

654 | März 2011

## SCHRIFTENREIHE SCHIFFBAU

Friedrich Wirz

**Simulation und Optimierung des  
Notstopp-Manövers von Schiffen mit  
langsamlaufenden Zweitaktmotoren  
und Festpropellern**

**TUHH**

*Technische Universität Hamburg-Harburg*

**Simulation und Optimierung des Notstopp-Manövers von Schiffen  
mit langsamlaufenden Zweitaktmotoren und Festpropellern**

Friedrich Wirz

1. Auflage, Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2011

ISBN 978-3-89220-654-5

© Schriftenreihe Schiffbau der  
Technischen Universität Hamburg-Harburg  
Schwarzenbergstraße 95c  
D-21073 Hamburg

<http://www.tuhh.de/vss>

**Simulation und Optimierung des  
Notstopp-Manövers von Schiffen mit  
langsamlaufenden Zweitaktmotoren und Festpropellern**

Vom Promotionsausschuss der  
Technischen Universität Hamburg-Harburg  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

von

Friedrich Wirz

aus

Hamburg

2011

Vorsitzender des Promotionsverfahrens: Prof. Dr.-Ing. Otto von Estorff

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Horst Rulfs
3. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Günter Ackermann
4. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz

Tag der mündlichen Prüfung: 3. März 2011

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit der Technischen Universität Hamburg-Harburg.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger für die Betreuung der Arbeit, die unzähligen und unersetzbaren Gespräche und seine Fähigkeit, die Welt der Schiffe so spannend zu machen. Ebenfalls danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Rulfs für die Übernahme des Zweitgutachtens und die vielen fachlichen Gespräche und Anregungen, die wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Herrn Prof. Dr.-Ing. Otto von Estorff danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Bei Herrn Peter Schmitz von der Firma Wärtsilä Switzerland Ltd. bedanke ich mich für seine Offenheit und Hilfsbereitschaft und für die Ermöglichung einer Messfahrt. Den Herren Peter Fuchs, Roman Rafalski und Ilkka Räisänen von der Firma Fuchs Technology International GmbH danke ich für die Bereitstellung der Messanlage und die Begleitung der Messfahrt. Herrn Gordan Odorcic von der Firma 3. MAJ Motori i dizalice d.d. danke ich für die Ermöglichung der unkomplizierten Abläufe an Bord.

Meinem Kommilitonen Hanns-Imo Pfaff kommt im Werdegang dieser Arbeit und des vorangegangenen Studiums eine der wichtigsten Bedeutungen zu, wofür ich ihm herzlich dankbar bin.

Dank meiner Kollegen und Weggefährten vom Institut ist der Büroalltag kurzweilig, abwechslungsreich und interessant gewesen, was diesen Abschnitt unvergessen macht. Besonders danke ich meinem Bürokollegen Dr.-Ing. Georg Eljardt für das Vergnügen der gemeinsam verbrachten Zeit und für unzählige Gespräche und Anekdoten, die mir stets in Erinnerung bleiben werden.

Meinen Eltern und meiner Schwester danke ich dafür, dass Sie mir den bisherigen Weg so oft und gut geebnet haben und mich in meinem Weg stets zu unterstützen und zu bestärken wussten.

Die größte Anerkennung verdient meine liebe Frau Kim, die mir drei wunderbare Kinder geschenkt, stets den Rücken frei gehalten und immer wieder gezeigt hat, was wirklich wichtig ist. Ihrer Geduld und Bodenständigkeit verdanke ich das Durchhaltevermögen für die vorliegende Arbeit.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Stand der Forschung . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Das Notstopp-Manöver</b>	<b>5</b>
2.1	Das Manöver in Bezug auf das Schiff . . . . .	6
2.2	Das Manöver in Bezug auf die Antriebsanlage . . . . .	7
2.2.1	Abstellen der Einspritzung . . . . .	8
2.2.2	Auslaufphase . . . . .	10
2.2.3	Pneumatischer Umsteuervorgang . . . . .	11
2.2.4	Beschleunigen des Antriebes . . . . .	11
2.2.5	Aufstoppen des Schiffes . . . . .	12
2.2.6	Zusammenwirken von Motor und Propeller . . . . .	13
2.3	Ansätze zur Optimierung des Manövers . . . . .	15
2.3.1	Erhöhung der Umsteuerdrehzahl . . . . .	16
2.3.2	Erhöhung des Drehzahlgradienten . . . . .	16
2.3.3	Aufgaben zur Umsetzung der Optimierungsansätze . . . . .	17
<b>3</b>	<b>Der Umsteuervorgang in Bezug auf den Motor</b>	<b>19</b>
3.1	Aufbau des pneumatischen Anlasssystems . . . . .	19
3.2	Pneumatisches Anlassen . . . . .	22
3.3	Pneumatisches Umsteuern . . . . .	26
<b>4</b>	<b>Aufbau der Motorsimulation</b>	<b>29</b>
4.1	Anlassluftsystem . . . . .	30
4.1.1	Speichervolumen . . . . .	31
4.1.2	Anlassventile . . . . .	33
4.1.3	Zustandsänderungen im Anlassluftsystem . . . . .	40
4.2	Thermodynamik im Zylinder . . . . .	48
4.2.1	Bilanzierung der Zylindermasse . . . . .	49
4.2.2	Volumenänderung und Wärmeundichtigkeit des Zylinders . . . . .	54
4.3	Kinematik und Dynamik des Antriebes . . . . .	59
4.3.1	Kinematik des Motortriebwerkes . . . . .	60

4.3.2	Dynamik des Antriebes . . . . .	62
<b>5</b>	<b>Validierung der Simulation durch Messungen</b>	<b>75</b>
5.1	Vermessung eines Notstopp-Umsteuervorganges . . . . .	75
5.1.1	Messobjekt und Messaufbau . . . . .	76
5.1.2	Interpretation der Messergebnisse . . . . .	80
5.2	Simulation des Umsteuervorganges . . . . .	85
5.3	Simulation eines vollständigen Notstopp-Manövers . . . . .	91
<b>6</b>	<b>Sensitivität der Parameter</b>	<b>97</b>
6.1	Festlegung des Referenzstatus . . . . .	97
6.2	Reaktion der Anlage auf Erhöhungen der Umsteuerdrehzahl . . . . .	98
6.3	Ermittlung und Analyse der Einflussparameter auf die Umsteuerdrehzahl .	101
6.3.1	Anlassluftbehälter und Verteilleitung . . . . .	101
6.3.2	Anlassventile . . . . .	104
6.3.3	Auslassventile . . . . .	113
6.4	Sensitivität der Randbedingungen der Simulation . . . . .	114
6.4.1	Zeitschrittweite . . . . .	114
6.4.2	Massenstrom der Anlassventile . . . . .	116
6.4.3	Einfluss des Wärmeüberganges im Brennraum . . . . .	117
6.4.4	Realgasverhalten . . . . .	117
6.4.5	Reibmitteldruck . . . . .	119
6.4.6	Propellermoment . . . . .	119
6.5	Zusammengefasste Ergebnisse der Parameterstudie . . . . .	120
6.6	Der Einfluss der Umsteuerdrehzahl auf den Stoppweg . . . . .	121
<b>7</b>	<b>Motorbremse mit Wassereinspritzung</b>	<b>123</b>
7.1	Der Einfluss des Bremsmomentes auf den Stoppweg . . . . .	123
7.2	Motivation . . . . .	126
7.3	Funktionsweise und Kreisprozess der Motorbremse . . . . .	127
7.4	Umsetzung in der bestehenden Modellierung . . . . .	130
7.4.1	Ersatzmodell und Formulierung der Wassereinspritzung . . . . .	130
7.5	Einbindung in die Motorsimulation . . . . .	134
7.6	Ergebnisse aus der Motorsimulation . . . . .	135
7.6.1	Variation der Einspritzmenge . . . . .	137
7.7	Besonderheiten von Motorbremse und deren technischer Umsetzung . . . .	138
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>141</b>
<b>A</b>	<b>Simulation und Messung</b>	<b>147</b>
<b>B</b>	<b>Sensitivität der Parameter</b>	<b>151</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Langsamlaufender Zweitaktmotor mit Festpropeller . . . . .	7
2.2	Schematische Darstellung des Notstopp-Manövers über der Zeit . . . . .	8
2.3	Quadranten des Betriebes der Antriebsanlage . . . . .	9
2.4	Flügelschnitt bei homogen angeströmtem Propeller . . . . .	9
2.5	Flügelschnitt bei rückwärts drehendem Propeller . . . . .	12
2.6	Draufsicht auf die Bahnlinie im erdfesten Koordinatensystem $(\xi, \eta, \zeta)$ . . . . .	13
2.7	Verlauf des Manövers in 4-Quadranten-Darstellung für Propeller und Motor . . . . .	14
2.8	Notstopp-Manöver mit erhöhter Umsteuerdrehzahl . . . . .	16
2.9	Notstopp-Manöver mit erhöhtem Drehzahlabfall . . . . .	17
3.1	Schematische Darstellung des Anlassluftsystems . . . . .	20
3.2	Schematische Schnittdarstellung eines Anlassventils . . . . .	21
3.3	Zylinderdruckverlauf im Schleppbetrieb . . . . .	24
3.4	Zylinderdruckverlauf im pneumatischen Betrieb beim Anlassen . . . . .	25
3.5	Zylinderdruckverlauf im pneumatischen Betrieb beim Bremsen . . . . .	27
4.1	Modelliertes Anlassluftsystems . . . . .	31
4.2	Mögliche Ventilerhebungskurve bei direkter Nockensteuerung . . . . .	35
4.3	Öffnungsbewegung des Anlassventils bei verschiedenen Drehzahlen . . . . .	36
4.4	Beschreibung der Geometrie am Ventilteller . . . . .	37
4.5	Zustandsänderung der Verteilleitung durch Befüllung aus einem Zylinder . . . . .	41
4.6	Mittelbare und unmittelbare Zustandsänderung an einem Drosselquerschnitt . . . . .	44
4.7	Zustandsänderung der Verteilleitung durch Entnahme in einen Zylinder . . . . .	44
4.8	Druckausgleich zwischen Behälter und Verteilleitung . . . . .	47
4.9	Thermodynamische Bilanzierung des Zylinders . . . . .	49
4.10	Theoretischer und realer Verlauf des Gaswechsels . . . . .	50
4.11	Entnahme eines Luftmassenelementes aus dem Zylinder . . . . .	52
4.12	Einbringung eines Luftmassenelementes in den Zylinder . . . . .	54
4.13	Charakteristische Punkte und Koordinaten des Zylinders . . . . .	55
4.14	Abhängigkeit des Polytropenexponenten vom Wärmestrom . . . . .	57
4.15	Schema und Nomenklatur des Kurbeltriebwerkes . . . . .	60
4.16	Drücke am Kolben und relevante Kräfte am Kurbeltrieb . . . . .	63

4.17	Mechanischer Wirkungsgrad und Mitteldrücke . . . . .	66
4.18	Verlauf stationärer Propellerkurven verschiedener Exponenten . . . . .	69
5.1	Messstellen am Motor und schematische Anordnung der Messvorrichtung . . . . .	78
5.2	Gemessener Drehzahlverlauf Notstopp-Manöver, Probefahrt NB 706 . . . . .	80
5.3	Messverlauf Umsteuervorgang, Probefahrt NB 706 . . . . .	82
5.4	Messverlauf Umsteuervorgang (vergrößerter Ausschnitt), Probefahrt NB 706 . . . . .	84
5.5	Simulation Umsteuervorgang, Probefahrt NB 706 . . . . .	87
5.6	Simulation und Messung Umsteuervorgang, Probefahrt NB 706 . . . . .	88
5.7	Simulation Notstopp-Manöver, 8200-TEU-Containerschiff . . . . .	92
5.8	Messverlauf Notstopp-Manöver, 8200-TEU-Containerschiff . . . . .	94
6.1	Umsteuermanöver 7RT-flex50 (simuliert) als Referenz . . . . .	98
6.2	Simulation des Umsteuervorgangs bei $n_U^* = 0,5$ . . . . .	99
6.3	Simulation des Umsteuervorgangs, $\varphi_{AVOT} = 30^\circ$ . . . . .	107
6.4	Simulation des Umsteuervorgangs mit „Druckfalle“ . . . . .	109
6.5	Simulation des Umsteuervorgangs mit „Druckfalle“, $n_U^* = 0,35$ . . . . .	110
6.6	Simulation des Umsteuervorgangs (gescheitert) mit „Druckfalle“, $n_U^* = 0,40$ . . . . .	111
6.7	Qual. Zylinderdruckverlauf, gescheiterter Umsteuerversuch mit „Druckfalle“ . . . . .	112
6.8	Simulationsverläufe mit verschiedenen Zeitschrittweiten . . . . .	115
6.9	Polytropenexponent und Stromfunktion über polytr. Wirkungsgrad . . . . .	116
6.10	Simulationsverläufe mit Ideal- und Realgasansatz . . . . .	118
6.11	Char. Zeitpunkte über Umsteuerdrehzahl, 8200-TEU-Containerschiff . . . . .	121
6.12	Stoppweg über Umsteuerdrehzahl, 8200-TEU-Containerschiff . . . . .	122
7.1	Char. Zeitpunkte über Bremsmoment, 8200-TEU-Containerschiff . . . . .	124
7.2	Stoppweg über Bremsmoment, 8200-TEU-Containerschiff . . . . .	124
7.3	Manöversimulation mit hohem Bremsmoment, 8200-TEU-Containerschiff . . . . .	125
7.4	Idealprozess Wasserbremse im p-V-Diagramm . . . . .	128
7.5	Realprozess Wasserbremse im p- $\varphi$ -Diagramm . . . . .	131
7.6	Simulation des Bremsvorganges . . . . .	136
7.7	Arbeitsspiel in Schlepp- und Bremsbetrieb . . . . .	137
7.8	Momentenverläufe während des Bremsvorganges . . . . .	138
7.9	Bremsvorgang bei verschiedenen Einspritzmengen . . . . .	139
A.1	Querschnitt des Motortyps Wärtsilä RT-flex50 . . . . .	147
A.2	Längsschnitt des Autotransporters NB 706 . . . . .	148
A.3	Ablaufschema des Simulationsprogrammes . . . . .	149

# Tabellenverzeichnis

4.1	Maßeinheiten und Konstantenwerte der Hohenberg-Gleichung . . . . .	59
5.1	Daten des Autotransporters „3. Maj NB 706“ . . . . .	76
5.2	Technische Daten der Motoranlage des Autotransporters . . . . .	77
5.3	Daten des 8200-TEU-Containerschiffes . . . . .	93
5.4	Technische Daten der Motoranlage „MAN B&W 12K98MC-C“ . . . . .	93
5.5	Rechnung und Messung, Notstopp-Manöver des 8200-TEU-Containerschiffs	94
A.1	Simulationsrelevante technische Daten der Antriebsanlage von NB 706 . . .	150
A.2	Anfangsbedingungen für die Umsteuersimulation von NB 706 . . . . .	150
B.1	Umsteuer-Kurbelwinkel $\varphi_U$ , NB 706 . . . . .	151
B.2	Umsteuerdrehzahl $n_U^*$ , NB 706 . . . . .	152
B.3	Behältervolumen $V_B$ , NB 706 . . . . .	152
B.4	Volumen der Verteilleitung $V_{VL}$ , NB 706 . . . . .	152
B.5	Anfangsdruck des Anlassluftsystems $p_{VL}(t_U)$ , NB 706 . . . . .	152
B.6	Anfangsdruck des Anlassluftsystems $p_{VL}(t_U)$ (Verarbeitete Daten), NB 706	153
B.7	Maximale konstruktive Erhebung des Anlassventils $h_{\max}$ , NB 706 . . . . .	153
B.8	UT-naher Steuerwinkel des Anlassventils $\varphi_{AVUT}$ , NB 706 . . . . .	153
B.9	OT-naher Steuerwinkel des Anlassventils $\varphi_{AVOT}$ , NB 706 . . . . .	154
B.10	Dauer der Bewegung des Anlassventils $\Delta t_{AVO,AVS}$ , NB 706 . . . . .	154
B.11	Steuerwinkel des Auslassventils $\varphi_{AGO}$ , NB 706 . . . . .	155
B.12	Steuerwinkel des Auslassventils $\varphi_{AGS}$ , NB 706 . . . . .	155
B.13	Wärmeübergangskoeffizient im Zylinder $\bar{\alpha}$ , NB 706 . . . . .	155
B.14	Reibmitteldruck des Motors $p_{\text{Reib}}$ , NB 706 . . . . .	155
B.15	Umsteuerdrehzahl, Manövriersimulation mit 8200-TEU-Containerschiff . .	156
B.16	Bremsmoment, Manövriersimulation mit 8200-TEU-Containerschiff . . . .	156



# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Buchstaben

Zeichen	Erläuterung	Einheit
$A$	Fläche	$\text{m}^2$
$a$	Schallgeschwindigkeit	$\text{m/s}$
$a$	Umdrehungen je Arbeitsspiel	—
$a$	Radius, Zylinderkoordinaten	$\text{m}, \text{mm}$
$B$	Breite	$\text{m}$
$B$	Energiebilanz	$\text{J}, \text{kJ}$
$b$	Höhe, Zylinderkoordinaten	$\text{m}, \text{mm}$
$C$	Konstante	—
$c$	Geschwindigkeit	$\text{m/s}$
$c$	spezifische Wärmekapazität	$\text{J/kg K}, \text{kJ/kg K}$
$c_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit	$\text{m/s}$
$c_p$	isobare spezifische Wärmekapazität	$\text{J/kg K}, \text{kJ/kg K}$
$c_T$	Widerstandsbeiwert	—
$c_V$	isochore spezifische Wärmekapazität	$\text{J/kg K}, \text{kJ/kg K}$
$D$	Zylinderdurchmesser	$\text{m}, \text{mm}$
$d$	Durchmesser	$\text{m}, \text{mm}$
$dw$	Tragfähigkeit	$\text{t}$
$E$	Energie	$\text{J}, \text{kJ}$
$e$	Dämpfungsbreite	—
$F$	Kraft	$\text{N}, \text{kN}$
$f$	Formfaktor	—
$f$	spezifische Kraft	$\text{N/m}, \text{kN/m}$
$G$	Größe	—
$h$	spezifische Enthalpie	$\text{J/kg}, \text{kJ/kg}$
$h$	Ventilerhebung	$\text{m}, \text{mm}$
$J$	Rotationsträgheitsmoment	$\text{kg m}^2$

Zeichen	Erläuterung	Einheit
$k$	Drehmoment-Drehzahl-Exponent	—
$L$	Länge Schiff	m
$l$	Länge	m, mm
$l$	Länge Pleuelstange	m, mm
$M$	molare Masse	kg/kmol
$M$	Moment	Nm, kNm
$m$	Masse	kg, t
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$n$	Drehzahl	1/s, 1/min
$n$	Polytrophenexponent	—
$P$	Leistung	W, kW
$p$	Druck	N/m <sup>2</sup> , bar
$p$	Mitteldruck	bar
$Q$	Wärmemenge	J, kJ
$q$	spezifische Wärmemenge	J/kg, kJ/kg
$\dot{q}_w$	Wandwärmestromdichte	W/m <sup>2</sup> , kW/m <sup>2</sup>
$R$	spezielle Gaskonstante	J/kg K, kJ/kg K
$R$	Widerstandskraft	N, kN
$r$	Kurbelradius	m, mm
$r$	Propellerschnitt-Koordinate	m, mm
$r$	Radius	m, mm
$r$	spezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg, kJ/kg
$s$	Bahnlänge	m
$s$	Kolbenhub	m, mm
$s$	Spalthöhe	m, mm
$s$	spezifische Entropie	J/kg K, kJ/kg K
$s$	Strecke	m
$\dot{s}$	spezifischer Entropieproduktionsstrom	W/kg K, kW/kg K
$T$	Schubkraft	N, kN
$T$	Temperatur	K, °C
$T$	Tiefgang	m
$t$	Zeit	s, ms
$U$	innere Energie	J, kJ
$u$	spezifische innere Energie	J/kg, kJ/kg
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$v$	Geschwindigkeit	m/s, kn
$v$	spezifisches Volumen	m <sup>3</sup> /kg

Zeichen	Erläuterung	Einheit
$W$	Arbeit	J, kJ
$W_V$	Volumenänderungsarbeit	J, kJ
$w_V$	spezifische Volumenänderungsarbeit	J/kg, kJ/kg
$x$	absolute Wasserbeladung	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr L</sub> , kg <sub>w</sub> /kg <sub>tr L</sub>
$x$	Drehmoment-Drehzahl-Koeffizient	–, Nms <sup>2</sup>
$x$	Koordinatenachse, schiffsfest	–
$x$	momentaner Kolbenweg	m, mm
$\dot{x}$	momentane Kolbengeschwindigkeit	m/s
$Z$	Realgasfaktor	–
$Z$	Zylinderzahl des Motors	–
$z$	Zylindernummer	–
$z_P$	Flügelzahl des Propellers	–

# Griechische Buchstaben

Zeichen	Erläuterung	Einheit
$\alpha$	Anstellwinkel	$^{\circ}$ , rad
$\alpha$	Kegelwinkel des Anlassventiltellers	$^{\circ}$ , rad
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ , $\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$
$\beta$	hydrodynamischer Strömungswinkel	$^{\circ}$ , rad
$\gamma$	Azimuthwinkel, Zylinderkoordinaten	$^{\circ}$ , rad
$\Delta$	Differenz	—
$\delta$	Flügelwinkel	$^{\circ}$ , rad
$\epsilon$	seitliche Abdrift	m
$\epsilon$	Verdichtungsverhältnis	—
$\zeta$	Koordinatenachse, erdfest	—
$\eta$	Koordinatenachse, erdfest	—
$\eta$	Wirkungsgrad	—
$\Theta$	Periodendauer	s
$\kappa$	Isentropenexponent	—
$\lambda$	Luftverhältnis	—
$\xi$	Koordinatenachse, erdfest	—
$\Pi$	Druckverhältnis	—
$\pi$	Kreiszahl	rad
$\rho$	Dichte	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma$	Fortschritt	m
$\varphi$	Kurbelwinkel	$^{\circ}$ , rad
$\varphi_{\text{rel}}$	relative Feuchte	—
$\dot{\varphi}$	Dissipationsstrom	W, kW
$\dot{\varphi}$	Kurbelwinkelgeschwindigkeit	$^{\circ}/\text{s}$ , rad/s
$\ddot{\varphi}$	Kurbelwinkelbeschleunigung	$^{\circ}/\text{s}^2$ , rad/s <sup>2</sup>
$\chi$	Pleuelstangenwinkel	$^{\circ}$ , rad
$\psi$	Stromfunktion	—
$\dot{\psi}$	Wechselwinkelgeschwindigkeit	$^{\circ}/\text{s}$ , rad/s
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	$^{\circ}/\text{s}$ , rad/s
$\dot{\omega}$	Winkelbeschleunigung	$^{\circ}/\text{s}^2$ , rad/s <sup>2</sup>

# Indices

---

Index	Erläuterung
0	Anfangszustand, Bezugszustand
A	Anlassen
AG	Auslassventil
AGO	Auslassventil öffnet
AGS	Auslassventil schließt
AL	Anlassluft
AVO	Anlassventil öffnet
AVS	Anlassventil schließt
a	Anströmrichtung
ax	axial
B	Behälter
B	Bremsbetrieb
c	Kompression
D	Entwurf
dW	Wasserdampf
e	effektiv
end	Ende der Simulation
FS	Freibord
fL	feuchte Luft
flW	flüssiges Wasser
G	Gas
geo	geometrisch
ges	gesamt
H	Hub
H	hydrodynamisch
h	Hub
i	innen
i	Laufindex
irr	irreversibel
K	Kolbenboden
KS	Kolbenstange
kin	kinetisch
krit	kritisch
L	Luft
LB	Laufbuchse
Leck	Leckage

---

---

Index	Erläuterung
LL	Ladeluft
m	mechanisch
max	maximal
N	Nennpunkt
NS	Nullschub
O	Kolbenoberseite
OA	über alles
OM	oszillierende Massen
osz	oszillierend
P	polytrop
Pneu	im pneumatischen Betrieb
PP	zwischen Loten
Prop	Propeller
PS	Pleuelstange
R	Außenradius des Propellers
Reib	Reibung
RM	rotierende Massen
relF	relative Feuchte
res	resultierend
S	Schiff
Schlepp	im Schleppbetrieb
SL	Spülschlitze
SLO	Spülschlitze öffnen
SLS	Spülschlitze schließen
T	tangential
tan	tangential
th	theoretisch
th	thermisch
trL	trockene Luft
U	Kolbenunterseite
U	Senkenzustand
U	Umgebung
U	Umsteuern
u	in Umfangsrichtung
VL	Verteilleitung
W	Wand
W	Wasser
Z	Zylinder
ZD	Zylinderdeckel

---

# Abkürzungen

---

Abkürzung	Erläuterung
AV	Anlassventil
B	Behälter
C	Kompressor
EV	Entwässerungsventil
F/O	Zündfolge (von engl.: <i>Firing Order</i> )
HAV	Hauptanlassventil
KW	Kurbelwinkel
OT	oberer Totpunkt
RSV	Rückschlagventil
TEU	Containerstellplatz 20 Fuß (von engl.: <i>Twenty-foot Equivalent Unit</i> )
UT	unterer Totpunkt
VL	Verteilleitung

---



# Kapitel 1

## Einleitung

Das Verhalten eines Schiffes während des Notstopp-Manövers ist ohne Zweifel von erheblicher Bedeutung für die Sicherheit von Menschenleben, Umwelt, Ladung und Schiff. Dennoch weisen seegehende Handelsschiffe sehr lange Stoppwege auf, die durchaus zehn Kilometer und mehr betragen können. Besonders sind davon solche Schiffe betroffen, die aufgrund ihrer hohen Dienstgeschwindigkeit und/oder ihrer großen Masse eine hohe kinetische Energie innehaben. Als Beispiele dafür können große Containerschiffe und Tanker angeführt werden. Solche Schiffe werden für gewöhnlich von einem langsamlaufenden Zweitakt-Dieselmotor im Zusammenwirken mit einem Festpropeller angetrieben. Diese Antriebsanlagen bestechen, nicht zuletzt durch ihren einfachen Aufbau, durch hohe Effizienz und Langlebigkeit. Die Einschränkungen bezüglich Dynamik und Manövrierfähigkeit sind dabei unkritisch, da diese Schiffe in der Regel auf langen Seestrecken eingesetzt werden und im Verhältnis dazu wenig manövrieren müssen. Insbesondere für die Hafenmanöver werden Schlepper hinzugezogen, weil deren Einsatz günstiger ist, als die entsprechende Manövrierfähigkeit schiffsseitig bereitzustellen. Allerdings stellt der im Notfall erreichbare Stoppweg eine Ausnahme dar, denn er kann nicht durch fremde Hilfe, sondern ausschließlich durch die Antriebsanlage beeinflusst werden.

Die Entwicklung der letzten Jahre hat zu immer größeren Einheiten und höheren Dienstgeschwindigkeiten geführt. Gleichzeitig hat die Verkehrsdichte auf den Weltmeeren und insbesondere in engen Revieren stark zugenommen. Dadurch ist die Ausführung eines Notstopp-Manövers wahrscheinlicher geworden und gleichzeitig durch längere Stoppwege gekennzeichnet. Beide Entwicklungen tragen dazu bei, dass das Sicherheitsrisiko erheblich zugenommen hat. Aufgrund mangelnder Lösungsansätze üben die Regelwerke jedoch keinen nennenswerten Druck aus, die Stoppwege von Schiffen zu reduzieren. Die bestehenden Empfehlungen sind vielmehr seit langer Zeit quantitativ unverändert und werden von Neubauten üblicherweise problemlos eingehalten. Dieser Sachverhalt ist im Hinblick auf die Schiffssicherheit unhaltbar.

Die vorliegende Arbeit verfolgt das Ziel, Lösungsansätze zur Verkürzung des Stoppweges zu erarbeiten, zu analysieren und hinsichtlich ihrer technischen Umsetzbarkeit zu bewerten.

## 1.1 Stand der Forschung

Der vorliegende Abschnitt gibt einen kurzen Überblick über diejenigen Arbeiten, die eine thematische Schnittmenge mit den Besonderheiten der Problematik behandeln, mit der sich die vorliegende Untersuchung befasst. Dabei handelt es sich generell um das Notstopp-Manöver und speziell um die Eigenschaften, die sich durch die Wahl von Festpropellern und umsteuerbaren Motoren gegenüber anderen Antriebskonzepten ergeben.

Die Simulation der Manövriereigenschaften von Schiffen ist seit langem Gegenstand zahlreicher Untersuchungen, wobei sich der Fortschritt der Berechnungsverfahren stets an den jeweils verfügbaren Rechnerleistungen orientiert. Einen umfangreichen Überblick über die verschiedenen Verfahren gibt Haack [11] und leitet daraus die Vorgehensweise seiner Untersuchungen ab. Er simuliert das Manövrierverhalten von Schiffen mit Antriebsanlagen, die aus Viertaktmotor, Getriebe und Verstellpropeller bestehen und beleuchtet den dominierenden Einfluss der Automation. Zheng [56] entwickelt ein allgemeines Simulationsmodell für das Gesamtsystem Schiff-Propeller-Motor, wobei die mechanische Dynamik im Mittelpunkt steht. Zur Validierung dienen Messungen aus dem Bordbetrieb. Spieker [40] entwickelt ein Simulationsmodell für die mechanische und thermische Dynamik von Antriebsanlagen mit Viertaktmotoren und Verstellpropellern und vergleicht seine Berechnungen mit umfangreichen Messergebnissen. Schliephack [36] beschreibt experimentelle Untersuchungen einer Antriebsanlage mit Viertaktmotor, die er mit den Ergebnissen von Simulationen vergleicht.

Aus diesen Untersuchungen folgt zweifelsohne, dass die besonderen Eigenschaften der Antriebsanlage in die Bewertung des Manövrierverhaltens von Schiffen mit einfließen müssen. Am Beispiel des Notstopp-Manövers wird dies besonders deutlich. Gemeinsame Ausgangslage bei vergleichenden Untersuchungen ist dabei stets das natürliche Auslaufverhalten der Schiffe, das sich ohne Einflussnahme durch die Antriebsanlage einstellen würde.

Ausführliche Überlegungen dazu stellt Gröbe [9] mit dem Ziel an, zunächst die Zusammenhänge zwischen Schiffsgröße, Geschwindigkeit und installierter Antriebsleistung sowie deren Einfluss auf das Notstopp-Manöver zu ermitteln. Er führt weiterhin aus, welchen Einfluss der aktive Einsatz verschiedener elektrischer Antriebskonzepte auf den Stoppweg hat. Dabei geht er davon aus, dass mit elektrischen Fahrmotoren nahezu unmittelbar aus voller Vorwärtsdrehzahl abgebremst und umgesteuert werden kann, was für die untersuchten und aus heutiger Sicht kleinen Einheiten zutrifft.

Ritterhoff [32] vergleicht verschiedene Kombinationen von Antriebsmaschinen und Propulsionsorganen hinsichtlich des Notstopp-Verhaltens mit dem Ergebnis, dass Antriebe mit Festpropellern grundsätzlich die längsten Stoppwege verursachen.

Ehricke et al. [4] untersuchen beim Notstopp-Manöver mit Festpropellern den Einfluss verschiedener Antriebsmaschinen (Dampfturbine und Dieselmotor) während der aktiven Bremsphase nach dem Umsteuervorgang, wobei besonders die Hochfahrcharakteristiken und die erreichbaren Rückwärtsleistungen nach dem Umsteuern im Fokus stehen.

Hebecker [14] beschreibt das Notstopp-Manöver mit umsteuerbaren Dieselmotoren und

Festpropellern und weist darauf hin, dass sich die Stoppwege durch die größer werdenden Schiffe in Verbindung mit der wachsenden kinetischen Energie im Vergleich zur installierten Antriebsleistung erheblich verlängern. Er erkennt, dass ein früheres Abbremsen bzw. Umsteuern der Antriebsanlage den Stoppweg des Manövers verkürzen kann.

Illies et al. [17] weisen ebenfalls auf die Tendenz größer werdender Schiffe und das damit einhergehende Sicherheitsrisiko hin. Sie stellen gleichwohl fest, dass die dabei üblicherweise zum Einsatz kommenden Festpropeller den Verstellpropellern weit unterlegen sind.

Wagner [49] stellt zwei Berechnungsverfahren vor, mit denen die Schub- und Momentenbeiwerte von Festpropellern in Umsteuerbetriebszuständen ermittelt werden können und validiert diese unter anderem an den als Referenz anerkannten Ergebnissen der Modellversuche von van Lammeren et al. [47].

Klaunig und Kappler [19] erkennen, dass ein großes innermotorisches Bremsmoment erreicht werden kann, wenn die Kompressionsarbeit in den Zylindern genutzt, die Entspannungsarbeit hingegen weitgehend abgebaut wird. Sie schlagen für umsteuerbare Viertaktmotoren eine Dekompressionsschaltung vor, die sich diesen Effekt zu Nutze machen soll.

Schacht [35] stellt fest, dass die effizienzorientierten Entwicklungsziele von Motoren und Propellern zu geringeren natürlichen Bremswirkungen führen. Dadurch wird es ohne zusätzliche Bremsmomente immer schwieriger, das Notstopp-Manöver in akzeptablen Stoppwegen darzustellen. Er führt weiterhin an, dass durch den Einzug der Automation eine Vereinheitlichung der Manöverabläufe stattfindet. Weil diese wiederholbar sein sollen, rückt die Ausschöpfung aller maschinenseitigen Hilfsmittel in den Hintergrund, denn damit müssten im Interesse der Schiffssicherheit Überbeanspruchungen der Motoranlage in Kauf genommen werden. Unter Kenntnis dieser Einschränkungen schlägt er an Viertaktmotoren eine Schwungradbremse vor und weist darauf hin, dass bereits kleine Bremswirkungen am rotierenden System zu großen Bremswirkungen am Schiff führen.

Allen Arbeiten über Anlagen mit umsteuerbaren Vier- und Zweitaktmotoren ist gemein, dass bestimmte motorseitige Eigenschaften während des Umsteuervorganges berücksichtigt werden müssen. Die physikalische Begründung dieser Eigenschaften bleibt jedoch in den meisten Fällen aus bzw. entbehrt des rechnerischen Nachweises. Dabei unterscheiden sich die genannten Eigenschaften selbst jedoch nicht nur quantitativ, sondern auch qualitativ grundlegend. Den bisher genannten Arbeiten ist weiterhin gemein, dass sie aufgrund ihres Veröffentlichungsdatums Antriebsanlagen untersuchen, die aus heutiger Sicht als klein anzusehen sind. Die dabei herausgestellten Verbesserungsvorschläge sind aufgrund der signifikant größeren Anlagenleistungen, die heutzutage installiert werden, nicht oder nur teilweise praktikabel.

Einzig Hanounch [12] unternimmt in jüngerer Zeit einen Versuch, das Verhalten von langsamlaufenden Zweitaktmotoren mit Festpropellern durch eine Simulation sowohl des Gesamtsystems als auch der Motoranlage zu untersuchen. Er geht jedoch davon aus, dass das Stoppverhalten und das Rückwärts-Anlassen des Motors voneinander entkoppelt zu betrachten sind und der Anhaltevorgang aus beliebigen Drehzahlen eingeleitet werden kann.

Um den Anhaltevorgang der Wellenleitung zu realisieren, wird sowohl ein vorzeitiges Anbremsen mit Gegenluft als auch eine Feststell-Wellenbremse vorgeschlagen.

# Kapitel 2

## Das Notstopp-Manöver

Die International Maritime Organization (IMO) gibt in ihrer Resolution A.751(18) [18] einen Katalog mit Standards vor, welche die Manövrierfähigkeit von Schiffen betreffen. Darin werden Manöver definiert und die zugehörigen Eigenschaften quantifiziert, die als hinreichend erachtet werden, die Manövrierfähigkeit in Bezug auf Sicherheit vollständig bewerten zu können. Namentlich sind folgende „IMO-Standardmanöver“ enthalten:

- Drehkreis nach Steuerbord und Backbord
- Zickzack-Manöver
- Notstopp-Manöver
- Mann-über-Bord-Manöver („Williamson-Turn“)
- Stellgeschwindigkeit der Rudermaschinenanlage

Die erarbeiteten Quantifizierungen sind in erster Linie als Richtwerte für die Flaggenstaaten gedacht. Allerdings wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass es allein in deren Ermessen liegt, die Grenzwerte gegebenenfalls als nicht praktikabel zu erachten und auszuweiten.

Die Anforderungen des Schiffsbetreibers an die Manövrierfähigkeit sind freilich umfangreicher, so dass sich noch weitere Standardmanöver und -manövriereigenschaften etabliert haben, wie etwa

- Beschleunigung auf Dienstgeschwindigkeit
- 10 min-Rückwärtsfahrt
- Auslaufmanöver
- Wirkung der Querstrahlruder
- Querbewegung („Crabbing“)

Für gewöhnlich wird im Bauvertrag zwischen Kunden und Bauwerft der Nachweis dieser Manöver auf der Werftprobefahrt festgelegt. Erst dadurch werden auch die oben genannten IMO-Standardmanöver verbindlich, da die Resolution noch keinen Gesetzesstatus hat. Allerdings erfolgt die Probefahrt im Ballastzustand. Die Umrechnung der Ergebnisse auf den Entwurfszustand des Schiffes ist weder trivial noch klar geregelt.

Im Falle des Notstopp-Manövers erachtet die IMO einen Stoppweg als sicher, der das 15-fache der Schiffslänge nicht überschreitet. Das Manöver beginnt in dem Moment, da das Kommando zum Aufstoppen des Schiffes erteilt und der Fahrhebel auf „Voll Zurück“ gelegt wird. Es endet in dem Moment, in dem das Schiff keine Fahrt mehr durchs Wasser macht<sup>1</sup>.

## 2.1 Das Manöver in Bezug auf das Schiff

Das fahrende Schiff besitzt eine kinetische Energie, die sich aus der Gesamtmasse des Schiffes  $m_S$  einschließlich der mitbewegten hydrodynamischen Massen  $m_H$  und der Schiffsgeschwindigkeit  $v_0$  zusammensetzt:

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} (m_S + m_H) v_0^2 \quad (2.1)$$

Ausgangszustand für das Notstopp-Manöver ist die stationäre Geradeausfahrt. In diesem Zustand stehen die Widerstandskraft des Schiffes, der Sog und die Schubkraft der Antriebsanlage im Gleichgewicht. Um das Schiff aufzustoppen, ergeben sich bezüglich der Kräftebilanz folgende Möglichkeiten:

1. Die Widerstandskraft des Schiffes wird erhöht.
2. Die Schubkraft der Antriebsanlage wird reduziert bzw. abgestellt.
3. Die Schubkraft der Antriebsanlage wird in der Richtung umgekehrt.

Eine Widerstandserhöhung des Schiffes ist ohne eine technische Zusatzvorrichtung nicht realisierbar und soll in diesem Kontext nicht in Betracht gezogen werden. Eine Zurücknahme der Schubkraft auf null hingegen sorgt dafür, dass am Rumpf die Widerstandskraft allein (in ihrer ursprünglichen Größe) wirkt und damit das Schiff verzögert. Allerdings ist die Widerstandskraft neben dem Gesamtwiderstandsbeiwert des Schiffes von der Geschwindigkeit abhängig:

$$R \sim c_{T_{\text{ges}}} v^k \quad (2.2)$$

wobei  $k$  ein von der Schiffsform abhängiger Wert im Bereich  $k \approx 2 \dots 4$  ist. Mit abnehmender Geschwindigkeit sinkt also auch die Widerstandskraft, so dass auf diese Weise das Schiff theoretisch erst nach unendlich langer Zeit zum Stillstand kommt.

---

<sup>1</sup>In der Probefahrtspraxis schließt sich in der Regel die 10-minütige Rückwärtsfahrt an. Das Schiff wird also nach dem Aufstoppen sogleich rückwärts weiter beschleunigt.

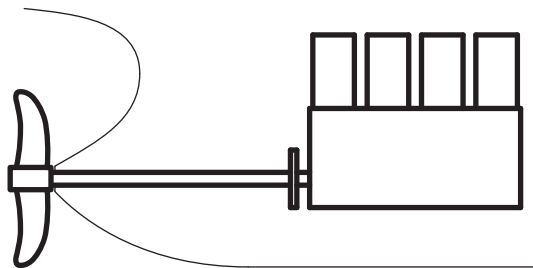
Somit ist es unumgänglich, dass eine möglichst große Schubkraft entgegen der ursprünglichen Richtung erzeugt werden muss. Nach dem Ansatz

$$s_{\text{Stopp}} = \int_{t_0}^{t(v=0)} v(t) dt \quad (2.3)$$

entspricht die Strecke, die das Schiff während des Manövers zurücklegt, dem Integral der Geschwindigkeit über der Zeit. Am Anfang, während das Schiff noch eine verhältnismäßig hohe Geschwindigkeit hat, wird entsprechend viel Strecke zurückgelegt. An dieser Stelle sei erwähnt, dass das Ziel des Notstopp-Manövers darin besteht, das Schiff in möglichst kurzer Distanz zum Stillstand zu bringen. Die Zeit, die währenddessen verstreicht, ist dabei von untergeordneter Bedeutung. Die Umkehr der Schubrichtung und damit die Erzeugung einer aktiven Bremskraft am Schiff sollte also so bald wie möglich nach dem Umsteuerbefehl erfolgen. Warum die Möglichkeiten dazu aufgrund der Art der Antriebsanlage begrenzt sind, wird im folgenden Abschnitt verdeutlicht.

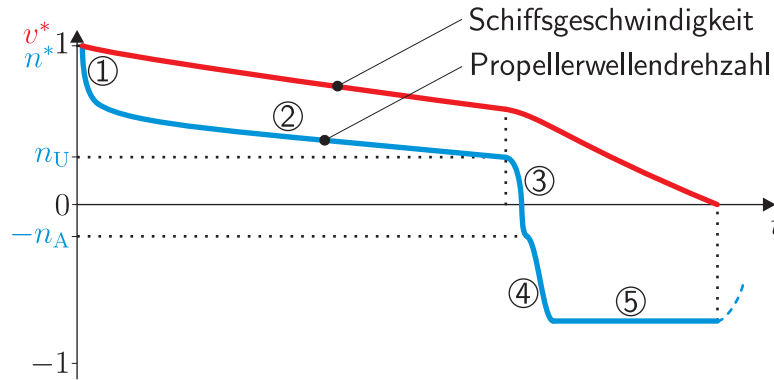
## 2.2 Das Manöver in Bezug auf die Antriebsanlage

Die Art der Antriebsanlage, also die Kombination aus Antriebsmaschine und Propulsor, spielt beim Ablauf des Notstopp-Manövers eine entscheidende Rolle. Auf den meisten großen Seeschiffen ist eine Antriebsanlage installiert, die aus einem langsamlaufenden Zweitakt-Dieselmotor und einem Propeller mit unveränderlicher Flügelsteigung (im Folgenden Festpropeller genannt) besteht. Motor und Propeller sind dabei ohne schaltbare Kupplung und ohne Getriebe miteinander verbunden. Die schematische Anordnung ist in Abbildung 2.1 dargestellt.



**Abbildung 2.1:** Langsamlaufender Zweitaktmotor mit Festpropeller

Die aktive Umkehr der Schubrichtung mit einem Festpropeller kann nur durch Umkehr der Drehrichtung erreicht werden. In der vorliegenden Konstellation muss folglich der gesamte Antriebsstrang einschließlich des Motors umgesteuert werden. Daraus ergibt sich für Schiffe mit dieser Antriebsart ein charakteristischer Verlauf des Notstopp-Manövers, der anhand der Abbildung 2.2 näher erläutert wird. Darin ist die bezogene Schiffsgeschwindigkeit in rot sowie die bezogene Drehzahl der Propellerwelle in blau über der Zeit dargestellt. Die einzelnen charakteristischen Abschnitte werden im Folgenden eingehend erläutert.



