295
140	109	1	2	vo & hi	300	56	1	0,014	0,119
143	110	1	2	vo & hi	100	56	1/16	0,034	0,253
138	111	1	2	vo & hi	300	38	1	0,007	0,172
142	112	1	2	vo & hi	300	38	1/16	0,015	0,204
93	113	1	2	vo & hi	100	38	1/16	0,021	0,297
94	114	1	2	vo & hi	300	38	1/16	0,016	0,207
92	115	1	2	vo & hi	300	56	1	0,015	0,121
89	116	1	2	vo & hi	100	38	1	0,015	0,292
95	117	1	2	vo & hi	100	56	1/16	0,032	0,25
90	118	1	2	vo & hi	300	38	1	0,009	0,176
96	119	1	2	vo & hi	300	56	1/16	0,017	0,135
91	120	1	2	vo & hi	100	56	1	0,025	0,234
166	121	1	2	vo	300	38	1/16	0,013	0,21
165	122	1	2	vo	100	38	1/16	0,011	0,293
161	123	1	2	vo	100	38	1	0,006	0,278
168	124	1	2	vo	300	56	1/16	0,013	0,122
163	125	1	2	vo	100	56	1	0,022	0,163
167	126	1	2	vo	100	56	1/16	0,032	0,254
162	127	1	2	vo	300	38	1	0,003	0,176
164	128	1	2	vo	300	56	1	0,01	0,111
85	129	1	2	vo	100	38	1/16	0,012	0,297
82	130	1	2	vo	300	38	1	0,005	0,176
87	131	1	2	vo	100	56	1/16	0,03	0,243
81	132	1	2	vo	100	38	1	0,009	0,269
83	133	1	2	vo	100	56	1	0,021	0,185
88	134	1	2	vo	300	56	1/16	0,014	0,125
86	135	1	2	vo	300	38	1/16	0,011	0,204
84	136	1	2	vo	300	56	1	0,007	0,106
113	137	1	2	vo	100	38	1	0,008	0,286
116	138	1	2	vo	300	56	1	0,006	0,113
118	139	1	2	vo	300	38	1/16	0,012	0,207
115	140	1	2	vo	100	56	1	0,02	0,166
120	141	1	2	vo	300	56	1/16	0,013	0,138
114	142	1	2	vo	300	38	1	0,008	0,142
119	143	1	2	vo	100	56	1/16	0,021	0,242
117	144	1	2	vo	100	38	1/16	0,013	0,292
174	145	1	2	vo & hi	300	38	1/16	0,015	0,204
172	146	1	2	vo & hi	300	56	1	0,015	0,118
175	147	1	2	vo & hi	100	56	1/16	0,039	0,26
171	148	1	2	vo & hi	100	56	1	0,029	0,224
176	149	1	2	vo & hi	300	56	1/16	0,019	0,147
173	150	1	2	vo & hi	100	38	1/16	0,014	0,291
169	151	1	2	vo & hi	100	38	1	0,01	0,282
170	152	1	2	vo & hi	300	38	1	0,007	0,179
124	153	1	2	vo & hi	300	56	1	0,013	0,109
122	154	1	2	vo & hi	300	38	1	0,008	0,174
125	155	1	2	vo & hi	100	38	1/16	0,018	0,293
128	156	1	2	vo & hi	300	56	1/16	0,018	0,142
123	157	1	2	vo & hi	100	56	1	0,026	0,196

Messergebnisse von Schrittmotor ohne Getriebe								Block 1:	19.04.2017
								Block 2:	24.04.2017
Std.-Rfolge	Dlauf.-Rfolg	Punkttyp	Blöcke	Lagerung	Schritt-frequenz	Spulen-induktivität	Mikro-schritte	Drehmoment	Strom
					Hz	mH			A
127	158	1	2	vo & hi	100	56	1/16	0,038	0,252
126	159	1	2	vo & hi	300	38	1/16	0,016	0,205
121	160	1	2	vo & hi	100	38	1	0,019	0,298
130	161	1	2	vo	300	38	1	0,006	0,173
135	162	1	2	vo	100	56	1/16	0,028	0,249
134	163	1	2	vo	300	38	1/16	0,009	0,203
136	164	1	2	vo	300	56	1/16	0,01	0,123
129	165	1	2	vo	100	38	1	0,004	0,278
133	166	1	2	vo	100	38	1/16	0,006	0,292
131	167	1	2	vo	100	56	1	0,019	0,169
132	168	1	2	vo	300	56	1	0,005	0,107
158	169	1	2	vo & hi	300	38	1/16	0,014	0,203
159	170	1	2	vo & hi	100	56	1/16	0,037	0,255
157	171	1	2	vo & hi	100	38	1/16	0,02	0,293
154	172	1	2	vo & hi	300	38	1	0,007	0,18
156	173	1	2	vo & hi	300	56	1	0,012	0,122
153	174	1	2	vo & hi	100	38	1	0,016	0,296
160	175	1	2	vo & hi	300	56	1/16	0,015	0,138
155	176	1	2	vo & hi	100	56	1	0,025	0,233