**Abbildung 2.2:** Schematische Darstellung des Notstopp-Manövers über der Zeit

### 2.2.1 Abstellen der Einspritzung

Auf den Umsteuerbefehl bzw. das Zurücklegen des Fahrhebels folgt zunächst die Abstellung der Kraftstoff-Einspritzung (Abb. 2.2 (1)). Die Drehzahländerung der Propellerwelle (und damit die Drehzahländerung des Motors) folgt dem Drallsatz

$$\frac{dn}{dt} = \frac{1}{2\pi J_{\text{ges}}} (M_{\text{Prop}} + M_{\text{Reib}} + M_{i\_Motor}) \quad (2.4)$$

mit

- $J_{\text{ges}}$  =: Rotations-Trägheitsmoment des Antriebsstranges einschließlich hydrodynamischer Zusatzmassen des Propellers
- $M_{\text{Prop}}$  =: Hydrodynamisches Moment am Propeller
- $M_{\text{Reib}}$  =: Reibmoment sämtlicher Lagerstellen und des Motortriebwerkes
- $M_{i\_Motor}$  =: Inneres Moment des Motors

Die Drehzahl fällt zunächst rasch ab, da das innere Moment des Motors wegfällt. Der Drehzahlabfall endet, sobald das hydrodynamische Moment am Propeller und das Moment aus der mechanischen Reibung in Wellenlagern und Motortriebwerk einen Gleichgewichtszustand erreichen. Der Propeller, der aufgrund der Schiffsgeschwindigkeit in axialer Richtung angeströmt wird, befindet sich nun in einem Turbinenquadranten (Quadrant 2, vgl. Abbildung 2.3), der durch entgegengesetzte Richtungen von Moment und Drehzahl gekennzeichnet ist:

$$n M_{\text{Prop}} < 0 \quad (2.5)$$

Durch den Energieeintrag über den Propeller wird das System in Rotation gehalten. Der Wechsel des Quadranten erfolgt dadurch, dass sich die Strömungsverhältnisse am Propeller signifikant ändern. Zur Verdeutlichung dient Abbildung 2.4 für den vereinfachten,

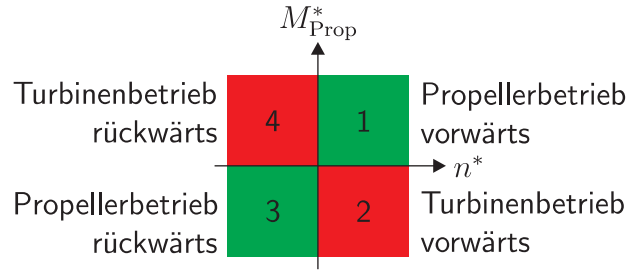


Abbildung 2.3: Quadranten des Betriebes der Antriebsanlage

aber anschaulichen Fall eines vollsymmetrischen Flügelprofils ohne propellerinduzierte Geschwindigkeiten.

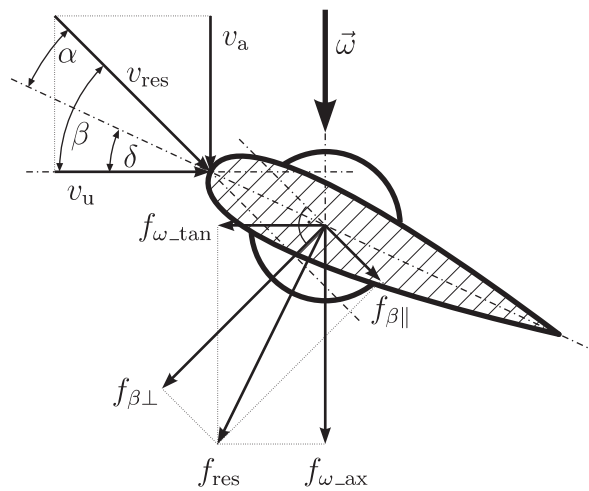


Abbildung 2.4: Winkel, Geschwindigkeiten und spezifische Kräfte am vereinfachten Flügelschnitt des homogen angeströmten Propellers

Im ersten Moment ist die Anströmgeschwindigkeit des Propellers  $v_a$  nahezu unverändert, da sich die Schiffsgeschwindigkeit noch nicht verringert hat. Nahezu schlagartig hingegen nimmt die Umfangsgeschwindigkeit  $v_u$  am Propellerschnitt  $r$  aufgrund des Drehzahlabfalls ab, da

$$v_u(n, r) = 2 \pi n r \tag{2.6}$$

Der hydrodynamische Steigungswinkel  $\beta$  [20] ist über das Verhältnis aus Anström- und Umfangsgeschwindigkeit definiert und folglich ebenfalls eine Funktion von Radius und Drehzahl:

$$\beta(n, r) = \arctan \left[ \frac{v_a}{v_u(n, r)} \right] \tag{2.7}$$

Der Flügelwinkel  $\delta$  hingegen ist im Falle eines Festpropellers ein fester geometrischer Wert, der nur über die Erstreckung des verschränkten Flügels variiert. Der momentane Anstell-

winkel  $\alpha$  ist über die Differenz beider Winkel definiert als

$$\alpha(n, r) = \delta(r) - \beta(n, r) \quad (2.8)$$

wobei im vorliegenden Fall der hydrodynamische Strömungswinkel  $\beta$  größer ist als der Flügelwinkel  $\delta$ , so dass der Anstellwinkel  $\alpha$  negativ ist.

Die Auftriebs- und die Widerstandskraft  $f_{\beta\perp}$  und  $f_{\beta\parallel}$  bezüglich des Strömungswinkels wirken sich im propellerfesten System derart aus, dass eine axiale Kraft  $f_{\omega\_ax}$  gegen die Fahrtrichtung und eine tangential Kraft  $f_{\omega\_tan}$  an der Traglinie in  $r$  wirken. Dabei ist jeweils

$$f_i(r) = \frac{\partial F_i}{\partial r}(r) \quad (2.9)$$

weil die Druckverteilung am Flügelschnitt  $r$  nur zweidimensional über der Profilschneide integriert und somit eine längenspezifische Kraft ist.

Da die tangential Kraft in Drehrichtung des Flügels wirkt, wird der Propeller angetrieben und befindet sich folglich im Turbinenquadranten (2). Das Torsionsmoment ergibt sich aus dem Verlauf des Beiwertes über der Erstreckung des Flügels und der Anzahl der Flügel  $z_P$ :

$$M_{\text{Prop}} = z_P \int_{\text{R}} f_{\omega\_tan}(r) r dr \quad (2.10)$$

Die axiale Kraft wird für den gesamten Propeller zur rückwärts gerichteten Schubkraft  $T$

$$T = z_P \int_{\text{R}} f_{\omega\_ax}(r) dr \quad (2.11)$$

und bewirkt bereits in diesem ersten Gleichgewichtszustand eine geringe Verzögerung des Schiffes. Allerdings ist ihr Betrag sehr gering im Vergleich zu der Schubkraft, die der Propeller im Lastbetrieb (1. und 3. Quadrant) maximal erwirken kann.

Folglich trägt der Propeller in diesem Zustand nicht wesentlich zur Verzögerung des Schiffes bei. Es überwiegt die Bremswirkung durch das Schiff selbst, dessen Widerstand aufgrund der noch hohen Geschwindigkeit und des Zusammenhanges gemäß Gl. 2.2 groß ist.

## 2.2.2 Auslaufphase

Es folgt der längste Abschnitt des Manövers, währenddessen der Antriebsstrang von der fahrtbedingten Strömung gedreht wird und das Schiff ausläuft (Abb. 2.2 (2)). Dabei wirkt am Schiffsrumpf neben der Widerstandskraft eine geringe Bremskraft, die durch den Propeller verursacht wird. Mit der abnehmenden Schiffsgeschwindigkeit sinkt auch allmählich die Drehzahl der Propellerwelle, da die Anströmgeschwindigkeit des Propellers den Momenteneintrag in den Propeller bestimmt. Das Reibmoment des Motors ist hingegen in

erster Näherung unabhängig von der Drehzahl<sup>2</sup>. Folglich stellen sich die Drehzahl und damit der Anstellwinkel als freie Parameter derart ein, dass das hydrodynamische Moment etwa konstant und damit im Gleichgewicht mit dem Reibmoment bleibt.

Da aufgrund der tribologischen Entwicklungen die Reibung in Lagern und Motortriebwerk kontinuierlich reduziert wird, ist das bremsende Moment  $M_{\text{Reib}}$ , das sich der treibenden Wirkung des Propellers entgegensetzt, sehr klein. Hinzu kommt, dass langsamlaufende Zweitaktmotoren grundsätzlich geringere bezogene Reibmomente als Viertaktmotoren aufweisen und durch das fehlende Getriebe auch dessen Reibungsanteil im Vergleich zu Viertakt-Motoranlagen wegfällt. Da jedoch keine aktiven Hilfen zur Erhöhung des Bremsmomentes an der Propellerwelle zur Verfügung stehen, kann die Drehzahl nicht gewollt reduziert werden.

Wegen der folglich sehr langen Dauer dieses Zeitabschnittes wird aufgrund des Zusammenhanges aus Gl. (2.3) die längste Teilstrecke innerhalb des Manövers zurückgelegt. Somit kann dieser Abschnitt als besonders kritisch bezüglich des Stoppweges angesehen werden.

### 2.2.3 Pneumatischer Umsteuervorgang

Die Auslaufphase dient jedoch nicht primär der Reduzierung der Schiffsgeschwindigkeit. Sie ist vielmehr unumgänglich, um die von der Geschwindigkeit abhängige Propellerdrehzahl so weit abzusenken, dass die sog. Umsteuerdrehzahl  $n_U$  des Motors erreicht wird.

Der Betrag der Umsteuerdrehzahl wird vom Motorenhersteller vorgegeben und in der Automation der Antriebsanlage verankert. Sie gilt als die maximal mögliche Drehzahl, aus der der Antrieb umgesteuert werden kann, ohne den Motor mechanischen und thermischen Überbeanspruchungen auszusetzen. Sobald der Wert erreicht wird, löst die Automation den pneumatischen Umsteuervorgang aus (Abb. 2.2 (3)). Binnen sehr kurzer Zeit wird der Antriebsstrang angehalten und in negativer Richtung beschleunigt, bis die charakteristische Anlassdrehzahl  $n_A$  erreicht ist. Diese wird ebenfalls vom Motorenhersteller festgelegt und so hoch gewählt, dass ein stabiler Motorlauf bei geringstmöglicher Last gewährleistet ist.

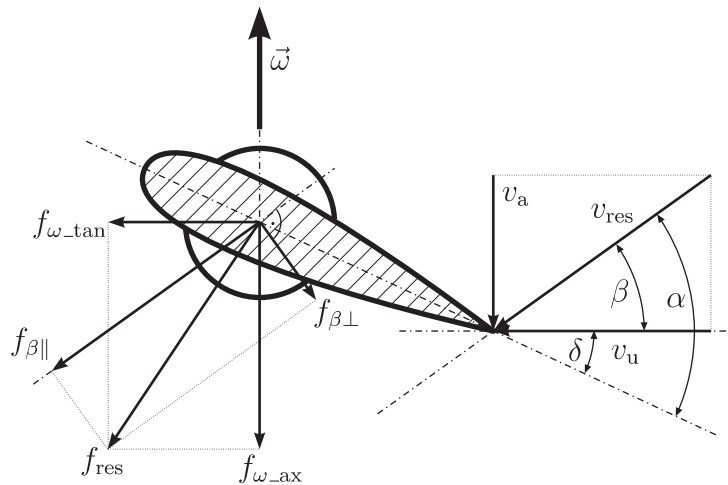
### 2.2.4 Beschleunigen des Antriebes

Die nun einsetzende Verbrennung in den Zylindern bewirkt eine weitere Beschleunigung des Antriebsstranges in negativer Drehrichtung (Abb. 2.2 (4)). Gemäß einer vorgegebenen maximalen Füllungserhöhung, die nur im Zusammenhang mit Notmanövern freigegeben wird, wird die Belastung des Motors schnellstmöglich erhöht. Dabei steigt die Drehzahl so weit, bis am Propeller wieder ein Momentengleichgewicht aus dem treibenden Motormoment (abzüglich des Reibmomentes der Anlage) und dem bremsenden hydrodynamischen Propellermoment herrscht. Allerdings wird der Propeller hier in einem durchaus ungeeigneten Quadranten betrieben (Quadrant 4 in Abb. 2.3): Der Propeller dreht sich entgegen

---

<sup>2</sup>Abanteriba [1] zeigt, dass der Reibmitteldruck eines Zweitakt-Kreuzkopfmotors bei Drehzahlen  $n \leq 0,6 n_N$  als konstant angenommen werden kann.

der Auslegungsrichtung, wodurch die Profilhinterkante nun die Vorderkante bildet (siehe Abb. 2.5).



**Abbildung 2.5:** Winkel, Geschwindigkeiten und spezifische Kräfte am Flügelschnitt bei rückwärts drehendem Propeller

Daher kann der Flügel nicht günstig umströmt werden, was durch den nun sehr großen (positiven) Anstellwinkel verstärkt wird. An der Saugseite (die normalerweise die Druckseite ist) tritt starke Kavitation auf, die Umströmung reißt ab und bildet starke Wirbel. Das Verhältnis von Auftrieb zu Widerstand am Flügel ist ungünstig im Vergleich zur auslegungsgemäßen Drehrichtung, so dass ein hohes Antriebsmoment nur zu einer relativ geringen Schubentwicklung im Vergleich zur Vorausfahrt führt. Zusätzlich trifft der vorausgerichtete Propellerstrahl auf den Schiffsrumpf, wodurch ein signifikanter Anteil der Schubkraft als Vorkraft auf den Rumpf wirkt und damit unwirksam wird.

### 2.2.5 Aufstoppen des Schiffes

Trotz der ungünstigen Strömungsverhältnisse am rückwärts drehenden Propeller wird durch den bei hoher Rückwärtsdrehzahl arbeitenden Propeller der höchste erreichbare Rückwärtsschub erzeugt. Mit dessen Hilfe wird das Schiff nun von seiner verbleibenden Geschwindigkeit zum Stillstand gebracht (Abb. 2.2 (5)).

Als Nebeneffekt vollführt das Schiff während dieses Abschnittes eine leichte Drehung um die Hochachse. Dadurch verlässt es seinen anfänglichen Kurs und kommt etwas abseits seiner ursprünglichen Bahn zum Stillstand (Abbildung 2.6). Die Gierbewegung entsteht durch die Steuerwirkung des Propellers<sup>3</sup> und kann durch das Ruder nicht ausgeglichen werden, weil dieses aufgrund des vorwärtsgerichteten Propellerstrahls nicht mehr angeströmt wird und folglich seine Wirkung vollständig verliert. Die Richtung der Gierbewegung hängt dabei ausschließlich vom Drehsinn des Propellers ab. Um zu vermeiden, dass ein im Verkehrstrennungsgebiet fahrendes Schiff im Falle eines Notstopp-Manövers in den Gegenverkehr driftet,

<sup>3</sup>Der drallbehaftete Propellerstrahl wird durch das Heck des Schiffes gestört, wodurch auf das Heck eine seitliche Kraft wirkt, die ein Moment um die Hochachse induziert ([38],[29]).

werden Einschraubenschiffe mit Festpropeller in der Regel mit rechtsdrehendem Propeller ausgeführt. Folglich dreht der Propeller in der Rückwärtsrichtung gegen den Uhrzeigersinn, wodurch die Gierbewegung nach Steuerbord erfolgt.



**Abbildung 2.6:** Draufsicht auf die Bahnlinie im erdfesten Koordinatensystem  $(\xi, \eta, \zeta)$

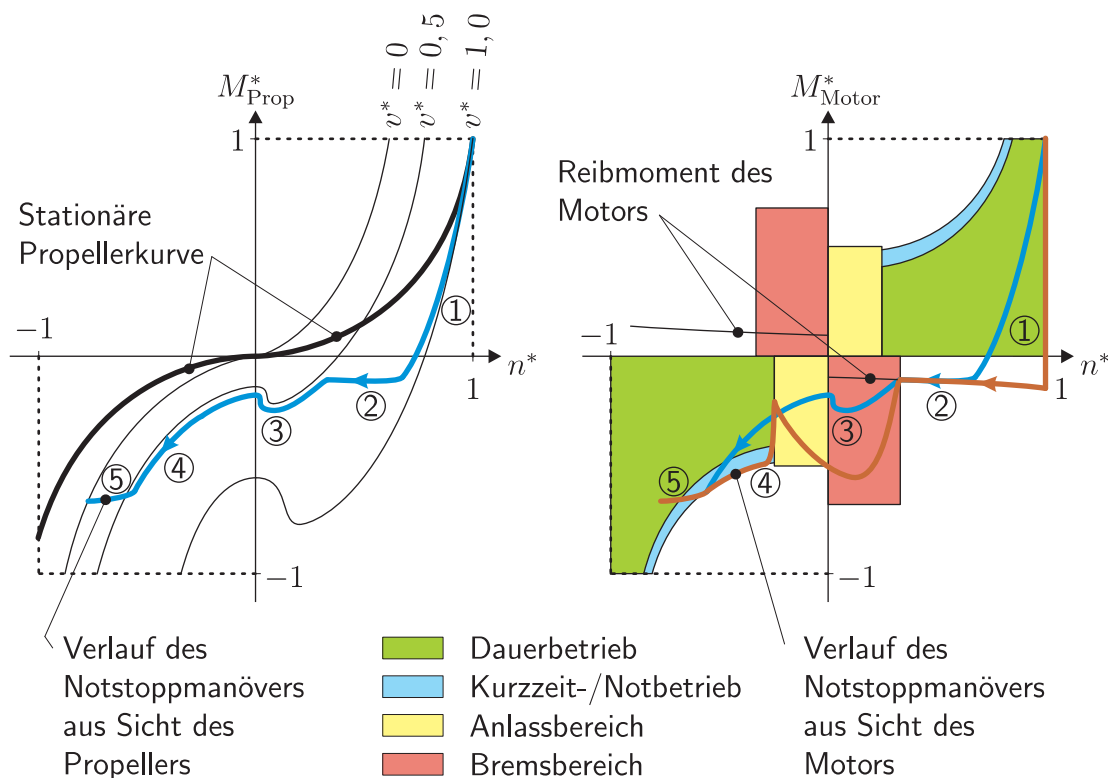
Die in der IMO-Richtlinie [18] vorgeschlagene Stoppstrecke von höchstens 15 Schiffslängen bezieht sich auf den tatsächlich vom Schiff zurückgelegten Weg  $s$  (Engl.: track reach), obgleich für die Vermeidung einer Kollision in den meisten Fällen eher der Fortschritt  $\sigma$  (Engl.: head reach) von Bedeutung ist. Da die seitliche Abdrift  $\epsilon$  im Vergleich zum Fortschritt jedoch klein ist, kann der Fortschritt in erster Näherung der Bahnlänge  $s$  gleichgesetzt werden.

### 2.2.6 Zusammenwirken von Motor und Propeller

Um den Manöverablauf bezüglich der Antriebsanlage noch besser zu verstehen, eignet sich eine weitere Art der Darstellung wie in Abbildung 2.7. Dort sind in 4-Quadranten-Diagrammen die bezogenen Drehmomente für den Propeller und den Motor über der bezogenen Drehzahl nebeneinandergestellt.

Die dünnen schwarzen Linien im Propellerkennfeld (links) sind die Isotachen nach ROBINSON ([16],[33],[28]). Sie werden ermittelt, indem ein Modellpropeller in einem Freifahrtversuch mit verschiedenen, aber konstanten Anströmgeschwindigkeiten das Momentenspektrum ( $M^* = -1 \dots 1$ ) durchläuft und dabei die zugehörigen Drehzahlverläufe aufgenommen werden. Die dicke schwarze Linie stellt die stationäre Propellerkurve dar. Deren Schnittpunkt im 1. Quadranten mit der Isotachen der Nenngeschwindigkeit ( $v^* = 1, 0$ ) bezeichnet den (stationären) Anfang des Notstoppmanövers, da der Propeller bei Nenndrehzahl näherungsweise sein Nennmoment abgibt und das Schiff die Nenngeschwindigkeit hat. Würde das Stoppmanöver in unendlich langer Zeit und ungeachtet eines realen Motorkennfeldes ablaufen, so würde es genau entlang der stationären Propellerlinie aus dem Nennpunkt bis zum Ursprung des Koordinatensystems verlaufen. Der Einfluss der Zeit allerdings, der nicht direkt aus dieser Darstellung ersichtlich ist, bewirkt einen Drehmoment-Drehzahl-Verlauf am Propeller gemäß der blauen Linie.

In der rechten Abbildung kennzeichnen die grünen Flächen das Kennfeld des Motors für den Dauerbetrieb. Es beginnt bei der Anlassdrehzahl und dem zugehörigen maximalen Moment, das bei dieser Drehzahl erzeugt werden darf, ohne den Motor thermischer Überlastung auszusetzen. Kurz vor der Nenndrehzahl darf (dank einer gezielten Auslegung



**Abbildung 2.7:** Verlauf des Manövers in der 4-Quadranten-Darstellung für Propeller (links) und Motor (rechts)

der Aufladeeinheit) bereits das volle Nennmoment erzeugt werden, das dann bis zur Nenn-drehzahl etwa konstant gehalten werden kann<sup>4</sup>. Die blaue Fläche stellt einen Bereich dar, in welchem dem Motor kurzzeitig ein noch etwas höheres als das Dauerbetriebsmoment abverlangt werden kann, um gewisse instationäre Betriebszustände zu ermöglichen. Die gelben Flächen stellen einen Bereich dar, der sich zwischen dem Stillstand des Motors und seiner Anlasedrehzahl erstreckt. Er beschreibt den Bereich, in dem der Motor mit Hilfe von Druckluft so weit beschleunigt werden kann, dass die dann einsetzende Verbrennung einen stabilen Motorlauf gewährleisten kann.

Da ein Verbrennungsmotor nur als Antrieb, nicht aber als Bremse betrieben werden kann, existiert das Kennfeld nur im 1. und 3. Quadranten. In den beiden anderen Quadranten besteht lediglich der Bereich, in dem mit Hilfe der Anlassluft kurzzeitig ein Bremsmoment erzeugt werden kann (vgl. Abschnitt 2.2.3). Außerdem kann dort das Reibmoment des Motortriebwerkes eingetragen werden (dünne schwarze Linie), da es stets entgegen der aktuellen Laufrichtung und damit als bremsendes Moment wirkt.

Zusätzlich zu der blauen Linie, die den Verlauf bezüglich des Propellers darstellt, ist in dieser Abbildung nun der Verlauf bezüglich des Motors durch die braune Linie gezeichnet. Der senkrechte Abstand zwischen der Propeller- und der Motorlinie ist dabei gleichbedeutend mit einer Drehzahländerung, da diese einem Ungleichgewicht der Momentenbilanz

<sup>4</sup>Diese Darstellung enthält nur die für das Manöver wichtigen Charakteristika. Besonderheiten im oberen Lastbereich sowie Überdrehzahlbereiche sind nicht dargestellt.

gemäß Gl. (2.4) folgt. Beide Linien in Deckung bezeichnen folglich einen Zustand, in dem sich die Drehzahl nur marginal ändert, wohingegen ein großer senkrechter Abstand für eine schnelle Drehzahländerung (i. A. -abnahme) spricht.

Im Gegensatz zur Darstellung des Manövers über der Zeit (Abbildung 2.2) erscheinen in dieser Quadrantendarstellung die Abschnitte des Manövers, die zeitlich vergleichsweise lange dauern und daher für den Stoppweg kritisch sind, besonders kurz (Phase 2 und 5). Es sind die Abschnitte, in denen die Propeller- und die Motormomentenlinie übereinander liegen. Die anderen Abschnitte, also das Abstellen der Füllung (1), das pneumatische Umsteuern der Anlage (3) sowie das rasche Hochfahren in Gegenrichtung (4), sind aufgrund ihrer hohen Dynamik besonders auffällig. In Bezug auf das Notstoppmanövers kann das jedoch irreführend sein, so dass im Folgenden die Darstellung sämtlicher Vorgänge über der Zeit bevorzugt wird.

## 2.3 Ansätze zur Optimierung des Manövers

Aus den Erkenntnissen der vorangegangenen Abschnitte 2.1 und 2.2 kann ein Gesamtverständnis für den Ablauf des Notstopp-Manövers von Schiffen mit langsamlaufendem Zweitakt-Dieselmotor und Festpropeller gewonnen werden. Auf der Basis dieses Verständnisses wird im Folgenden erörtert, welche Maßnahmen Veränderungen des Manöverablaufes bewirken können, die zu kürzeren Stoppwegen führen. Dabei liegt das Augenmerk zunächst auf Ansätzen, die bezüglich des Schiffes den größten Erfolg versprechen. Anschließend wird versucht, für diese Ansätze bezüglich der Antriebsanlage Lösungen zu erarbeiten.

Wie eingangs bereits erwähnt wurde, ist das oberste Ziel beim Ablauf des Manövers, möglichst bald nach Erteilung des Stopp-Befehles mit der Antriebsanlage eine möglichst große Schubkraft zu erzeugen, die das Schiff abbremst. Dieses Ziel lenkt alle Aufmerksamkeit auf den Zeitpunkt, in dem die Antriebsanlage aus ihrem auslaufenden Zustand aktiv umgesteuert werden kann. Er definiert den drastischen Anstieg der Verzögerung des Schiffes, der in Abbildung 2.2 an dem Abknicken der Geschwindigkeitslinie zu erkennen ist.

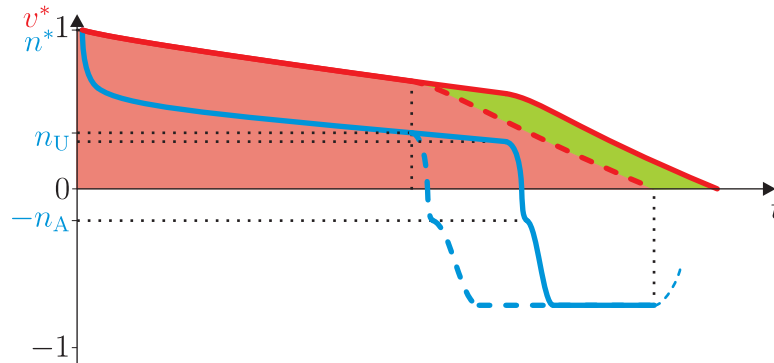
Ohne die physikalischen und technischen Details zu berücksichtigen, die quantitativ für die Lage des Zeitpunktes verantwortlich sind, können aus derzeitiger Sicht zwei Parameter benannt werden, die den Zeitpunkt charakterisieren:

1. Die Umsteuerdrehzahl, bei deren Erreichen der pneumatische Umsteuervorgang eingeleitet werden kann.
2. Der Gradient der Drehzahl  $\frac{\partial n}{\partial t}$ , der festlegt, wie schnell nach dem Abstellen der Einspritzung die Umsteuerdrehzahl erreicht wird.

In logischer Konsequenz bieten sich diese beiden Parameter dafür an, ihren Einfluss auf die zeitliche Lage des Umsteuervorganges zu untersuchen, was nachfolgend beschrieben wird.

### 2.3.1 Erhöhung der Umsteuerdrehzahl

Zur Veranschaulichung des Effektes, den eine Änderung der Umsteuerdrehzahl auf die zeitliche Lage des Umsteuervorganges hat, dient Abbildung 2.8. Der ursprüngliche Manöververlauf aus Abbildung 2.2 bildet die Ausgangssituation. Die Änderungen sind durch die gestrichelten Linien dargestellt.



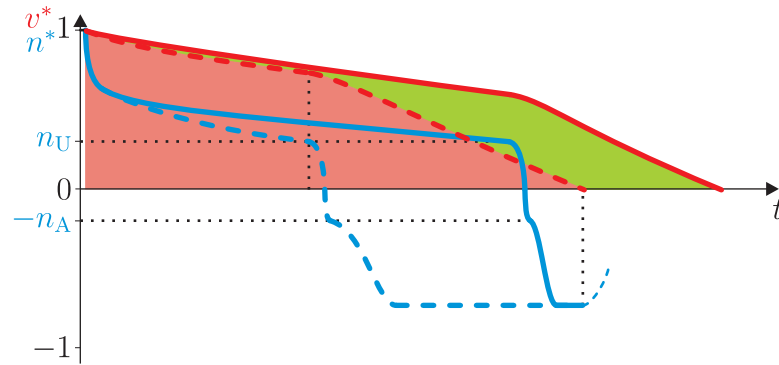
**Abbildung 2.8:** Schematische Darstellung des Notstopp-Manövers mit erhöhter Umsteuerdrehzahl über der Zeit

Bereits eine geringe Erhöhung der Umsteuerdrehzahl verschiebt deren zeitlichen Schnittpunkt mit der blauen Drehzahllinie signifikant nach vorn, was wesentlich an der flachen Steigung der Drehzahllinie liegt. Da auf das Umsteuern nahezu unverändert die Beschleunigung der Anlage in negativer Richtung erfolgt und dadurch die gewünschte hohe Bremskraft frühzeitig wirkt, verschiebt sich auch der Knick im Geschwindigkeitsverlauf des Schiffes (rote Linie) nach vorne. Aus dieser Darstellung kann ferner die zurückgelegte Strecke entnommen werden, die gemäß Gl. (2.3) der Fläche unter der Geschwindigkeitskurve entspricht. Die gesamte eingefärbte Fläche (rot und grün) stellt dabei den Stoppweg des ursprünglichen Manövers dar, wohingegen durch die Manipulation der Umsteuerdrehzahl nur noch eine Strecke zurückgelegt wird, die der roten Fläche allein entspricht. Die grüne Differenzfläche ist demnach gleichbedeutend mit der Verkürzung des Stoppweges, die durch die beschriebene Maßnahme erzielt werden kann.

### 2.3.2 Erhöhung des Drehzahlgradienten

In Abbildung 2.9 ist der Einfluss dargestellt, wenn die Drehzahl während der Auslaufphase schneller abgebaut wird.

Die Mechanismen, die für den Drehzahlverlauf während der Auslaufphase verantwortlich sind, wurden in Abschnitt 2.2.2 erläutert. Um den allmählichen Abfall der Drehzahl zu beschleunigen, muss gemäß Gl. (2.4) die Momentenbilanz verändert werden, und zwar durch Hinzunahme eines an der Welle bremsenden Momentes, das die rotatorische Bremswirkung durch die mechanische Reibung unterstützt. Ein solches Moment würde zunächst die Gleichgewichtsdrehzahl reduzieren, da der negative Anstellwinkel am Propeller (vgl.



**Abbildung 2.9:** Schematische Darstellung des Notstopp-Manövers mit erhöhtem Drehzahlabfall über der Zeit

Abbildung 2.4) und folglich das hydrodynamische Moment nach Gl. (2.10) erhöht würde. Daraus folgt unmittelbar nach Gl. (2.11) ein ebenso erhöhter Bremsschub, den der Propeller erzeugt und der die Geschwindigkeitsabnahme während der Auslaufphase etwas verstärkt.

Durch die rascher abnehmende Schiffs- und Anströmgeschwindigkeit am Propeller, die direkt für dessen (Gleichgewichts-)Drehzahl verantwortlich sind, wird der erwünschte schnellere Abbau der Drehzahl erreicht. Auch in diesem Fall wird die Umsteuerdrehzahl, sei sie auch unverändert gegenüber der Ausgangssituation, zu einem deutlich früheren Zeitpunkt erreicht, so dass die Anlage früher umgesteuert werden kann. Die anschließenden Effekte sind aus dem vorigen Abschnitt bekannt: Die sich früher entfaltende aktive Bremswirkung des rückwärts drehenden Propellers bewirkt eine Verschiebung des Knickpunktes im Geschwindigkeitsverlauf, wodurch das Schiff nicht nur zu einem früheren Zeitpunkt den Stillstand erreicht, sondern währenddessen auch einen deutlich kürzeren Weg zurückgelegt hat. Die Weegeinsparung ergibt sich aus dem Vergleich der grünen und roten Flächen in Abbildung 2.9.

### 2.3.3 Aufgaben zur Umsetzung der Optimierungsansätze

Da nunmehr die Ansätze erfasst sind, die unmittelbar zur Verkürzung des Notstopp-Manövers beitragen können, muss im nächsten Schritt definiert werden, wie diese Ziele durch technische Maßnahmen erreichbar sind.

Eine wichtige Randbedingung ist dabei durch die Tatsache gegeben, dass das Ereignis eines Notstopp-Manövers, außer auf der Werftprobefahrt, im Leben eines Schiffes typischerweise selten oder nie vorkommt. Folglich steht die Optimierung des Manövers, die im Interesse der Sicherheit erfolgt, im Konflikt zu den Wünschen des Betreibers nach einem Schiff, das mit möglichst geringen Investitionen die betrieblichen und wirtschaftlichen Anforderungen erfüllt. Es ist daher unbedingt zu vermeiden, dass zur Erreichung der gesetzten Ziele zusätzlicher technischer Aufwand in Verbindung mit hohen Investitionen erforderlich ist. Durch die Unverbindlichkeit der IMO-Sicherheitsrichtlinien würden solche Maßnahmen nur mäßige Akzeptanz bei den Schiffsbetreibern finden.

Im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit wird versucht, die beiden genannten Aufgaben vor diesem Hintergrund zu lösen. Eine technische Umsetzbarkeit wird dabei ausschließlich im Motor selbst vermutet. Dieser bietet als einziges Glied der Kette Möglichkeiten zur Einflussnahme, ohne dabei Einbußen im normalen Betrieb befürchten zu müssen.

Zu diesem Zweck soll ein Simulationsprogramm entwickelt werden, das die für Umsteuervorgänge relevanten Mechanismen abzubilden vermag. Vorher ist es allerdings unumgänglich, die Mechanismen, die im Motor beim Umsteuern ablaufen, vollständig zu verstehen. Dazu dienen die Beschreibungen im folgenden Kapitel.

# Kapitel 3

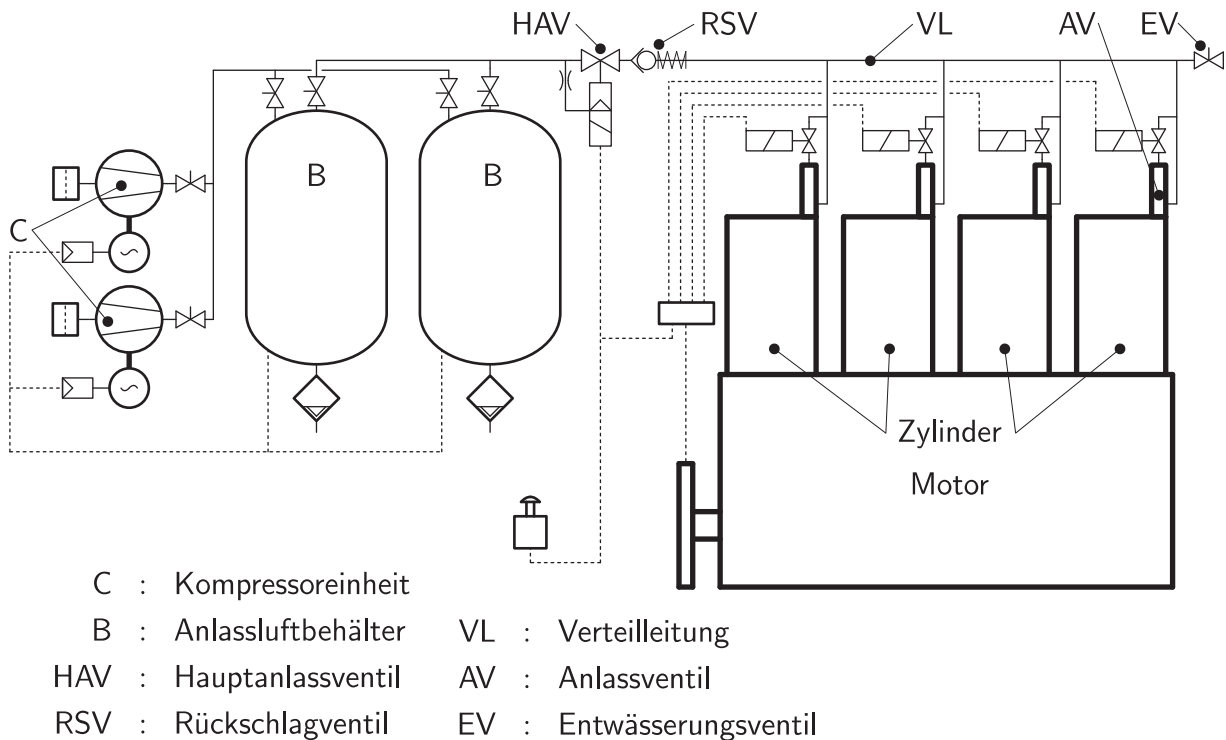
## Der Umsteuervorgang in Bezug auf den Motor

Schiffsmotoren der mittelschnell- und langsamlaufenden Kategorien werden mit Hilfe von Druckluft angelassen. In der Hauptsache ist dies mit der großen Trägheit der Masse zu begründen, die auf die erforderliche Anlassdrehzahl beschleunigt werden muss, was eine elektrische Anlassvorrichtung leistungsmäßig überfordern würde. Kleinere mittelschnelllaufende Viertaktmotoren werden, ähnlich wie mit elektrischen Startern, über das Schwungrad angelassen. Dazu dient ein kompakter Druckluftstarter, der die potenzielle Energie der gespannten Luft über eine Curtis-Turbine oder einen Zahnradmotor in mechanische Energie wandelt, die dann über ein kleines Getriebe und ein Ritzel auf das bezahnte Schwungrad übergeben wird. Größere Motoren ab etwa 2000 kW Leistung [34] und damit alle langsamlaufenden Zweitaktmotoren werden direkt über die Zylinder angelassen, indem Druckluft über kurbelwinkelgesteuerte Anlassventile in den Zylinderdeckeln in die Brennräume geleitet wird und dadurch die Kolben in Bewegung setzt. Dieses Anlassverfahren wird *Anlassen von innen* [27] genannt und bietet auch die Möglichkeit, den Motor umzusteuern. In den folgenden Abschnitten wird der Reihe nach beschrieben, wie das Anlasssystem eines Zweitaktmotors zum Anlassen von innen aufgebaut ist und wie damit die Anlass- und Umsteuervorgänge bewerkstelligt werden. Sowohl das Anlassen als auch das Umsteuern wird nachfolgend unter dem Begriff des *Pneumatischen Betriebes* zusammengefasst.

### 3.1 Aufbau des pneumatischen Anlasssystems

Der schematische Aufbau des Anlasssystems ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Darin bezeichnen die durchgezogenen Linien Luftleitungen, die gestrichelten Linien sind Leitungen zur Übertragung von Steuerimpulsen.

Sowohl der Aufbau als auch die Empfehlungen zur Dimensionierung der Druckluftbereitstellung sind in den Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften (z. B. beim Germanischen Lloyd [8]) festgelegt und folglich unabhängig vom Hersteller des Motors, zumal das System



**Abbildung 3.1:** Schematische Darstellung des Anlassluftsystems

neben dem Hauptmotor auch die Hilfsmotoren mit Anlassluft und weitere Verbraucher an Bord mit Druckluft versorgt<sup>1</sup>.

Die Luft wird aus dem Maschinenraum angesaugt, in einer der beiden Kompressoreinheiten (C), die in der Regel als mehrstufige Kolbenkompressoren ausgeführt werden, gefiltert und mehrstufig unter Zwischenkühlung und -entfeuchtung verdichtet. Als Speicher dienen die beiden Anlassluftbehälter (B), deren Volumen in Abhängigkeit der vorliegenden Motorgröße nach den Klasse-Bauvorschriften so dimensioniert wird, dass ohne Zuhilfenahme der Verdichter der Hauptmotor mindestens 12-mal angelassen und umgesteuert werden kann. Die doppelte Ausführung der Verdichter und Behälter geschieht aus Redundanzgründen. Der Betriebsdruck des Anlassluftsystems beträgt auf Handelsschiffen 30 bar. Die Verdichter werden so bemessen, dass beide Anlassluftflaschen binnen einer Stunde von Umgebungs- auf den Betriebsdruck befüllt werden können. Das An- und Abschalten der Verdichter geschieht in Abhängigkeit des Behälterdruckes, und je nach dem momentanen Verbrauch werden die zwei Verdichter nacheinander zugeschaltet [28].

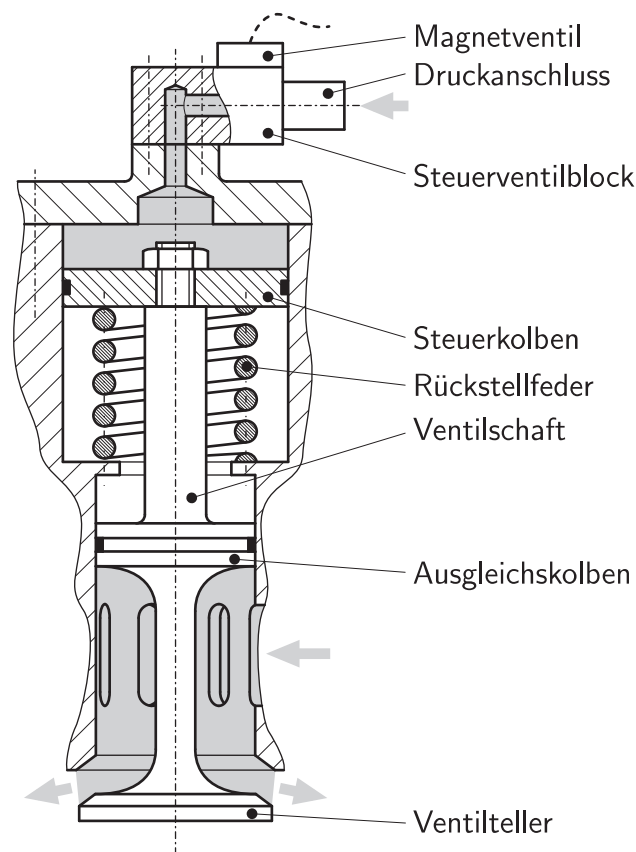
Von den Anlassluftbehältern führt eine Leitung zum Motor, die zunächst am Hauptanlassventil (HAV) endet. Dieses wird magnetisch-pneumatisch gesteuert. Dazu wird Luft der Hauptleitung entnommen und über einen Druckminderer auf einen typischen Steuerluftdruck von 8 bar entspannt. Ein Magnetventil gibt der Steuerluft den Zugang auf einen Kolben frei, der das Hauptventil niederdrückt. Im selben Gehäuse ist ein federgespanntes

<sup>1</sup>Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die Elemente nicht dargestellt, die nicht den Hauptmotor betreffen.

Rückschlagventil (RSV) vorhanden. Dieses soll verhindern, dass bei einem Druckanstieg in der nachfolgenden Verteilleitung (VL) über den Betriebsdruck Luft in die Behälter zurückströmen kann. Am Ende der Verteilleitung ist ein handbetätigtes Absperr- und Entwässerungsventil (EV) vorgesehen. Von der Verteilleitung zweigt zu jedem Zylinder eine Leitung ab, die am Anlassventil (AV) im Zylinderdeckel endet. Die Anlassventile werden individuell in Abhängigkeit des Kurbelwinkels jedes Kolbens gesteuert.

Konventionelle Ausführungen von mechanisch gesteuerten Motoren enthalten eine recht aufwändige, rein pneumatische Steuerung, die sich des 8 bar-Steuerluftsystems bedient und über einen Steuernocken erfolgt [42].

Heutzutage werden die Anlassventile jedoch in ähnlicher Weise magnetisch-pneumatisch betätigt wie das Hauptanlassventil. In Abbildung 3.2 ist schematisch dargestellt, wie ein Anlassventil aufgebaut sein kann.



**Abbildung 3.2:** Schematische Schnittdarstellung eines Anlassventils

Sobald das Leitungssystem (durch Öffnen des Hauptanlassventiles) unter Druck gesetzt wird, wird auch in den Anlassventilen an den Zylindern der Raum zwischen dem Ventilteller und dem Ausgleichskolben (untere grau hinterlegte Fläche) mit dem Druck der Anlassluft beaufschlagt, denn die Luftzuleitung zum Zylinder ist direkt über die radialen Öffnungen mit diesem Raum verbunden. Da die Ringflächen beider Kolben ähnlich bemessen sind, wirkt keine signifikante Kraft in axialer Richtung, und das Ventil wird durch die

Rückstellfeder geschlossen gehalten. Auf der Unterseite des Ventiltellers wirkt der Druck im Zylinder, der jedoch in Abhängigkeit der Kolbenbewegung zwischen Umgebungs- und Verdichtungsdruck<sup>2</sup> variieren kann. Sobald die Steuerung nun den Befehl zum Öffnen des Anlassventiles erteilt, öffnet das Magnetventil die Zuführleitung zwischen dem Druckanschluss und dem Raum oberhalb des Steuerkolbens. Druckluft, die über eine Verbindung aus der Luftzuleitung zum Anlassventil entnommen und in den Raum oberhalb des Steuerkolbens (obere grau hinterlegte Fläche) geleitet wird, beaufschlagt die Kreisfläche des Steuerkolbens. Sie ist so groß bemessen, dass deren Druckkraft sowohl die Feder- als auch die Druckkraft überwindet, die durch den Zylinderdruck von unten auf den Ventilteller wirkt. Das Ventil öffnet sich. Nun kann Anlassluft am geöffneten Ventilteller vorbeiströmen, und zwar je nach Richtung der treibenden Druckdifferenz in den Zylinder hinein (wie durch die grauen Pfeile gekennzeichnet) oder aus dem Zylinder zurück in das angeschlossene Leitungssystem.

Sobald die Steuerung das Schließen des Ventils veranlasst, wird der Raum oberhalb des Steuerkolbens von der Druckluftleitung getrennt und mit der Umgebung verbunden. Die Steuerluft kann in die Umgebung entweichen und die Kraft der Rückstellfeder schließt das Ventil.

Das Volumen der Federkammer verändert sich während der Ventilbewegung leicht. Es kann entweder mit der Umgebung kurzgeschlossen werden oder aber verschlossen die Wirkung der Schraubenfeder durch die Verdichtung der eingeschlossenen Luft unterstützen.

Im folgenden Abschnitt wird beschrieben, wie das Anlasssystem und vor allem die Anlassventile an den Zylindern gesteuert werden müssen, um den Motor zu starten. Der Anlassvorgang wird zuerst beschrieben, da der Umsteuervorgang komplexer ist und die Beschreibung gut auf der des Anlassvorganges aufgebaut werden kann.

## 3.2 Pneumatisches Anlassen

Zu Beginn des Anlassvorganges befindet sich der Motor im Stillstand und soll in Bewegung gesetzt werden. Zur Vereinfachung wird der Vorgang an einem Zylinder beschrieben, dessen Kolben bezüglich der gewünschten Drehrichtung kurz nach OT steht<sup>3</sup>.

In Vorbereitung des Anlassens wurde das System vor dem Hauptanlassventil durch manuelles Öffnen der Absperrventile von mindestens einem der beiden Anlassluftbehälter (B) unter Druck gesetzt (vgl. Abbildung 3.1). Das Hauptanlassventil (HAV) war aber zunächst geschlossen, so dass dort der druckbeaufschlagte Bereich endete. Wenn nun der Anlassbefehl erfolgt, öffnet zunächst das Hauptanlassventil, wodurch die Verteilleitung (VL) und die Zuleitungen zu den Zylindern unter Druck gesetzt werden. Der in Abbildung 3.2 grau hinterlegte Raum oberhalb des Ventiltellers der Anlassventile (AV) steht nun ebenfalls unter

---

<sup>2</sup>Im ungefeuerten Betrieb erreicht der Verdichtungsdruck Werte um 45 bar.

<sup>3</sup>Die Anzahl der Zylinder und die vorgegebenen Öffnungsfenster der Anlassventile sind so gewählt, dass im Stillstand wenigstens ein Zylinder im erforderlichen Fenster steht.

Druck.

Unmittelbar danach wird das Anlassventil des betrachteten Zylinders, wie oben beschrieben, geöffnet. Es kann davon ausgegangen werden, dass im Zylinder etwa Umgebungsdruck herrscht, da durch eine längere Standphase des Motors der restliche Überdruck im Zylinder über Leckagen abgebaut wurde. Folglich strömt nun Anlassluft aus dem Leitungssystem in den Zylinder. Der Zylinderdruck steigt an und damit die auf den Kolben wirkende Kraft. Sobald diese groß genug ist, um das Losbrechmoment des Triebwerkes zu überwinden, wird der Kolben nach unten gedrückt und der Motor gerät in Bewegung. In die Abwärtsbewegung des Kolbens wird weiterhin Luft geblasen. Ob der Druck im Zylinder dabei weiter ansteigt, hängt davon ab, wie schnell Luft durch das Ventil nachströmt und wie schnell sich dagegen die Entspannung durch die Kolbenbewegung auswirkt.

In einem bestimmten Kurbelwinkel wird das Anlassventil von der Steuerung geschlossen. Dieser Winkel liegt einige Grad Kurbelwinkel vor dem Öffnungswinkel des Auslassventils. Nach dem Schließen des Anlassventils kann der Überdruck im Zylinder deshalb weiter entspannt werden, bis das Auslassventil öffnet. (Würde sich das noch offenstehende Anlassventil mit einem bereits öffnenden Auslassventil überschneiden, würde die Anlassluft direkt in den Auslass abgeblasen werden und keine nennenswerte Wirkung am Kolben verrichten.) Hier endet der Anlasstakt dieses Zylinders, der den Motor aus dem Stillstand in Bewegung setzt. Der Überdruck im Zylinder wird am kurz darauf öffnenden Auslassventil abgedrosselt, da im Abgassammler zu diesem Zeitpunkt noch kein nennenswerter Überdruck herrscht. Sobald die Spülschlitze freigesteuert werden, beginnt die Ausspülung mit Frischladung.

Nach seinem Durchlauf durch den unteren Totpunkt (UT), dem Verdecken der Spülschlitze durch den Kolben sowie dem Schließen des Auslassventiles herrscht im Zylinder etwa der Druck der Spülluft, der etwas höher als der Umgebungsdruck ist<sup>4</sup>. Durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens wird nun eine Verdichtung der Zylinderluft vorgenommen, die durch die anfänglich kalten Zylinderwände noch stark polytrop (zwischen isotherm und isentrop, also  $1 < n_{\text{Poly}} < \kappa_{\text{Luft}}$ ) verläuft, also mit Wärmeabfuhr in die Wände und den Kolbenboden verbunden ist. Dennoch ist der Verdichtungsenddruck im OT bei modernen Motoren mit den üblichen Verdichtungsverhältnissen möglicherweise höher als der Druck der vor dem Ventil bereitstehenden Anlassluft. Direkt im OT oder einige Grad Kurbelwinkel danach öffnet nun wieder das Anlassventil. Der Öffnungswinkel liegt im günstigsten Fall so weit nach OT, dass der innerhalb weniger Grad stark abnehmende Zylinderdruck bereits unter dem Anlassluftdruck liegt, wenn das Ventil öffnet<sup>5</sup>. Sofort beginnt dann erneut die Einblasung von Anlassluft in den Zylinder. Der Kolben bewegt sich mittlerweile aber schon so schnell, dass durch den kleinen Ventilquerschnitt<sup>6</sup> nicht annähernd so viel Luft nach-

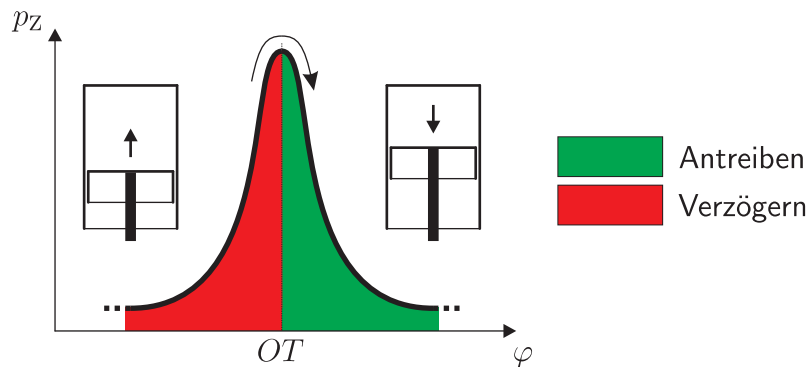
<sup>4</sup>In diesem Betriebszustand laufen die Hilfsgebläse, die einen Überdruck von etwa 50 mbar gewährleisten.

<sup>5</sup>Dieses Ziel kann bestenfalls erreicht werden, wenn der Motor kalt ist und langsam dreht. Bei warmem Motor muss davon ausgegangen werden, dass der Zylinderdruck bei Öffnung des Anlassventils höher ist und zunächst Luft in die Leitung abgeblasen wird.

<sup>6</sup>Der Durchmesser des Ventiltellers beträgt in etwa 10% der Zylinderbohrung

strömen kann, dass der Druck bis zum erneuten Verschließen des Ventils konstant bleibt. Dennoch ist die antreibende Wirkung erheblich, deren thermodynamische Wirkungsweise im nächsten Abschnitt noch genauer beleuchtet wird. Von nun an würde sich der Vorgang, der in den anderen Zylindern identisch abläuft, mit jeder Umdrehung wiederholen. Die Beschleunigung würde enden, sobald ein Gleichgewicht gemäß Drallsatz (Gl. (2.4)) erreicht wäre. Aufgrund des Luftverbrauches würde dann alsbald der Systemdruck abfallen und die Gleichgewichtsdrehzahl wieder sinken. Allerdings liegt auslegungsgemäß die Zünddrehzahl des Motors in Abhängigkeit der Motorgröße, der Zylinderzahl, des Propellers und weiterer Parameter im Bereich von 12...25% der Nenndrehzahl ([25],[26],[41],[42]) und ferner unterhalb der Gleichgewichtsdrehzahl. Demnach wird beim Erreichen der Zünddrehzahl die Kraftstoffeinspritzung in Betrieb gesetzt, worauf die einsetzenden Zündungen den Antrieb und die weitere Beschleunigung des Motors übernehmen. Sobald die Verbrennung in den Zylindern stattfindet, wird die Ansteuerung der Anlassventile abgestellt. Der Motor ist angelassen.

Die antreibende Wirkung der Anlassluft kann nicht isoliert betrachtet werden, vielmehr ergibt sie sich für jeden Zylinder aus der Bilanz einer Kurbelwellenumdrehung, die an einer Darstellung des Zylinderdruckes über dem Kurbelwinkel veranschaulicht werden kann. In Abbildung 3.3 ist zunächst ein charakteristischer dimensionsloser Druckverlauf des trivialen Falls dargestellt, dass sich der Kolben zwar über ein Arbeitsspiel bewegt, ohne aber mit Anlassluft beaufschlagt zu werden (Dieser Fall wird künftig als *Schleppbetrieb* bezeichnet).



**Abbildung 3.3:** Zylinderdruckverlauf im Schleppbetrieb

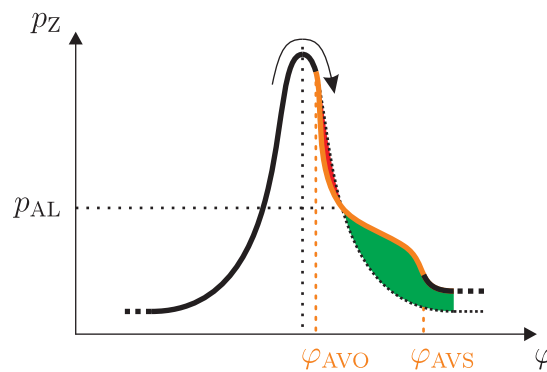
Die thermischen Verluste sind dabei vernachlässigt. Folglich entsteht ein Druckverlauf, der eine isentrope Verdichtung durch die Kolbenaufwärtsbewegung bis OT und anschließend eine isentrope Entspannung beschreibt, die mit dem einsetzenden Gaswechsel (d. h. Öffnen des Auslassventils) endet. Während der Verdichtung wird Volumenänderungsarbeit an der Luft verrichtet, die in der Druck- und einer (hier nicht mit dargestellten) Temperaturerhöhung resultiert. Diese Arbeit wird dem mechanischen System des Triebwerkes entzogen, so dass es verzögert wird. Die dabei übertragene Energie entspricht anschaulich der rot dargestellten Fläche unterhalb der Druckkurve. Jenseits des OT wird (in diesem idealisierten Fall) die in der Luft gespeicherte Energie vollständig von der Luft an das Triebwerk zurückübertragen, da nun während der Entspannung Volumenänderungsarbeit in mecha-

nische Arbeit am Kolben umgewandelt und folglich das Triebwerk angetrieben wird. Die grüne Fläche, die die übertragene Energie repräsentiert, ist genau so groß wie die rote Fläche<sup>7</sup>. Die Bilanz über ein gesamtes Arbeitsspiel bzw. eine Kurbelwellenumdrehung

$$B_{\text{mech}} = W_{\text{UT} \rightarrow \text{OT}} + W_{\text{OT} \rightarrow \text{UT}} \quad (3.1)$$

ergibt nun, dass dieser Zylinder (und gleichwohl alle anderen Zylinder) das System in diesem Betriebszustand weder zu beschleunigen noch zu verzögern vermag, wenn man von den Momentenschwankungen innerhalb einer Umdrehung absieht. Ein Motor kann folglich in dieser Weise geschleppt werden, ohne dass dafür innere Leistung aufgebracht werden muss.

Wie der Druckverlauf hingegen aussieht, wenn der Zylinder des (bereits drehenden) Motors Anlassluft empfängt, ist in Abbildung 3.4 dargestellt.



**Abbildung 3.4:** Zylinderdruckverlauf im pneumatischen Betrieb beim Anlassen

Darin dient der Druckverlauf des Schlepfbetriebes als Referenz, der als gepunktete schwarze Linie hinterlegt ist. Der Druckverlauf unter Anlasslufteinfluss wird durch die durchgezogene schwarze Linie veranschaulicht, die zunächst bis OT identisch mit der Referenz ist. Der gelbe Linienabschnitt ( $\varphi_{\text{AVO}}$  bis  $\varphi_{\text{AVS}}$ ) bedeutet das Winkelintervall, in dem das Anlassventil offensteht.

Die Unterschiede beginnen im Öffnungswinkel des Anlassventils ( $\varphi_{\text{AVO}}$ ) kurz nach OT. Da der Anlassluftdruck in diesem Beispiel etwas kleiner ist als der Zylinderdruck, findet zunächst ein Abströmen aus dem Zylinder statt, so dass der Zylinderdruck rasch bis auf den Anlassluftdruck einbricht. Aufgrund der Kolbenbewegung fällt der Zylinderdruck aber bald weiter ab, so dass nun Luft in den Zylinder strömt und der Druck auf einem wesentlich höheren Niveau verläuft als im Referenzfall.

Um die Wirkung zu verdeutlichen, sind hier nur die Flächen eingefärbt, die einen Unterschied zum Referenzfall darstellen. Da jener eine neutrale Bilanz über ein Arbeitsspiel aufweist (Verdichtungsarbeit und Entspannungsarbeit sind betragsgleich), bedeuten die

<sup>7</sup>Lediglich durch Reibung und Wärmeverluste, die in der Realität freilich in erheblichem Maße vorhanden sind, ist die grüne Fläche kleiner als die rote.

Flächen nun bezüglich der Arbeitsspielbilanz eine beschleunigende bzw. verzögernde Wirkung, was durch den folgenden Zusammenhang bewiesen wird:

$$\begin{aligned}
 B_{\text{mech}} &= \underbrace{W_{\text{UT} \rightarrow \text{OT}, \text{Pneu}} - W_{\text{UT} \rightarrow \text{OT}, \text{Schlepp}}}_{\text{Arbeitsdifferenz im Verdichtungstakt}} + \underbrace{W_{\text{OT} \rightarrow \text{UT}, \text{Pneu}} - W_{\text{OT} \rightarrow \text{UT}, \text{Schlepp}}}_{\text{Arbeitsdifferenz im Entspannungstakt}} \\
 &= \underbrace{(W_{\text{UT} \rightarrow \text{OT}, \text{Pneu}} + W_{\text{OT} \rightarrow \text{UT}, \text{Pneu}})}_{\text{Bilanz im pneumatischen Betrieb}} - \underbrace{(W_{\text{UT} \rightarrow \text{OT}, \text{Schlepp}} + W_{\text{OT} \rightarrow \text{UT}, \text{Schlepp}})}_{\text{Bilanz im Schleppbetrieb}} \quad (3.2)
 \end{aligned}$$

Im dargestellten Fall ist die grüne Fläche deutlich größer als die rote. Folglich ist die Bilanz aus mechanischer Betrachtung positiv, d. h. der Motor wird angetrieben.

Die nun folgende Beschreibung des Umsteuervorganges schließt an diese Art der Darstellung an.

### 3.3 Pneumatisches Umsteuern

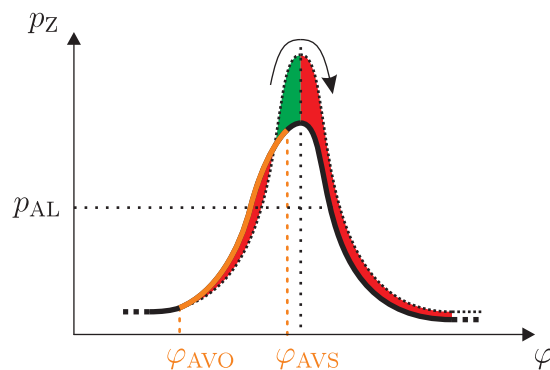
Für den Fall des Umsteuerns ist der Schleppbetrieb, der im vorigen Abschnitt beschrieben wurde (siehe Abbildung 3.3), nicht nur Referenz, sondern auch Ausgangssituation: Der Motor dreht ungefeuert und vom Propeller angetrieben. Währenddessen vollführen die Kolben Verdichtungs- und Entspannungstakte unter neutraler Arbeitsspielbilanz.

In Vorbereitung auf den pneumatischen Umsteuervorgang werden sämtliche Steuerzeiten, einschließlich der Öffnungs- und Schließwinkel der Anlassventile, für den Rückwärtslauf umgestellt. Die Steuerzeiten sind genau genommen Steuerwinkel, die relativ zum oberen Totpunkt festgelegt sind und in Drehrichtung der Kurbelwelle gezählt werden. Somit wird die Umstellung auf rückwärtige Drehrichtung dadurch erreicht, dass die Steuerwinkel am oberen Totpunkt gespiegelt werden.

Bei Motoren mit mechanischer Steuerung geschieht das durch das Verschieben der Steuerwelle, deren Steuernocken unter Berücksichtigung der Drehrichtung doppelt ausgeführt sind. Durch das Verschieben wird der Eingriff der Nocken für Vorauslauf gegen den Eingriff der Rückwärtsnocken getauscht ([34],[42]). Bei elektronisch gesteuerten Motoren wird die Spiegelung innerhalb der Steuersoftware vorgenommen, so dass keine mechanischen Vorgänge erforderlich sind.

Die Voraussetzungen für das Abbremsen des Motors sind demnach dadurch gegeben, dass die Steuerzeiten eigentlich schon für den Rückwärtslauf eingestellt sind, der Motor jedoch noch in der ursprünglichen Vorausrichtung dreht. Die Effekte innerhalb eines Zylinders sind in Abbildung 3.5 dargestellt.

Durch die vorliegende Kombination aus der Drehrichtung und den vorgegebenen Steuerzeiten ergibt sich, dass zusätzlich nun aus den Öffnungswinkeln die Schließwinkel werden. Wenn also beispielsweise das Anlassventil im Anlassbetrieb  $5^\circ \text{KW}$  nach OT öffnet und  $120^\circ \text{KW}$  nach OT schließt, so wird es im Umsteuerbetrieb  $120^\circ \text{KW}$  vor OT öffnen und  $5^\circ \text{KW}$  vor OT schließen.



**Abbildung 3.5:** Zylinderdruckverlauf im pneumatischen Betrieb beim Bremsen

Der zu beschreibende Vorgang beginnt wieder am Ende des Gaswechsels kurz nach UT. Der Zylinder ist in diesem Fall gasdicht, Spülschlitze und Auslassventil sind also verdeckt bzw. geschlossen. Der Druck im Zylinder ist aber noch weit unterhalb des Anlassluftdruckes, weil die Verdichtung noch nicht weit genug fortgeschritten ist. Das Anlassventil öffnet nun in der Aufwärtsbewegung des Kolbens (Beginn der gelben Linie). Anlassluft strömt aufgrund der treibenden Druckdifferenz in den Zylinder. Der Zylinderdruck steigt daraufhin schneller an, als bei der reinen Verdichtung im Schleppbetrieb der Fall wäre. Sobald die Druckdifferenz am Anlassventil das Vorzeichen ändert, strömt Luft aus dem Zylinder zurück in die Zuleitung. Wenn also kurz vor OT dann das Anlassventil schließt (Ende des gelben Abschnittes in Abb. 3.5), ist der darauffolgende Verdichtungsenddruck in OT geringer als nach der reinen Verdichtung im Schleppbetrieb (gepunktete Linie). Die anschließende Entspannung, während der keine Ventile offenstehen, findet demnach auf niedrigerem Druckniveau statt als im Schleppbetrieb.

Die Auswirkungen werden deutlich, wenn auch hier die Differenzflächen zwischen Brems- und Schleppbetrieb verglichen werden<sup>8</sup>: Nach dem Öffnen des Anlassventils wird der Gegendruck erhöht und somit mehr Verdichtungsarbeit an der Luft verrichtet (rote Fläche nach  $\varphi_{AVO}$ ). Nach der Umkehrung der treibenden Druckdifferenz wird durch das teilweise Abblasen von Zylinderluft die Verdichtungsarbeit reduziert (grüne Fläche). Die anschließende Entspannung nach OT setzt jedoch aufgrund des verringerten Druckniveaus gegenüber Schleppbetrieb wesentlich weniger Arbeit am Kolben um, so dass auch dieser Abschnitt bremsend wirkt. Die Bilanzierung aller drei signifikanten Energiemengen ergibt, dass insgesamt während eines Arbeitsspieles in der aktuellen Drehrichtung Arbeit aus dem mechanischen System entzogen und folglich insgesamt eine Bremswirkung erzielt wird.

Den oben beschriebenen Überlegungen liegt zugrunde, dass sich die Drehzahl während des Arbeitsspieles nicht ändert. Freilich bedeutet aber die Bremswirkung gleichwohl eine Drehzahlabnahme. Folglich kann davon ausgegangen werden, dass der Bremsvorgang nach beliebig vielen Umdrehungen dadurch beendet wird, dass der Motor und damit der Kolben

<sup>8</sup>Dieser Vergleich dient der Veranschaulichung. Die Gültigkeit ist in Gl. (3.2) nachgewiesen.

des betrachteten Zylinders zum Stillstand kommt. Dadurch, dass neben dem betrachteten auch alle anderen Zylinder des Motors kurbelwinkelversetzt zueinander diesen Prozess vollführen, wird der Stillstand in einer zufälligen Winkelposition des betrachteten Zylinders eintreten (beispielsweise auch während des Gaswechsels).

In diesem Moment beginnt ein Vorgang, der direkt mit dem oben beschriebenen Anlassen verglichen werden kann: Genau der oder die Zylinder, dessen oder deren Anlassventil im Moment des Stillstandes offen steht, beginnen nun mit der Beschleunigung des Motors in rückwärtiger Richtung. Dadurch, dass die Ventilsteuerzeiten bereits zu Beginn des Umsteuervorganges umgestellt wurden und bezüglich der rückwärtigen Drehrichtung auf „Anlassen“ stehen, beginnt die Beschleunigung unmittelbar nach dem Erreichen des Stillstandes in beschriebener Weise.

Die Umsteuerung kann also als zusammengesetzter Vorgang aus den Teilen Abbremsen, Stillstand und Anlassen in Rückwärts-Drehrichtung angesehen werden und endet, sobald in jener Drehrichtung die Zünddrehzahl erreicht ist.

# Kapitel 4

## Aufbau der Motorsimulation

Im Allgemeinen impliziert der Begriff „Motorsimulation“ eine Abbildung des Betriebsverhaltens von Motoren in ihrer üblichen Anwendung. Dabei sind vorrangig die Steigerung von Effizienz und Leistungsdichte sowie die Senkung von spezifischen Schadstoffemissionen, aber auch die Verbesserung des dynamischen Betriebsverhaltens Ziele der Untersuchungen.

Die im vorliegenden Fall zu implementierende Simulation dient hingegen dem Zweck, das Verhalten des Motors beim pneumatischen Umsteuern verstehen, bewerten und ggf. optimieren zu können. Dabei ist bezeichnend, dass der Motor währenddessen nicht im gefeuerten Betrieb arbeitet. Ferner wird für die Umsteuerung das pneumatische Anlasssystem eingesetzt, das am motorischen Betrieb zu keiner Zeit beteiligt ist. Die wichtigste Besonderheit ist jedoch, dass der Umsteuervorgang ausschließlich dynamischer Natur ist. Die Dynamik ist dabei so zu verstehen, dass sich Abläufe in den Zylindern des Motors von einem Arbeitsspiel zum nächsten aufgrund der raschen Drehzahländerung stark unterscheiden. Ferner ist der Umsteuervorgang durch eine Drehzahländerung gekennzeichnet, die zwingend einen Nulldurchgang beinhaltet. Genau in diesem Vorgang ist der Wechsel des Betriebsquadranten enthalten, bei welchem aus dem bremsenden in den antreibenden Betriebszustand übergegangen wird.

Diese Besonderheiten stellen erweiterte Anforderungen an die Wahl des Bilanzraumes und die Modellbildung der Simulation, da bestimmte Bestandteile des Motors von entscheidender Bedeutung sind, die beispielsweise bei der Simulation von stationären Betriebszuständen nicht relevant wären. Ein Verständnis für die funktionellen Zusammenhänge während des Umsteuervorganges wurde bereits in Kapitel 3 entwickelt. Im folgenden Kapitel wird der Aufbau des Modells beschrieben, mit dessen Hilfe die Zusammenhänge berechnet werden sollen.

Die Berechnung des Simulationsmodells sowie die Darstellung sämtlicher Zusammenhänge erfolgt dabei im Zeitbereich. Üblicherweise werden motorische Vorgänge aufgrund ihrer Periodizität und der Gleichgültigkeit von Kurbelwinkel und Zeit (Äquivalenz beider Größen durch den Zusammenhang  $\varphi \xrightarrow{\varphi=\varphi_0+\omega\cdot t} t$ ) bezüglich des Kurbelwinkels  $\varphi$  berechnet und dargestellt. Dennoch wird in diesem Fall aus folgenden Gründen der Zeitbereich bevorzugt: Zum einen sind die Vorgänge im Anlassluftsystem rein zeitlicher Natur und werden

nur indirekt (nämlich über die getakteten Anlassventile) mit dem Winkelbereich verbunden. Zum anderen wird ein Bereich untersucht, in dem der Motor sehr starken Drehzahländerungen unterworfen ist und sogar das Vorzeichen der Drehzahl wechselt. Daher wäre die Darstellung über dem Kurbelwinkel unvorteilhaft, zumal diese stets mit der Angabe der Laufrichtung versehen werden müsste. Die Berechnung und Darstellung über der Zeit ist aufgrund von deren Invarianz deutlich übersichtlicher, denn sie ist unter zusätzlicher Berücksichtigung bzw. Darstellung des Kurbelwinkels stets eindeutig. Folglich kann verallgemeinert darauf hingewiesen werden, dass im weiteren Verlauf sämtliche Größen  $G$ , die üblicherweise und praktischerweise auf den Kurbelwinkel bezogen werden, wie nachstehend in einen Zeitbezug überführt werden:

$$G(\varphi) \xrightarrow{\varphi(t)=\varphi_0+\int_{t_0}^t \omega(t) dt} G(t) \quad (4.1)$$

Zuletzt ist diese Festlegung eine logische Konsequenz der Argumentation aus Abschnitt 2.2.6, wo bereits der Vorteil der zeitlich basierten Darstellung aufgezeigt wurde.

Des weiteren wird für die thermodynamischen Berechnungen ideales Gas vorausgesetzt. Die Abweichungen zum Realgas werden an späterer Stelle abgeschätzt.

Das Modell soll in der Lage sein, sowohl den ungefeuerten als auch den pneumatischen Betrieb simulieren zu können, wobei der letztere sowohl das reine Anlassen als auch das Umsteuern beinhaltet.

Für diese Betriebsarten sind folgende Baugruppen des Motors unbedingt im Modell zu integrieren:

- Das Anlassluftsystem, insbesondere die individuell gesteuerten Anlassluftventile.
- Die Brennräume, in denen die thermodynamischen Prozesse stattfinden, die zur Beschleunigung und Verzögerung des Motortriebwerkes beitragen.
- Die Kinematik des Motors, also der Zusammenhang zwischen der rotierenden Kurbelwelle und den translatorischen Bewegungen der Kolben.
- Die Dynamik des Motors sowie des Antriebsstranges (Wellenleitung, Propeller und hydrodynamische Zusatzmassen), die das mechanische Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten des Antriebsstranges bestimmt.
- Die Hydrodynamik des Propellers, die den Zusammenhang zwischen Drehzahl und Drehmoment wesentlich bestimmt.

## 4.1 Anlassluftsystem

Die technische Ausführung des Anlassluftsystems ist in Abschnitt 3.1 beschrieben. Für die Simulation wird das System dahingehend vereinfacht, dass möglichst wenige Einzelkomponenten berücksichtigt werden müssen. Das geschieht durch die Zusammenfassung von

Elementen mit ähnlicher Funktion bzw. ähnlichem Verhalten. Dazu bietet es sich an, das Anlassluftsystem thermodynamisch zu gruppieren: Zum einen nach den Elementen, die eine Speicherfunktion haben, und zum anderen nach solchen, die strömungsmechanische Eigenschaften aufweisen. Die Ergebnisse der Zusammenfassung sind in Abbildung 4.1 dargestellt und werden nachfolgend erläutert.

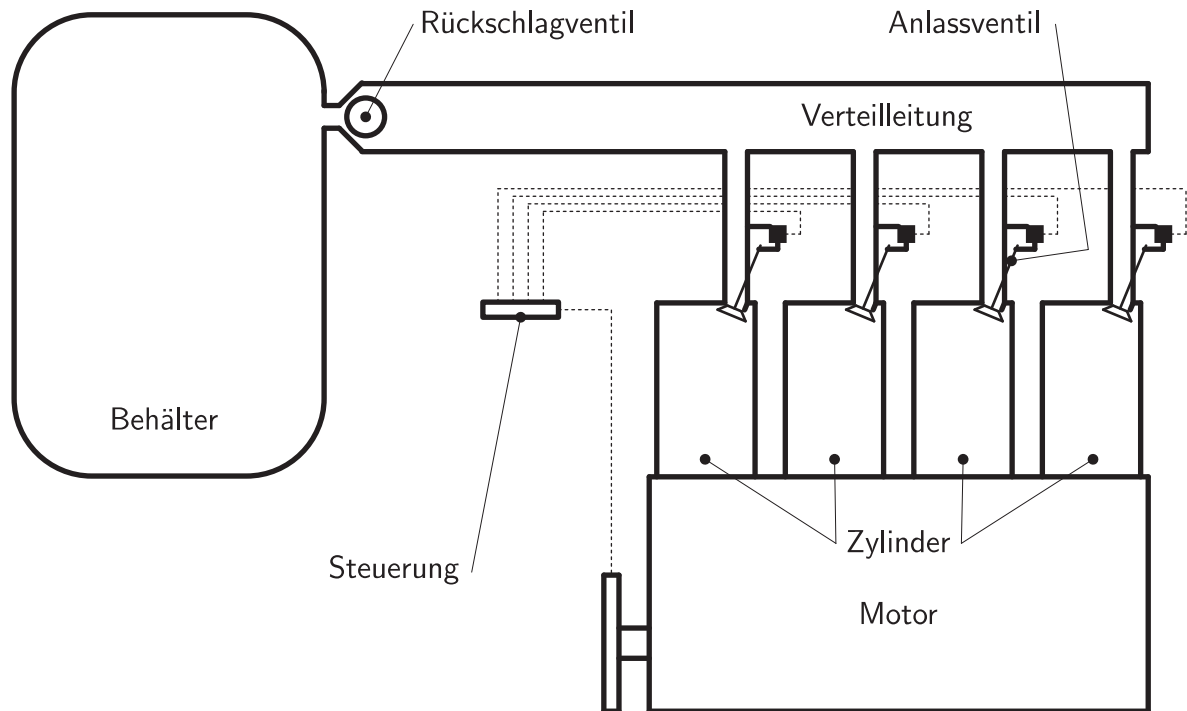


Abbildung 4.1: Modelliertes Anlassluftsystems

### 4.1.1 Speichervolumen

Die doppelt ausgeführten Anlassluftbehälter werden durch ein unveränderliches Volumen modelliert, das die Größe beider Behälter umfasst. Da die Unterteilung lediglich Redundanzgründe hat, ist sie für die thermodynamische Funktion irrelevant.

Die Wärmedichtigkeit der Behälterbewandung wird differenziert betrachtet: Hinreichend lange vor Beginn des zu simulierenden pneumatischen Betriebes wurden die Behälter von den Anlassluftkompressoren aufgefüllt. Die hohe Temperatur der Luft, die durch die polytrope Verdichtung in den Kompressoren entsteht, hat sich im Laufe der Zeit über die dünnen, metallischen Wände auf Umgebungstemperatur im Maschinenraum abgekühlt. Die mit der Abkühlung verbundene Druckabnahme wurde durch wiederholte Nachfüllvorgänge von den Kompressoren ausgeglichen. Da dieser Vorgang jedoch vor dem zu simulierenden Manöver abgeschlossen ist, ergibt sich daraus lediglich die Anfangsbedingung, dass die Luft im Behälter den gewünschten Systemdruck (üblicherweise 30 bar<sub>ü</sub> [8]) sowie die Temperatur des Maschinenraumes hat. Während des pneumatischen Betriebes hingegen wird der Behälter als wärmedicht (adiabat) betrachtet. Das Verhältnis zwischen Volumen und Oberfläche des Behälters ist groß genug, die Wärmeübertragung durch natürliche Konvektion

schwach genug und das Zeitfenster des pneumatischen Betriebes kurz genug, dass die über die Behälterwand übertragenen Wärmemengen vernachlässigt werden können. Zusätzlich bleiben aufgrund der Behältergröße und der verhältnismäßig langsam austretenden Luft im pneumatischen Betrieb jegliche Luftbewegungen unberücksichtigt, so dass keine Dissipationseffekte auftreten. Aus diesen beiden Bedingungen folgt, dass die Zustandsänderungen im Behälter als isentrop angesehen werden können:

$$\left. \begin{array}{l} \dot{q}_{W\_B} = 0 \\ \dot{\varphi}_B = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{s}_{\text{irr\_B}} = 0 \quad (4.2)$$

mit

$$\begin{aligned} \dot{q}_W &=: \text{Wandwärmestromdichte} \\ \dot{\varphi} &=: \text{Dissipationsstrom} \\ \dot{s}_{\text{irr}} &=: \text{Entropieproduktionsstrom} \end{aligned}$$

Die Leitungsvolumina zwischen dem Anlassluftbehälter und dem Hauptanlassventil werden dem Volumen des Behälters zugerechnet, weil sie mit dem Behälter direkt verbunden sind und sowohl vor als auch während des pneumatischen Betriebes mit dessen Druck beaufschlagt sind.

Die Verteilung, die sich zwischen dem Hauptanlass- bzw. Rückschlagventil und den einzelnen Anlassventilen befindet, wird jedoch als getrenntes Volumen definiert. Auch sie wird als wärmedicht betrachtet: Der konvektive Wärmeübergang innerhalb der Rohrleitung ist zwar aufgrund der Strömungsgeschwindigkeiten hoch. Jedoch ist die Aufenthaltsdauer eines passierenden Luftelementes (in der Bilanzierungsweise nach EULER [50]) in der Leitung sehr kurz, so dass dieses währenddessen keine nennenswerte Temperaturänderung erfährt, die nicht durch Druckänderungen hervorgerufen wird. Hinzu kommt, dass der Wärmeübergang an der Rohraußenwand aufgrund der schwachen, rein natürlichen Konvektion vernachlässigt werden kann. Es verbleibt lediglich die wärmespeichernde Eigenschaft der Rohrwand, die aber aufgrund der dünnen Wandstärke ebenfalls vernachlässigbar klein ist und daher lediglich als dämpfender Einfluss auf stark instationäre Temperaturverläufe in der Leitung wirkt. Ebenso wie im Behälter wird die Dissipation innerhalb der Leitung vernachlässigt. Zwar führt die Wandreibung im Rohr zu Druckverlusten durch Dissipation. Allerdings lässt sich deren Vernachlässigung auf zweierlei Weise begründen: Zum einen ist die Strömungsgeschwindigkeit, die mittelbar über die Schubspannungen einer Strömung maßgeblich für die Dissipation ist, in der Rohrleitung klein im Vergleich zu der Geschwindigkeit im Durchtritt durch das Anlassventil. Zum anderen sind die Druckverluste in der Rohrleitung um Größenordnungen kleiner als die treibenden Druckdifferenzen am Anlassventil, so dass die Druckverluste keinen nennenswerten Einfluss auf die Strömung im Ventil haben. Beide Effekte führen dazu, dass jegliche dynamischen Einflüsse in die Modellierung des Anlassventils integriert werden können, wie später gezeigt wird. Analog zum Modell

des Behälters folgt nun auch für die Verteilleitung aus den beiden Bedingungen (adiabat und reibungsfrei) die Isentropie:

$$\left. \begin{array}{l} \dot{q}_{W\_VL} = 0 \\ \dot{\varphi}_{VL} = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{s}_{irr\_VL} = 0 \quad (4.3)$$

Das Hauptanlassventil selbst wird in seinen thermodynamischen Eigenschaften nicht abgebildet. Es wird davon ausgegangen, dass unmittelbar vor dem pneumatischen Betrieb das Ventil geöffnet und dadurch das anschließende Leitungssystem mit Anlassluft gefüllt wird. Während des gesamten pneumatischen Betriebes bleibt das Ventil voll geöffnet.

Das Rückschlagventil hingegen, das baulich im Hauptanlassventil integriert ist, muss in seiner Funktion berücksichtigt werden. Daraus ergibt sich der folgende logische Zusammenhang zwischen dem Behälter und der Anlassluftverteilleitung: Wenn der Druck in der Anlassluftverteilleitung geringer als der Druck im Behälter ist, so gelten beide Volumina als verbunden und ein Druckausgleich findet statt. Wenn der Druck in der Verteilleitung jedoch höher ist als im Behälter (durch Rückströmung von Luft aus den Zylindern), dann werden beide Volumina getrennt. Folglich kann der Druck der Verteilleitung weiter aufgebaut werden und den währenddessen gleichbleibenden Druck des Behälters übersteigen.

Die Anlassluftkompressoren sind während des pneumatischen Betriebes ausgeschaltet bzw. deren Förderleistung ist so gering, dass ihr Einfluss auf den Behälterdruck während der Simulation vernachlässigt wird.

### 4.1.2 Anlassventile

Die Anlassventile stellen die Verbindung zwischen dem Anlassluftsystem und den Zylindern des Motors her. Ihre Aufgabe besteht darin, diese Verbindung in einem definierten Winkel fenster des jeweiligen Zylinders zu öffnen und außerhalb des Fensters zu verschließen. Da ein Luftelement, das vom Anlassluftbehälter über die Verteilleitung in den Zylinder oder umgekehrt gelangen soll, im Anlassventil den engsten Querschnitt passieren muss, soll das Modell an dieser Stelle die dynamischen Eigenschaften einer (Luft-)strömung berücksichtigen. Aufgrund der Überlegungen zur Modellierung von Behälter und Leitungen (s. o.) sind die Ventile gleichzeitig die einzigen Elemente, die hinsichtlich ihrer Dynamik modelliert werden müssen. Dabei muss die Modellierung drei Ansprüchen gerecht werden:

1. Das Anlassluftsystem unterliegt nur zeitlichen Änderungen, während die Dynamik des Motors vor allem über den Kurbelwinkel und die Drehzahl definiert wird. Die Kopplung zwischen beiden Bezugsbereichen muss am Anlassventil erfolgen.
2. Die Öffnungs- und Schließbewegungen der Anlassventile unterliegen mechanischen Gesetzmäßigkeiten, die nicht unmittelbar den kurbelwinkelabhängigen Steuerimpulsen folgen.

3. Die Stellung der Ventile und die Geometrie der Ventilteller sind letztendlich maßgebend für die Steuerung der Anlassluftströmungen. Diese Kopplung muss mit der gewählten Modellierung möglich sein.

Ein Anlassventil<sup>1</sup> soll idealerweise in unendlich kurzer Stellzeit nur zwischen den beiden Zuständen *vollständig offen* und *vollständig geschlossen* bewegt werden. Die Winkelpunkte der Umstellung  $\varphi_{AVO}$  (Anlassventil öffnet) und  $\varphi_{AVS}$  (Anlassventil schließt) werden nach den Kriterien gewählt, die in Kapitel 3 beschrieben wurden. Unter Annahme unendlich kurzer Stellzeiten könnte nun eine direkte Überführung der Winkelpunkte in Zeitpunkte  $t_{AVO}$  bzw.  $t_{AVS}$  gemäß Gl. (4.1) erfolgen, womit der Anspruch 1. erfüllt ist und sich folgender logischer Zusammenhang für die bezogene Ventilerhebung  $h^*$  ergibt:

$$h^*(t(\varphi)) = \begin{cases} 0 & \text{für } 0 \leq |\varphi| < \varphi_{AVO} \\ 1 & \text{für } \varphi_{AVO} \leq |\varphi| < \varphi_{AVS} \\ 0 & \text{für } \varphi_{AVS} \leq |\varphi| < 2\pi \end{cases} \quad (4.4)$$

Allerdings kann in einem realen mechanischen System keine unendlich große Beschleunigung bzw. Verzögerung und folglich keine unendlich kurze Stellzeit realisiert werden. Die meisten bekannten Ventilsteuerungen in der Motorentechnik werden durch Steuernocken realisiert, deren über den Umfang veränderlicher Radius der vorgegebenen Ventilerhebungskurve  $h^*(\varphi)$  entspricht. Diese wird üblicherweise über Ventilstößel oder eine hydraulische (und damit inkompressible) Leitung auf das Ventil übertragen. Wenn dabei beispielsweise eine Sinuskurve der Form

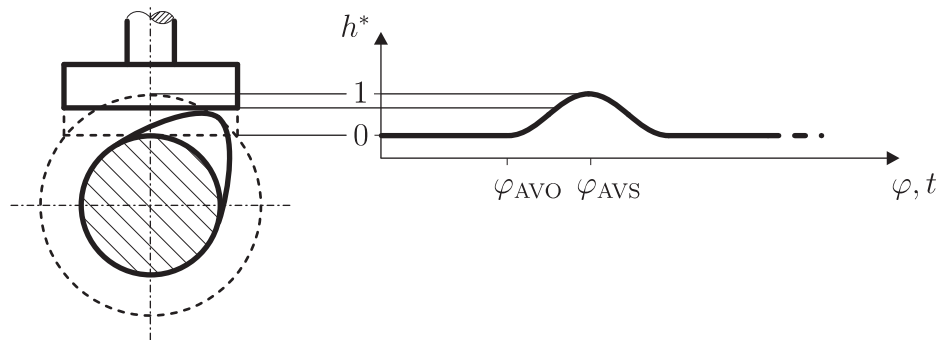
$$h^*(t(\varphi)) = \begin{cases} 0 & \text{für } 0 \leq |\varphi| < \varphi_{AVO} \\ \sin^2\left(\frac{\pi}{\varphi_{AVS}-\varphi_{AVO}}(|\varphi| - \varphi_{AVO})\right) & \text{für } \varphi_{AVO} \leq |\varphi| < \varphi_{AVS} \\ 0 & \text{für } \varphi_{AVS} \leq |\varphi| < 2\pi \end{cases} \quad (4.5)$$

beschrieben wird (vgl. Abbildung 4.2), so wird gleichzeitig eine hohe Stellgeschwindigkeit und dennoch ein weiches Aufsetzen auf dem Ventilsitz erzielt sowie ein Abheben vom Nocken durch zu hohe Beschleunigungen vermieden. Freilich kann der Bereich, in dem das Ventil voll offen steht, beliebig gestreckt werden.

Bezeichnend ist dabei der direkte Zusammenhang zwischen Kurbelwinkel- und Zeitbereich (unter konstanter Drehzahl), der durch die kurbelwinkelgesteuerte Nockenform und deren direkte Übertragung auf die Ventilerhebung erzwungen wird.

Bei den ausgeführten Anlassventilsteuerungen jedoch ergeben sich konstruktionsbedingt zwei wesentliche Unterschiede: Zum einen erfolgt die Steuerung pneumatisch und damit über ein kompressibles Medium. Zum anderen wird die Steuerluft nicht über einennockengetriebenen Kolben auf Druck gebracht, sondern es wird lediglich kurbelwinkelgesteuert ein

<sup>1</sup>Fortan wird wieder von *einem* Anlassventil bzw. Zylinder gesprochen, weil die exemplarischen Zusammenhänge auf beliebig viele Einheiten übertragen werden können.