Messergebnisse von Schrittmotor mit Getriebe							Block 1:	19.04.2017
							Block 2:	24.04.2017
Std.-Rfolge	Dlauf.-Rfolg	Punkttyp	Blöcke	Schritt- frequenz Hz	Spulen- induktivität mH	Mikro-schritte	Drehmomen t Nm	Strom A
28	1	1	1	300	56	1	0,309	0,111
16	2	1	1	300	56	1/16	0,346	0,122
23	3	1	1	100	56	1/16	0,809	0,256
32	4	1	1	300	56	1/16	0,36	0,122
5	5	1	1	100	38	1/16	0,211	0,28
26	6	1	1	300	38	1	0,235	0,171
2	7	1	1	300	38	1	0,248	0,171
25	8	1	1	100	38	1	0,365	0,269
12	9	1	1	300	56	1	0,3	0,113
20	10	1	1	300	56	1	0,314	0,115
18	11	1	1	300	38	1	0,242	0,175
24	12	1	1	300	56	1/16	0,356	0,12
17	13	1	1	100	38	1	0,336	0,274
14	14	1	1	300	38	1/16	0,372	0,205
1	15	1	1	100	38	1	0,427	0,287
10	16	1	1	300	38	1	0,245	0,171
3	17	1	1	100	56	1	0,555	0,236
9	18	1	1	100	38	1	0,429	0,289
22	19	1	1	300	38	1/16	0,369	0,2
31	20	1	1	100	56	1/16	0,831	0,246
4	21	1	1	300	56	1	0,328	0,121
8	22	1	1	300	56	1/16	0,372	0,121
15	23	1	1	100	56	1/16	0,817	0,251
7	24	1	1	100	56	1/16	0,809	0,254
27	25	1	1	100	56	1	0,712	0,258
30	26	1	1	300	38	1/16	0,395	0,217
19	27	1	1	100	56	1	0,713	0,254
21	28	1	1	100	38	1/16	0,38	0,281
6	29	1	1	300	38	1/16	0,382	0,206
13	30	1	1	100	38	1/16	0,481	0,29
11	31	1	1	100	56	1	0,73	0,256
29	32	1	1	100	38	1/16	0,485	0,292
44	33	1	2	300	56	1	0,348	0,114
47	34	1	2	100	56	1/16	0,833	0,253
58	35	1	2	300	38	1	0,213	0,178
59	36	1	2	100	56	1	0,724	0,255
62	37	1	2	300	38	1/16	0,37	0,198
54	38	1	2	300	38	1/16	0,37	0,208
51	39	1	2	100	56	1	0,702	0,236
53	40	1	2	100	38	1/16	0,498	0,301
40	41	1	2	300	56	1/16	0,346	0,116
46	42	1	2	300	38	1/16	0,353	0,195
49	43	1	2	100	38	1	0,474	0,292
33	44	1	2	100	38	1	0,491	0,289
52	45	1	2	300	56	1	0,281	0,115
48	46	1	2	300	56	1/16	0,338	0,118
37	47	1	2	100	38	1/16	0,495	0,285
35	48	1	2	100	56	1	0,725	0,254
64	49	1	2	300	56	1/16	0,345	0,124
57	50	1	2	100	38	1	0,41	0,299
50	51	1	2	300	38	1	0,233	0,173

Messergebnisse von Schrittmotor mit Getriebe							Block 1:	19.04.2017
							Block 2:	24.04.2017
Std.-Rfolge	Dlauf.-Rfolg	Punkttyp	Blöcke	Schritt-frequenz Hz	Spulen-induktivität mH	Mikro-schritte	Drehmomen t Nm	Strom A
60	52	1	2	300	56	1	0,294	0,112
43	53	1	2	100	56	1	0,702	0,239
45	54	1	2	100	38	1/16	0,491	0,293
55	55	1	2	100	56	1/16	0,839	0,252
36	56	1	2	300	56	1	0,288	0,116
41	57	1	2	100	38	1	0,415	0,303
61	58	1	2	100	38	1/16	0,476	0,289
38	59	1	2	300	38	1/16	0,347	0,195
34	60	1	2	300	38	1	0,22	0,178
56	61	1	2	300	56	1/16	0,318	0,111
39	62	1	2	100	56	1/16	0,822	0,254
42	63	1	2	300	38	1	0,221	0,185
63	64	1	2	100	56	1/16	0,815	0,256