**Abbildung 4.2:** Mögliche Ventilerhebungskurve bei direkter Nockensteuerung

Ventil geöffnet, das bereits gespannte Luft aus dem Anlassluftsystem auf den Steuerkolben des Anlassventils leitet<sup>2</sup>. Beide Effekte sorgen dafür, dass das Anlassventil nicht einer definierten Erhebungskurve folgt. Stattdessen können durch die Steuerbefehle, die elektronisch oder durch einen Nocken erfolgen, lediglich der Beginn der Öffnungsbewegung sowie der Beginn der Schließbewegung eingeleitet werden. Die anschließende Öffnungs- bzw. Schließbewegung und damit die eindeutige Erhebungskurve des Ventils unterliegt ausschließlich den Einflüssen der mechanischen Dynamik (durch die Massenkräfte des Ventils) sowie der Strömungsdynamik der Steuerluft. Daraus folgt das unter 2. angedeutete Problem, dass hierbei der unmittelbare Zusammenhang zwischen Kurbelwinkel (bestimmt die Anfänge der Öffnungs- und Schließbewegung) und Zeit (bestimmt den Verlauf der Bewegungen) nicht mehr gewährleistet ist. Unter gleichbleibender Drehzahl könnte leicht ein funktionaler Zusammenhang ermittelt werden, der auch die zeitbasierte Bewegung des Ventils in den Kurbelwinkelbereich überführen würde. Allerdings bewirken die hier zu berücksichtigenden unterschiedlichen Drehzahlen, dass die Zusammenhänge zwischen Zeit und Kurbelwinkel gestreckt werden, wie in Abbildung 4.3 für eine Öffnungsbewegung qualitativ verdeutlicht wird. Dabei erstreckt sich der Bereich bezüglich des Kurbelwinkels zwischen einer unendlich schnellen Ventilbewegung bei Stillstand des Motors ( $n = 0$ , kein Winkelfortschritt) und einer sehr langen Bewegung bei einem schnell drehenden Motor (Fall 1). Im Extremfall dreht der Motor so schnell und überfährt während der Öffnungsbewegung einen derart großen Winkelfortschritt, dass bereits der Schließwinkel erreicht wird (Fall 2) und das Ventil aus der Öffnungs- in die Schließbewegung gezwungen wird.

Die Darstellung in Abbildung 4.3 erfolgt, wie zuvor festgelegt, im Zeitbereich. Die dünnen durchgezogenen Linien geben den Verlauf des Kurbelwinkels wieder. Ihre Steigung entspricht folglich der aktuellen Drehzahl des Motors: Die Steigung 0 bedeutet Stillstand des Motors. Eine Gerade mit einer Steigung ungleich 0 bedeutet konstante Drehzahl, wobei positive Steigung gleichbedeutend mit Drehzahl in Vorausrichtung ist und negative Steigung entsprechend den Rückwärtslauf wiedergibt. Änderungen in der Drehzahl, die in

<sup>2</sup>Die Funktionen *Druckaufbau* und *Förderung der Steuerluft* werden also getrennt und damit ähnlich wie bei einem Common-Rail-Einspritzsystem ausgeführt.



Ventilbewegung zu variieren, ohne dabei eine realitätsnahe Anpassung einer Simulation zu erfordern, so dass der Einfluss beliebiger Bewegungsformen und -geschwindigkeiten auf den pneumatischen Betrieb analysiert werden kann.

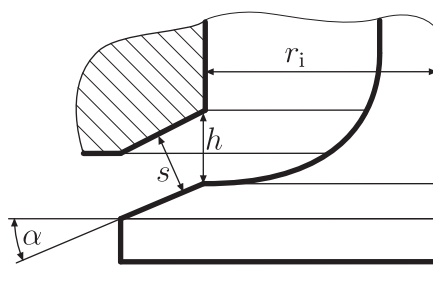
Die Berechnung der Erhebungsfunktion geschieht bezogen, damit die Nockenform und die tatsächliche maximale Erhebung (und damit die Motorgröße) voneinander entkoppelt sind. Die Zusammenführung erfolgt gemäß

$$h(t(\varphi)) = h_{\max} h^*(t(\varphi)) \quad (4.7)$$

mit einer maximalen Ventilerhebung, die frei gewählt oder aber in die proportionale Abhängigkeit der Motorgröße gestellt werden kann. Somit kann eine automatische Skalierung über die Motor(bohrungs-)größe oder aber eine freie fiktive Änderung umgesetzt werden.

Zusammenfassend dient das eben Beschriebene dazu, die genaue Funktion der Ventilerhebung  $h(t)$  zu ermitteln. Im Folgenden wird erläutert, wie mit deren Hilfe der Massenstrom der Anlassluft  $\dot{m}_{\text{AL}}(t)$  ermittelt wird, die über den Ventilteller in den Zylinder hinein oder aus ihm heraus strömt.

Dazu wird zunächst eine Funktion entwickelt, mit deren Hilfe aus der reinen Erhebung des Ventiles die freigesteuerte Querschnittsfläche  $A(h)$  folgt, die der Luftströmung zur Verfügung steht. Die geometrischen Zusammenhänge können Abbildung 4.4 entnommen werden.



**Abbildung 4.4:** Beschreibung der Geometrie am Ventilteller

Darin bedeutet (neben der zuvor behandelten Erhebung  $h$  in Schaftrichtung) die Spalthöhe  $s$  die Höhe des Kreisringquerschnittes, der senkrecht zwischen den Kontaktflächen des Ventiltellers und dessen Sitzes unter der Neigung  $\alpha$  entsteht:

$$s = h \cos(\alpha) \quad (4.8)$$

Die senkrecht zur radialen Ausströmung der Anlassluft entstehende Querschnittsfläche  $A(h)$ , die am Innenradius am kleinsten und damit kritisch ist, ergibt sich unter Berücksichtigung des ebenfalls skalierbaren oder frei wählbaren Ventilteller-Innenradius  $r_i$  gemäß

$$A(h) = 2\pi \int_0^{h_{\max}} r(h) dh \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} & \vdots \\ & = \pi h (2r_i + h \sin(\alpha) \cos(\alpha)) \end{aligned} \quad (4.10)$$

Es ist ersichtlich, dass für verhältnismäßig kleine Ventilerhebungen deren Einfluss linear wird, wohingegen für verhältnismäßig kleine Radien eine quadratische Abhängigkeit von  $h$  entsteht. Die Querschnittsfläche hat unter dem Einfluss des Neigungswinkels am Kegelstumpf des Ventiltellers ein Maximum, wenn die partielle Ableitung von Gl. (4.10) zu null wird, also

$$0 = \frac{\partial A}{\partial \alpha} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} & \vdots \\ & = \cos^2(\alpha) - \sin^2(\alpha) \end{aligned} \quad (4.12)$$

Diese Bedingung wird erwartungsgemäß erfüllt für einen Winkel von

$$\alpha = \frac{\pi}{4} = 45^\circ \quad (4.13)$$

Der Winkel bei ausgeführten Ventilen kann aber auch andere Werte aufweisen, beispielsweise  $30^\circ$  [42].

Um gemäß Punkt 3. auf Seite 34 von den Steuerbewegungen des Ventils auf den Luftmassenstrom zu schließen, wird der Ansatz der isentropen Stromröhre unter Berücksichtigung realer Düsenformen gewählt. Er folgt dem Zusammenhang

$$\dot{m}_{AL} = f \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\kappa_L p_0}{(\kappa_L - 1)v_0}} \cdot \psi \quad (4.14)$$

Darin sind außer der bereits erörterten durchströmten Fläche, die bei festgelegter Geometrie nur noch vom zeitlichen Verlauf der Erhebung abhängt, folgende Parameter enthalten:

- Ein Formfaktor  $f$  für Ventile, der eine Funktion von der Durchflussrichtung des Ventils, dem anliegenden Druckverhältnis und dem Verhältnis von Erhebung zu Ventildurchmesser ist [45]. Der Streubereich ist jedoch eng, so dass dessen Mittelwert  $f = 0,9$  als konstanter Näherungswert gewählt wird.
- Der Wurzelausdruck  $\sqrt{\frac{2\kappa_L p_0}{(\kappa_L - 1)v_0}}$  stellt den Kesselzustand und damit den Zustand der Strömungsquelle dar. Außer durch den Isentropenexponenten für Luft  $\kappa_L$  wird der

Kesselzustand durch dessen Druck  $p_0$  und spezifisches Volumen  $v_0$  eindeutig beschrieben. Je nach Richtung der treibenden Druckdifferenz ist der „Kesselzustand“ entweder derjenige in der Verteilung oder im Zylinder, also

$$p_0, v_0 = \begin{cases} p_{VL}, v_{VL} & \text{für } p_{VL} > p_Z \\ p_Z, v_Z & \text{für } p_{VL} < p_Z \end{cases} \quad (4.15)$$

- Die Stromfunktion  $\psi$  enthält die thermodynamischen Einflüsse, die eine Düsenströmung beschreiben. Sie unterscheidet zwischen über- und unterkritischen Strömungen. Im unterkritischen Fall nimmt das Druckverhältnis direkten Einfluss auf die Stromfunktion, wohingegen überkritische Druckverhältnisse ohne eine entsprechende Gestaltung der Düsengeometrie (Lavaldüse) bewirken, dass die Stromfunktion ihren maximalen Wert annimmt. Das kritische Druckverhältnis für isentrope Stromröhren ist bei einem Kesseldruck  $p_0$  und einem Senkendruck  $p_U$  definiert als

$$\frac{p_U}{p_0} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \Pi_{\text{krit}} \quad (4.16)$$

Für polytrope Strömungen mit dem Polytropenexponenten  $n$  gilt

$$\frac{p_U}{p_0} = \left( \frac{2}{n + 1} \right)^{\frac{n}{n - 1}} = \Pi_{\text{krit}} \quad (4.17)$$

Die Stromfunktion hat damit unter Berücksichtigung des Polytropenexponenten die Form

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\left( \frac{p_U}{p_0} \right)^{\frac{2}{n}} - \left( \frac{p_U}{p_0} \right)^{\frac{n+1}{n}}} & \text{für } \frac{p_U}{p_0} > \Pi_{\text{krit}} \text{ (unterkritisch)} \\ \sqrt{\left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{2}{n-1}} - \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} & \text{für } \frac{p_U}{p_0} \leq \Pi_{\text{krit}} \text{ (überkritisch)} \end{cases} \quad (4.18)$$

wobei für den theoretischen isentropen Fall  $n = \kappa$  gilt. Für den realen Fall gibt [7] eine Funktion für den Polytropenexponenten von Düsen- und Ventildurchströmungen an:

$$n = \frac{\kappa}{\kappa - \eta_P (\kappa - 1)} \quad (4.19)$$

Dabei ist  $\eta_P$  der polytrope Wirkungsgrad der jeweiligen Bauteilart. Dieser beschreibt, wie viel der Strömungsenergie vor dem durchströmten Querschnitt reversibel über den Querschnitt transportiert wird, anstatt zu dissipieren. Der Wert liegt für Kegelventile in guter Näherung bei  $\eta_P = 0,8$  [7].

Die Berücksichtigung der treibenden Druckdifferenz am Ventil führt analog zu Gl. (4.15) auf die Zuordnung

$$p_0, p_U = \begin{cases} p_{VL}, p_Z & \text{für } p_{VL} > p_Z \\ p_Z, p_{VL} & \text{für } p_{VL} < p_Z \end{cases} \quad (4.20)$$

von Quellen- und Senkendruck zu Verteilungs- und Zylinderdruck.

### 4.1.3 Zustandsänderungen im Anlassluftsystem

Die zuvor beschriebenen Modellvorstellungen der Speichervolumina des Anlassluftsystems beziehen sich bisher nur auf statische Zustände. Die Dynamik am Anlassventil geht zunächst von gleichbleibenden thermodynamischen Zuständen sowohl auf der Quellen- wie auf der Senkenseite aus. Das vorausgesetzt, strömt während eines infinitesimalen Zeitschrittes  $dt$  eine Luftmasse

$$dm_{AL} = |\dot{m}_{AL}| dt \quad (4.21)$$

durch den Ringspalt des Ventils. Bedingt durch die endlich großen (und im Falle des Zylinders veränderlichen) Volumina zu beiden Seiten des Ventils rufen die ein- bzw. ausströmende Luftmasse jedoch Druck- und Temperaturänderungen hervor. Sowohl für die Dynamik im Zylinder als auch für die spätere Untersuchung der verfügbaren Anlassluftkapazität ist die Berücksichtigung dieser Änderungen unerlässlich. Daher wird nachfolgend die Erfassung der Zustandsänderungen zunächst in Verteilleitung und Behälter erläutert, wobei durch die bestehende Verschaltung zwei Szenarien möglich sind:

1. Der Druck im Zylinder ist höher als der Druck in der Verteilleitung. Luft strömt über das Anlassventil in die Verteilleitung und erhöht deren Druck. Jener Druck ist zuvor zumindest gleich oder gar größer als der Druck im Behälter gewesen, so dass das Rückschlagventil die Verbindung zwischen Verteilleitung und Behälter verschließt (vgl. Abbildung 4.1) und daher keine Auswirkung auf den Behälterzustand entsteht.
2. Der Druck im Zylinder ist geringer als der Druck in der Verteilleitung. Luft strömt in den Zylinder (dessen Zustandsänderungen werden an späterer Stelle beschrieben), so dass der Druck in der Verteilleitung abfällt. Im Falle, dass die Verteilleitung (wie soeben beschrieben) zuvor gegenüber dem Behälter aufgeladen war, bleibt das Rückschlagventil bis zum Druckausgleich geschlossen. In dem Fall, das beide zuvor druckgleich waren, findet auch jetzt wieder ein Druckausgleich zwischen Behälter und Verteilleitung statt, der durch die Verschiebung eines Masselementes mit den damit einhergehenden Begleiteffekten realisiert wird.

Die vollständige Formulierung der Zustandsänderungen muss folgende Elemente umfassen:

- Änderung der Massenbilanz
- Änderung der thermischen Energiebilanz
- Änderung der mechanischen Energiebilanz

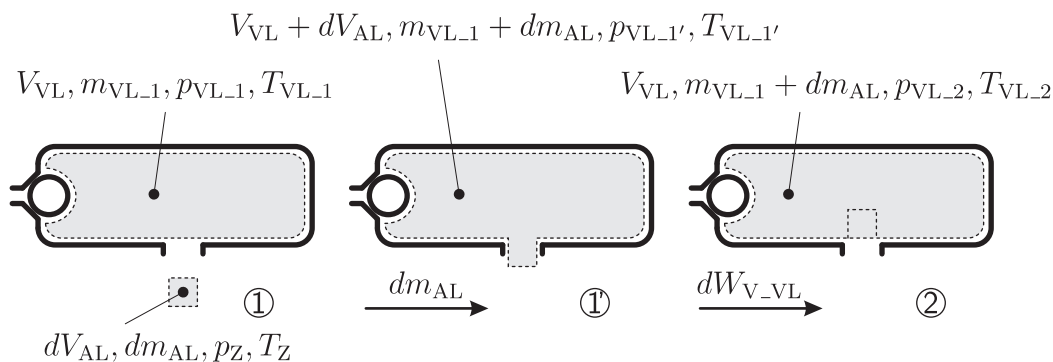
Die thermische und die mechanische Energiebilanz bilden die Gesamtenergie und können im 1. Hauptsatz der Thermodynamik für geschlossene Systeme zusammengefasst werden, der in seiner allgemeinen Form lautet:

$$du_{1,2} = dq_{1,2} + dw_{V-1,2} \tag{4.22}$$

Die Anfangsbedingung für den 1. Fall ist, dass ein Luftmasseelement  $dm_{AL}$  aus dem Zylinder in die Verteilleitung verschoben wird. Die Größe von  $dm$  entsteht aus der Strömungsmodellierung des Anlassventils und letztlich Gl. (4.21), Druck und Temperatur entsprechen vor der Verschiebung den Werten im Zylinder ( $p_Z, T_Z$ ). Folglich nimmt das Masselement im Zylinder das Volumen ein:

$$dV_{AL} = dm_{AL} \frac{R_L T_Z}{p_Z} \tag{4.23}$$

Die Einbringung in den Bilanzraum der Verteilleitung erfolgt in zwei Schritten, die in Abbildung 4.5 dargestellt sind.



**Abbildung 4.5:** Zustandsänderung der Verteilleitung durch Befüllung aus einem Zylinder

Im Ausgangszustand (1, linkes Bild) herrscht in der Verteilleitung der Anfangszustand. Das Element  $dm_{AL}$  hat die intensiven Größen (Druck und Temperatur) des Zylinders. Zunächst werden die Volumina des verschobenen Masselementes und der Verteilleitung miteinander verbunden (1', mittleres Bild). Deren gemeinsames Volumen und gemeinsame Masse sind

$$V_{1'} = V_{VL} + dV_{AL} \quad (4.24)$$

$$m_{1'} = m_{VL\_1} + dm_{AL} \quad (4.25)$$

wobei  $m_{VL\_1}$  aus dem Volumen sowie Ausgangsdruck und -temperatur ermittelt wird. Für diesen vereinigten Bilanzraum wird zunächst die thermische Bilanz aufgestellt, die aus den Ausgangstemperaturen beider Partner (unter Annahme gleicher isochorer Wärmekapazität beider Luftmassen) eine Mischungstemperatur ermittelt:

$$T_{VL\_1'} = \frac{m_{VL\_1} T_{VL\_1} + dm_{AL} T_Z}{m_{VL\_1} + dm_{AL}} \quad (4.26)$$

Dieses Vorgehen ist zulässig, obgleich im Moment der Verbindung zwischen beiden Partnern ein Druckausgleich stattfindet, der jeweils mit einer Zu- bzw. Abnahme der Temperatur verbunden ist, denn der Energieinhalt der Mischung verändert sich währenddessen nicht und kann somit aus den Ausgangszuständen vor der Mischung ermittelt werden. Der Ausgleichsdruck ist nach der Mischung

$$p_{VL\_1'} = \frac{(m_{VL\_1} + dm_{AL}) R_L T_{VL\_1'}}{V_{VL} + dV_{AL}} \quad (4.27)$$

Da während des Zusammenschlusses der beiden Massen keine mechanische Arbeit verrichtet wird, kann der Vorgang hinsichtlich des Hauptsatzes (Gl. (4.22)) als zum Ausgangssystem des Behälters hinzugefügte Wärmemenge interpretiert werden mit

$$dQ_{VL\_1,1'} = dm_{AL} c_{V\_L} (T_Z - T_{VL\_1}) \quad (4.28)$$

wobei  $c_{V\_L}$  die isochore Wärmekapazität von Luft ist.

Im zweiten Schritt muss das um  $dV_{AL}$  vergrößerte Gesamtvolumen auf das Ausgangsvolumen  $V_{VL}$  verkleinert werden (2, rechtes Bild). Die zugehörige Zustandsänderung ist eine isentrope Verdichtung, denn die Volumenänderung um  $dV_{AL}$  geschieht ohne eine Wärmeverschiebung über die vereinigte Systemgrenze. Der endgültige Druck ist demnach

$$p_{VL\_2} = p_{VL\_1'} \left( \frac{V_{VL} + dV_{AL}}{V_{VL}} \right)^{\kappa_L} \quad (4.29)$$

Die Endtemperatur ergibt sich entweder aus dem idealen Gasgesetz

$$T_{VL\_2} = \frac{p_{VL\_2} V_{VL}}{(m_{VL\_1} + dm_{AL}) R_L} \quad (4.30)$$

oder aus der Isentropenbeziehung

$$T_{VL\_2} = T_{VL\_1'} \left( \frac{V_{VL} + dV_{AL}}{V_{VL}} \right)^{\kappa_L - 1} \quad (4.31)$$

Während der Verdichtung wird am gemeinsamen Bilanzsystem eine Volumenänderungsarbeit verrichtet:

$$dW_{V\_VL\_1',2} = \frac{1}{\kappa_L - 1} (p_{VL\_2} V_{VL} - p_{VL\_1'} (V_{VL} + dV_{AL})) \geq 0 \quad (4.32)$$

Das positive Vorzeichen bedeutet zunächst, dass sich das Volumen verkleinert hat und dabei Arbeit aufgenommen wurde. Eine anschaulichere Vorstellung besteht darin, dass das Volumen der eingefügten Luftmasse  $dm_{AL}$  als Kolben angesehen werden kann, dessen Einschieben in das Verteilervolumen Arbeit erfordert und folglich die eigene sowie die ehemalige Verteilermasse unter Zunahme der Temperatur verdichtet hat.

Die Zusammenfassung der beiden Schritte erfolgt im 1. Hauptsatz, indem die Wärmemenge gemäß Gl. (4.28) und die Volumenänderungsarbeit gemäß Gl. (4.32) zusammengesetzt werden.

$$dU_{VL\_1,2} = dQ_{VL\_1,1'} + dW_{V\_VL\_1',2} \quad (4.33)$$

Die thermodynamische Bedingung, dass der Endzustand unabhängig vom Weg und damit unabhängig von der hier gewählten Modellvorstellung aus dem Anfangszustand erreicht werden kann, wird durch die Gesamtbilanz der inneren Energie zwischen den Zuständen 1 und 2 erfüllt:

$$dU_{VL\_1,2} = (m_{VL\_1} + dm_{AL}) c_{V\_L} (T_{VL\_2} - T_{VL\_1}) \quad (4.34)$$

Die Beweisführung bedarf zuletzt noch der Einbeziehung des Anlassventils: Die Passage eines Ventiles geschieht definitionsgemäß isenthalp, also verlustbehaftet bezüglich des Druckes, jedoch ohne dabei Arbeit zu verrichten und damit ohne eine Abnahme der Temperatur:

$$dh_{a,b} = 0 \quad (4.35)$$

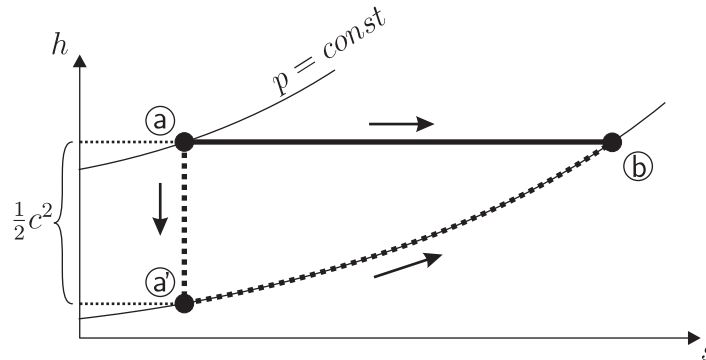
$$dp_{a,b} < 0 \quad (4.36)$$

$$dw_{V\_a,b} = 0 \quad (4.37)$$

$$dT_{a,b} = 0 \quad (4.38)$$

Die augenscheinliche Diskrepanz zwischen den zuvor beschriebenen Modellvorstellungen mit dieser Definition (isentrop  $\leftrightarrow$  isenthalp) ergibt sich aus unterschiedlichen Bilanzbereichen. Die Änderungen in der Verteilung sind von einer äußeren Massen- und Energiezufuhr geprägt. Beide kommen aus dem Zylinder, wobei das Ventil lediglich eine Steuerungsfunktion ausübt. Masse und Energie im Zylinder haben aber zeitgleich abgenommen (wie an späterer Stelle erörtert wird). Die isenthalpe Drosselung in der Definition einer Ventilströmung bilanziert hingegen die Zustände vor und hinter dem Ventil, nicht vor und nach der Zustandsänderung auf der Verteiler(-senken-)seite. Entsprechend Abbildung 4.6 setzt sich die isenthalpe Zustandsänderung aus einer isentropen Zustandsänderung (a-a') in der

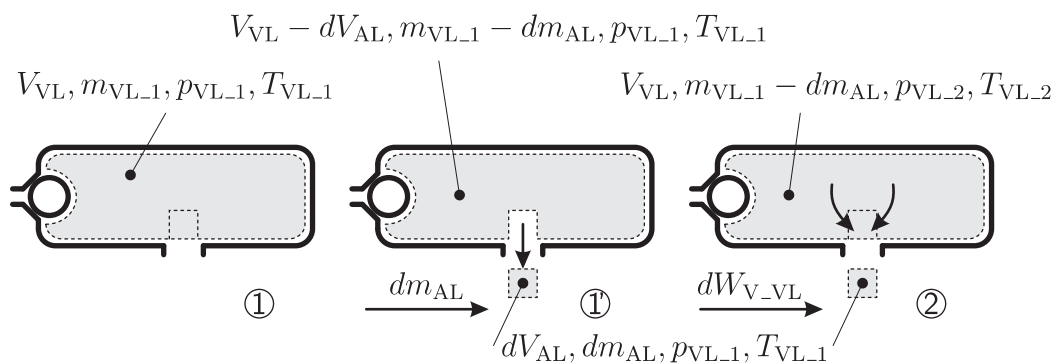
„Stromröhre“ des Ventils, die eine Wandlung von Druck- in kinetische Energie verursacht, sowie einem anschließenden Dissipationsvorgang (a'-b) zusammen, bei dem in der Umgebung des niedrigen Senkendruckniveaus die kinetische Energie der Strömung in thermische (nach dem Ansatz der Totaltemperatur) dissipiert wird, so dass die Endtemperatur gleich der Anfangstemperatur ist. Das im  $h$ - $s$ -Diagramm dargestellte Ergebnis ist eine mittelbare isenthalpe Zustandsänderung unter Entropieentstehung, wobei sich die Irreversibilität (Entropieentstehung) in der verbleibenden Abnahme des Druckniveaus zwischen beiden ruhenden Zuständen findet.



**Abbildung 4.6:** Mittelbare und unmittelbare Zustandsänderung an einem Drosselquerschnitt

Dabei hat allerdings die nun im Senkenbereich befindliche Masse weder auf den Druck noch auf die Temperatur der Senke einen Einfluss, was im vorliegenden Fall jedoch Berücksichtigung findet und für die aufwändige Modellbildung und Formulierung verantwortlich ist.

Als nächstes wird die unter 2. auf Seite 40 beschriebene Entleerung der Verteilleitung beschrieben. Die ebenfalls aus zwei Schritten bestehende Bilanzierung ist in Abbildung 4.7 dargestellt.



**Abbildung 4.7:** Zustandsänderung der Verteilleitung durch Entnahme in einen Zylinder

Die Entnahme des Massenelementes  $dm_{AL}$  über das Ventil in den Zylinder geschieht dadurch, dass der Druck im Zylinder geringer ist als der Druck in der Verteilleitung. Der

Ausgangszustand (1) ist durch Anfangsdruck und -temperatur in der Verteilleitung gekennzeichnet. Die Größe von  $dm_{AL}$  ist aus der Ventilrechnung und Gl. (4.21) übernommen.

Im ersten Schritt (1-1') wird das Massenelement, welches das Volumen

$$dV_{AL} = dm_{AL} \frac{R_L T_{VL\_1}}{p_{VL\_1}} \quad (4.39)$$

einnimmt, unverändert aus der Leitung entnommen. Die intensiven Größen (Druck, Temperatur) in der Verteilleitung bleiben dadurch unverändert, lediglich die extensiven Größen betragen nun

$$V_{1'} = V_{VL} - dV_{AL} \quad (4.40)$$

$$m_{1'} = m_{VL\_1} - dm_{AL} \quad (4.41)$$

Es entfällt der Vorgang der Mischung bzw. „Entmischung“ des Befüllungsvorgangs, da die entnommene Masse die gleiche Temperatur hat wie die verbleibende. Im nächsten Schritt wird der entstandene Hohlraum  $dV_{AL}$  aufgefüllt, indem sich die verbleibende Luftmasse isentrop entspannt. Im endgültigen Zustand (2) ist der Druck im Verteiler nach der Isentropenbeziehung

$$p_{VL\_2} = p_{VL\_1} \left( \frac{V_{VL} - dV_{AL}}{V_{VL}} \right)^{\kappa_L} \quad (4.42)$$

und die Temperatur nach dem idealen Gasgesetz

$$T_{VL\_2} = \frac{p_{VL\_2} V_{VL}}{(m_{VL\_1} - dm_{AL}) R_L} \quad (4.43)$$

Die Volumenänderungsarbeit an der verbleibenden Luftmasse beträgt während der Entspannung

$$dW_{V\_VL\_1',2} = \frac{1}{\kappa_L - 1} (p_{VL\_2} V_{VL} - p_{VL\_1} (V_{VL} - dV_{AL})) \leq 0 \quad (4.44)$$

Der 1. Hauptsatz für den gesamten Vorgang ist demnach

$$dU_{VL\_1,2} = \overrightarrow{dQ_{VL\_1,1'}} + dW_{V\_VL\_1',2} \quad (4.45)$$

und ist gleichbedeutend mit einer Gesamtbilanzierung über die innere Energie gemäß

$$dU_{VL\_1,2} = (m_{VL\_1} - dm_{AL}) c_{V\_L} (T_{VL\_2} - T_{VL\_1}) \quad (4.46)$$

Es zeigt sich, dass die Betrachtungen für die Befüllung und die Entleerung der Verteilleitung über das Anlassventil identisch sind. Ausschließlich bei der Befüllung ist zusätzlich zu berücksichtigen, dass über die Temperatur der Luftquelle (in diesem Fall die Zylindertemperatur) eine Änderung der inneren Energie stattfindet, die als eine über die Systemgrenze bewegte Wärmemenge betrachtet werden kann. Die übrigen Gleichungen werden identisch,

wenn das Massenelement  $dm_{AL}$  mit einem Vorzeichen behaftet wird, das der thermodynamischen Richtung bezüglich des Bilanzraumes entspricht. In Hinblick auf die Programmierung ist das insofern interessant, als dass beide Vorgänge gemeinsam umgesetzt werden können, wobei für den Fall der Entleerung lediglich die Gl. (4.28) zu null werden muss. Allerdings ist dies durch die Tatsache gegeben, dass das zu bewegende Element aus einer Gesamtluftmasse mit homogener Temperatur entnommen wird und folglich vor und nach der Entnahme dieselbe Temperatur hat<sup>4</sup>.

Bei der Betrachtung der Luftbewegung zwischen Verteilleitung und Zylinder ist von entscheidender Bedeutung, dass aufgrund des endlichen Massenstromes am Ventil während eines infinitesimalen Zeitfortschrittes  $dt$  kein Druckausgleich erreicht wird bzw. erreicht werden muss. Bei der Luftbewegung zwischen Behälter und Verteiler jedoch, die nachfolgend erörtert wird, ist genau dieser Druckausgleich die definierte Modellannahme (vgl. Seite 33). Dieser gravierende Unterschied ist dadurch begründet, dass die Querschnittsfläche am verbindenden Rückschlagventil um ein Vielfaches größer ist als die des Anlassventils und folglich ein durch das Anlassventil verursachter Druckabfall in der Verteilleitung unmittelbar durch ein Nachfüllen aus dem Behälter ausgeglichen wird. Für den Fall also, dass das Rückschlagventil aufgrund eines Druckgefälles in die Verteilleitung öffnet, gilt zunächst für die Verteilleitung der Zustand  $(p_{VL\_2}, T_{VL\_2})$ , wie er aus der vorigen Erörterung ermittelt wurde. Der Behälter hat unter Fortführung der Indizierung den Ausgangszustand  $p_{B\_2}$  und  $T_{B\_2}$ . In seinem unveränderlichen Volumen  $V_B$  ist folglich die Luftmasse enthalten:

$$m_{B\_2} = \frac{p_{B\_2} V_B}{R_L T_{B\_2}} \quad (4.47)$$

Das Gesamtsystem aus Behälter und Verteilleitung enthält somit die Masse

$$m_{ges} = m_{B\_2} + m_{VL\_2} \quad (4.48)$$

Das Ziel der Formulierung ist zum einen, den Ausgleichsdruck für beide Volumina zu ermitteln. Zum anderen soll berücksichtigt werden, dass dabei kein Temperatenausgleich stattfindet, da die Zeit für eine perfekte Durchmischung nicht ausreicht.

Der Ausgleichsvorgang ist in Abbildung 4.8 dargestellt, worin das linke Bild den Ausgangszustand mit bestehendem Druckgefälle und das rechte Bild den druckausgeglichenen Zustand zeigt. Das Druckgefälle ist zuvor dadurch entstanden, dass Luft aus der Verteilleitung über das Anlassventil in den Zylinder geströmt ist.

Um zunächst den Ausgleichsdruck zu ermitteln, wird jedoch von eben dieser perfekten thermischen Durchmischung ausgegangen. Die im Ausgangszustand noch getrennten Volumina haben jeweils gegenüber einer Bezugstemperatur  $T_0$  die innere Energie

---

<sup>4</sup>Dieser Unterschied einer Entnahme zu einer Befüllung, bei der ein Element eines anderen thermischen Zustandes hinzugefügt wird, wird geläufig als „Out-of-the-Window“-Effekt bezeichnet.

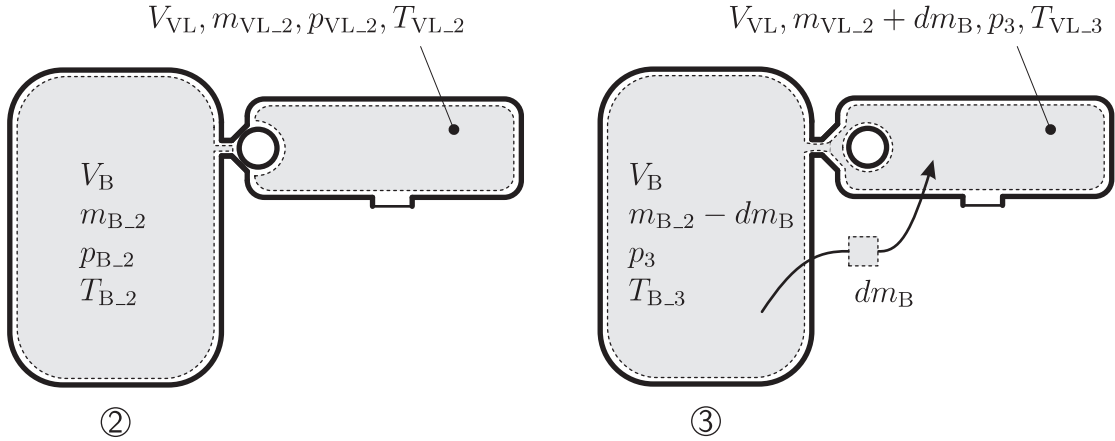


Abbildung 4.8: Druckausgleich zwischen Behälter und Verteilleitung

$$U_{B\_2} = m_{B\_2} c_{V\_L} (T_{B\_2} - T_0) \quad (4.49)$$

$$U_{VL\_2} = m_{VL\_2} c_{V\_L} (T_{VL\_2} - T_0) \quad (4.50)$$

Da während des Zusammenschlusses der Bilanzräume keine Arbeit verrichtet und keine Wärme über die Systemgrenze transportiert wird, bleibt die Gesamtenergie unverändert:

$$U_{\text{ges}} = U_{B\_2} + U_{VL\_2} \quad (4.51)$$

Folglich kann eine theoretische Mischungstemperatur errechnet werden nach

$$T_{3,\text{th}} = \frac{m_{B\_2} T_{B\_2} + m_{VL\_2} T_{VL\_2}}{m_{B\_2} + m_{VL\_2}} \quad (4.52)$$

und daraus der gesuchte Ausgleichsdruck

$$p_3 = \left( \frac{m_{B\_2} + m_{VL\_2}}{V_B + V_{VL}} \right) R_L T_{3,\text{th}} \quad (4.53)$$

Dieser Druck herrscht ab dem Moment des Ausgleiches, abgesehen von Schwankungen durch Druckwellen, homogen im vereinigten Bilanzraum aus Behälter und Verteilleitung, so dass gilt:

$$p_{B\_3} = p_{VL\_3} = p_3 \quad (4.54)$$

Da die vollständige thermische Mischung jedoch nicht stattgefunden hat (es wurde ja nur vom hohen Behälter- zum niedrigen Verteilerdruckniveau Luft verschoben), ist die Temperaturverteilung nicht homogen und die Masse damit nicht proportional zu den Volumina verteilt. Analog zu der Vorgehensweise bei der Füllung bzw. Entleerung der Verteilleitung über das Anlassventil kann jedoch aufgrund der Druckabnahme im Behälter ermittelt

werden, welches Volumen das verschobene Massenelement  $dm_B$  im Ausgangszustand des Behälters eingenommen hat:

$$dV_B = V_B \left( 1 - \left( \frac{p_3}{p_{B\_2}} \right)^{\frac{1}{\kappa_L}} \right) \quad (4.55)$$

Die Größe von  $dm_B$  ist dabei

$$dm_B = \frac{p_{B\_2} dV_B}{R_L T_{B\_2}} \quad (4.56)$$

Damit ist die neue Masse im Behälter nach der Verschiebung

$$m_{B\_3} = m_{B\_2} - dm_B \quad (4.57)$$

und die tatsächliche Temperatur folgt aus dem idealen Gasgesetz:

$$T_{B\_3} = \frac{p_3 V_B}{m_{B\_3} R_L} \quad (4.58)$$

Die Massenbilanz der Verteilleitung ist

$$m_{VL\_3} = m_{VL\_2} + dm_B \quad (4.59)$$

und damit folgt eindeutig für die Temperatur in der Verteilleitung, unter Annahme einer Durchmischung mit der neu hinzugekommenen Masse  $dm_B$ :

$$T_{VL\_3} = \frac{p_3 V_{VL}}{m_{VL\_3} R_L} \quad (4.60)$$

Der Einfluss der Temperatur des hinzugekommenen Elementes findet dabei insofern Berücksichtigung, als dass die Masse  $dm$ , die für einen Druckausgleich nötig ist, aus Gl. (4.56) genau über die Temperatur festgelegt ist.

Da nunmehr die relevanten mechanischen und thermischen Elemente am Anlassventil sowie die Modellannahmen für das Behälter- und Leitungssystem diskutiert wurden, wird im nächsten Abschnitt auf die Thermodynamik jenseits des Anlassventils eingegangen.

## 4.2 Thermodynamik im Zylinder

Die Modellierung der Thermodynamik des Zylinders soll weitestmöglich auf die besonderen Eigenschaften des pneumatischen Betriebes abgestimmt werden. Vor diesem Grundsatz wird zunächst die Massenbilanz und anschließend die Energiebilanz des Zylinders diskutiert.

### 4.2.1 Bilanzierung der Zylindermasse

Der Zylinder eines Motors ist dafür ausgelegt, möglichst gasdicht zu sein. Änderungen der Zylinderfüllung werden jedoch im Falle eines langsamlaufenden Zweitaktmotors während der Öffnungsphase der Spülschlitze und Auslassventile sowie der Anlassventile möglich und gewünscht. Unerwünscht, aber unumgänglich sind die Leckageverluste, die aufgrund des Überdruckes im Zylinder zwischen der Laufbuchse und dem Kolben bzw. an den Kolbenringstößen entstehen. Die vollständige Massenbilanz für den Zylinder während eines infinitesimalen Zeitinkrementes  $dt$  lautet damit

$$dm_Z = dm_{SL}|_{\varphi_{SLO}}^{\varphi_{SLS}} + dm_{AG}|_{\varphi_{AGO}}^{\varphi_{AGS}} + dm_{AL}|_{\varphi_{AVO}}^{\varphi_{AVS}} + dm_{Leck} \tag{4.61}$$

wobei die Indizierung Abbildung 4.9 zu entnehmen ist. Die Wahl der Pfeilrichtungen entspricht der thermodynamischen Vorzeichenregel, wobei negative Werte einen Massenverlust, positive hingegen einen -gewinn bedeuten.

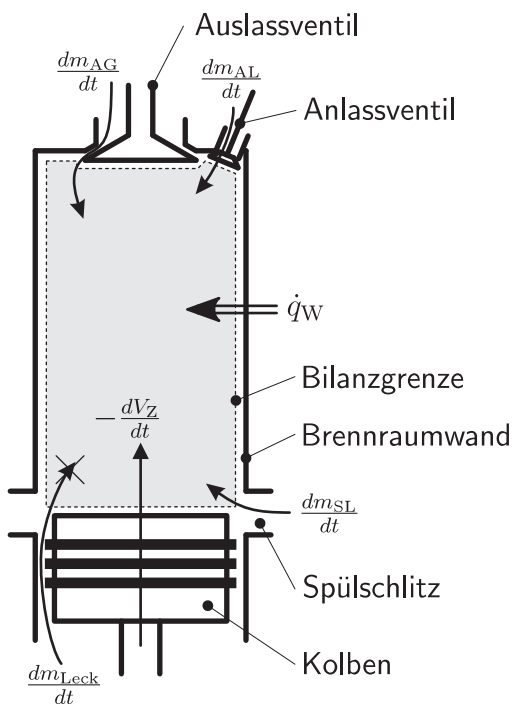


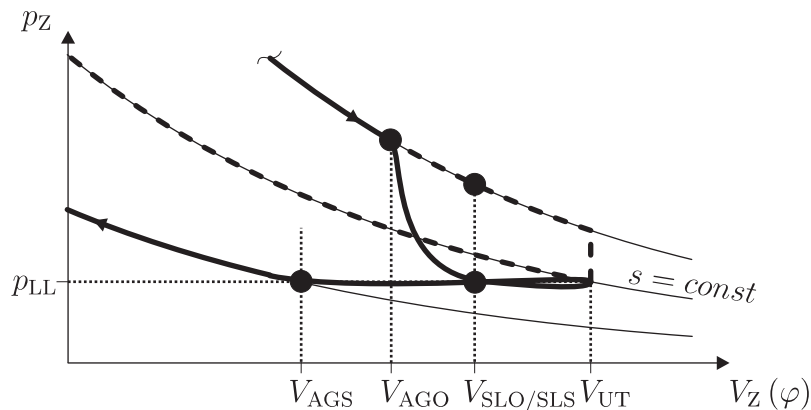
Abbildung 4.9: Thermodynamische Bilanzierung des Zylinders

Bei der Modellierung ist bezüglich der Massenbilanz zweierlei zu berücksichtigen: Zum einen unterscheiden sich die einzelnen Massenströme um Größenordnungen. Zum anderen dient die Tatsache, dass nicht alle Massenströme zeitgleich bzw. kurbelwinkelgleich auftreten, als Quelle für Vereinfachungen. Für den letzten Punkt kann eindeutig festgestellt werden, dass die Leckage zu jeder Zeit entsteht, das Offenstehen von Spülschlitzen und Auslassventil sich zumindest in einem großen Bereich überschneiden und das Offenstehen des Anlassventils nie mit der Öffnung von Spülschlitzen und Auslassventil zusammenfällt. Für den ersten Punkt kann verallgemeinert werden, dass die Massenströme während der

Öffnung von Spülschlitzen und Auslassventil sehr groß sind, der Massenstrom am Anlassventil (ungeachtet der Richtung) einen dazu vergleichsweise geringen Betrag hat und der Leckagemassenstrom selbst im Vergleich zu dem am Anlassventil verschwindend gering ist. Für die Modellierung bedeutet es, dass der Leckagemassenstrom in erster Näherung vernachlässigt und damit der Berechnungsaufwand erheblich reduziert werden kann. Auf die weiteren Massenströme wird nachfolgend näher eingegangen, wobei Spülschlitze und Auslassventil gemeinsam als *Gaswechselorgane* bezeichnet werden.

Um zu einer zulässigen Vereinfachung für die Erfassung der Gaswechselorgane zu gelangen, werden zunächst die Eigenschaften sowohl bezüglich ihrer Bau- und Schaltart bei einem Zweitaktmotor als auch bezüglich des besonderen pneumatischen Betriebes erörtert.

Die besonderen Eigenschaften des Gaswechsels im motorischen Betrieb sind in Abbildung 4.10 in einem p-V-Diagramm dargestellt.



**Abbildung 4.10:** Theoretischer und realer Verlauf des Gaswechsels bei niedrigen Motorlasten im motorischen Betrieb

Der ideale Vergleichsprozess bildet den Gaswechsel derart ab, dass der Kolben im unteren Totpunkt innehält, der Gaswechsel vollzogen wird und währenddessen aus thermodynamischer Hinsicht lediglich eine Druckabsenkung auf den Druck der Ladeluft mit der zugehörigen Temperaturabnahme erfolgt (gestrichelte Linie). Die Änderung der Zusammensetzung des Arbeitsmediums wird nicht berücksichtigt, vielmehr ist der Gaswechsel gleichbedeutend mit einer isochoren Wärmeabgabe eines geschlossenen Bilanzsystems, die zu der erwähnten Druckabnahme führt. Aus dem unteren Totpunkt heraus beginnt dann die isentrope Verdichtung. Im Gegensatz zu Viertaktmotoren kommt der reale Prozess des Zweitaktmotors dieser Vorstellung schon recht nahe, da der gesamte Gaswechsel in der Umgebung des unteren Totpunktes vollzogen wird (durchgezogener Verlauf). Kurz vor dem unteren Totpunkt öffnet zunächst das Auslassventil (Index AGO). Da das Ventil im Zylinderkopf den größten Teil der Fläche einnimmt, bricht der Innendruck des Zylinders rasch auf das Niveau des Abgassammlers ein. Kurz darauf legt der Kolben die Spülschlitze frei (SLO), worauf die Ausspülung der Zylinderladung beginnt. Besonders bei niedrigen Motorlasten ist der Ladeluftdruck aufgrund des Förderverhaltens des Abgasturboladers sehr niedrig und muss von elektrisch getriebenen Hilfsgebläsen auf einem konstanten Niveau

so gestützt werden, dass ein gerade noch ausreichendes Druckgefälle für die saubere Ausspülung anliegt. Der Druckunterschied zwischen Ladeluft und Abgassammler wird folglich vollständig für die Druckverluste an den Drosselstellen aufgebraucht und kann damit aus statischer Hinsicht zu null gesetzt werden. Der Zylinderdruck bleibt daher über die Verdeckung der Spülschlitze nach UT (SLS) hinaus konstant, bis zuletzt das Auslassventil schließt (AGS). Von dem Punkt an beginnt die Verdichtung der frischen Zylinderladung. Ein wesentlicher Unterschied zwischen dem Ideal- und dem Realverlauf ist die Tatsache, dass die Verdichtung zwar vom selben Druckniveau, aber mit unterschiedlichen Anfangsvolumina beginnt. Trotz des identischen Kompressionsvolumens  $V_C$  führt der spätere Verdichtungsbeginn des Realprozesses zu einem deutlich geringeren Verdichtungsverhältnis und damit zu einem geringeren Verdichtungsdruck. Der Effekt wird dadurch berücksichtigt, dass sowohl das geometrische Verdichtungsverhältnis

$$\epsilon_{\text{geo}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (4.62)$$

als auch das thermische Verdichtungsverhältnis

$$\epsilon_{\text{th}} = \frac{V_{\text{AGS}}}{V_c} \quad (4.63)$$

definiert ist, wobei letzteres nur durch die Wahl des Schließwinkels des Auslassventils bestimmt wird<sup>5</sup>.

Aus den Eigenschaften bei niedrigen Motorlasten und -drehzahlen können für die Modellierung in guter Näherung folgende Annahmen abgeleitet werden:

- Bei  $\varphi_{\text{AGO}}$  nimmt der Zylinderdruck schlagartig auf Ladeluft- bzw. Abgasgedruck ab, wobei die schnelle Abnahme vor allem auf die Größe des Auslassventils zurückzuführen ist.
- Für den Ladeluftdruck wird ein üblicher Hilfsgebläsedruck (z. B.  $\Delta p_{\text{LL}} = 50 \text{ mbar}$ ) angesetzt.
- Das Öffnungsfenster der Spülschlitze liegt innerhalb des Öffnungsfensters des Auslassventils, so dass ersteres für den Druckverlauf unberücksichtigt bleiben kann.
- Die thermische Verdichtung beginnt bei  $\varphi_{\text{AGS}}$ .
- Zu Beginn der thermischen Verdichtung hat die Zylinderladung die Temperatur der Ladeluft  $T_{\text{LL}}$ .

Im ungefeuerten sowie im pneumatischen Betrieb sind diese Annahmen zulässig, da sich die Gaszusammensetzung im Zylinder trotz der Spülung tatsächlich nicht ändert. Zusätzlich ist der Druckunterschied zwischen Entspannungsende und Verdichtungsbeginn deutlich

---

<sup>5</sup>Besonders bei elektronisch gesteuerten Motoren wird dieser Freiheitsgrad genutzt, um eine Vielzahl von Effekten lastabhängig zu beeinflussen.

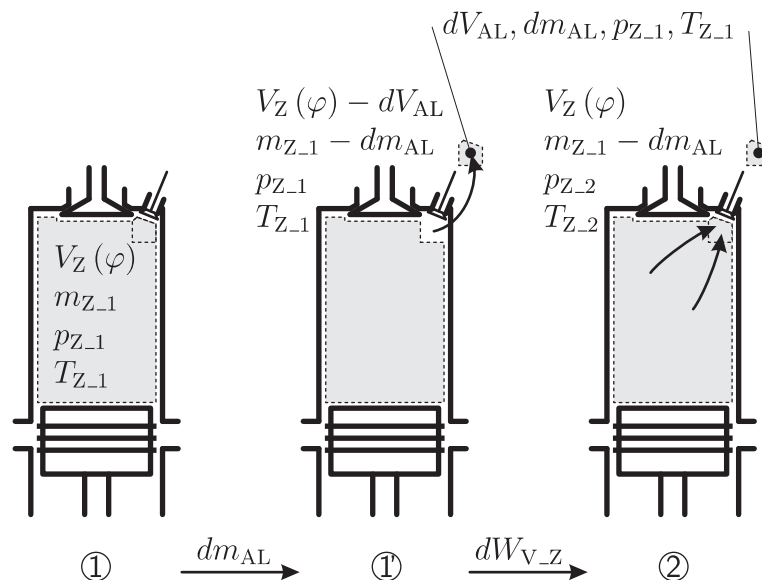
geringer als im motorischen Betrieb, weil zumindest im reinen ungefeuerten Betrieb keine nennenswerten Wärmemengen während des Arbeitsspieles bewegt werden. Zuletzt ist zu erwähnen, dass im Bereich um UT, in dem der Gaswechsel liegt, die niedrigsten auftretenden Prozessdrücke vorliegen. Da das Druckniveau jedoch den größten Einfluss auf die Energieumsetzung im Zylinder hat, ist aus energetischer Hinsicht der Gaswechsel besonders unbedeutend, was die getroffenen Vereinfachungen um so mehr rechtfertigt.

Die Annahmen für den Gaswechsel bewirken eine erhebliche Entlastung des Rechenaufwandes bei der Simulation, weil die mittelbare Berechnung der gaswechselbezogenen Druckänderungen über eine aufwändige Massenbilanz vollständig eingespart wird.

Den weitaus wichtigeren Einfluss auf die Massenbilanz des Zylinders hat das Anlassventil, da es auf höherem Druckniveau betätigt wird. Gleichwohl darf sein Einfluss nicht wie bei den Gaswechselorganen pauschalisiert werden, weil gerade über die genaue Auflösung der Anlassventilströmung eine präzise Abbildung des pneumatischen Betriebes erwartet wird.

Da die in Abschnitt 4.1.2 beschriebene Anlassventilströmung auf den Zylinder einen identischen Einfluss wie auf die Verteilleitung hat, sei nachfolgend nur knapp der Gleichungssatz für den Zylinder angeführt und für die Erläuterungen auf den Abschnitt 4.1.3 über die Bilanzierung der Verteilleitung verwiesen.

Die direkte Kopplung beider Bilanzräume erfolgt über das zwischen Verteilleitung und Zylinder ausgetauschte Massenelement  $dm_{AL}$  gemäß Gl. (4.21). Analog zu der Fallunterscheidung von Seite 40 wird zunächst eine Luftentnahme aus dem Zylinder formuliert, die in Abbildung 4.11 dargestellt ist.



**Abbildung 4.11:** Entnahme eines Luftmassenelementes aus dem Zylinder

Das Volumen  $dV_{AL}$  des Luftmassenelementes wurde in Gl. (4.23) aus Druck und Temperatur im Zylinder bestimmt. Damit betragen Volumen- und Massenbilanz des Zwischenzustandes bei der schrittweisen Betrachtungsweise

$$V_{1'} = V_Z(\varphi) - dV_{AL} \quad (4.64)$$

$$m_{1'} = m_{Z\_1} - dm_{AL} \quad (4.65)$$

Ein wesentlicher Unterschied zur Bilanzierung der Verteilung besteht darin, dass sich das Zylindervolumen während eines Zeitschrittes ändert. Da jedoch Änderungen durch mehrere Einflüsse nach dem Ansatz des totalen Differenzials betrachtet werden, wobei die einzelnen Einflüsse isoliert und unter Konstanthaltung der anderen Einflüsse bestimmt werden, wird während der Massenbilanzierung das Zylindervolumen als konstant angenommen. Die anschließende Zustandsänderung durch die kolbenbedingte Volumenänderung wird im Abschnitt (4.2.2) beschrieben.

Nach dem Ausfüllen des entstandenen Hohlraumes durch eine isentrope Entspannung der Zylinderluft beträgt der Zylinderdruck

$$p_{Z\_2} = p_{Z\_1} \left( \frac{V_Z(\varphi) - dV_{AL}}{V_Z(\varphi)} \right)^{\kappa_L} \quad (4.66)$$

und die Zylindertemperatur nach dem idealen Gasgesetz

$$T_{Z\_2} = \frac{p_{Z\_2} V_Z(\varphi)}{(m_{Z\_1} - dm_{AL}) R_L} \quad (4.67)$$

Durch die Entnahme wird analog zu Gl. (4.44) an der Zylinderluft die Entspannungsarbeit

$$dW_{V\_Z\_1',2} = \frac{1}{\kappa_L - 1} (p_{Z\_2} V_Z(\varphi) - p_{Z\_1} (V_Z(\varphi) - dV_{AL})) \leq 0 \quad (4.68)$$

verrichtet. Die Gesamtbilanz der inneren Energie über beide Teilschritte ist analog zu Gl. (4.46):

$$dU_{Z\_1,2} = (m_{Z\_1} - dm_{AL}) c_{V\_L} (T_{Z\_2} - T_{Z\_1}) \quad (4.69)$$

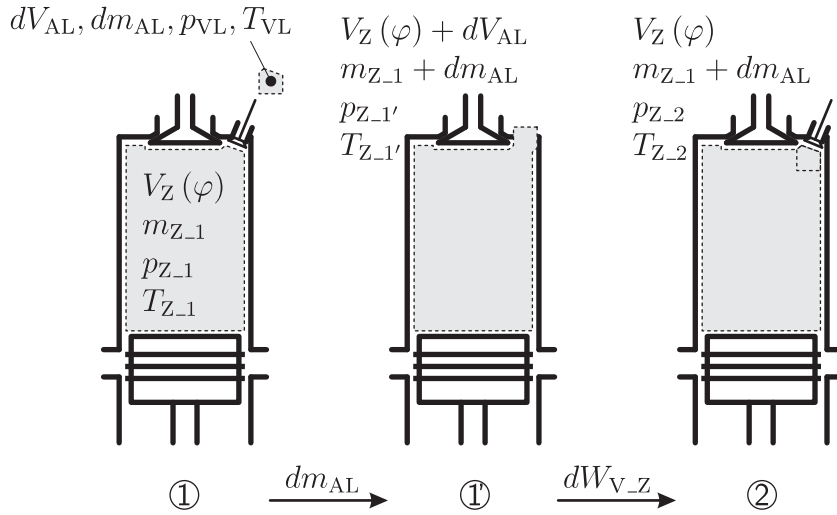
Der umgekehrte Fall der Einbringung von Anlassluft gemäß Fall 2. auf Seite 40 ist in Abbildung 4.12 dargestellt.

Sie bewirkt unter Konsistenz der Modellierung, dass zunächst eine Mischungstemperatur der zusammengeführten Massen ermittelt wird:

$$T_{Z\_1'} = \frac{m_{Z\_1} T_{Z\_1} + dm_{AL} T_{VL}}{m_{Z\_1} + dm_{AL}} \quad (4.70)$$

Der Druck des Zwischenzustandes im Zylinder ist daraufhin

$$p_{Z\_1'} = \frac{(m_{Z\_1} + dm_{AL}) R_L T_{Z\_1'}}{V_Z(\varphi) + dV_{AL}} \quad (4.71)$$



**Abbildung 4.12:** Einbringung eines Luftmassenelementes in den Zylinder

Dabei ist das Hinzufügen des Anlassluftelementes gleichbedeutend mit einer hinzugefügten Wärmemenge

$$dQ_{Z-1,1'} = dm_{AL} c_{V-L} (T_{VL} - T_{Z-1}) \quad (4.72)$$

Im zweiten Teilschritt wird der vereinigte Bilanzraum auf das Urvolumen des Zylinders  $V_Z(\varphi)$  verdichtet, so dass sich der Druck nach der Isentropenbeziehung zu

$$p_{Z-2} = p_{Z-1'} \left( \frac{V_Z(\varphi) + dV_{AL}}{V_Z(\varphi)} \right)^{\kappa_L} \quad (4.73)$$

und die Temperatur nach dem idealen Gasgesetz einstellt:

$$T_{Z-2} = \frac{p_{Z-2} V_Z(\varphi)}{(m_{Z-1} + dm_{AL}) R_L} \quad (4.74)$$

Die Volumenänderungsarbeit an der Zylinderluft beträgt durch den zweiten Teilschritt

$$dW_{V-Z-1',2} = \frac{1}{\kappa_L - 1} (p_{Z-2} V_Z(\varphi) - p_{Z-1'} (V_Z(\varphi) + dV_{AL})) \geq 0 \quad (4.75)$$

Durch Summierung der Gln. (4.72) und (4.75) folgt die Gesamtbilanz der beiden Teilschritte:

$$dU_{Z-1,2} = (m_{Z-1} + dm_{AL}) c_{V-L} (T_{Z-2} - T_{Z-1}) \quad (4.76)$$

#### 4.2.2 Volumenänderung und Wärmeundichtigkeit des Zylinders

Die zuvor beschriebenen Zustandsänderungen im Zylinder betreffen ausschließlich die besonderen Vorgänge während der Öffnungszeiten des Anlassventils bzw. der Gaswechsellorgane. Allgemein und zu jeder Zeit finden jedoch Zustandsänderungen an der Zylinderluft

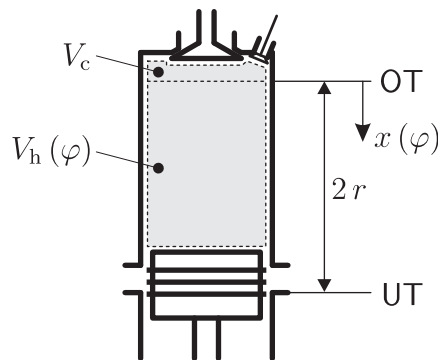
statt, die durch die Kolbenbewegung sowie den Wärmeaustausch mit der Brennraumwand verursacht werden.

Die Berücksichtigung dieser beiden Einflüsse stellt keinen Sonderfall der vorliegenden Untersuchung dar. Die Einflussnahme der Kolbenbewegung ist vielmehr die Grundlage jeder motorischen Kreisprozessrechnung. Dabei wird generell unter der Kolbenbewegung der Zusammenhang zwischen Zylindervolumen und Kurbelwinkel in der Form  $V_Z = V_Z(\varphi)$  verstanden:

$$V_Z(\varphi) = V_c + V_h(\varphi) \quad (4.77)$$

Mit dem Zylinderdurchmesser  $D$  und den in Abbildung 4.13 festgelegten Koordinaten ergibt sich

$$V_Z(\varphi) = \frac{\pi}{4} D^2 \left( \frac{2r}{\epsilon_{\text{geo}} - 1} + x(\varphi) \right) \quad (4.78)$$



**Abbildung 4.13:** Charakteristische Punkte und Koordinaten des Zylinders

Für die Berechnung von idealisierten Kreisprozessen<sup>6</sup> beispielsweise ist diese Betrachtung vollkommen ausreichend. Sobald jedoch, wie im vorliegenden Fall, Einflüsse in der Modellierung berücksichtigt werden sollen, die rein zeitlicher Natur sind, muss zudem auch der differenzierbare zeitliche Verlauf des Zylindervolumens in der Form  $V_Z = V_Z(\varphi(t))$  bekannt sein, der seinerseits über den Zusammenhang zwischen Kurbelwinkel und Drehzahl bzw. Winkelbeschleunigung festgelegt wird. Der genaue Bewegungsablauf wird im nachfolgenden Abschnitt 4.3 entwickelt, seine Kenntnis für die thermodynamischen Betrachtungen des hiesigen Abschnittes aber zunächst vorausgesetzt.

Durch die Kenntnis der Funktion des Zylindervolumens ist nicht nur zu jedem Zeitpunkt das Zylindervolumen selbst bekannt, sondern zusätzlich kann über die Ableitung der Funktion die Volumenänderung  $dV_Z$  bestimmt werden, die während eines infinitesimalen Zeitschrittes  $dt$  erfolgt.

Die Änderungen der Gaszustände durch die Kolbenbewegung ist in erster Näherung isentrop. Zum Zwecke des Verständnisses und einer geschickten Modellierung bietet es sich

<sup>6</sup>z. B. Carnot-, Gleichraum-, Gleichdruck- und Seiligerprozess

an, die Bedeutung des Isentropie-Begriffes in seine definitionsgemäßen Bedingungen *reibungsfrei* und *wärmedicht (adiabat)* zu zerlegen. Wenn an dieser Stelle der Bilanzraum ausschließlich die im Zylinder befindliche Luft umfasst, gilt die Reibungsfreiheit fast vollständig. Reibung tritt merklich nur zwischen den mechanischen Reibpartnern (Kolbenhemd, Kolbenring und Zylinderlauffläche) auf, die nicht zum festgelegten Bilanzraum gehören. Gasreibung hingegen, die während der Verdichtung bzw. Entspannung zwischen bewegten Luftmolekülen entsteht und damit innerhalb des Bilanzraumes auftritt, wird in Wärme dissipieren. Da diese Wärme aber im Bilanzraum eingeschlossen bleibt, führt sie nicht zu einer Änderung des Energieinhaltes und hat daher keinen Einfluss auf die Zustandsänderung<sup>7</sup>. Die Wärmedichtigkeit ist hingegen nicht gewährleistet, da die Zylinderluft in ständigem Wärmeaustausch mit der Brennraumwand steht. Vergleichbar mit dem wechselnden Vorzeichen der treibenden Druckdifferenz am Anlassventil, hängt auch das Vorzeichen des in Abbildung 4.10 dargestellten Wandwärmestromes  $\dot{q}_W$  davon ab, ob die Zylinderluft wärmer oder kälter ist als die Brennraumwand. Dieser Vorzeichenwechsel findet grundsätzlich einmal während des Verdichtungs- und einmal während des Entspannungstaktes statt, weil die Wandtemperatur immer zwischen der Frischladungs- und der Temperatur in OT liegt. Dennoch findet auch die Annahme der Wärmedichtigkeit häufig Verwendung, was sich auf zweierlei Weise begründen lässt: Zum einen kompensieren sich die zwischen Ladung und Wand ausgetauschten Wärmemengen teilweise, weil sich während einer Auf- bzw. Abwärtsbewegung das Vorzeichen des Wärmestromes umkehrt. Insbesondere bei einer Berechnung von Idealprozessen kann damit argumentiert werden. Zum zweiten ist gerade bei Motoren, die nahe ihrer Nenndrehzahl laufen, der Einfluss des Wärmeaustausches relativ gering, da er ein zeitliches Phänomen ist. An dieser Stelle wird jedoch deutlich, dass die Annahme für eine sensible Untersuchung des Zylinderdruckverlaufes bei kleinen Motordrehzahlen unzulässig ist, insbesondere dann, wenn sich die Drehzahl innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung stark ändern oder gar umkehren kann.

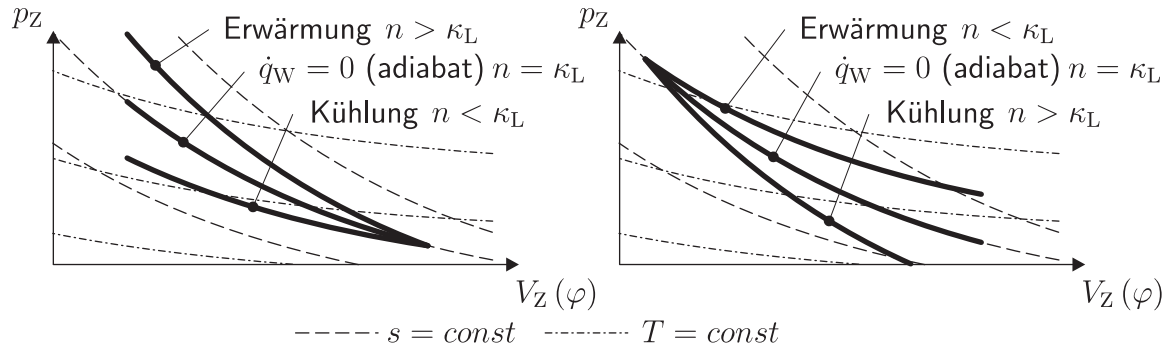
Die Berücksichtigung des Wärmeaustausches führt dazu, dass Verdichtung und Entspannung mehr oder weniger stark polytrop um  $n = \kappa_L$  verlaufen. Für den Polytropenexponenten ist dabei entscheidend, ob der Wärmestrom positiv oder negativ ist und ob währenddessen verdichtet oder entspannt wird, wie Abbildung 4.14 und die zugehörige Fallunterscheidung verdeutlichen.

$$\left. \begin{array}{l} \dot{q}_W \geq 0 \quad \Leftrightarrow \quad n \geq \kappa_L \\ \dot{q}_W \leq 0 \quad \Leftrightarrow \quad 1 \leq n \leq \kappa_L \end{array} \right\} \quad \text{bei Verdichtung} \quad (4.79)$$

$$\left. \begin{array}{l} \dot{q}_W \geq 0 \quad \Leftrightarrow \quad 1 \leq n \leq \kappa_L \\ \dot{q}_W \leq 0 \quad \Leftrightarrow \quad n \geq \kappa_L \end{array} \right\} \quad \text{bei Entspannung} \quad (4.80)$$

Um bei der Berechnung von Zustandsänderungen den Polytropenexponenten zu ver-

<sup>7</sup>Der Effekt des sog. „Druckverlustes“ durch Gasdynamik und Wandreibung wirkt sich nur in Fließprozessen auf den Verlauf des thermischen Zustandes entlang der Strömung aus. In ruhenden, geschlossenen und adiabaten Systemen ist der Einfluss der Gasreibung auf den thermischen Zustand vernachlässigbar [2].



**Abbildung 4.14:** Abhängigkeit des Polytropenexponenten von den Vorzeichen des Wärmestroms bei Verdichtung (links) und Entspannung (rechts)

wenden, der einer phänomenologischen Vermischung von isentroper Volumenänderung und endlichem Wärmeaustausch gleichkommt, muss dessen Wert explizit bekannt sein. Der Weg dorthin führt über eine getrennte Ermittlung von getauschter Wärmemenge und der Arbeit, die sich aus einer **isentropen** Volumenänderung ergeben würde, denn bezüglich der inneren Energie sind beide Betrachtungen gleich:

$$\begin{aligned} dU &= dW_V(n) \\ &= dW_V(\kappa) + dQ \end{aligned} \quad (4.81)$$

Die isentrope Arbeit durch die während  $dt$  vollführte Volumenänderung im Zylinder ist

$$dW_{V\_Z}(\kappa) = - \int p_Z(V_Z(\varphi)) dV_Z \quad (4.82)$$

$$= \frac{1}{\kappa_L - 1} \left( (p_Z + dp_Z)(V_Z(\varphi) + dV_Z) - p_Z V_Z(\varphi) \right) \quad (4.83)$$

$\vdots$

$$= \frac{p_Z V_Z(\varphi)}{\kappa_L - 1} \left( \left( 1 + \frac{dV_Z}{V_Z(\varphi)} \right)^{1-\kappa_L} - 1 \right) \quad (4.84)$$

Dieser Wert kann aus dem bestehenden Druck und dem Volumen unter der Kenntnis der Volumenänderung explizit berechnet werden und bedarf keiner differenzierten Betrachtung des Falles gemäß der Zusammenhänge (4.79) und (4.80).

Durch eine Grenzwertbetrachtung zeigt sich, dass für kleine Volumenänderungen  $dV$  im Verhältnis zum Volumen  $V_Z$  die Berechnung sogar durch eine isobare Volumenänderungsarbeit angenähert werden kann, was den Rechenaufwand erheblich reduziert:

$$dW_{V\_Z} \left( \kappa, \frac{dV_Z}{V_Z(\varphi)} \rightarrow 0 \right) = -p_Z dV_Z \quad (4.85)$$

Im vorliegenden Fall, der durch langsame Kolbenbewegung und folglich kleine Volumenänderungen während eines gering gewählten Zeitschrittes sowie durch große Zylindervolumina

gekennzeichnet ist, ist diese Vereinfachung zulässig. Insbesondere im Bereich der Totpunkte ist die Kolbengeschwindigkeit besonders gering und damit  $dV \rightarrow 0$ , so dass der Einfluss der Vereinfachung dort besonders klein ist.

Die Wärmemenge aus Gl. (4.81) kann nach dem Zusammenhang

$$dQ = \dot{q}_W A_Z dt \quad (4.86)$$

bestimmt werden, wobei  $A_Z$  die momentane Brennraumfläche und  $\dot{q}_W$  die Wandwärmestromdichte in der Brennraumwandung ist. Die Brennraumfläche berechnet sich aus den Kreisflächen von Zylinderdeckel ( $A_{ZD}$ ) und Kolbenboden ( $A_K$ ) sowie der freigesteuerten Mantelfläche der Zylinderlaufbuchse  $A_{LB}(\varphi)$ :

$$A_Z(\varphi) = A_{ZD} + A_K + A_{LB}(\varphi) \quad (4.87)$$

Die Kreisflächen sind identisch<sup>8</sup>, so dass aus dem Zylinderdurchmesser  $D$  folgt:

$$A_{ZD} + A_K = 2 \frac{\pi}{4} D^2 \quad (4.88)$$

Die Mantelfläche berechnet sich aus der Geometrie und der momentanen Kolbenstellung:

$$A_{LB}(\varphi) = \pi D \left( \frac{2r}{\epsilon_{\text{geo}} - 1} + x(\varphi) \right) \quad (4.89)$$

Darin ist  $\epsilon_{\text{geo}}$  das bereits in Abschnitt 4.2.1 beschriebene geometrische Verdichtungsverhältnis,  $r$  der Radius der Kurbelwellenkröpfung und  $x(\varphi)$  die Position des Kolbenbodens im Zylinder. Damit ist die Brennraumfläche wie auch schon das Zylindervolumen mithilfe von drei geometrischen Hauptdaten des zu modellierenden Motors eindeutig beschrieben. Die variable Kolbenposition wird durch die Triebwerkskinematik vorgegeben, die im folgenden Abschnitt 4.3 hergeleitet wird. Im weiteren Verlauf wird Wert darauf gelegt, dass die Menge der für die eindeutige Modellierung des Motors benötigten Daten gering bleibt und dass es sich dabei möglichst um Daten handelt, die für jeden Motor leicht zu beschaffen sind.

Für die Ermittlung der Wandwärmestromdichte, mit der nach Gl. (4.86) durch die Brennraumfläche Wärme transportiert wird, gilt:

$$\dot{q}_W = -\bar{\alpha} (T_Z - T_W) \quad (4.90)$$

Darin wird die Vereinfachung zu Grunde gelegt, dass alle Teilflächen des Brennraumes eine gleiche und homogene Temperatur haben, so dass eine globale treibende Temperaturdifferenz zwischen der Zylinderluft und der -wand festgelegt werden kann. In den umfangreichen experimentellen Ermittlungen des Zusammenhanges für den ebenfalls globalen Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}$  ist diese Vereinfachung berücksichtigt. Neben dem verbreiteten Ansatz von Woschni [31] existiert ein jüngerer Ansatz nach Hohenberg ([30],[44]):

$$\bar{\alpha} = C_1 V_Z(\varphi)^{-0,06} p_Z^{0,8} T_Z^{-0,4} (C_2 + c_m)^{0,8} \quad (4.91)$$

<sup>8</sup>Krümmungen in Kolbenkrone und Brennraumdach werden vernachlässigt.

mit den bei Zahlenwertgleichungen wichtigen Maßeinheiten sowie den Konstantenwerten gemäß Tabelle 4.1.

**Tabelle 4.1:** Maßeinheiten und Konstantenwerte der Hohenberg-Gleichung

Parameter	$C_1$	$\bar{\alpha}$	$V_Z(\varphi)$	$p_Z$	$T_Z$	$C_2$	$c_m$
Wert	130					1,4	
Maßeinheit		$[\frac{W}{m^2K}]$	$[m^3]$	$[bar]$	$[K]$		$[\frac{m}{s}]$

Dieser Ansatz wurde zwar an schnelllaufenden Motoren entwickelt, besticht aber für den vorliegenden Fall zum einen dadurch, dass durch ein modifiziertes Temperaturglied keine differenzierte Berücksichtigung der Verbrennung erforderlich und die Gleichung deshalb aus den im ungefeuerten Betrieb bekannten Größen berechenbar ist. Zum anderen liefert der Ansatz im unteren Lastbereich höhere Werte als der Ansatz nach Woschni ([30],[43]), was zu einer konservativen Abschätzung des Einflusses der Wärmeundichtigkeit führt.

Mit dem entwickelten Gleichungspaket kann der 1. Hauptsatz gemäß Gl. (4.81) eindeutig berechnet werden, so dass für die Temperatur nach der Volumenänderung<sup>9</sup> $dV$  unter Berücksichtigung von mechanischer Arbeit und übertragener Wärme gilt:

$$dU_{Z_{-2,3}} = m_Z c_V dT_{2,3} \quad (4.92)$$

$$\Leftrightarrow$$

$$dT_{2,3} = \frac{dU_{Z_{-2,3}}}{m_Z c_V} \quad (4.93)$$

$$T_{Z_{-3}} = T_{Z_{-2}} + dT_{2,3} \quad (4.94)$$

Der Druck im Endzustand kann aus dem idealen Gasgesetz errechnet werden:

$$p_{Z_{-3}} = \frac{m_Z R_L T_3}{V_Z(\varphi) + dV_Z} \quad (4.95)$$

Damit ist die Thermodynamik im Zylinder so weit modelliert, wie es für die Simulation der gewünschten Zusammenhänge erforderlich ist. Im folgenden Abschnitt wird auf die Mechanik des Motors näher eingegangen, die über die Kolbenbewegung mit dem thermischen Geschehen im Zylinder in Wechselwirkung steht.

### 4.3 Kinematik und Dynamik des Antriebes

Dieser Abschnitt dient der Modellierung der Bewegungsabläufe sowohl des Motors als auch der Wellenleitung und des Propellers.

<sup>9</sup>Um die Indizierung an die vorige Betrachtung während der Ventilaktivität anzuknüpfen, sind Anfangs- und Endzustand über die Volumenänderung mit 2 und 3 indiziert.



Weiterhin muss aus der Position des Kolbens dessen Geschwindigkeit entwickelt werden. Für eine analytische Lösung kann die Kolbenposition jeweils nach der Zeit differenziert werden gemäß

$$\dot{x}(\varphi) = \frac{\partial x}{\partial t} \quad (4.98)$$

Da bei den bisherigen Überlegungen jedoch die Drehzahl  $\omega = \dot{\varphi}$  als Information existiert, kann die momentane Kolbengeschwindigkeit im Zeitschritt  $dt$  über den in Gl. (4.1) angekündigten Zusammenhang ermittelt werden, so dass

$$\dot{x}(\varphi, \dot{\varphi}) = \frac{x(\varphi(t+dt)) - x(\varphi(t))}{dt} \quad (4.99)$$

$$= \frac{x(\varphi(t) + \dot{\varphi} dt) - x(\varphi(t))}{dt} \quad (4.100)$$

$$= \frac{dx(d\varphi(dt))}{dt} \quad (4.101)$$

In logischer Folge lässt sich daraus der infinitesimale Kolbenhub

$$dx(\varphi, \dot{\varphi}) = \dot{x}(\varphi, \dot{\varphi}) dt \quad (4.102)$$

und endlich die infinitesimale Volumenänderung des Zylinders berechnen, die bereits unbekannterweise im Abschnitt 4.2 über die Thermodynamik im Zylinder für die Zustandsänderungen verwendet wurde:

$$dV_Z = A_K dx(\varphi, \dot{\varphi}) \quad (4.103)$$

Ohne zunächst Drehzahländerungen des Motors zu berücksichtigen, ändert sich dennoch die Kolbengeschwindigkeit aufgrund der oszillierenden Bewegungsform. Diese Änderung wird jedoch darüber erfasst, dass zu jedem Zeitschritt  $dt$  mit Gl. (4.102) explizit eine Hubdifferenz berechnet wird. Die Zulässigkeit basiert auf der Annahme, dass der Zeitschritt sehr klein ist im Vergleich zu den zeitlichen Änderungen der Kolbengeschwindigkeit.

Eine tatsächlich zu berücksichtigende Drehzahländerung des Motors unterliegt ebenfalls dieser Gültigkeit, da die Drehzahländerung in noch niedrigerer zeitlicher Ordnung steht als die Änderung der Kolbengeschwindigkeit durch die Kinematik des Kurbeltriebes. Obgleich jedoch bezüglich des Kolbens nicht erkennbar ist, ob seine Geschwindigkeitsänderung eine kinematische oder dynamische Ursache hat, muss dieser Einfluss dennoch berücksichtigt werden. Das geschieht unter Einbeziehung der zweiten Ableitung des Kurbelwinkels und damit der Drehzahl in Gl. (4.102):

$$dx(\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) = \dot{x}(\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) dt \quad (4.104)$$

Diese Erweiterung stellt den Übergang von der Kinematik zur Dynamik der Anlage dar, weil zur Ermittlung der Winkelbeschleunigung nun die Kenntnis der Wechselwirkungen der beteiligten Kräfte erforderlich ist.

Zuvor muss jedoch noch aus der bisher konsequenten Betrachtung eines einzelnen Zylinders der mehrzylindrige Motor vervollständigt werden. Dazu ist zunächst zu bemerken, dass die Kurbelsterne aller am Markt befindlichen Zweitakt-Großmotoren gleichmäßig verschränkte Kurbelkröpfungen aufweisen. Das heißt, dass niemals mehrere Kröpfungen auf derselben Winkelposition angeordnet sind und dass ferner die Winkelabstände zwischen den Kröpfungen genau folgendem Zusammenhang genügen, wobei  $Z$  die Anzahl der Zylinder ist:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{Z} \quad (4.105)$$

Die Wahl einer bestimmten Zündfolge geschieht unter dem Gesichtspunkt, dass **äußerlich** resultierende Massenkräfte und -momente des Triebwerks möglichst wenig Auswirkung auf die Laufruhe des Motors haben oder gar eliminiert werden. Dafür haben sich in Abhängigkeit der Zylinderzahl bestimmte Anordnungen etabliert ([34],[27],[23]). Im Hinblick auf die Ziele dieser Arbeit ist die Zündfolge jedoch unerheblich, da nur **innere** Kraft- und Momentenverläufe von Belang sind. Aus diesem Grunde kann die Zählweise der Zylinder der Reihe nach erfolgen bzw. im Nachhinein der Rechnung beliebig angeordnet werden. Es wird die übliche geometrische Zählweise der Zylinder gewählt, die die Zylinder vom Schwungrad aus der Reihe nach aufsteigend nummeriert. Damit gilt in Abhängigkeit vom globalen Kurbelwinkel des Motors  $\varphi$  der individuelle Kurbelwinkel jedes Zylinders  $z$

$$\varphi_z = \varphi + (z - 1) \Delta\varphi \quad (4.106)$$

so dass bei  $\varphi = 0$  der Zylinder  $z = 1$  im OT steht.

### 4.3.2 Dynamik des Antriebes

Um die bisherige Reihenfolge beizubehalten, beginnt der Aufbau der dynamischen Modellierung am Kolben und gelangt über das Triebwerk bis zum Propeller.

#### Triebwerksdynamik

Am Kolben wirken Gaskräfte aus den Drücken, die Abbildung 4.16 (links) zu entnehmen sind. Auf die Kolbenoberseite wirkt die Druckkraft durch den Zylinderdruck:

$$F_{\text{GK}_O} = p_Z A_K \quad (4.107)$$

Auf der Kolbenunterseite entsteht die Kraft durch den Druck der Ladeluft, da die Laufbuchsen bei der üblichen Bauart mit dem unteren Ende im Zwischenraum hängen, der mit dem Ladeluftsammler verbunden ist

$$F_{\text{GK}_U} = -p_{\text{LL}} (A_K - A_{\text{KS}}) \quad (4.108)$$

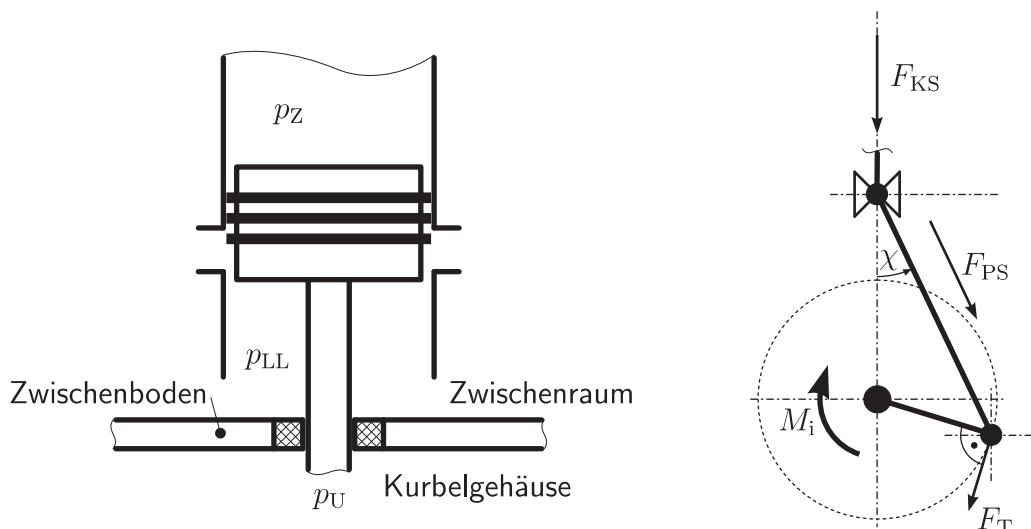


Abbildung 4.16: Drücke am Kolben (links) und relevante Kräfte am Kurbeltrieb (rechts)

sowie an der Pleuellager der Druck im Pleuellager, der näherungsweise dem Umgebungsdruck gleicht

$$F_{GKS} = -p_U A_{KS} \tag{4.109}$$

mit der Querschnittsfläche der Pleuellager  $A_{KS}$ . Unter einstweiliger Ausblendung der Massen- und der Reibkräfte<sup>10</sup> des Pleuellagers folgt daraus die mechanische Kraft an der Pleuellager

$$F_{KS} = F_{GK\_O} + F_{GK\_U} + F_{GKS} \tag{4.110}$$

Um die Arbeit zu bilanzieren, die zwischen dem thermodynamischen und dem mechanischen System getauscht wird, muss ein eventueller Unterschied der Zustandsänderungen ober- und unterhalb des Pleuellagers berücksichtigt werden<sup>11</sup>. Die Zustandsänderung an der Umgebung sowie an der Pleuellager kann grundsätzlich als isobar angenommen werden, weil eine Volumenänderung an der (unendlich) großen Umgebung keine Druckänderung erzeugen kann. Hingegen ist die Volumenänderung eines Pleuellagers, wie zuvor beschrieben, näherungsweise isentrop. Weiter wurde aber argumentiert, dass bei infinitesimalen Volumenänderungen im Vergleich zum Pleuellagervolumen ebenfalls die Vereinfachung gilt, dass durch die Volumenänderung kein nennenswerter Druckunterschied hervorgerufen wird (vgl. Seite 57). Folglich ist während des infinitesimalen Zeitschrittes  $dt$  die resultierende Kraft der Pleuellager invariant und es kann für die mechanische translatorische Arbeit des Pleuellagers und der damit

<sup>10</sup>Diese Komponenten werden mit der zugehörigen Argumentation an späterer Stelle eingepflegt.

<sup>11</sup>Bei Miteinbeziehung des Pleuellagers in die Bilanzierung eines geschlossenen Systems muss an dessen Außenseite die sog. „Verschiebearbeit an der Umgebung“ berücksichtigt werden [15],[2].

verbundenen Kolbenstange die Bilanz aufgestellt werden:

$$dW_{KS} = F_{KS} dx(\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) \quad (4.111)$$

Die mittelbare Umrechnung der Kolbenkräfte in Drehmomente ist in Standardwerken der Motorentechnik zu finden, z. B. [23],[30],[46]. Die relevanten Kräfte im Triebwerk sind Abbildung 4.16 auf der rechten Seite zu entnehmen. Zunächst wird die Kraft der Kolbenstange  $F_{KS}$  am Kreuzkopf in die Pleuelstange überführt. Neben der Seitenkraft, die in der Führung des Kreuzkopfes aufgenommen wird, entsteht in der Pleuelstange die axiale Kraft  $F_{PS}$  gemäß

$$F_{PS} = \frac{F_{KS}}{\cos \chi} \quad (4.112)$$

mit dem Pleuelstangenwinkel

$$\chi = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right) \quad (4.113)$$

Diese Kraft wird an den Pleuelzapfen übertragen und kann dort in eine Radial- und eine Tangentialkomponente zerlegt werden. Die Radialkomponente wird im Grundlager der Pleuelstange abgestützt und ist kinetisch nicht von Belang. Die Tangentialkomponente kann entweder aus der Pleuelstangenkraft oder auch direkt über die Winkelverhältnisse aus der Pleuelstangenkraft berechnet werden:

$$F_T = F_{KS} \left( \sin \varphi + \frac{\frac{r}{l} \sin(2\varphi)}{2\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (4.114)$$

Sie verursacht mit dem Pleuelradius  $r$  das aus den Pleuelkräften resultierende (innere) Drehmoment an der Pleuelstange:

$$M_i = F_T r \quad (4.115)$$

Natürlich ist dieses innere Moment für jeden Zylinder individuell zu ermitteln. Dem Mehrzylindermotor wird dann durch einfache Addition der inneren Momente jedes Zylinders bzw. jeder Pleuelkröpfung Rechnung getragen, so dass

$$M_{i\_Motor} = \sum_{z=1}^Z M_{i\_z} \quad (4.116)$$

In Kapitel 2 wurde mit Gleichung (2.4) bereits der Drallsatz für das rotierende System eingeführt. Um diesen in der Drehzahländerung lösen zu können, müssen noch die weiteren Momentenkomponenten (Reibung und Propellerwirkung) sowie die Rotations-Massenträgheit modelliert werden.

## Reibung

Für die Ermittlung des Reibmomentes  $M_{\text{Reib}}$  bzw. der Reibleistung  $P_{\text{Reib}}$  existieren verschiedene Ansätze. Dabei muss zwischen der Art der Ermittlung der Reibmomente und der Art ihrer Wiedergabe bzw. Einbindung in Simulationsumgebungen unterschieden werden. Für die Ermittlung stehen grundsätzlich sowohl experimentelle Untersuchungen als auch solche zur Verfügung, bei denen über die präzise Analyse der Tribologie sämtlicher Reibstellen die gesamte Reibleistung aufsummiert wird. Die letztere Variante ist sehr aufwändig in Bezug auf die Modellierung der Reibungseffekte und deren numerische Berechnung, die meist mittels der Reynolds'schen Differenzialgleichung erfolgt (z. B. [1]). Die experimentelle Ermittlung wird daher bevorzugt. Urlaub [46] nennt verschiedene Verfahren, wie z. B. ungefeuerte Schleppversuche, Zylinderabschaltung oder die Extrapolation von Verbrauchslinien über der Motorlast. Diese sind jedoch mit verschiedenen Ungenauigkeiten behaftet oder nur über vereinfachende Annahmen auf den normal belasteten Motor zu übertragen. Die einzige korrekte Methode ist die Indizierung der inneren Motorleistung  $P_i$  und deren Vergleich mit der gemessenen effektiven Kupplungsleistung des Motors  $P_e$ , wobei die Reibleistung der Differenz beider Werte entspricht:

$$P_{\text{Reib}} = P_i - P_e \quad (4.117)$$

Allerdings ist die Indizierung ungenau, insbesondere bei schnelllaufenden Motoren, da gasdynamische Effekte die gemessenen Druckverläufe verfälschen.

Der Vollständigkeit halber sei kurz aufgezählt, aus welchen Bestandteilen sich die Reibleistung bei einem langsamlaufenden Zweitaktmotor zusammensetzt:

- Mechanische Reibungsverluste (Grundlager, Pleuellager, Kreuzkopfbolzenlager, Kreuzkopfführung, Kolbenstangenstopfbuchse, Kolbenhemd/Laufbuchse, Kolbenring/Laufbuchse). Diese Verluste werden stark von den Schergeschwindigkeiten und damit der Drehzahl sowie vom thermischen Zustand der Reibpaarungen beeinflusst, da unterschiedliche thermische Zustände zu Abweichungen von der gewünschten Ölviskosität und zu veränderlichen Lagerspielen führen können.
- Antrieb der Peripherie (Ventile und Einspritzpumpen über Nockenwellen oder Hydraulik)
- Strömungsverluste (Ventilation der beweglichen Bauteile)

Der Vergleich der Reibleistung mit der effektiven Leistung führt zum mechanischen Wirkungsgrad, der eine der Erfassungsmöglichkeiten ist:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_{\text{Reib}}}{P_i} \quad (4.118)$$

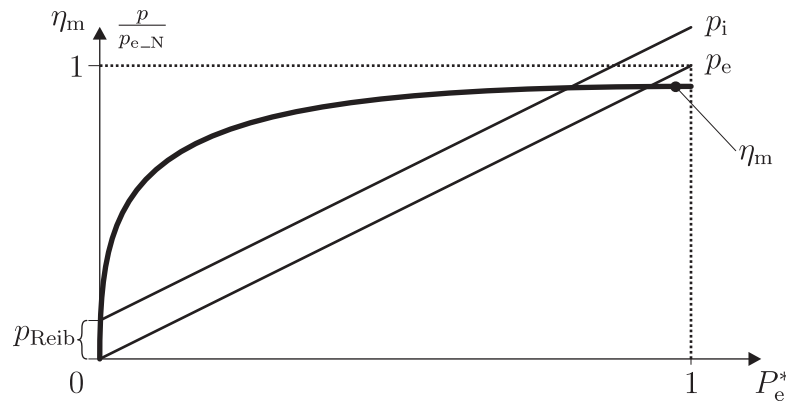
Eine weitere gängige Größe zur Bewertung der Motorreibung ist der Reibmitteldruck, der in Analogie zum Nutzmitteldruck definiert wird:

$$p_{\text{Reib}} = \frac{P_{\text{Reib}} a}{V_{\text{H}} n} \quad (4.119)$$

Darin ist  $a$  die Anzahl der Umdrehungen je Arbeitsspiel und damit  $a = 1$  für Zweitaktmotoren,  $n$  die Motordrehzahl und  $V_{\text{H}}$  das Hubvolumen aller Zylinder, also

$$V_{\text{H}} = Z \frac{\pi}{2} D^2 r \quad (4.120)$$

Ein wesentlicher Vorteil des Reibmitteldruckes gegenüber dem mechanischen Wirkungsgrad als Erfassungsgröße ist die Tatsache, dass der Reibmitteldruck bei veränderlicher Motorleistung (z. B. unter konstanter Drehzahl im Generatorbetrieb) in erster Näherung konstant bleibt, wohingegen der mechanische Wirkungsgrad zwischen seinem Maximalwert und null variiert. Der Zusammenhang kann qualitativ Abbildung 4.17 entnommen werden.



**Abbildung 4.17:** Mechanischer Wirkungsgrad und Mitteldrücke, qualitativ über der effektiven Motorleistung dargestellt

Für den vorliegenden Überlegungen zur Lösung des Drallsatzes bietet sich als die dritte Möglichkeit das Reibmoment an, das aus dem Reibmitteldruck und der allgemeinen Leistungsgleichung für rotierende Systeme ( $P = 2 \pi n M$ ) gebildet wird:

$$M_{\text{Reib}} = \frac{p_{\text{Reib}} Z D^2 r}{4 a} \quad (4.121)$$

Für die Bewertung von Motoren ist freilich das Reibmoment als dimensionsbehafteter Wert von geringer Aussagekraft, wohingegen der mechanische Wirkungsgrad und der Reibmitteldruck unmittelbare Vergleiche zulassen. Für die Lösung des Drallsatzes jedoch ist dessen Kenntnis erforderlich. Wie aber Gl. (4.121) zeigt, kann der Wert über die ohnehin bekannten geometrischen Daten des Motors und den Reibmitteldruck leicht berechnet werden.

In der Literatur finden sich diverse Ansätze, mit denen der Reibmitteldruck unter gegebenen Laufbedingungen sowie charakteristischen Eigenschaften des Motors (Bauart, mittl. Kolbengeschwindigkeit, Verdichtungsverhältnis, etc. ) aus empirischen Näherungsformeln [46] oder grafischen Darstellungen ([1],[37]) entnommen werden kann. Allerdings gilt der

Wert aufgrund der Abhängigkeit von den genannten Laufbedingungen nur für **einen** Betriebspunkt des Motors. Bei langsamlaufenden Zweitaktmotoren, insbesondere im schwach- bis unbelasteten Betrieb, ist der Reibmitteldruck unterhalb einer relativen Drehzahl von 0,6 aber nahezu konstant<sup>12</sup>.

In dieser Untersuchung wird demnach aufgrund des relevanten Drehzahlbereiches ein konstanter Wert von  $p_{\text{Reib}} = 0,8 \text{ bar}$  [1] angenommen.

Um die Modellierung physikalisch zu vervollständigen, müssen noch zwei Randbedingungen mit einbezogen werden. Sie entstehen aus der Tatsache, dass die Reibung lediglich eine Reaktion auf ein äußerlich angetriebenes, bewegtes System sein kann:

1. Das Reibmoment wirkt sich immer als **bremsendes** Moment auf das rotierende System aus. Das Vorzeichen des Reibmomentes ist daher immer genau dem Vorzeichen der Drehzahl entgegengesetzt:

$$M_{\text{Reib}} n \leq 0 \quad (4.122)$$

2. Das Reibmoment kann in einem stationären Zustand vom Betrag her niemals größer sein als die Summe aller antreibenden Momente.

$$|M_{\text{Reib}}| \Big|_{\omega=\text{const}} \leq |M_{\text{Prop}} + M_{i\_Motor}| \quad (4.123)$$

In einem dynamischen Zustand würde unter plötzlichem Wegfall der antreibenden Momente ein Drehzahlabfall bis zum einem energetisch niedrigeren Gleichgewichtszustand oder bis zum Stillstand erfolgen.

Aus diesen Randbedingungen und dem angenommenen Reibmitteldruck folgt sowohl das Vorzeichen des Reibmomentes als auch eine natürliche Begrenzung des Betrages, was besonders bei den vorliegenden Drehrichtungswechseln und dem teilweise ungefeuerten Motorlauf wichtig ist.

Zuletzt sei daran erinnert, dass bei der Bilanzierung der Kolbenstangenkraft mit Gl. (4.110) die mechanischen Reibkräfte zwischen Kolben und Lauffläche ausdrücklich nicht mit einbezogen wurden. Da diese Kräfte im Reibmitteldruck integriert und damit berücksichtigt sind, schließt sich an dieser Stelle die Argumentation.

Die Reibmomente der Propellerwellenlager sind ebenfalls näherungsweise unabhängig von der Drehzahl, wenn von einer vollständig ausgebildeten hydrodynamischen Schmierung ausgegangen wird<sup>13</sup>. Sie können daher direkt dem Reibmoment, das bisher nur für den Motor betrachtet wurde, zugerechnet werden und bedürfen keiner distinguierten Modellierung.

<sup>12</sup>Generell ist die Drehzahlabhängigkeit bei Zweitaktmotoren gering, da Zusatzaggregate fremdangetrieben arbeiten und daher nicht der klassischen quadratischen Drehzahlabhängigkeit folgen. Bei sehr niedrigen Drehzahlen steigt die Lagerreibung durch die einsetzende Mischreibung sogar etwas an.

<sup>13</sup>Bei einsetzender Mischreibung durch sehr kleine Drehzahlen steigt die Reibung leicht an. Der Maximalwert wird durch die Haftreibung bei Stillstand erreicht. In der hier angestellten Untersuchung wirken jedoch im Drehzahlbereich nahe null sehr starke dynamische Momenteneinflüsse, so dass der leicht ansteigende Betrag des Reibungsanteils dabei eine untergeordnete Rolle spielt.

## Propellerwirkung

Der Propeller ist im Gesamtsystem des Schiffes das Bindeglied zwischen der rotatorischen Bewegung der Antriebsanlage und der translatorischen Schiffsbewegung. Die qualitativen Zusammenhänge wurden bereits in Kapitel 2, insbesondere in Abschnitt 2.2.6, erläutert. Bezüglich der Antriebsanlage ist dabei lediglich das am Propeller entstehende Torsionsmoment von Interesse, wohingegen für die Schiffsbewegung die dazugehörigen Schubwerte von Bedeutung sind. Da Momenten- und Schubwerte aber untrennbar miteinander verbunden sind, kann das für die Momentenbilanz relevante Propellermoment nicht ohne eine Kenntnis des Schubzustandes und folglich der Schiffsgeschwindigkeit ermittelt werden. Tatsächlich soll aber in der vorliegenden Arbeit nicht nur der Verlauf des Umsteuervorganges im Motor, sondern vielmehr dessen Einfluss auf den Verlauf des Schiffsmanövers selbst untersucht werden. Folglich ist eine solche Trennung aus übergeordneter Sicht auch gar nicht wünschenswert. Allerdings wurden in Abschnitt 2.3 bereits allgemeine Optimierungsziele festgelegt, mit denen eine positive Einflussnahme auf den Manöververlauf erwartet wird. Von daher ist es im Rahmen der Analyse der Antriebsanlage allein durchaus wünschenswert, sich zunächst eines angenäherten Ersatzmodelles für das Propellermoment zu bedienen, um damit eine geeignete Testumgebung zu erzeugen. Die Verkopplung zum Gesamtsystem Motor-Propeller-Schiff kann dann an späterer Stelle erfolgen, wenn die wesentlichen Erkenntnisse am Motor bereitstehen.

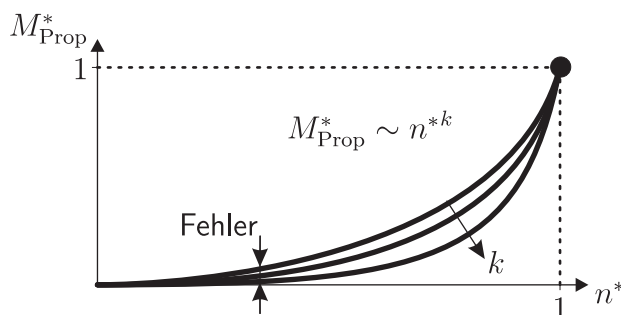
Ein solches Ersatzmodell kann sich an der sog. Nullschubdrehzahl orientieren. Damit ist die Drehzahl bei gegebener Schiffsgeschwindigkeit gemeint, die am Propeller genau keinen Schub erzeugt. Bei einem Festpropeller ist diese Zuordnung eindeutig, so dass zu jeder Schiffs- bzw. Anströmgeschwindigkeit des Propellers genau eine Drehzahl existiert, die diese Bedingung erfüllt. Von dieser Nullschubdrehzahl ausgehend kann nur ein Torsionsmoment aus dem Antriebsstrang dafür sorgen, dass der Propeller nach einer Änderung der Drehzahl ein entsprechendes Reaktionsmoment erzeugt, bis das System wieder im Gleichgewicht ist. Unter der Annahme, dass der Zusammenhang zwischen Drehzahl(-differenz) und Propellermoment auch unter außergewöhnlichen Strömungszuständen in guter Näherung quadratisch ist, wird das folgende Ersatzmodell gewählt:

$$M_{\text{Prop}} = x (n - n_{\text{NS}})^2 \quad (4.124)$$

Dabei ist  $n$  die aktuelle und  $n_{\text{NS}}$  die Nullschubdrehzahl zur aktuellen Schiffsgeschwindigkeit. Der Koeffizient  $x$  kann je nach Beschaffenheit einen bezogenen oder einen absoluten Wert als Ergebnis erzeugen und beispielsweise über die normale stationäre Propellerkurve ermittelt werden.

Für die Legitimation dieser starken Vereinfachung sei noch auf zwei Zusammenhänge verwiesen. Zum einen ist der quadratische Exponent ein theoretischer Wert, der z. B. von einer Antriebsanlage im Schiff nie erreicht wird. Der Hauptgrund liegt darin, dass der Widerstand des Schiffes nicht nur aus dem Reibungswiderstand durch die benetzte Oberfläche

besteht (dieser allein würde tatsächlich einen quadratischen Zusammenhang verursachen), sondern vielmehr Zusatzwiderstände durch Wind, Seegang und Anhänge, und vor allem der Wellenwiderstand hinzukommen. Bei einem bekannten Volllastpunkt jedoch, der beispielsweise aus dem Leistungsbedarf der Großausführung bekannt ist, führt dieser zu klein abgeschätzte Exponent zu einer Überschätzung der Momentenentwicklung. Abbildung 4.18 zeigt qualitativ, wie sich Propellerkurven verschiedener Exponenten zwischen Ursprung und gemeinsamem Volllastpunkt erstrecken und dass bei Teillast durch kleinere Exponenten die größeren Momentenwerte ermittelt werden.



**Abbildung 4.18:** Verlauf stationärer Propellerkurven mit verschiedenen Exponenten, Fehler der Momentenberechnung bei kleinen Drehzahlen durch verschätzten Exponenten

Zum anderen ist zu beachten, dass die während des Notstoppmanövers in der Antriebsanlage umgesetzten Momente klein sind im Vergleich zum Nennmoment des Motors. In der Folge sind auch keine großen Differenzen ( $n - n_{NS}$ ) zu erwarten. Der in Abbildung 4.18 dargestellte überproportionale Zusammenhang sorgt durch seinen charakteristischen Verlauf dafür, dass die auftretenden Propellermomente ebenfalls sehr klein sind im Vergleich zum Nennmoment. Der Fehler, der demnach durch eine geringe Fehlabschätzung des Exponenten oder gar durch die Modellannahme selbst verursacht wird, ist folglich von umso geringerer Ordnung.

### Trägheit des mechanischen Systems

Das mechanische System der Antriebsanlage, vor allem des Motors, setzt sich aus rotierenden und oszillierenden sowie weiteren Elementen zusammen, die eine gemischte Bewegungsform aus Rotation und Translation vollführen. Zu den rotierenden Elementen gehören in grober Aufteilung Kurbelwelle, Torsionsdämpfer, Schwungrad, Propellerwelle und der Propeller einschließlich seiner hydrodynamischen Zusatzmassen. Rein oszillierende Bewegungen führen die Kolben, Kolbenstangen sowie die Kreuzköpfe aus. Der gemischten Bewegungsform unterliegen einzig die Pleuelstangen, da sie als Bindeglieder zwischen translatorischer und rotatorischer Bewegung fungieren. Aufgrund der Tatsache, dass die kinematischen Endpunkte der Pleuelstangen jeweils eine der reinen Bewegungsformen beschreiben (großes Pleuelauge die rotatorische, kleines Pleuelauge die translatorische bzw. oszillierende Bewegung), kann die Pleuelstangenmasse anteilig in eine rotierende und eine oszillierende

Masse mit der zugehörigen Schwerpunktlage aufgeteilt und diese Teilmassen den übrigen rotierenden und oszillierenden Massen des Triebwerkes zugesprochen werden (z. B. [23],[46],[30],[39],[10],[24] u. v. a.). Der Vollständigkeit halber muss noch auf die zahlreichen weiteren bewegten Teile der Motoranlage hingewiesen werden, sofern sie mechanisch vom Motor angetrieben werden. Als Beispiele seien die Nockenwellen samt Stirnradgetriebe, der Ventiltrieb, das (konventionelle) Kraftstoffeinspritzsystem und mechanisch angetriebene Schmierölpumpen genannt (letztere nur bei Viertaktmotoren). Diese werden jedoch üblicherweise nicht in die Trägheitsbilanz aufgenommen, weil ihre (Rotations-)trägheit vernachlässigbar ist bzw. die rotierenden Elemente dem System der Kurbelwelle zugeschlagen werden.

Das Massenträgheitsmoment für Einzelkörper, die um eine ihrer Hauptträgheitsachsen rotieren, ist in Zylinderkoordinaten  $(\gamma, a, b)$ <sup>14</sup> definiert über

$$J = \int \int \int \rho(\gamma, a, b) a^2(\gamma, b) a d\gamma da db \quad (4.125)$$

Dabei müssen die Inhomogenitäten berücksichtigt werden, die sich beispielsweise durch die Geometrie der Kurbelwellenkröpfungen oder der Propellerflügel ergeben, was in der Dichte- oder der Radiusintegration erfolgen kann.

Die praktische Modellierung der Rotations-Trägheitsmomente der relevanten Elemente des Antriebssystems kann an die verfügbaren Informationen über die betreffende Anlage angepasst werden. Sie kann grob in die Positionen

$$J_{\text{RM}} = J_{\text{RM\_Motor}} + J_{\text{Welle}} + J_{\text{Prop+Hydromassen}} \quad (4.126)$$

eingeteilt werden. Üblicherweise werden detaillierte Berechnungen der einzelnen Trägheiten des Systems angestellt, damit auf deren Grundlage Schwingungsanalysen des Antriebsstranges durchgeführt werden können. In anderen Fällen, beispielsweise während der frühen Projektierungsphase, ist nur das gesamte Trägheitsmoment des Motors bis einschließlich des Schwungrades aus den Projektierungsunterlagen bekannt. Die Trägheitsmomente der Wellenstücke können leicht über deren Zylinderform gemäß

$$J_{\text{Welle}} = \frac{1}{32} \pi \rho \int d_{\text{Welle}}^4(l) dl \quad (4.127)$$

mit der homogenen Dichte  $\rho$  des Wellenwerkstoffes, der Längenkoordinate  $l$  sowie dem ortsabhängigen Wellendurchmesser  $d_{\text{Welle}}$  ausgerechnet werden. Das Trägheitsmoment vom Propeller und seinen hydrodynamischen Zusatzmassen kann entweder vom Propellerhersteller beigetragen oder aus Vergleichswerten ermittelt werden.

Die Berücksichtigung der oszillierenden Massen des Motors findet üblicherweise dort Anwendung, wo Festigkeitsfragen oder solche bezüglich der Reaktionskräfte in Lagern zu beantworten sind. Auf die Kinetik der Rotation haben diese Elemente normalerweise nur

<sup>14</sup>Die übliche Nomenklatur der Zylinderkoordinaten  $(\varphi, r, l)$  wird hier vermieden, um Verwechslungen mit dem Kurbelwinkel, dem Kurbelradius und der Pleuellänge auszuschließen.

einen periodischen Einfluss, da sich die Beschleunigungen und Verzögerungen direkt ausgleichen (bei geraden Zylinderzahlen) bzw. über eine Kurbelwellenumdrehung neutralisieren (bei ungeraden Zylinderzahlen). Zur Ermittlung der Massenkräfte wird entweder eine konstante Drehzahl zugrunde gelegt, wenn der zyklische Einfluss der Massenkräfte auf die Drehzahl vernachlässigbar ist. Oder der Einfluss der zyklischen Drehmomentschwankungen wird als stark genug erachtet<sup>15</sup>, um nennenswerte Drehzahlschwankungen zu verursachen, so dass diese Wechselwirkung in der Überlagerung der Grunddrehzahl mit einem oszillierenden Anteil nach der Form

$$\dot{\varphi} = \omega + \dot{\psi} \quad (4.128)$$

ausgedrückt wird (z. B. [23]). Dabei ist  $\dot{\psi}$  eine (sinusförmige) Wechselwinkelgeschwindigkeit, die eine beliebige Ordnungszahl annehmen kann.

Dennoch ist in diesen Überlegungen die Grunddrehzahl  $n$  bzw. -winkelgeschwindigkeit  $\omega$  unveränderlich, so dass Beschleunigungen und Verzögerungen der Maschine keine Berücksichtigung finden. Das ist in den meisten Fällen auch gerechtfertigt, da unter hohen Drehzahlen (während des motorischen Betriebes) die Änderungen der Grunddrehzahl durch eine Beschleunigung oder Verzögerung des Motors gegenüber den Wechseldrehzahlen vernachlässigbar klein sind. Im vorliegenden Fall ist aber zu erwarten, dass innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung große Drehzahländerungen auftreten können, da der Umsteuervorgang erst aus sehr niedrigen Drehzahlen beginnt. Es ist daher wünschenswert, auch den Energieinhalt der oszillierenden Massen in die Trägheitsbilanz mit aufzunehmen.

Unter der Trägheit der oszillierenden Massen ist in diesem Zusammenhang nicht die Trägheit gegenüber den Beschleunigungen durch die oszillierende Bewegung selbst zu verstehen. Vielmehr hat das gesamte bewegte System einschließlich der oszillierenden Massen einen kinetischen Energieinhalt, der bei einer Drehzahländerung ebenfalls verändert wird. Die folgende Formulierung dient dem Zweck, die Energiebilanz des oszillierenden Systems in einen Bestandteil des rotierenden Systems zu überführen.

Um die kinetische Energie der oszillierenden Massen zu erfassen, bietet sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  an. Sie berechnet sich aus dem Kolbenhub  $s = 2r$  und der Drehzahl  $n$  nach

$$c_m = 2sn \quad (4.129)$$

bzw. mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  anstatt der Drehzahl

$$c_m = \frac{s}{\pi} \omega \quad (4.130)$$

und entspricht einer konstanten Geschwindigkeit, mit der ein Massepunkt während der

---

<sup>15</sup>Der viel stärkere Einfluss der Gaskräfte auf die Ungleichförmigkeit der Bewegung ist dabei ausschlaggebend. Diese finden im vorliegenden Fall ja bereits Berücksichtigung.

Zeit einer Umdrehung genau zwei Hublängen zurücklegen würde (also Kolbenauf- und -abwärtsbewegung).

Die gesamte oszillierende Masse des Motors ist nach der obigen Einteilung

$$m_{\text{OM}} = Z \left( m_{\text{Kolben}} + m_{\text{Kolbenstange}} + m_{\text{Kreuzkopf}} + m_{\text{osz\_Pleuel}} \right) \quad (4.131)$$

Daraus kann ein kinetischer Energieinhalt ermittelt werden mit der Form

$$E_{\text{OM}} = \frac{1}{2} m_{\text{OM}} c_{\text{m}}^2 \quad (4.132)$$

Wenn die Drehzahl des Motors verändert wird, ändert sich auch die mittlere Kolbengeschwindigkeit und damit der kinetische Energieinhalt der oszillierenden Masse. Wenn während des infinitesimalen Zeitschrittes  $dt$  eine Änderung der Winkelgeschwindigkeit  $d\omega$  stattfindet, ist die Änderung der kinetischen Energie

$$dE_{\text{OM}} = m_{\text{OM}} \frac{s^2}{\pi^2} d\omega \left( \omega + \frac{1}{2} d\omega \right) \quad (4.133)$$

Diese Energieänderung steht natürlich im Austausch mit der Energie des rotierenden Systems, so dass sie einem Drehmoment entspricht, das während des in  $dt$  überstrichenen Winkelfortschrittes der Kurbelwelle abgenommen wurde:

$$dE_{\text{OM}} = M_{\text{OM}} d\varphi \quad (4.134)$$

Dieser Winkelfortschritt beinhaltet freilich die Änderung der Winkelgeschwindigkeit während  $dt$  durch zweimalige Integration der Winkelbeschleunigung  $\ddot{\varphi}$ :

$$d\varphi = \int \int \ddot{\varphi} dt dt \quad (4.135)$$

$$= \frac{1}{2} \ddot{\varphi} dt^2 + \dot{\varphi} dt \quad (4.136)$$

Zwar sind die Zeitfunktionen des Kurbelwinkels noch nicht bekannt (sie ergeben sich erst aus der anschließenden Lösung des Drallsatzes), doch dienen sie an dieser Stelle als vorausgesetzter Bestandteil der Modellierung und werden ferner durch die nächsten Schritte überflüssig. Durch Umformung von Gl. (4.134) ergibt sich das konstante Drehmoment der Kurbelwelle, durch das die Energieänderung am oszillierenden System verrichtet wird:

$$M_{\text{OM}} = \frac{dE_{\text{OM}}}{d\varphi} \quad (4.137)$$

Nach dem Drallsatz wird der Zusammenhang zwischen dem Drehmoment und der Änderung der Winkelgeschwindigkeit durch das ersatzweise Trägheitsmoment bestimmt, das den oszillierenden Massen scheinbar innewohnt:

$$J_{\text{OM}} = \frac{M_{\text{OM}}}{\ddot{\varphi}} \quad (4.138)$$

Dieses Ersatz-Trägheitsmoment ist die gesuchte Größe, mit der das oszillierende System hinsichtlich des rotierenden Systems unabhängig des Bewegungszustandes bilanziert werden kann. Es wird isoliert, indem Gl. (4.137) in Gl. (4.138) eingesetzt wird:

$$J_{\text{OM}} = \frac{dE_{\text{OM}}}{d\dot{\varphi} \ddot{\varphi}} \quad (4.139)$$

Durch weiteres Einsetzen von Gl. (4.133) in den Zähler und Gl. (4.136) in den Nenner folgt

$$J_{\text{OM}} = m_{\text{OM}} \frac{s^2 d\omega \left(\omega + \frac{1}{2} d\omega\right)}{\pi^2 \left(\frac{1}{2} \ddot{\varphi}^2 dt^2 + \dot{\varphi} \ddot{\varphi} dt\right)} \quad (4.140)$$

Durch die Substitutionen

$$\dot{\varphi} = \omega \quad (4.141)$$

und

$$\ddot{\varphi} = \frac{d\omega}{dt} \quad (4.142)$$

sowie die daraus folgenden Kürzungsmöglichkeiten verschwinden jegliche Zeitfunktionen aus dem Zusammenhang und es folgt für das Trägheitsmoment der oszillierenden Massen:

$$J_{\text{OM}} = m_{\text{OM}} \frac{s^2}{\pi^2} \quad (4.143)$$

Das Rotationsträgheitsmoment der rotierenden Massen aus Gl. (4.126) wird mit dem Rotationsträgheitsmoment der oszillierenden Massen erweitert zum gesamten Trägheitsmoment

$$J_{\text{ges}} = J_{\text{RM}} + J_{\text{OM}} \quad (4.144)$$

### Lösung des Drallsatzes

Da nunmehr alle Eigenschaften und Einflüsse auf das mechanische System bekannt sind, kann die Winkelbeschleunigung berechnet werden:

$$\dot{\omega} = \ddot{\varphi} = \frac{1}{J_{\text{ges}}} (M_{\text{Prop}} + M_{\text{Reib}} + M_{\text{i\_Motor}}) \quad (4.145)$$

Während des infinitesimalen Zeitschrittes  $dt$  ist die Drehzahländerung damit

$$dn = \frac{1}{2\pi} \dot{\omega} dt \quad (4.146)$$

Damit ist die vollständige Modellierung der Antriebsanlage beschrieben, die für die Simulation der relevanten Mechanismen während des ungefeuerten Betriebes sowie des Anlassens und Umsteuerns als erforderlich erachtet wird. Mit diesem Simulationsmodell kann die Antriebsanlage hinsichtlich ihrer Dynamik während des Umsteuervorganges des Notstopp-Manövers untersucht werden.



# Kapitel 5

## Validierung der Simulation durch Messungen

In diesem Kapitel soll die Fähigkeit des Simulationsmodells unter Beweis gestellt werden, die physikalischen Vorgänge in der ausgeführten Anlage abbilden zu können. Zu diesem Zweck wird ein vermessener Umsteuervorgang eines Notstopp-Manövers vorgestellt. Anschließend wird gezeigt, dass die Simulation zu Ergebnissen mit zufriedenstellender Übereinstimmung gelangt.

In einem weiteren Schritt wird die erstellte Motorsimulation in eine umfangreiche Manövriersimulation integriert, das am INSTITUT FÜR ENTWERFEN VON SCHIFFEN UND SCHIFFSSICHERHEIT der TECHNISCHEN UNIVERSITÄT HAMBURG-HARBURG entwickelt und angewendet wird. Durch diesen Schritt wird es ermöglicht, das gesamte System Motor-Propeller-Schiff einschließlich der Wechselwirkungen hinsichtlich des Notstopp-Manövers zu untersuchen. Auch für diese integrierte Simulationsmöglichkeit wird ein Beispiel vorgestellt und mit Messwerten verglichen.

Erst nach diesem grundlegenden Funktionsnachweis kann damit begonnen werden, mit der Simulation eine Parameterstudie mit dem Ziel der Optimierung des Notstopp-Manövers durchzuführen. Dazu werden im darauffolgenden Kapitel 6 beide Simulationsvarianten verwendet, um die Ansätze zur Optimierung bzw. Verkürzung des Notstopp-Manövers zu verifizieren, die bereits in Abschnitt 2.3 vorgeschlagen wurden. In dem Zusammenhang werden vor allem die technisch beeinflussbaren Parameter hinsichtlich ihres Einflusses auf den Ablauf des Umsteuervorganges studiert.

### 5.1 Vermessung eines Notstopp-Umsteuervorganges

Das Notstopp-Manöver wird im Leben eines Schiffes in der Regel nur einmal gefahren, außer wenn es tatsächlich aus Sicherheitsgründen ein weiteres Mal erforderlich ist. Dieses eine Mal findet für gewöhnlich auf der Werftprobefahrt statt, wenn die Bauwerft die volle Funktionsfähigkeit des Schiffes vor dem Kunden demonstriert. Dabei wird das Augenmerk

ausschließlich auf die Einhaltung des vorgeschriebenen Stoppweges gerichtet, der in den meisten Fällen der Empfehlung der IMO [18] entspricht. Da das Manöver erhebliche thermisch bedingte Beanspruchungen („Kaltluftchock“) und mechanische Belastungen für die Motoranlage darstellt (die Gründe dafür werden nachfolgend offensichtlich), ist es unwahrscheinlich, dass ein Eigner sich bereit erklärt, zum Zwecke einer Messung unter realistischen Bedingungen ein weiteres Manöver zu einem späteren Zeitpunkt zu fahren.

### 5.1.1 Messobjekt und Messaufbau

Anhand der oben beschriebenen Sachverhalte ist es verständlich, dass die für den angedachten Vergleich notwendigen Messdaten bisher nicht aufgenommen worden waren und somit eigens eine Messung auf einer Werftprobefahrt erforderlich war. Eine solche Messung erfolgte im Rahmen der vorliegenden Arbeit während der Probefahrt eines Autotransporters, der unter der Baunummer 706 auf der Werft 3. MAJ BRODOGRADILISTE in Rijeka, Kroatien gebaut worden war. Der Antrieb des Schiffes besteht aus einem Siebenzylinder-Zweitaktmotor des Typs Wärtsilä 7RT-flex50, der in der zur Werft gehörigen Maschinenfabrik 3. MAJ MOTORI I DIZALICE unter Lizenz gefertigt worden war, sowie einem Festpropeller mit vier Flügeln und einem Durchmesser von  $D_P = 5,65$  m. Die technischen Daten des Schiffes und der Motoranlage sind in den Tabellen 5.1 und 5.2 zusammengefasst. Ein Längsschnitt des Schiffes ist in Abbildung A.2, eine Querschnittsansicht des Motors in Abbildung A.1 im Anhang zu finden.

**Tabelle 5.1:** Daten des Autotransporters „3. Maj NB 706“

	Zeichen	Wert	Einheit
Länge über alles	$L_{OA}$	176,00	m
Länge zwischen Loten	$L_{PP}$	165,00	m
Breite auf Spanten	$B$	31,10	m
Entwurfstiefgang	$T_D$	7,70	m
Freibordtiefgang	$T_{FS}$	8,75	m
Tragfähigkeit auf $T_D$	$dw_D$	8400	t
Tragfähigkeit auf $T_{FS}$	$dw_{FS}$	12300	t
Dienstgeschwindigkeit auf $T_D$	$v_D$	19,7	kn
Stellplatzzahl		4870	PKW

Um die Vorgänge während des Umsteuerns verstehen und mit Simulationsergebnissen vergleichen zu können, waren in erster Linie die Verläufe der Zylinderdrücke interessant. Für gewöhnlich werden mechanische oder elektronische Indiziergeräte (z. B. [5],[6],[21]) verwendet, um Zylinderdruckverläufe aufzunehmen. Zu diesem Zweck sind an allen Zylinderdeckeln großer Motoren Indizierhähne angebracht, die ein Normgewinde zur Aufnahme von Drucksensoren sowie ein Handrad aufweisen, um den Zugang zum Zylinder zu öffnen.

**Tabelle 5.2:** Technische Daten der vermessenen Motoranlage des Autotransporters

	Formelzeichen	Wert	Einheit
Zylinderzahl	$Z$	7	–
Bohrung	$D$	500	mm
Hub	$s = 2r$	2050	mm
Pleuellänge	$l$	2050	mm
Nennleistung	$P_{e\_N}$	11060	kW
Nenn Drehzahl	$n_N$	124	min <sup>-1</sup>
Nutzmitteldruck	$p_e$	21,0	bar

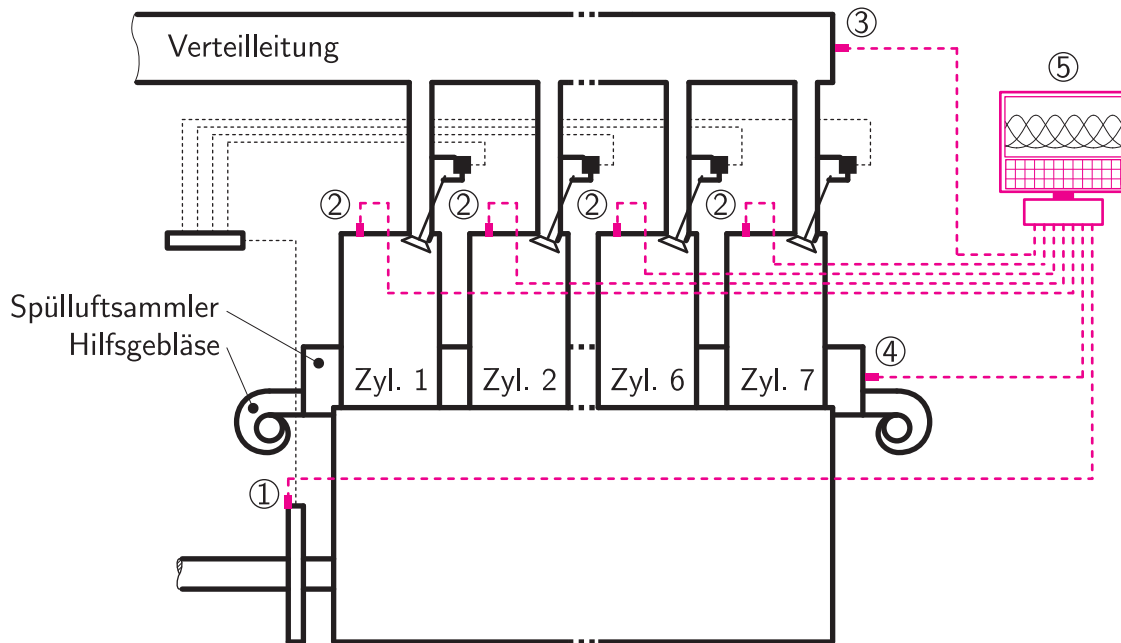
Die Messung des Druckverlaufes findet normalerweise im motorischen Betrieb Anwendung und dient entweder dazu, die innere (oder auch indizierte) Leistung des Motors zu messen, oder um die Überprüfung und Einstellung eines gleichmäßigen Verbrennungsverlaufes aller Zylinder vorzunehmen. Die Messgeräte unterscheiden sich dabei wesentlich: Die mechanischen Geräte sind ausschließlich zylinderweise einzusetzen, sehr ungenau und ferner aufwändig in der Auswertung der Messergebnisse. Unter den elektronischen Geräten gibt es zum einen mobile Einheiten, die jedoch ebenfalls nur einzelne Zylinder vermessen können. Zum anderen gibt es Anlagen, die fest im Maschinenraum installiert sind und entweder einzelne oder teilweise auch mehrere Zylinder vermessen können. Letztere Anlagen sind jedoch teuer und werden daher nur vereinzelt installiert.

Ein Gerät jedoch, das mobil angewandt werden kann und über mehrere Anschlusskanäle für beliebige Messsignale verfügt, ist THE DOCTOR [6]. Ein solches Gerät wurde von der Herstellerfirma FUCHS TECHNOLOGY INTERNATIONAL GMBH für die Messung zur Verfügung gestellt und in Absprache mit der Werft für die Aufnahme folgender Messgrößen vorbereitet:

- Kurbelwinkel  $\varphi$
- Druckverläufe in sämtlichen Zylindern  $p_{Z\_z=1\dots7}$
- Druckverlauf der Anlassluft in der Verteilleitung  $p_{VL}$
- Druckverlauf der Lade- bzw. Spülluft  $p_{LL}$

Die gewählten Messstellen und die Anordnung der Messanlage sind in der Skizze der Motoranlage in Abbildung 5.1 in magenta eingezeichnet.

Für die Aufnahme des Kurbelwinkels (1) wurden am Schwungrad zwei optische Sensoren installiert, von denen einer die Zähne der Törngetriebe-Verzahnung zählt und der zweite eine OT-Markierung registriert.



**Abbildung 5.1:** Messstellen am Motor und schematische Anordnung der Messvorrichtung

Zur Erfassung der Zylinderdrücke (2) dienten dynamische Piezo-Sensoren vom Typ KISTLER, die für die Normgewinde an den Indizierhähnen vorgesehen sind.

Der Anlassluftdruck (3) sollte an einer Stelle abgegriffen werden, die möglichst nicht in der Nähe einer Zubringleitung zu einem Zylinder liegt, um einen für alle Zylinder gleichermaßen gültigen Verlauf zu erhalten. Zum zweiten sollte die Messstelle in einem möglichst strömungsberuhigten Bereich liegen, um eine Verfälschung durch die dynamischen Anteile des Totaldruckes zu minimieren. Zum dritten war ein Punkt möglichst nahe am Motor zu wählen, um die Messergebnisse nicht um die Druckverluste des Leitungssystems bereinigen zu müssen. Unter diesen Gesichtspunkten wurde der Anschluss des handbetätigten Entwässerungsventils am Ende der Verteilleitung (vgl. Abbildung 3.1, EV) für die Anbringung des Drucksensors gewählt, zumal dadurch ein Anbohren des druckbeaufschlagten Leitungsbereiches eigens zum Zweck der Messung umgangen werden konnte. Der Sensor misst Überdrücke im Bereich von  $0 \dots 250$  bar.

Der Druck der Spülluft (4) wurde am vorderen Ende des Spülluftsammlers abgegriffen. Dazu wurde die Verbindungsleitung einer installierten analogen Druckmessstelle vor dem Manometer getrennt und mit dem Sensor verbunden. Die Messstelle lag oberhalb des horizontal verlaufenden Lufteintrittes vom Hilfsgebläse, so dass der gemessene Wert von der einströmenden Luft möglichst unbeeinflusst blieb. Der Sensor hat einen Messbereich von  $0 \dots 6$  bar<sub>ü</sub>.

Zur hinreichenden Voreinstellung des Messsystems war lediglich die Eingabe der Zähne auf dem Schwungrad sowie der Zündfolge<sup>1</sup> erforderlich.

<sup>1</sup>Die Zündfolge des Motors 7RT-flex50 entspricht der allgemein für 7-Zylinder-Motoren üblichen Folge 1-6-3-4-5-2-7 in Vorausrichtung.

Die Signalkabel der Sensoren wurden sämtlich am Messgerät (5) zusammengeführt, um die Signale der Datenwandlung und -verarbeitung zu übergeben. Die gewandelten Verläufe wurden, abgesehen von einer grafischen Echtzeit-Darstellung, im Zeitbereich archiviert. Die Abtastfrequenz des Systems wurde zu 1 kHz gewählt. Für die Archivierung wurden Durchschnittswerte aus jeweils 10 Werten gebildet, um die Datenmenge zu begrenzen. Somit bestehen die aufgezeichneten Verläufe aus diskreten Messwerten im Abstand von jeweils 10 ms.

Die tabellarisch in den gewählten Zeitabständen gespeicherten Daten bedurften einiger Nachbearbeitung und konnten anschließend grafisch dargestellt werden. Die Nachbearbeitung umfasste folgende Schritte:

- Aus den Differenzen der Kurbelwinkel zwischen den Messpunkten und der konstanten Zeitschrittweite wurden die Drehzahlwerte berechnet nach dem Ansatz

$$n_i = \frac{\omega_i}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{\Delta t} \left[ \frac{1}{s} \right] \quad (5.1)$$

- Durch eine Interferenz zwischen der Abtastfrequenz des Systems und der Frequenz, mit der die Schwungradzähne den Sensor passieren, resultierten Sprünge zwischen den Drehzahlwerten auf diskreten Niveaus. Um einen glatten Drehzahlverlauf zu erhalten, wurde anstatt einer Durchschnittsbildung eine Dämpfung des Drehzahlsignals vorgenommen, indem die Drehzahlwerte eines Zeitbereiches  $\Delta i = e$  um den Zeitschritt  $i$  mit einbezogen wurden und die gedämpfte Drehzahl dann gemäß

$$\bar{n}_i = \frac{1}{2e + 1} \sum_{j=i-e}^{i+e} n_j \quad (5.2)$$

berechnet wurde. Im Gegensatz zu einer Durchschnittsbildung, die die Anzahl an Datenpunkten reduziert hätte, blieb durch diese Dämpfung die Auflösung des Messverlaufes unverändert.

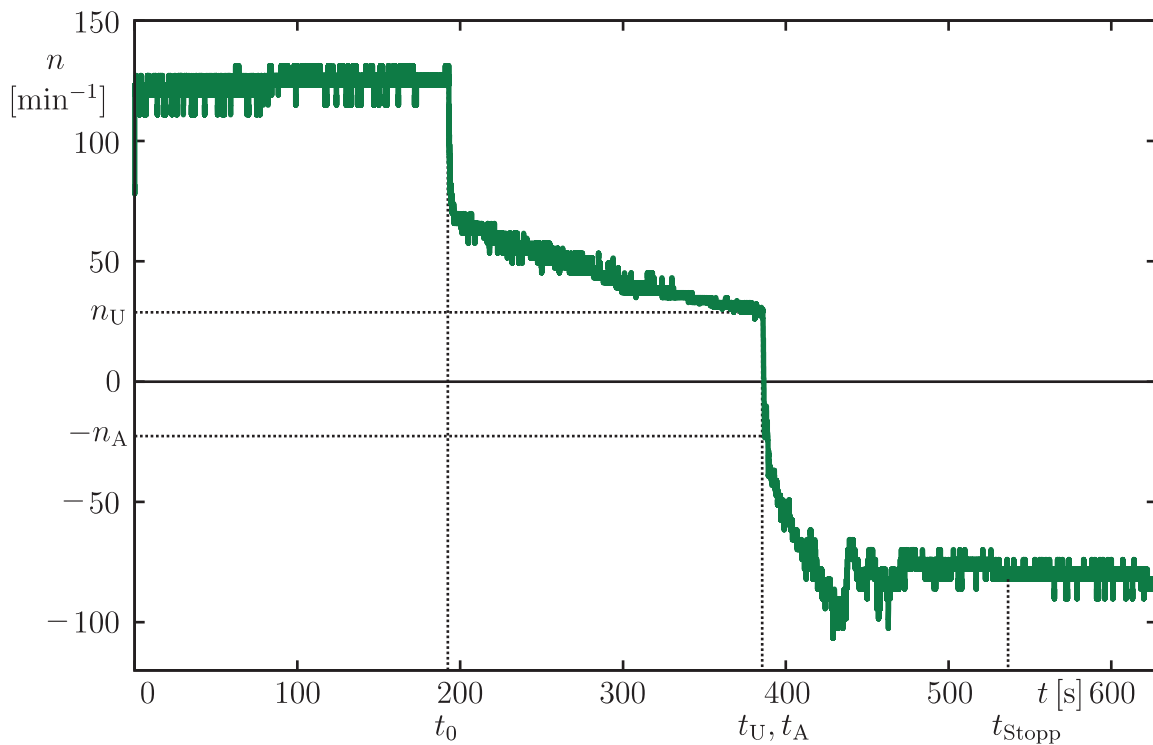
- Der optische Drehwinkelzähler zählt die Zähne des Schwungrades, kann jedoch keine eindeutige Drehrichtung ermitteln und folglich keinen Rückwärtslauf darstellen. Demnach mussten ab dem Stillstand des Motors während des Umsteuerns, der an einem auf null abfallenden Drehwinkelfortschritt zu identifizieren war, die positiven Drehwinkel nach dem Zusammenhang (4.97) in negative umgerechnet werden.
- Die Sensoren für die Zylinderdrücke arbeiten dynamisch und können somit nur Druckänderungen, nicht aber absolute Druckwerte liefern. Deshalb musste das System in regelmäßigen Abständen einen Referenzwert festlegen. Die Software von THE DOCTOR ermittelt standardmäßig einmal in jeder Sekunde den niedrigsten gelieferten Druckwert jedes Sensors und triggert diesen auf den Wert 0 bar. Da der Überdruck im Spülluftkanal während des ungefeuerten Betriebes nur etwa 50 mbar beträgt, entstanden bei hohen Drehzahlen dadurch keine merklichen Unstetigkeiten. Erst ab Drehzahlen  $n < 60 \text{ min}^{-1}$  bzw.  $n < 1 \text{ s}^{-1}$  fielen die Triggerungen beliebig in den Bereich

höherer Zylinderdrücke. In diesen Fällen musste nachträglich dafür gesorgt werden, dass die Druckverläufe stetig aneinander anschließen, was durch die Erstellung und Anwendung eines geeigneten Umwandlungsprogrammes erreicht wurde.

- Da die Werte der Drucksensoren Überdrücke bedeuten, mussten die Anlass- und Spülluftwerte um den Umgebungsdruck und die Zylinderdruckwerte um den Spülluftdruck verschoben werden, um die für thermodynamische Berechnungen erforderlichen Absolutdrücke zu erhalten.

### 5.1.2 Interpretation der Messergebnisse

Der gemessene Verlauf der Drehzahl ist in Abbildung 5.2 über der Zeit dargestellt. Für diese Darstellung wurde die Breite des Dämpfungsbandes zu  $e = 8$  gewählt. Durch größere Werte würde der Verlauf nur noch unwesentlich geglättet werden, jedoch würde zusätzlich eine unerwünschte Abrundung der signifikanten Verlaufsmerkmale einsetzen.



**Abbildung 5.2:** Gemessener Verlauf der Drehzahl während des Notstopp-Manövers von NB 706

Die dargestellte Messung beginnt zu einem willkürlichen Zeitpunkt einige Minuten vor dem Einleiten des Notstopp-Manövers, wobei der Motor auf Nenndrehzahl ( $n = 124 \text{ min}^{-1}$ ) läuft. Zum eingezeichneten Zeitpunkt  $t_0 = 193 \text{ s}$  beginnt das Manöver, indem sprunghaft die Einspritzung abgestellt wird. Binnen weniger Sekunden pendelt sich die Drehzahl bei einem Wert von etwa  $n = 65 \text{ min}^{-1}$  entsprechend  $n^* = 0,52$  ein. Die folgende Auslaufphase, die mit  $t_U - t_0 = 193 \text{ s}$  erwartungsgemäß die längste Zeitspanne des Manövers einnimmt,

endet bei einer Drehzahl von  $n_U = 30 \text{ min}^{-1}$  entsprechend  $n_U^* = 0,24$ . Die Automation hat in diesem Fall die Vorgabe, nach Erreichen von  $n_A^* = 0,25$  weitere 5 s bis zum Aktivieren der Anlassventile zu warten [22], wodurch die Drehzahl um etwa 1 %-Punkt weiter abnimmt. Der anschließende pneumatische Umsteuervorgang geht derart schnell vonstatten, dass er in der Skalierung von Abb. 5.2 als Sprungfunktion zu erkennen ist und tatsächlich nur etwa 1 s dauert. Bei  $n_A = -22 \text{ min}^{-1}$  entsprechend  $n_A^* = -0,18$  setzt die Feuerung wieder ein, die den Motor binnen ca.  $430 \text{ s} - t_A = 43 \text{ s}$  gleichmäßig auf  $n = -105 \text{ min}^{-1}$  entsprechend  $n^* = -0,85$  beschleunigt. Es folgen starke Drehzahlschwankungen, die aus der ungünstigen Hydrodynamik am Propeller herrühren und mit starken Vibrationen des Schiffes einhergehen. Nach etwa einer weiteren Minute stellt sich eine stationäre Drehzahl bei  $n = -80 \text{ min}^{-1}$  entsprechend  $n^* = -0,65$  ein. Der endgültige Stopp-Zeitpunkt kann aus dem Drehzahlverlauf nicht entnommen werden, weil der Motor für die unmittelbar anschließende zehnmünütige Rückwärtsfahrt weiterhin in diesem Betriebspunkt gefahren wird. In Abstimmung mit der Brücke liegt der Zeitpunkt jedoch etwa, wie eingezeichnet, bei  $t_{\text{Stopp}} - t_0 = 343 \text{ s}$ . Der passive Anteil des Manövers vor dem Umsteuern in Bezug auf das gesamte Manöver beträgt damit zeitlich

$$t_{\text{passiv}}^* = \frac{t_U - t_0}{t_{\text{Stopp}} - t_0} = 0,56 \quad (5.3)$$

und der aktive Anteil nach dem Umsteuern dementsprechend

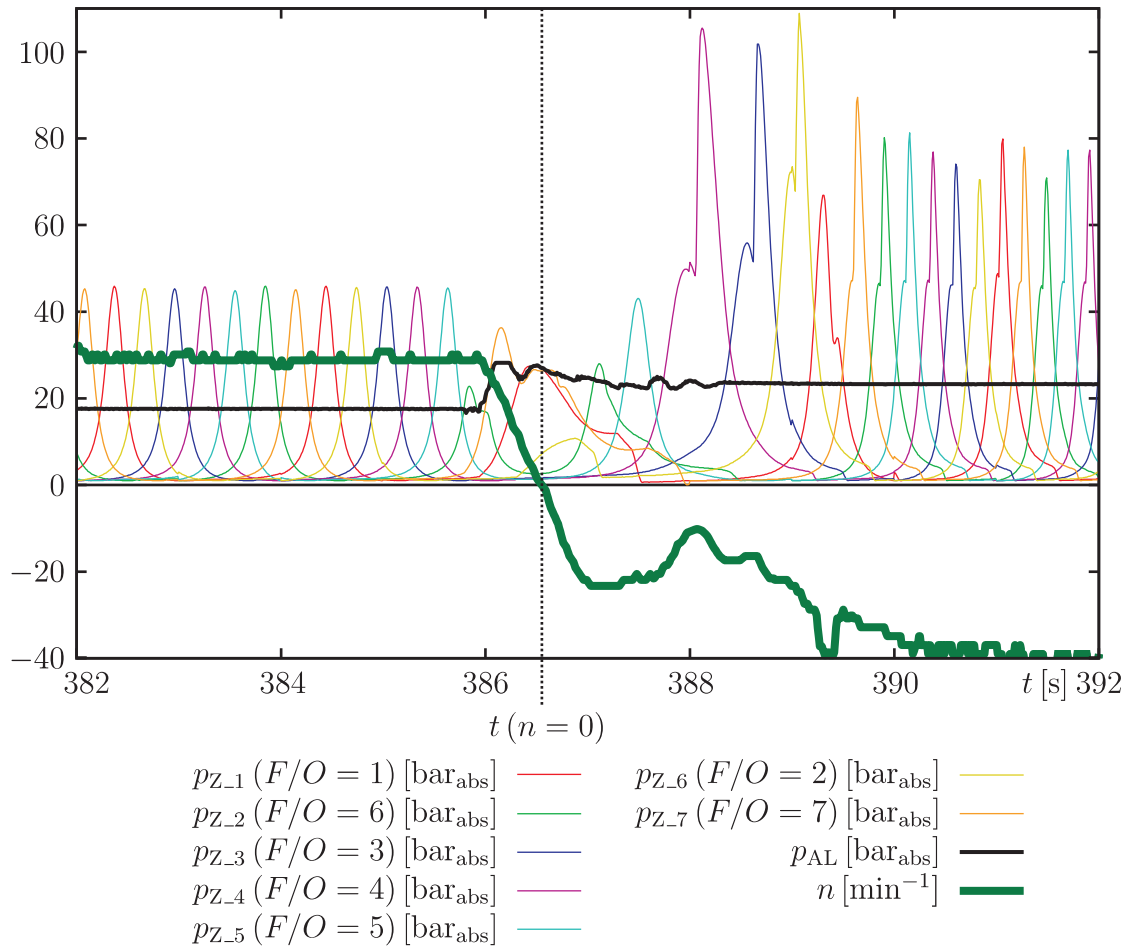
$$t_{\text{aktiv}}^* = \frac{t_{\text{Stopp}} - t_{A \approx U}}{t_{\text{Stopp}} - t_0} = 1 - t_{\text{passiv}}^* = 0,44 \quad (5.4)$$

Die Dauer des Manövers von 343 s und vor allem der zugehörige Stoppweg<sup>2</sup> von 1920 m sind die relevanten Ergebnisse der Demonstration des Manövers und werden im sog. „Wheelhouse-Poster“ verzeichnet, das der nautischen Besatzung auf der Brücke als Orientierungshilfe für die Manövriereigenschaften des Schiffes dienen soll. Jedoch gilt dieses Wertepaar ausschließlich für den vorliegenden Ballast-Ladefall. Eine Extrapolation oder empirische Abschätzung für den Stoppweg bei höheren Tiefgängen ist weder üblich noch gefordert.

Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf dem pneumatischen Umsteuervorgang liegt, ist der zugehörige Abschnitt des gemessenen Manövers in Abbildung 5.3 vergrößert dargestellt. Darin sind neben dem Drehzahlverlauf (dicke grüne Linie) sämtliche gemessenen Verläufe verzeichnet, deren Farbzugehörigkeit der Legende zu entnehmen ist. Zusätzlich ist als gestrichelte schwarze Linie der exakte Zeitpunkt vermerkt, in dem die Antriebsanlage den Nulldurchgang der Drehzahl erfährt.

Die Zylinderdruckverläufe vor Beginn des Umsteuervorganges weisen bezüglich OT symmetrische Verdichtungs- und Entspannungstakte auf, was eindeutig auf den vollständig ungefeuerten Betrieb zurückzuführen ist. Das Druckniveau bei Verdichtungsbeginn und Entspannungsende liegt nur unwesentlich über Umgebungsdruck und die Verdichtungsendrücke liegen bei etwa  $45 \text{ bar}_{\text{abs}}$ . Die Druckverläufe der einzelnen Zylinder weisen gegenüber

<sup>2</sup>Dieser Wert wird ebenfalls von der Satelliten-Navigationsanlage der Brücke geliefert.



**Abbildung 5.3:** Messverlauf um den Umsteuervorgang, Probe-fahrt NB 706

einer reinen Sinusform sehr langgezogene Ladungswechsel-Plateaus und nur sehr schmale Hochdruckbereiche auf. Dies ist neben der hohen Lage der Spülschlitze im Zylinder vor allem dadurch gegeben, dass der Motor mit  $\frac{r}{l} = 0,5$  ein relativ hohes Verhältnis zwischen Kurbelradius und Pleuellänge aufweist, eine Sinusform aber nur für  $\frac{r}{l} \rightarrow 0$  erreichbar ist. Dieses hohe Verhältnis ergibt sich aus dem konstruktiven Zielkonflikt, einen möglichst langen Kolbenhub bei begrenzter Bauhöhe des Motors zu ermöglichen.

Die Drehzahl fällt während dieser wenigen Sekunden nur noch unwesentlich ab, was neben der direkten Drehzahlinformation (dicke grüne Linie) an den gleichbleibenden Abständen der Verdichtungsspitzen sowie an der konstanten (positiven) Steigung des Kurbelwinkelverlaufes zu erkennen ist.

Nach Vollendung des Umsteuervorganges, der anhand der nächsten Abbildung 5.4 beschrieben wird, ist der Rückwärtslauf des Motors an der Drehzahllinie sowie der negativen Steigung des Kurbelwinkelverlaufes und der nun umgekehrten Reihenfolge der Zylinderarbeitsspiele zu erkennen. Die Angaben zur Zündfolge<sup>3</sup> in der Legende beziehen sich auf die Voraus-Drehrichtung des Motors und gelten für die Rückwärts-Drehrichtung folglich

<sup>3</sup>Abk. „F/O“ für engl. *firing order*

umgekehrt. Die einsetzende Verbrennung ist ab  $t = 388$  s deutlich an den Zünddruckspitzen zu erkennen<sup>4</sup>. Diese fallen bei den Zylindern 4, 3 und 6 besonders hoch aus, was mit entsprechend hohen Zündverzügen (zeitlicher Abstand zwischen Einspritzbeginn und Verbrennungsbeginn) einhergeht. Zum einen ist dafür die sehr langsame anfängliche Kolbengeschwindigkeit mit entsprechend hohen Wärmeverlusten im Hochdruckbereich, zum anderen das grundsätzlich niedrige Temperaturniveau der Zylinderbauteile durch die lange Auskühlung während der ungefeuerten Auslaufphase verantwortlich. Zum dritten ist während des pneumatischen Umsteuerns das Temperaturniveau durch das Einblasen kalter Luft noch weiter gesenkt worden. Die mangelhaften Zündbedingungen gipfeln in Zylinder 1 in einem Zündaussetzer, erkennbar an nur einem lokalen Druckmaximum im Bereich des oberen Totpunktes. Anschließend stabilisieren sich die Druck- bzw. Brennverläufe (Zyl. 7 ff.) bei immer noch sehr steilen Druckgradienten zwischen Verdichtungsende und Druckmaximum.

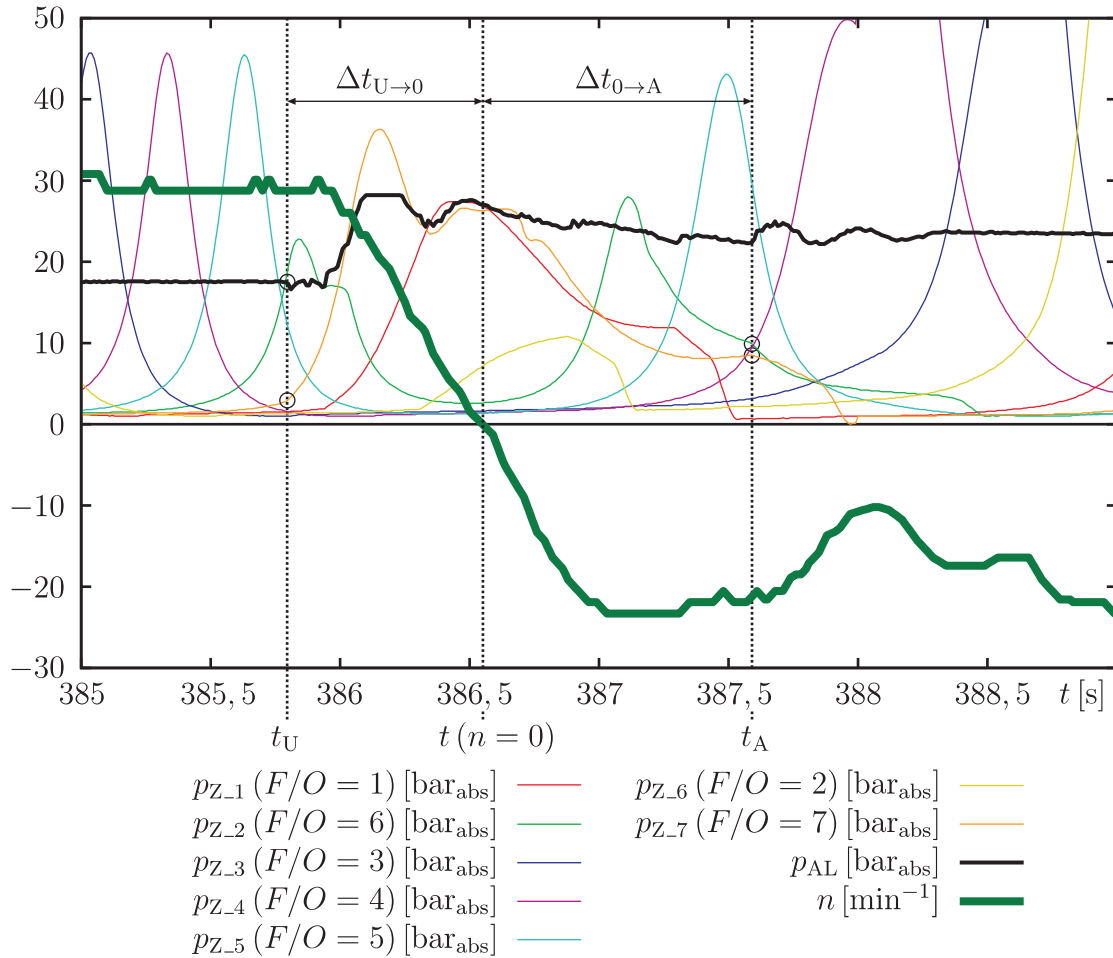
Die deutlichen Schwankungen der Verdichtungsendrücke im Bereich der ersten Zündungen sind darauf zurückzuführen, dass leichte Änderungen bzw. Erhöhungen im Ladeluftdruck und damit zu Beginn der Verdichtung den Druck bei Verdichtungsende über das Verhältnis der Druckniveaus beeinflussen. Solche Änderungen im Ladeluftdruck resultieren aus der Überschneidung der Gaswechselphasen mehrerer Zylinder während des Umsteuerns.

Am Druckverlauf der Anlassluft fällt auf, dass das Niveau vor dem Umsteuern niedriger ist als danach. Durch das Umsteuern bzw. speziell durch das Anlassen wird jedoch potenzielle Energie der Anlassluft zum Antrieb des Motors umgewandelt, so dass der Druck global sinken müsste. Die Ursache dieses Widerspruches ist dadurch zu erklären, dass zum Umsteuern zeitgleich mit der Aktivierung der Anlassventile auch das Hauptanlassventil (vgl. Abbildung 3.1) geöffnet wird und der Druck in der Verteilleitung daraufhin auf den Behälterdruck ansteigt. Dadurch, dass das Hauptanlassventil zuvor geschlossen war, kann der Druck der Verteilleitung über kleinste Leckagen allmählich abgesunken sein.

Der Beginn des Umsteuervorganges ergibt sich aus der bereits erwähnten Vorgabe in der Automation, nach Unterschreiten der Umsteuerdrehzahl weitere fünf Sekunden verstreichen zu lassen. Dieser Zeitpunkt  $t_U$  ergibt sich also ausschließlich über die Drehzahl, und trifft damit einen zufälligen Kurbelwinkel  $\varphi(t_U)$ . In Abbildung 5.4, die gegenüber der vorangegangenen Abbildung den Umsteuervorgang vergrößert zeigt, kann dieser Moment daran identifiziert werden, dass der Druckverlauf von Zylinder 7 durch das Öffnen des Anlassventils und die daraufhin einströmende Luft jäh nach oben abknickt (unterer Kreis bei  $t_U = 385,8$  s) und der Anlassluftdruck erste Schwankungen erfährt (oberer Kreis bei  $t_U$ ). Die einsetzende Bremswirkung durch Zylinder 7 und die nachfolgenden Zylinder 1 und 6 macht sich mit einem geringen Zeitverzug bei  $t = 385,95$  s an der einbrechenden Drehzahl bemerkbar. Zwischen diesem Moment und dem Stillstand des Motors bei  $t(n = 0) = 386,55$  s vergehen lediglich etwa  $0,6$  s, während derer die Kurbelwelle einen Winkelfortschritt von etwa  $50^\circ$  KW zurücklegt. Dieser Zusammenhang macht deutlich, wie gleichermaßen dynamisch der Vorgang ist und wie unvorhersehbar der oder die Zylinder sind, die aufgrund

---

<sup>4</sup>Die Automation schließt eine gleichzeitige Betätigung von Anlass- und Einspritzventil aus.



**Abbildung 5.4:** Messverlauf während des Umsteuervorganges (vergrößerter Ausschnitt), Probefahrt NB 706

ihrer Winkelstellung bei  $t_U$  am aktiven Geschehen während des Umsteuerns teilnehmen.

Im unmittelbaren Anschluss und unter gleichbleibendem Gradienten folgt die Beschleunigung des Motors in negativer Richtung, die bei einer Drehzahl von  $n_A = -22 \text{ min}^{-1}$  entsprechend  $n_A^* = -0,18$  endet, weil die beginnende Verdichtung in Zylinder 2 eine Gegenwirkung ausübt. Bei  $t_A = 387,6 \text{ s}$  werden die Anlassventile von Zylinder 2 und 7 zeitgleich geschlossen (Kreise bei  $t_A$ ), weil die Automation nun den Übergang vom pneumatischen in den gefeuerten Betrieb ausführt. Der pneumatische Anlassvorgang dauert demnach  $1,05 \text{ s}$  und erfolgt während eines Winkelfortschrittes von etwa  $110^\circ \text{KW}$ . Im Anschluss fällt die Drehzahl wieder etwas ab, bis bei  $t = 388,0 \text{ s}$  die erste Zündung für ein ausreichendes Antriebsmoment sorgt, um mit der gefeuerten Beschleunigung zu beginnen.

Während des Umsteuervorganges ist zu beobachten, dass während der Öffnungsfenster der Anlassventile die treibenden Druckdifferenzen zwischen Anlassluft- und den Zylinderdrücken mit Verringerung der Drehzahl ebenfalls kleiner werden, weil für die druckausgleichenden Strömungen über die Anlassventile mehr Zeit zur Verfügung steht. Insgesamt ist aber die Tendenz vorhanden, dass Zylinder während der Ventilöffnung im Druckniveau sowohl über- als auch unterhalb des Anlassluftdruckes liegen. Folglich finden zu jeder Zeit

Strömungen in beide möglichen Richtungen (aus Verteilleitung in Zylinder hinein und umgekehrt) statt. Daraus ergeben sich folgende Erkenntnisse und Zusammenhänge:

- Die Bremswirkung des einzelnen Zylinders entsteht nach den Mechanismen, die in Abschnitt 3.3 beschrieben wurden. Gegenteilige Erklärungen, nach denen die Anlassventile baulich bedingt schließen, sobald der Zylinderdruck den Anlassluftdruck überschreitet, sind nicht zutreffend.
- Die Betrachtung aller dargestellten Druckverläufe lässt den Schluss zu, dass der Motor während des Anhaltevorganges praktisch keine Anlassluft verbraucht. Das ergibt sich aus der Tatsache, dass es stets sowohl Zylinder mit Überdruck als auch solche mit Unterdruck bezüglich des Anlassluftdruckes gibt. Folglich wird Luft vermehrt zwischen Zylindern verschoben, wobei die Verteilleitung als Überströmleitung dient. Es trifft nicht zu, dass Luft nur aus der Leitung in die Zylinder einströmt und mit dem Gaswechsel in den Abgassammler entlassen wird. Ein Gleichgewicht wird erst bei Stillstand erreicht, weil vorher aufgrund des Zusammenspiels von Kolbenbewegung und Anlassventilströmung ein ständiger Vorzeichenwechsel der treibenden Druckdifferenzen stattfindet. In der thermodynamischen Betrachtungsweise des gesamten Systems entsteht die Bremswirkung dadurch, dass die kinetische Energie aus dem Triebwerk im Druckaufbau in den Zylindern umgewandelt und anschließend bei der Aus- bzw. Überströmung zwischen den Zylindern an den drosselnden Ventilquerschnitten dissipiert wird. Einer kontinuierlichen Zunahme der inneren Energie des Systems durch Dissipation wird dadurch entgegengewirkt, dass durch die außerhalb der Anlassventilöffnungen liegenden Gaswechsel die aufgewärmte Zylinderluft ausgewechselt wird. Diese Erklärung wird dadurch gestützt, dass das Druckniveau in der Verteilleitung während des Anhaltevorganges zwar stark schwankt, aber nicht signifikant abnimmt.
- Erst für das anschließende Anlassen wird gespannte Anlassluft als Energiequelle verbraucht, weil der Motor als Druckluftmotor entsprechend der Beschreibung in Abschnitt 3.2 betrieben wird.

Aus den Beschreibungen geht hervor, dass die beschriebene Messung die eingangs beschriebene Theorie der Mechanismen beim pneumatischen Umsteuern bestätigt.

## 5.2 Simulation des Umsteuervorganges

Die nachfolgende Simulation soll unter Beweis stellen, dass die in Kapitel 4 beschriebene Modellierung sowie deren Umsetzung in einem Rechenprogramm geeignet sind, die realen Vorgänge beim pneumatischen Umsteuern abzubilden.

Das Rechenprogramm wird in der Programmiersprache FORTRAN erstellt. Die Berechnung erfolgt diskret in parametrisch festgelegten und damit unveränderlichen Zeitschritten.

Da die in Kapitel 4 beschriebene Formulierung sequentiell und eindeutig ist, kann das Rechenprogramm vollständig auf Iterationen verzichten und arbeitet folglich sehr schnell<sup>5</sup>. Der schematische Ablauf kann der Abbildung A.3 im Anhang entnommen werden. Der Aufbau der verschachtelten Schleifen berücksichtigt die zeitliche Einordnung der einzelnen physikalischen Vorgänge, d. h. gleichzeitige und zeitlich aufeinander folgende Ereignisse werden in eben dieser Abfolge berechnet.

Die Ergebnisse der Simulation des gemessenen Umsteuervorganges sind in Abbildung 5.5 wiedergegeben. Dabei ist das Programm durch die technischen Daten des Motors gemäß Tabelle A.1 sowie die für die Simulation erforderlichen Anfangsbedingungen gemäß Tabelle A.2 parametrisiert. Zwischen beiden wird unterschieden, weil die technischen Daten feste Werte für die vorliegende Anlage sind, die Anfangsbedingungen sich hingegen aus der Situation im Moment der Umsteuerung ergeben. Die Zeitschrittweite in der Simulation beträgt  $dt = 1$  ms. Die Steuerwinkel der Anlass- und Auslassventile entstammen dem Steuerungsrechner der Motoranlage und können ferner an den gemessenen Zusammenhängen verifiziert werden<sup>6</sup>.

Um eine Übereinstimmung mit den Messergebnissen zu erzielen, muss lediglich der Kurbelwinkel zu Beginn der Simulation so gewählt werden, dass der pneumatische Betrieb in beiden Fällen im gleichen Kurbelwinkel beginnt. Außerdem wird der Druckanstieg in der Verteilleitung erzwungen, der in der Messung mit einem leicht verspäteten Öffnen des Hauptanlassventils begründet ist.

Zur besseren Vergleichbarkeit dient zusätzlich Abbildung 5.6, wo die für den Umsteuervorgang wesentlichen Verläufe von Simulation (durchgezogene Linien) und Messung (gestrichelte Linien) übereinandergelegt sind.

Ein systematischer Unterschied zwischen Messung und Rechnung ist dadurch gegeben, dass der pneumatische Betrieb im Messverlauf durch den direkt anschließenden gefeuerten Betrieb beendet wird ( $t_A$ ). Im Rechenprogramm ist der gefeuerte Betrieb nicht vorgesehen, so dass der Motor in der Simulation bis zum Ende des dargestellten Zeitraumes pneumatisch weiterbetrieben wird. Aufgrund dieses Unterschiedes ist der zugehörige Zeitabschnitt in Abbildung 5.6 schraffiert dargestellt.

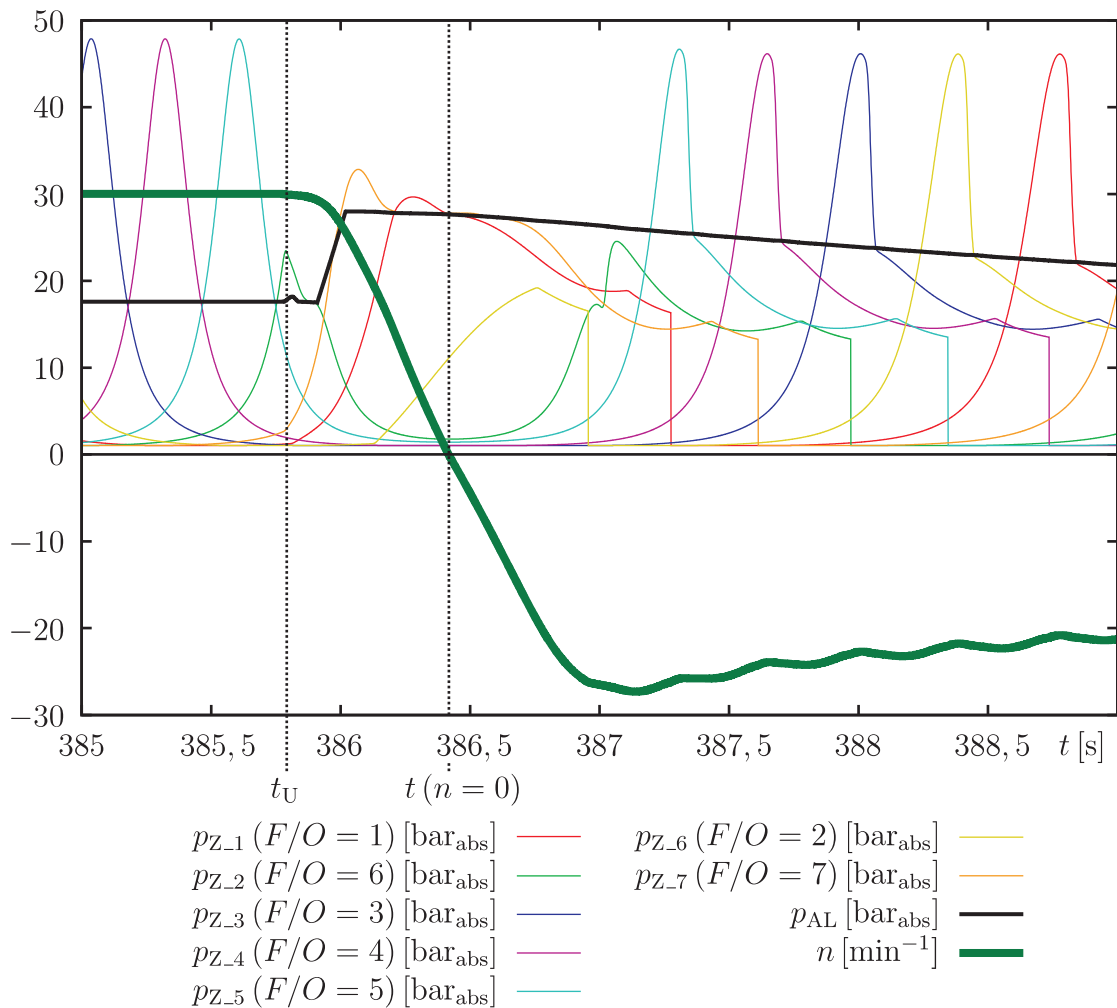
Aus dem Vergleich des simulierten mit dem gemessenen Verlauf gehen folgende qualitative Übereinstimmungen hervor:

- Die Zylinderdruckverläufe vor Beginn des pneumatischen Betriebes einschließlich der Verdichtungsenddrücke stimmen auch quantitativ sehr gut überein (vgl. Abbildung 5.5).

---

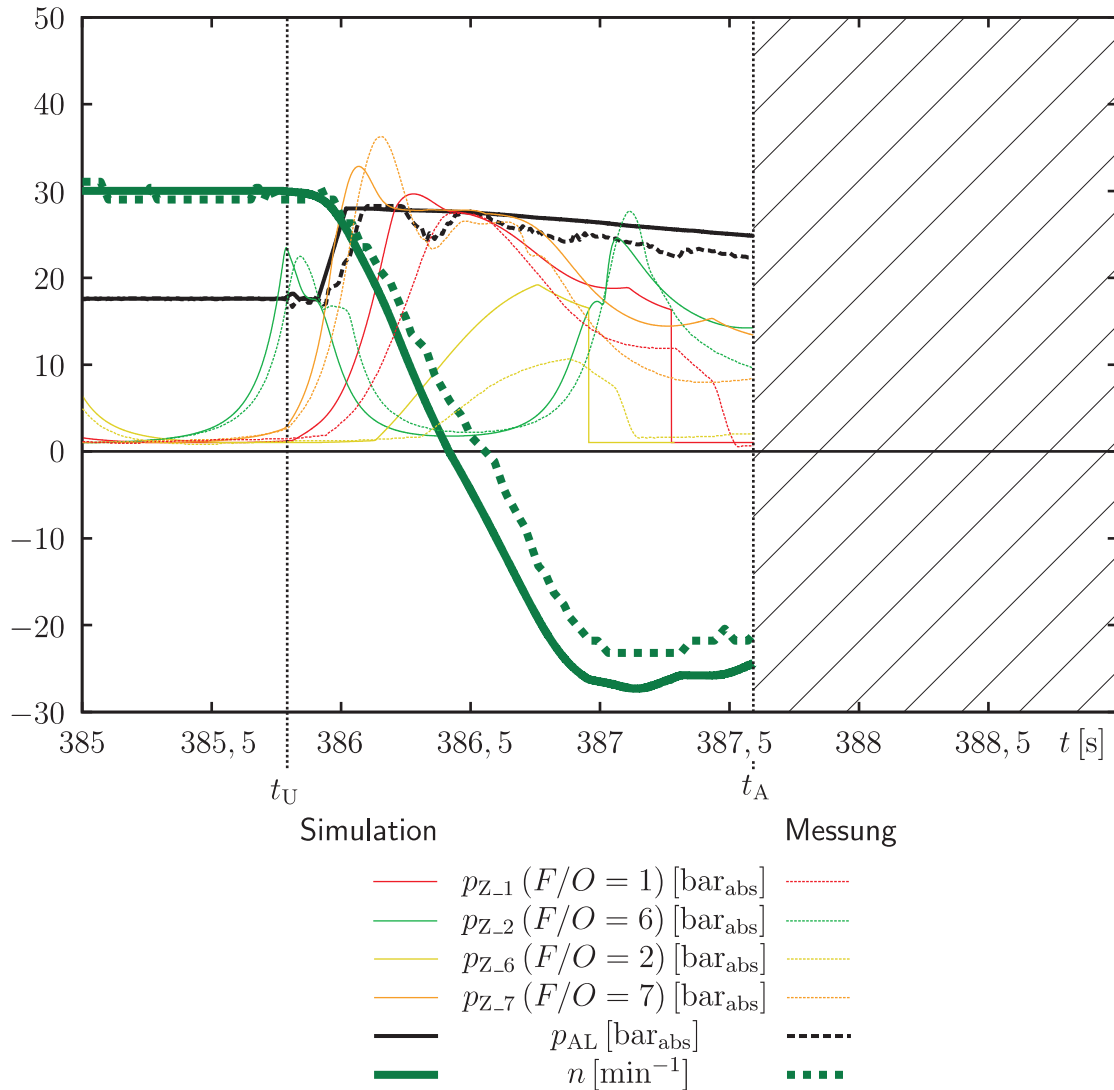
<sup>5</sup>Die Simulation eines 12-Zylinder-Motors läuft beispielsweise bei einer Zeitschrittweite von 1 ms etwa 10mal schneller als Echtzeit.

<sup>6</sup>Die oberen Totpunkte können grafisch und anhand der Datensätze eindeutig den jeweiligen Kurbelwinkeln zugeordnet werden. Die charakteristischen Unstetigkeiten in den Druckverläufen lassen auf die Schaltzeiten der Ventile schließen, die dann ebenfalls den Kurbelwinkeln der Zylinder zugeordnet werden können.



**Abbildung 5.5:** Simulation des Umsteuervorganges im Notstopp-Manöver, Probefahrt NB 706

- Die Drehzahlverläufe nach Beginn des pneumatischen Betriebes entsprechen sich hinsichtlich der gleichmäßigen Verzögerung bzw. Beschleunigung. Die Beschleunigung auf maximale neg. Drehzahl dauert tendenziell länger als der vorherige Anhaltevorgang.
- Übereinstimmend sind die Zylinder 2, 7, 1 und 6 am pneumatischen Betrieb beteiligt, was sich zwingend aus der Dauer des Anhaltevorgangs und dem währenddessen überstrichenen Kurbelwinkel ergibt.
- Der Druck in Zylinder 2 liegt im ersten Moment bereits etwas höher als der Druck der Anlassluft, so dass er Luft abbläst und folglich einen Druckeinbruch aufweist. Dieses Abblasen führt jedoch nicht zu einem Druckanstieg in der Verteilung, weil Zylinder 7 im Druckniveau wesentlich niedriger liegt und folglich Luft aufnimmt.
- Bedingt durch den Druckanstieg in der Verteilung durch Öffnen des Hauptanlassventils liegt das Druckmaximum von Zylinder 7 und dem folgenden Zylinder 1 deutlich über dem Maximum von Zylinder 2. Auffällig übereinstimmend ist dabei vor allem



**Abbildung 5.6:** Simulation und Messung des Umsteuervorganges im Notstopp-Manöver, Probefahrt NB 706

die Tatsache, dass sich die Drücke in allen Zylindern nicht mehr weit vom Druck der Verteilleitung (weder ober- noch unterhalb) entfernen.

- In Zylinder 6 wird der Öffnungswinkel des Anlassventils eben überstrichen. Der Druckanstieg erfolgt dort jedoch langsamer als in den übrigen Zylindern. Die Begründung liegt darin, dass sich der Kolben nahe des Stillstandes nur noch sehr langsam bewegt und der Druckanstieg folglich fast ausschließlich durch die einströmende Anlassluft hervorgerufen, nicht aber durch die Verdichtungsbewegung des Kolbens unterstützt wird. Über den Nulldurchgang hinaus strömt Anlassluft ein, bis bei rückwärtigem Erreichen des entsprechenden Zylinderwinkels das Anlassventil schließt. Dies ist am ersten signifikanten Knick im Druckverlauf zu erkennen. Der zweite signifikante Knick bedeutet das Öffnen des Auslassventils. Der anschließende Druckabfall ist in der Messung nicht so abrupt wie in der Rechnung, weil der Gaswechsel in der Modellbildung als beliebig schnell angenommen wurde (vgl. Abschnitt 4.2). Die beiden signifikanten

Knicke finden sich in der Simulation bei allen Zylindern nach dem Nulldurchgang der Drehzahl. In der Messung sind sie nur noch bei Zylinder 1 und ansatzweise bei Zylinder 7 zu finden, weil dort direkt der gefeuerte Betrieb anschließt und folglich die Anlassventile außer Funktion sind.

In Anlehnung an die Aufzählung der wesentlichen charakteristischen Elemente des Umsteuervorganges auf Seite 85 ergibt sich aus diesem Vergleich, dass das Simulationsmodell gut geeignet ist, diesen komplexen Vorgang mit ausreichender Genauigkeit nachzubilden.

Dennoch sei auch auf die Abweichungen des simulierten Verlaufes vom gemessenen Verlauf hingewiesen:

1. Grundsätzlich fällt die Wirkung des pneumatischen Betriebes schwächer aus, als sich aus den Modellannahmen und ihrer Simulation ergibt. Innerhalb der Zylinder wird beispielsweise deutlich, dass deren Druckverläufe in der Simulation sämtlich etwas dichter am Druck der Anlassluft liegen. Im Gegenzug sind die Krümmungen der gemessenen Druckverläufe ( $\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$ ) weicher als die simulierten, die teilweise sogar Spitzen aufweisen (z. B. Zylinder 2 bei  $t_U$ ). Beides lässt darauf schließen, dass die Luftströmungen am Anlassventil in der (gemessenen) Realität größeren Behinderungen und Verlusten ausgesetzt sind, als in der Modellbildung angenommen wurde. Ferner beläuft sich die maximale negative Drehzahl gegen Ende des Umsteuervorganges in der Rechnung auf  $-26 \text{ min}^{-1}$ , in der Messung hingegen auf niedrigere  $-23,3 \text{ min}^{-1}$ . Dies kann als Folge der in der Modellierung zu günstig angenommenen Strömungsverhältnisse angesehen werden.
2. Der gemessene Druckverlauf der Verteilleitung weist, abgesehen von dem beschriebenen Sprung bei 386 s, starke Schwankungen auf, die im simulierten Verlauf nicht zu finden sind. Diese Schwankungen können zweierlei Ursachen haben, die beide in der Lage des Messpunktes am vorderen Motorende der Leitung begründet sind: Zum einen kann das plötzliche Öffnen des Hauptanlassventils in Verbindung mit dem anliegenden Druckgefälle von mehr als 10 bar eine Druckwelle auslösen, die zwischen dem Behälter und dem vorderen Ende der Verteilleitung hin- und herläuft. Ihre Periode berechnet sich aus der dazwischenliegenden Leitungslänge und der Schallgeschwindigkeit der Luft zu  $\Theta = \frac{2l_{\text{Leitung}}}{a_L}$ , wenn Dämpfungseinflüsse unberücksichtigt bleiben. Die Leitungslänge kann überschlägig mit etwa 30 m angenommen werden und die Schallgeschwindigkeit ergibt sich nach  $a_L = \sqrt{\kappa_L R_L T_U}$ . Demnach wäre eine Periodendauer in der Größenordnung von  $\Theta = 0,17 \text{ s}$  und damit in guter Übereinstimmung mit den Schwankungsdauern im gemessenen Druckverlauf. Zum anderen liegt der Messpunkt sehr dicht an der Stelle, wo die Stichleitung zum Zylinder 7 von der Verteilleitung abzweigt. Somit unterliegt die Messstelle, wenn überhaupt, am ehesten den Druckschwankungen durch veränderliche Strömungsgeschwindigkeiten in dieser Stichleitung zum Zylinder 7. Im Messverlauf ist zu erkennen, dass bei  $t_A$  eine letzte große Schwankung im Druck der Verteilleitung entsteht, die nach zwei Perioden abklingt.  $t_A$  ist

dabei genau der Moment, in dem alle noch offenstehenden Anlassventile schließen, was zufällig auch das Ventil vom Zylinder 7 einschließt. Die Strömung in der zugehörigen Stichelung ist vorher durch den niedrigen Druck im Zylinder sehr schnell und wird abrupt angehalten, wodurch die gemessene Druckwelle ausgelöst werden kann. Die kleineren Schwingungen im Bereich von etwa 30 ms, die sich durch den gesamten Druckverlauf während des pneumatischen Betriebes ziehen, sind demnach entweder Oberfrequenzen der Grundschiwingung oder eigene Schwingungssysteme, die sich aus den Interaktionen der verschieden langen und dicken Rohrleitungen ergeben.

Zu den beschriebenen Abweichungen ist ergänzend anzumerken: Der 1. Punkt ist eine wichtige Erkenntnis, wenn die Simulation dazu genutzt werden soll, absolute quantitative Ergebnisse für die Umsteuerleistung einer Antriebsanlage mit gegebenen Daten zu liefern. In der vorliegenden Arbeit jedoch soll mit Hilfe des Simulationsprogrammes eine Untersuchung ermöglicht werden, wie sich **Änderungen** einzelner Parameter **relativ** auf das Umsteuerverhalten auswirken, um Optimierungsmöglichkeiten zu erkennen. Der Zweck des beschriebenen Vergleiches mit der Messung ist es, lediglich die Fähigkeit der Methode zur Abbildung der physikalischen Mechanismen unter Beweis zu stellen, was gelungen ist. Eine quantitative Anpassung der Simulation an die Messung wäre unter freier Auswahl sämtlicher technischer und Betriebsparameter zwar möglich, würde sich aber von der Realität entfernen und wäre folglich nicht zielführend.

Zum Punkt 2. ist anzumerken, dass die erwähnte Diskrepanz systematisch ist, weil in der Modellbildung die gasdynamischen Effekte bezüglich des Schwingverhaltens nicht berücksichtigt werden. Die Auswirkungen der Gasschwingungen auf das Umsteuerverhalten können gleichermaßen förderlich wie hinderlich sein. Der Messverlauf lässt jedoch vermuten, dass ihr Einfluss gering und daher vernachlässigbar ist, was die Vereinfachung im Modell rechtfertigt. Außerdem ist die Entstehung der Schwingungen von derart vielen zufälligen Größen abhängig (z. B. Kurbelwinkel zu Beginn und Ende des Umsteuerns, Drücke der betroffenen Zylinder etc.), dass eine kontrollierte Nutzung zum Zweck der Verfahrensoptimierung ohnehin ausgeschlossen werden kann und deren aufwändige Abbildung folglich ebenfalls nicht sinnvoll wäre.

Der Vergleich zwischen der Messung an der ausgeführten Motoranlage und der Simulation des Anlagenmodells zeigt, dass die Modellierung in der Lage ist, die physikalischen Effekte beim pneumatischen Betrieb qualitativ und in guter Näherung auch quantitativ abzubilden. Die Abweichungen sind erklärbar und nicht kritisch bezüglich der Funktionalität. Somit ist eine Ausgangsbasis für die spätere Parameterstudie gegeben, die einen guten Kompromiss aus der Detailtiefe der einflussreichen Zusammenhänge und einer schnellen Berechenbarkeit darstellt.

### 5.3 Simulation eines vollständigen Notstopp-Manövers

Damit die Ergebnisse der folgenden Parameterstudie auch hinsichtlich ihres Einflusses auf den Stoppweg beim Notstopp-Manöver bewertet werden können, soll neben dem isolierten Umsteuervorgang das gesamte Notstopp-Manöver simuliert werden.

Freilich ist es dabei nicht erforderlich, auch während der übrigen Phasen des Manövers (vgl. Abschnitt 2.2) die innermotorischen Vorgänge in der Detailtiefe abzubilden, wie es die Modellierung des pneumatischen Betriebes ermöglicht. Stattdessen ist während jener Phasen die Interaktion zwischen Schiff und Propeller von größerer Bedeutung, wie in Abschnitt 2.2 erläutert wurde.

Während der Auslaufphase ist hinsichtlich der Motoranlage lediglich das Reibmoment von Belang. Während der Beschleunigung nach dem Umsteuern wird die zeitliche Lastaufnahme  $dM_{\text{Motor}}/dt$  von Seiten des Herstellers limitiert und durch die Automation kontrolliert. Während des anschließenden Rückwärtslaufs liefert der Motor das maximale Moment, das bei der erreichbaren Drehzahl kurzzeitig abgefordert werden kann. Dieser Zusammenhang ist dem Motorkennfeld zu entnehmen und damit ebenfalls durch den Hersteller vorgegeben. Folglich kann das Verhalten der Motoranlage während aller Phasen außer der des pneumatischen Umsteuerns über Ersatzfunktionen mit entsprechenden Parametern abgebildet werden.

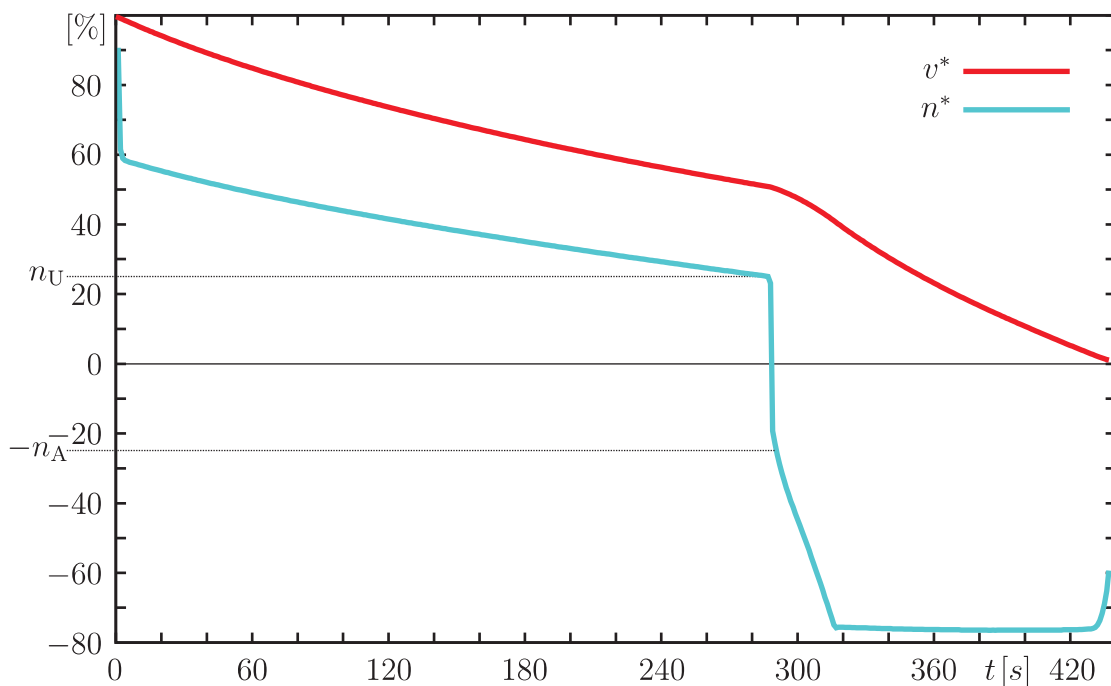
Es liegt daher nahe, das Manöver in einem Simulationsprogramm durchzuführen, das die physikalischen Einzel- und Wechselwirkungen von Schiff und Propeller zu berechnen vermag und ferner das dynamische Betriebsverhalten der Motoranlage über Ersatzfunktionen berücksichtigt. Ein solches Simulationsprogramm ist E4, das an der TECHNISCHE UNIVERSITÄT HAMBURG-HARBURG im INSTITUT FÜR ENTWERFEN VON SCHIFFEN UND SCHIFFSSICHERHEIT in Kooperation mit der FLENSBURGER SCHIFFBAUGESELLSCHAFT MBH entwickelt wird und ebenfalls in der Programmiersprache FORTRAN verfasst ist. Es enthält als einen Bestandteil der umfangreichen Methodenbibliothek eine zeitbasierte Manövriersimulation, welche die in Kapitel 2 aufgezählten Standard-Manöver umfasst. Darin ist das Verhalten von Vier- und Zweitaktmotorenanlagen in Form der erwähnten und weiterer Ersatzfunktionen eingepflegt [11].

Um das Notstopp-Manöver mit langsamlaufendem Zweitaktmotor und Festpropeller berechnen zu können, bedarf es einer Integration der Umsteuersimulation in die Manövriersimulation von E4. Gegenüber der bisherigen Variante der Umsteuersimulation, die als alleinstehende Einheit konzipiert ist, müssen für die integrierte Variante einige Anpassungen der Randbedingungen vorgenommen werden:

- Die erforderlichen Übernahme- und Übergabe-Schnittstellen sind zu definieren.
- Die Manövriersimulation arbeitet mit einer Zeitschrittweite von  $dt = 0,1$  s, die für die Umsteuersimulation zu grob ist. Folglich ist ein Integrator erforderlich, der die Ergebnisse sämtlicher Zeitschritte der Umsteuersimulation während eines Zeitschrittes der Manövriersimulation zusammenfasst.

- Der Drehzahlregler muss eine sog. „Anti-Windup-Funktion“ erhalten, ohne die sich das Integrationsglied des Reglers durch die Sollwertvorgabe von maximaler negativer Drehzahl so weit auflädt, dass die Einflüsse der anderen Regelglieder überstimmt werden.
- Die mechanische Schnittstelle der Umsteuersimulation ist das Schwungrad, weil die Propellerdynamik in der Manövriersimulation enthalten ist. Die in Abschnitt 4.3.2 beschriebene Ersatzfunktion für das Propellermoment kann daher entfernt werden.
- Die Trägheiten von Propellerwelle und Propeller nebst hydrodynamischen Zusatzmassen werden in der Manövriersimulation ermittelt, wo auch die Lösung des Drallsatzes erfolgt. Die zugehörigen Bestandteile können folglich entfernt werden.
- Als Übergabevariable verbleibt ausschließlich das Moment, das der Motor während des Umsteuerns am Schwungrad abliefern.

In Abbildung 5.7 ist ein Notstopp-Manöver eines Containerschiffes<sup>7</sup> mit 8200 Containerstellplätzen (TEU) über der Zeit dargestellt, wie es in E4 unter Einbindung der Umsteuersimulation berechnet wird.



**Abbildung 5.7:** Simulierter Verlauf des Notstopp-Manövers des 8200-TEU-Containerschiffes

<sup>7</sup>Für das zuvor betrachtete Schiff (Autotransporter, NB 706) sind im Rahmen der vorliegenden Arbeit keine detaillierten Daten des Unterwasserschiffes und des Propellers verfügbar, so dass für die Simulation des Manövers auf ein vorhandenes Schiff zurückgegriffen wird, dessen Probefahrtauswertung einschließlich des Messverlaufes vom Notstopp-Manöver vorliegt.

Die technischen Daten des Schiffes und der Motoranlage sind den Tabellen 5.3 und 5.4 zu entnehmen. Als Randbedingungen für die Umsteuerung der Motoranlage sind Umsteuer- und Anlassdrehzahl zu  $|n_U^*| = |n_A^*| = 0,25$  gesetzt.

**Tabelle 5.3:** Daten des 8200-TEU-Containerschiffes

	Zeichen	Wert	Einheit
Länge über alles	$L_{OA}$	334,00	m
Länge zwischen Loten	$L_{PP}$	319,00	m
Breite auf Spanten	$B$	42,80	m
Entwurfstiefgang	$T_D$	13,00	m
Freibordtiefgang	$T_{FS}$	14,50	m
Dienstgeschwindigkeit auf $T_D$	$v_D$	25,3	kn
Stellplatzzahl		8214	TEU
Tiefgang vorn (Probefahrt)	$T_{FP}$	4,50	m
Tiefgang achtern (Probefahrt)	$T_{AP}$	9,00	m

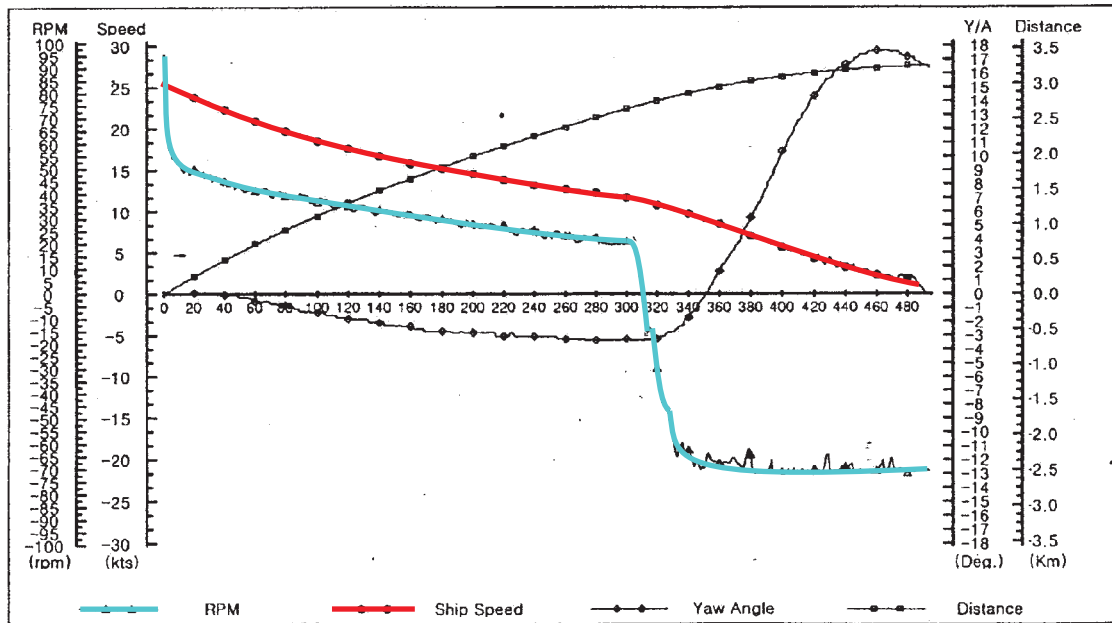
**Tabelle 5.4:** Technische Daten der Motoranlage „MAN B&W 12K98MC-C“ des 8200-TEU-Containerschiffes

	Formelzeichen	Wert	Einheit
Zylinderzahl	$Z$	12	–
Bohrung	$D$	980	mm
Hub	$s = 2r$	3000	mm
Pleuellänge	$l$	4000	mm
Nennleistung	$P_{e\_N}$	68640	kW
Nenn Drehzahl	$n_N$	94	$\text{min}^{-1}$

Zur Demonstration der qualitativen sowie quantitativen Übereinstimmung der Ergebnisse der Manövrier-Simulation mit einer Messung dient Abbildung 5.8. Dort ist dasselbe Notstopp-Manöver dargestellt, wie es auf der Werftprobefahrt des Schiffes vermessen wurde. Die signifikanten Zeiten sowie die zugehörigen Stoppwege sind in Tabelle 5.5 wiedergegeben.

Bei der Ermittlung der Stoppzeit ist der relative Fehler<sup>8</sup> mit  $-9,9\%$  auffällig hoch. Allerdings birgt die Ermittlung dieses Zeitpunktes auf der Probefahrt ein hohes Fehlerpotenzial, weil der Stillstand des Schiffes (definitionsgemäß der Zeitpunkt, bei dem das Schiff keine Fahrt durchs Wasser mehr macht) durch einen Beobachter festgestellt wird. Es erscheint dabei einleuchtend, dass diese Beobachtung im aufgewühlten und durch den rückwärtsdrehenden Propeller nach vorn beschleunigten Umgebungswasser schwierig ist. Der bis zum Stillstand zurückgelegte Weg des Schiffes kann hingegen sehr genau angegeben

<sup>8</sup>Bezogen auf den Wert der Messung.



**Abbildung 5.8:** Gemessener Verlauf des Notstopp-Manövers des 8200-TEU-Containerschiffes

**Tabelle 5.5:** Charakteristische Ergebnisse aus Rechnung und Messung des Notstopp-Manövers des 8200-TEU-Containerschiffes

		Simulation	Messung	Rel. Fehler
Zeit bis Umsteuern	$t_U$	290 s	305 s	-4,9 %
Zeit bis Stopp	$t_{\text{Stopp}}$	437 s	485 s	-9,9 %
Stoppweg	$s_{\text{Stopp}}$	3124 m	3200 m	-2,4 %

werden, weil sich trotz der genannten Schwierigkeit gegen Ende des Manövers aufgrund der geringen Restgeschwindigkeit die Position des Schiffes nur noch unwesentlich ändert. Folglich stimmt das Simulationsergebnis für den Stoppweg mit nur -2,4 % Abweichung sehr gut mit der Messung überein. Mit dieser Interpretation soll keinesfalls das Simulationsergebnis als Referenz dargestellt werden. Vielmehr soll ein Eindruck entstehen, mit welcher mannigfachen Unsicherheiten von unterschiedlich großem Einfluss auch die zum Vergleich herangezogenen Messungen verbunden sind. In der Simulation werden die Schub- und Momentenbeiwerte aller vier Quadranten für das Notstopp-Manöver mit Festpropeller aus den Wageningen B-Serien [47] entnommen, weil rechenschnelle Traglinienverfahren nur für den ersten Quadranten ( $n > 0$  und  $M > 0$ ) geeignet sind [11]. Insbesondere die Übertragung dieser in Datentafeln abgefassten Messergebnisse aus Modellversuchen auf moderne Propellerformen sowie Großausführungen erfordert empirische Anpassungen, die wiederum kaum an Messungen validiert werden können und somit eine Quelle für Ungenauigkeiten darstellen.

Dennoch stellt die vorliegende Manövriersimulation unter Einbeziehung der Simulation des pneumatischen Betriebes eine Möglichkeit dar, mit der die charakteristischen Phasen des Manövers in Qualität und Quantität so präzise wiedergegeben werden können, dass die Übertragung der Ergebnisse der folgenden Parameterstudie erlaubt, deren Einfluss auf das gesamte Manöver abschätzen zu können.



# Kapitel 6

## Sensitivität der Parameter

Das vorliegende Kapitel ist dem Versuch gewidmet, mit der erstellten und validierten Umsteuersimulation die Parameter und zugehörigen Tendenzen zu ermitteln, die das Umsteuerverhalten beeinflussen können. Vorrangiges Ziel ist die Erhöhung der frühestmöglichen Umsteuerdrehzahl, ohne den Motor dabei thermisch und mechanisch stärker zu belasten und ohne den anschließenden Wiederstart des Motors zu gefährden.

Als Variationsmöglichkeiten kommen sowohl Änderungen der Werte bestimmter Parameter als auch solche Änderungen in Frage, die das Funktionsprinzip des Umsteuervorganges grundlegend ändern würden.

### 6.1 Festlegung des Referenzstatus

Als Referenzfall soll das Umsteuermanöver des Autotransporters dienen, das in Kapitel 5 diskutiert wurde. Um allgemeingültige Ergebnisse zu erhalten, wird jedoch der Drucksprung durch Öffnen des Hauptanlassventils (vgl. Seite 83) nicht abgebildet und stattdessen ein Anfangsdruck im Behälter bzw. in der Verteilleitung von 28 bar vorausgesetzt. Dieser Referenzfall ist in Abbildung 6.1 über der Zeit dargestellt<sup>1</sup>.

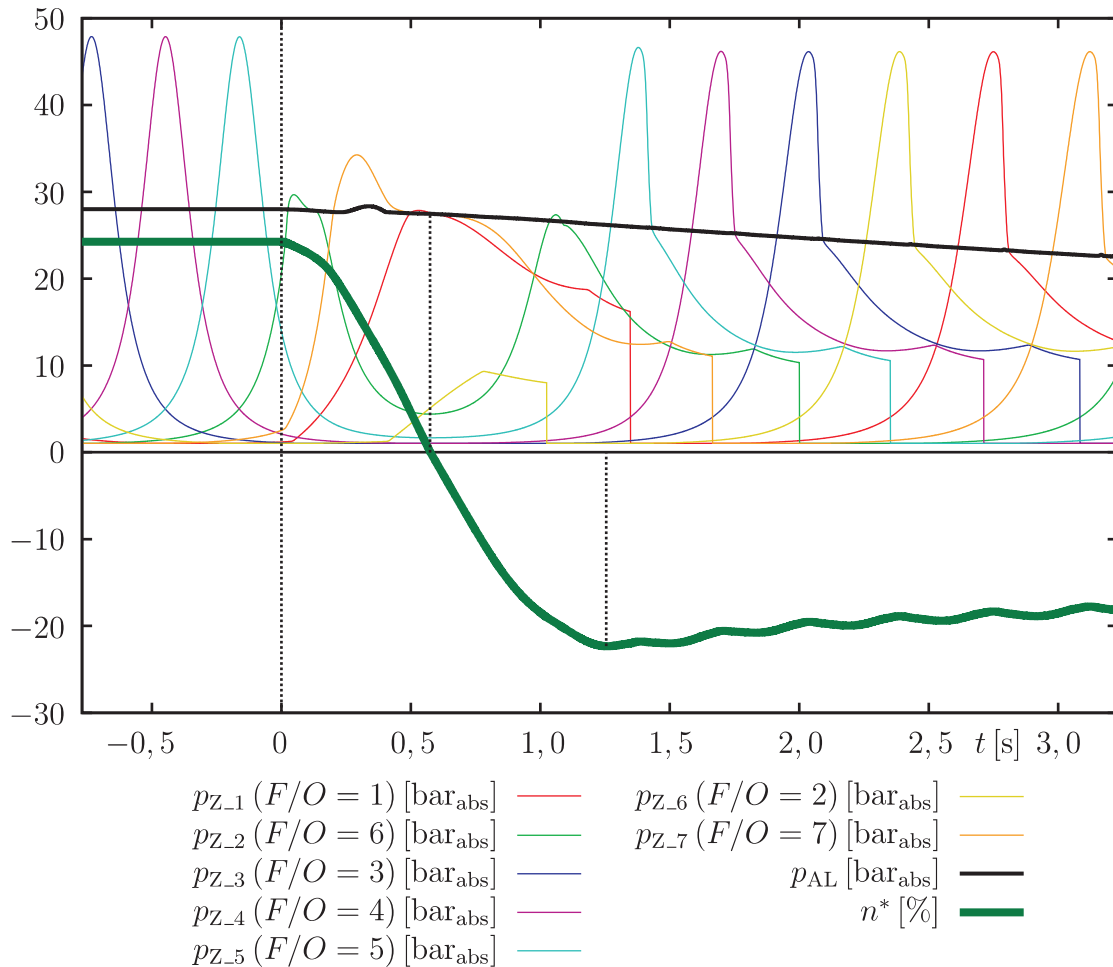
Der Kurbelwinkel, in dem der pneumatische Betrieb beginnt, ergibt sich zufällig durch das Zusammenspiel von Zeitpunkt und Drehzahl. Um auszuschließen, dass der Kurbelwinkel und damit die Ausgangsstellung aller Zylinder und Ventile einen großen Einfluss auf die Ergebnisse hat, wird die Berechnung des Referenzfalles versuchsweise aus zehn verschiedenen Anfangskurbelwinkeln  $\varphi_U$  im Abstand von  $36^\circ$  KW begonnen. In Tabelle B.1<sup>2</sup> im Anhang sind die Ergebnisse für die Umsteuerzeit  $\Delta t_{U \rightarrow A}$ , die erreichte maximale bezogene Drehzahl im Rückwärtslauf<sup>3</sup>  $-n_A^*$  sowie den Druck in der Verteilleitung  $p_{VL\_A}$  bei dieser Drehzahl

---

<sup>1</sup>In dieser und in den folgenden derartigen Abbildungen wird eine neue Skalierung gewählt, deren Nullpunkt auf den Beginn des pneumatischen Betriebes gelegt ist. So können Einflüsse auf die Zeitabläufe besser verglichen werden. Außerdem werden die Drehzahlverläufe mit bezogenen Werten in [%] dargestellt, um eine höhere Allgemeingültigkeit zu erzielen.

<sup>2</sup>Der Datensatz des Referenzfalles wird in den tabellarischen Darstellungen in **fett** wiedergegeben.

<sup>3</sup>Diese Drehzahl wird im Folgenden als Anlassdrehzahl  $-n_A^*$  interpretiert, da bei dieser Drehzahl der



**Abbildung 6.1:** Umsteuermanöver 7RT-flex50 (simuliert) als Referenz

zusammengestellt. Es zeigt sich, dass die Streuungen bei der Dauer bei maximal 3,6%, bei der Drehzahl bei max. 2,5% und beim Druck in der Verteilleitung bei max. 0,8% liegen. Diese Streuungen sind nicht signifikant, werden aber bei den weiteren Untersuchungen ggf. berücksichtigt, wenn die erzielten Änderungen in ähnlicher Größenordnung liegen.

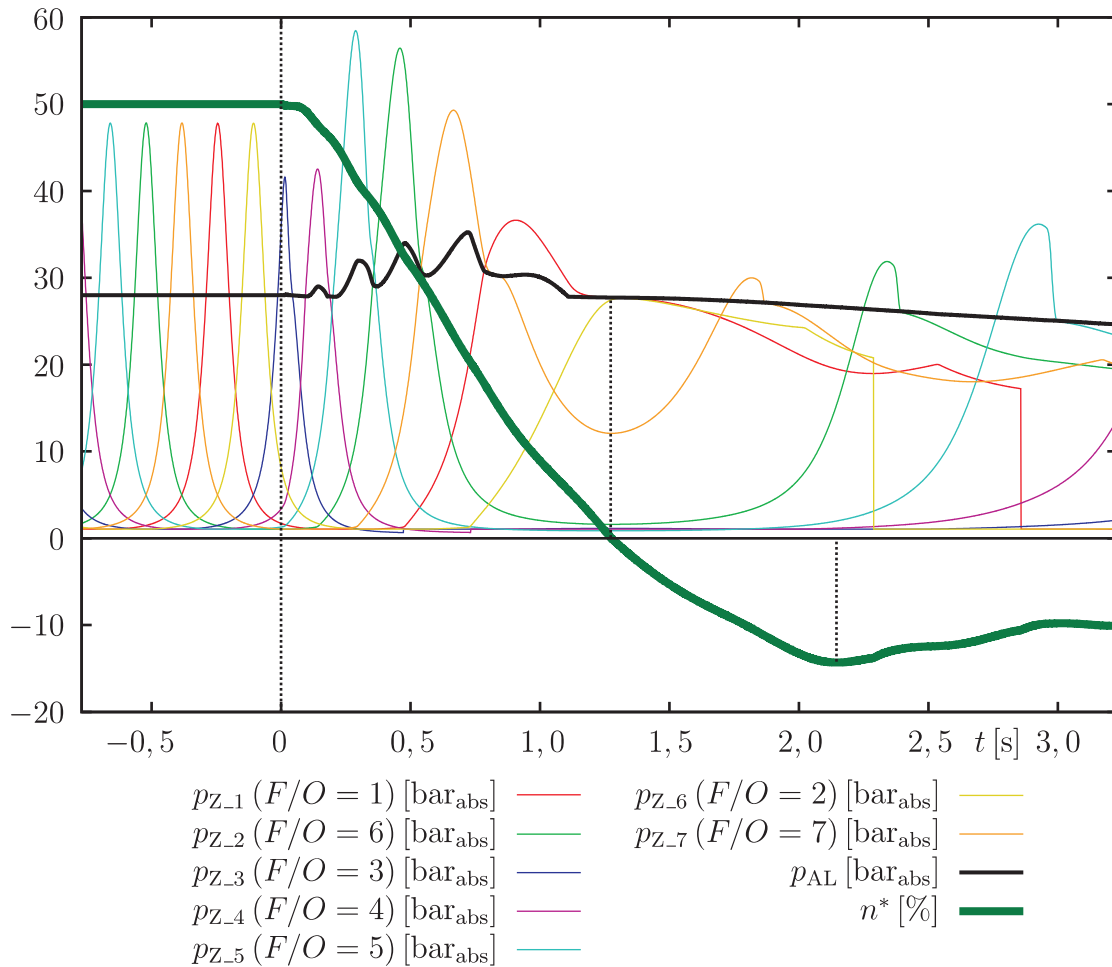
## 6.2 Reaktion der Anlage auf Erhöhungen der Umsteuerdrehzahl

Im folgenden Schritt wird untersucht, wie die Anlage überhaupt auf höhere Umsteuerdrehzahlen reagiert, wenn alle Einstellungen der Referenz unverändert übernommen werden. Dazu wird der gleiche pneumatische Umsteuervorgang wiederholt simuliert, wobei jeweils die Ausgangsdrehzahl um 5%-Punkte unter Anpassung der zugehörigen Gleichgewichtsdrehzahl erhöht wird. Die Ergebnisse sind in Tabelle B.2 wiedergegeben. Ferner sind in Abbildung 6.2 die relevanten Verläufe der Simulation bei der (höchsten betrachteten) Um-

---

gefeuerte Betrieb einsetzen würde.

steurdrehzahl von  $n_{\text{Ü}}^* = 0,5$  dargestellt.



**Abbildung 6.2:** Simulation des Umsteuervorgangs bei  $n_{\text{Ü}}^* = 0,5$

Im Vergleich zwischen Abbildung 6.2 und dem Referenzfall (Abbildung 6.1) fällt auf, dass aufgrund der höheren Anfangsdrehzahl ein deutlich größerer Restlauf des Motors (Kurbelwinkelfortschritt zwischen  $t_{\text{Ü}}$  und  $t(n=0)$ ) von etwa einer vollen Umdrehung entsteht. Unter diesen Bedingungen sind nun alle Zylinder (3,4,5,2,7,1,6) beteiligt. Des weiteren entstehen in den Zylindern aufgrund der hohen anfänglichen Kolbengeschwindigkeiten höhere Spitzendrücke, die sogar aufgrund der überlagerten Lufteinblasung teilweise die Verdichtungsendrücke im ungefeuerten Betrieb übersteigen. Zudem erfährt das Druckniveau in der Verteilleitung einen deutlichen Anstieg bis kurz vor Stillstand, dem kräftige Druckschwankungen überlagert sind. Dieser Anstieg entsteht durch einen Überschuss an Abblaseluft aus den Zylindern gegenüber der Luftaufnahme durch die anderen Zylinder und ist durch eine hohe Dynamik gekennzeichnet, weil in diesem Fall das Rückschlagventil schließt und damit den Bilanzraum auf das Volumen der Verteilleitung begrenzt.

Die Zahlen in Tabelle B.2 zeigen weiterhin, dass aufgrund dieses Abblaseüberschusses der Luftverbrauch<sup>4</sup> während des gesamten Umsteuervorganges über den variierten Aus-

<sup>4</sup>Der Anfangsdruck in Behälter und Verteilleitung beträgt, wie im Referenzfall, 28 bar.

gangsdrehzahlen nahezu unverändert ist (siehe Druck der Verteilleitung  $p_{VL}(t_A)$ ). Der Abblaseüberschuss müsste sogar für einen nachhaltigen Anstieg des Drucks in der Verteilleitung sorgen, was jedoch durch eine umso höhere Luftentnahme während des anschließenden Beschleunigungsvorganges kompensiert wird.

In Hinblick auf die Mechanik ist bemerkenswert, dass die inneren Momente, die während des Umsteuervorganges entstehen, bereits im Referenzfall Spitzenwerte in der Nähe des Motornennmomentes erreichen ( $|M_{i\_Motor\_max}^*| = 0,904^5$ , Tab. B.2). Obwohl die Zeitfenster des Umsteuervorganges mit steigender Umsteuerdrehzahl größer werden, steigen diese Momentenspitzen dennoch weiter an und erreichen Werte bis deutlich über dem Nennmoment des Motors ( $|M_{i\_Motor\_max}^*| = 1,043$  bei  $n_U^* = 0,5$ ). Da das mittlere Moment im motorischen Betrieb jedoch von den zyklischen Momentenschwankungen durch die einzelnen Verbrennungsvorgänge überlagert wird und demnach dynamisch deutlich größere Werte als das Nennmoment erreichen kann, müssen trotz der hier errechneten Spitzenwerte keine Schäden an der Kurbelwelle oder anderen Triebwerksteilen befürchtet werden. Es bestätigt die eingangs aufgestellte Behauptung, der pneumatische Umsteuervorgang stelle eine erhebliche mechanische Belastung für die Antriebsanlage dar.

Zwei weitere Ergebnisse des vorliegenden Vergleiches sind besonders hervorzuheben:

- Ein Aufstoppen der Anlage gelingt auch aus einer sehr hohen Anfangsdrehzahl. Es kann gezeigt werden, dass die Anlage selbst aus noch höheren Drehzahlen, auch oberhalb der Nenndrehzahl, angehalten werden kann. Es gibt folglich keine natürliche Drehzahlgrenze für die Durchführbarkeit des Anhaltevorganges.
- Das Beschleunigungsvermögen aus dem Stillstand nimmt jedoch dramatisch ab. Der Umsteuervorgang wird in den vorliegenden Simulationen nicht dadurch beendet, dass eine Söldrehzahl in Rückwärts-Richtung erreicht wird, sondern es wird der maximal mögliche Drehzahlbetrag erreicht und anschließend die Anlage im pneumatischen Betrieb weitergedreht. Gegenüber der Anlassdrehzahl im Referenzfall von  $-n_A^* = 0,224$  erreicht die Anlage jetzt nur noch maximal  $-n_A^* = 0,158$ , da das am Propeller wirkende Moment infolge höherer Restgeschwindigkeit des Schiffes zu groß ist. Es ist davon auszugehen, dass der Motor bei dieser geringen Drehzahl nicht in den gefeuerten Betrieb übergehen könnte oder die Automation eine Kraftstoffeinspritzung aufgrund der zu niedrigen Drehzahl nicht freigeben würde.

Aus diesen Ergebnissen ist zusammenfassend der Schluss zu ziehen, dass eine Erhöhung der Umsteuerdrehzahl bezüglich des Aufstoppens der Anlage auch ohne Einflussnahme auf die Parameter möglich ist, wenn eine weitere Erhöhung der mechanischen Triebwerksbelastung als unkritisch eingestuft wird. Eine Grenze ergibt sich stattdessen dadurch, dass der

---

<sup>5</sup>Die Werte des inneren Motormomentes sind zum Motornennmoment in Bezug gesetzt. Letzteres enthält jedoch die Reibmomente im Motorbetrieb, so dass die Werte etwas überschätzt werden. Für den Zweck der Aussage erscheint dieser Bezug jedoch zulässig.

Motor nicht auf die erforderliche Anlassdrehzahl beschleunigt werden kann. Für die folgenden Untersuchungen bedeutet es, dass das Ziel der Variationen nunmehr eine Erhöhung der Umsteuerdrehzahl unter der zwingenden Zusatzbedingung ist, dass die dabei erreichbare maximale negative Drehzahl gleichbleibt oder möglichst sogar erhöht wird.

## 6.3 Ermittlung und Analyse der Einflussparameter auf die Umsteuerdrehzahl

Die Untersuchung der relevanten Parameter muss sich auf diejenigen beschränken, deren Änderung technisch mit vertretbarem Aufwand umsetzbar ist. Ansätze, welche die grundsätzliche Anordnung der Antriebsanlage betreffen (etwa eine Reduzierung der rotierenden Massen, ein Propeller mit anderer Drehmomentcharakteristik, Zahl der Zylinder, etc), würden den Stellenwert des Notstopp-Manövers bei der Wahl der Anordnung der Maschinenanlage überschätzen und werden deshalb nicht betrachtet. Folglich bietet es sich an, zunächst die Elemente des Anlassluftsystems auf ihr Potenzial hin zu untersuchen, da deren Veränderung die übrige Anlage nicht betrifft. Damit beschränkt sich die folgende Variation auf die Baugruppe aus Anlassluftbehälter und Verteilleitung sowie die Baugruppe der Anlassventile.

Im vorigen Abschnitt hat sich gezeigt, dass eine Erhöhung der Umsteuerdrehzahl nur unter gleichbleibender Anlassdrehzahl von Nutzen ist. Aus diesem Grund erscheint als unmittelbares Ziel die Erhöhung der Anlassdrehzahl wichtiger, so dass bei den folgenden Variationen stets von der gleichen Umsteuerdrehzahl wie im Referenzfall ausgegangen wird und lediglich die Anhebung der Anlassdrehzahl  $-n_A^*$  angestrebt wird. Sollte das gelingen, kann in einem weiteren Schritt die Anfangsdrehzahl erhöht und geprüft werden, ob die Anlassdrehzahl zumindest noch den Wert des Referenzfalles erreicht.

### 6.3.1 Anlassluftbehälter und Verteilleitung

Die folgenden Parameter werden bezüglich des Versorgungssystems als diejenigen erachtet, die technisch beeinflussbar sind:

1. Volumen des Anlassluftbehälters  $V_B$
2. Volumen der Verteilleitung  $V_{VL}$
3. Anfangsdruck im Behälter und der Verteilleitung  $p_{AL}(t_U)$

#### Volumen des Anlassluftbehälters

Beispielhaft wird das Volumen des Anlassluftbehälters gegenüber dem Referenzfall ( $V_B = 9,3 \text{ m}^3$ ) sowohl verkleinert als auch vergrößert. Die Werte werden mit deutlichem Unterschied willkürlich auf  $5 \text{ m}^3$  und  $15 \text{ m}^3$  verändert. Die Ergebnisse, die in Tabelle B.3 wiederge-

geben sind, zeigen, dass der Einfluss auf die Anlassdrehzahl angesichts der großen relativen Änderung des Behältervolumens ( $\approx \pm 50\%$ ) verschwindend gering und die Zeitspanne für den Umsteuervorgang  $\Delta t_{U \rightarrow A}$  sogar im Rahmen der zeitlichen Auflösung identisch ist. Der Systemdruck zum Ende des Umsteuervorgangs  $p_{VL}(t_A)$  ist aufgrund des näherungsweise gleichen absoluten Luftverbrauches während des Umsteuerns bei dem kleinen Behältervolumen niedriger, was sich aber lediglich auf den an das Umsteuern anschließenden pneumatischen Weiterbetrieb negativ auswirkt.

### Volumen der Verteilleitung

Für die Beurteilung wird das Volumen der Verteilleitung ebenfalls in beide Richtungen variiert, wobei die gewählten Änderungen sogar jeweils eine Größenordnung betragen. Die Ergebnisse sind in Tabelle B.4 zu finden. Sie zeigen, dass selbst eine derart signifikante Veränderung des Volumens der Verteilleitung einen verschwindend geringen Einfluss auf die Leistungsdaten des Umsteuervorganges hat, der deutlich unter der Toleranz durch den zufälligen Anfangswinkel (vgl. Abschnitt 6.1) liegt.

### Druckniveau im Versorgungssystem

Der Anfangsdruck im Anlassluftsystem wird von den 28 bar des Referenzfalles zum einen auf die maximal zulässigen 30 bar und zum anderen um den gleichen Betrag auf 26 bar reduziert. Zusätzlich wird zur Verdeutlichung der Tendenzen der Wert auf 40 bar gesetzt, was jedoch außerhalb des zulässigen Druckniveaus der Anlage bei Handelsschiffen liegt. Die Ergebnisse in Tabelle B.5 zeigen, dass der Systemdruck einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Anlassdrehzahl hat, wobei höhere Drücke zu größeren Drehzahlbeträgen führen. Bei 40 bar wird sogar eine bezogene Anlassdrehzahl von 0,293 im Gegensatz zu 0,224 im Referenzfall erreicht, was einer etwa linearen Abhängigkeit zwischen Druck- und Drehzahlanhebung entspricht.

Um den resultierenden Systemdruck zum Ende des Umsteuervorganges besser beurteilen und energetisch deuten zu können, werden die Drücke in Tabelle B.6 weiter ausgewertet. Daran ist bemerkenswert, dass die absolute Differenz zwischen Anfangs- und Enddruck mit steigendem Systemdruckniveau ebenfalls zunimmt, wohingegen sie in Relation zum Anfangsdruck kleiner wird. Letzteres bedeutet zunächst, dass ein höheres Druckniveau im System zu relativ geringen Druckabnahmen führt. Jedoch geben nur die absoluten Werte Aufschluss über die energetische Ausnutzung der Druckluft. Die aus der absoluten Druckdifferenz berechnete Anlassluftmasse<sup>6</sup>, die für den Umsteuervorgang verbraucht wird, wird trotz der kleineren relativen Druckabnahme mit steigendem Systemdruck nämlich größer. Das Produkt aus dieser Luftmasse und dem Anfangsdruckniveau des Systems kann als Energieäquivalent gedeutet werden, das für den Umsteuervorgang benötigt wird. Es wird mit steigendem Systemdruck überproportional größer. Daraus kann letztlich geschlossen

---

<sup>6</sup>Berechnung gemäß Abschnitt 4.1.3

werden, dass der Zusammenhang zwischen Druckniveau und Anlassdrehzahl zwar etwa linear ist, der zugehörige Energiebedarf aber mit steigender Wirkung wesentlich stärker als diese Wirkung wächst.

Trotz der energetischen Nachteile hoher Systemdrücke wird konsequenterweise noch die angekündigte Möglichkeit untersucht, ob der Umsteuervorgang auch zu höheren Anfangsdrehzahlen hin verschoben werden kann, ohne dabei Einbußen bei der Anlassdrehzahl in Kauf zu nehmen. Für das Beispiel mit 40 bar Systemdruck ergibt sich, dass die bezogene Anfangsdrehzahl  $n_U^*$  um etwa 11 %-Punkte auf 0,35 angehoben werden kann, ohne dass die Anlassdrehzahl mit  $-n_A^* = 0,256$  unter den Referenzwert fällt. Allerdings erreicht das während des Umsteuerns wirkende bezogene Moment  $M_{i\_Motor\_max}^*$  einen Spitzenwert, der das Nennmoment des Motors um 24,5 % übersteigt! Dieser Wert liegt weit über den Spitzen, die in Abschnitt 6.2 für die ausschließliche Anhebung der Umsteuerdrehzahl ermittelt wurden.

Aus diesem Ergebnis ist zu schließen, dass die gewünschte Verschiebung des gesamten Umsteuervorganges zu höheren Anfangsdrehzahlen durch eine Anhebung des Systemdruckes möglich ist. Allerdings geht damit eine erhebliche Zunahme der mechanischen Belastung des Triebwerkes einher. Erschwerend kommt hinzu, dass eine Anhebung des Systemdruckes vielschichtige Probleme verursacht. Es muss damit gerechnet werden, dass eine solche Änderung zu verschärften Anforderungen an die Konstruktion, die Herstellungsprozesse und die Zulassung aller Bauteile des Druckluftsystems führt, was wenigstens mit einem deutlichen Kostenanstieg verbunden ist.

### Konstruktive Ansätze

Zwei weitere mögliche Änderungen am Versorgungssystem können ohne eine rechnerische Untermauerung verworfen werden:

- Eine Entfernung des Rückschlagventiles zur Vermeidung der Druckspitzen in der Verteilleitung steht aus Sicherheitsgründen außer Frage, weil vor allem die Gefahr des Rückströmens von zündfähigen Gasgemischen in den Anlassluftbehälter ein erhebliches Sicherheitsrisiko darstellen würde.
- Eine Öffnung der Verteilleitung zum Maschinenraum mittels eines Druckbegrenzungsventils als technischem Zusatzelement wäre gleichermaßen zwecklos, wie sich aus den Ergebnissen zur Veränderung des Leitungsvolumens ergeben hat, sowie aus Sicherheitsgründen nicht zulässig. Ein stoßartiges Abblasen von gespannter und warmer Luft in den Maschinenraum muss vorrangig aus arbeitsschutzrechtlicher Hinsicht ausgeschlossen werden, weil sowohl die Gefahr von Gehörschäden als auch die Verbrennungsgefahr zu hoch wären.

### 6.3.2 Anlassventile

Bezüglich der Anlassventile sind die folgenden Parameter konstruktiver Natur und damit beeinflussbar:

1. Maximale Ventilerhebung  $h_{\max}$
2. Durchmesser des Ventiltellers  $2r_1$
3. Kegelwinkel des Ventiltellers  $\alpha$
4. Öffnungswinkel  $\varphi_{AVO}$
5. Schließwinkel  $\varphi_{AVS}$

#### Strömungsquerschnitt der Anlassventile

Sowohl die maximale Ventilerhebung als auch der Durchmesser des Ventiltellers beeinflussen die freigesteuerte Querschnittsfläche, die der Luftströmung zur Verfügung steht. Dabei ist eine Vergrößerung des Durchmessers aufgrund des quadratischen Zusammenhanges zur Fläche gegenüber der linear wirkenden Erhebung zu bevorzugen. Allerdings befindet sich das Anlassventil bei Zweitaktmotoren im Kreisring des Zylinderdeckels, der aufgrund des großen Auslassventils eine stark begrenzte Breite aufweist. Diese Breite wird durch die bestehenden Ventile bestmöglich ausgenutzt, so dass eine Vergrößerung des Durchmessers konstruktiv nicht möglich ist, ohne das Auslassventil entsprechend zu verkleinern. Letzteres ist aber aufgrund der vorrangigen Maximierung des Auslassventils für einen optimalen Gaswechsel im motorischen Betrieb keine Option.

Somit wird exemplarisch für den Einfluss der Querschnittsfläche des Anlassventils die maximale Ventilerhebung variiert. Da eine Verkleinerung aus trivialen Gründen nicht zielführend sein kann, wird der Wert ausschließlich vergrößert, und zwar in zwei Schritten von jeweils 50 % bezüglich des Referenzwertes, also von 14 mm auf 21 mm und 28 mm. Von einer weiteren Erhöhung ohne gleichzeitige Durchmesserergrößerung wird aus konstruktiven Gründen abgesehen.

Die Ergebnisse in Tabelle B.7 zeigen, dass die Anlassdrehzahl deutlich erhöht wird und zwar auf  $-n_A^* = 0,302$  bei 28 mm Ventilerhebung. Der Zwischenschritt mit 21 mm Erhebung lässt erkennen, dass die Wirkung nicht linear zunimmt, sondern mit der ersten Erhöhung stärker als mit der zweiten, so dass bei weiterer Vergrößerung mit einem asymptotischen Verhalten zu rechnen ist. Durch die größeren Massenströme und die längere Zeit, die für das Erreichen der höheren Drehzahl benötigt wird, steigt zugleich aber der Luftverbrauch erheblich an, wie die Enddrücke in der Verteilleitung zeigen, so dass auch hier eine deutlich schlechtere energetische Ausnutzung der Anlassluft zu verzeichnen ist.

Dennoch wird auch für diesen Fall untersucht, wie sich der Umsteuervorgang bei einer höheren Anfangsdrehzahl verhält. Aus Gründen der Vergleichbarkeit mit dem Fall der Systemdruckänderung (Abschnitt 6.3.1) wird mit  $n_U^* = 0,35$  begonnen. Es ergibt sich eine

Anlassdrehzahl von  $-n_A^* = 0,252$ , die nahezu identisch mit der Anlassdrehzahl in Abschnitt 6.3.1 ist und damit ebenfalls noch oberhalb derjenigen des Referenzfalles liegt. Der Systemdruck bei Erreichen dieser Drehzahl liegt bei 25,14 bar. Dieser Wert liegt wieder oberhalb des Wertes, der für das Umsteuern mit 28 mm Durchmesser aus der Referenzdrehzahl ermittelt wurde, weil der Anteil des Aufstoppens am Umsteuern bei höheren Anfangsdrehzahlen größer ist und währenddessen kaum Luft verbraucht wird. Das wichtigste Ergebnis ist aber, dass der Spitzenwert des Momentes bei 1,104 liegt, was deutlich unter dem Wert von 1,245 des Falles in Abschnitt 6.3.1 liegt.

Daraus lässt sich schließen, dass eine Erhöhung der maximalen Ventilerhebung in einem konstruktiv vertretbaren Bereich zu den gleichen Verbesserungen der Leistungsdaten des Umsteuervorganges führt wie eine Anhebung des Systemdruckes. Die Erhöhung führt jedoch zusätzlich zu deutlich geringeren mechanischen Belastungen des Motors und ist folglich die bislang zu favorisierende Maßnahme.

Der Kegelwinkel  $\alpha$  des Ventilsitzes, der unter Punkt 3. angeführt ist, hat ebenfalls einen Einfluss auf den wirksamen Strömungsquerschnitt. Da der Winkel beim Referenzmotor jedoch  $45^\circ$  beträgt, ist damit das erreichbare Maximum bereits erreicht, wie in den Gln. (4.11) bis (4.13) gezeigt wurde. Mit diesem Parameter ist demnach keine weitere Verbesserung zu erzielen.

### Steuerzeiten der Anlassventile

In Anlehnung an den Anlassvorgang als Normalfall wurden die Steuerzeiten der Anlassventile bisher mit  $\varphi_{AVO}$  für „Anlassventil öffnet“ und  $\varphi_{AVS}$  für „Anlassventil schließt“ bezeichnet. Wie in Abschnitt 3.3 beschrieben wurde, müsste sich diese Bezeichnung im Falle des Anhaltens umkehren, weil die Steuerzeiten an OT gespiegelt werden. Um Verwirrungen zu vermeiden, wird nachfolgend nur vom OT-nahen Steuerwinkel  $\varphi_{AVOT}$  und vom UT-nahen Steuerwinkel  $\varphi_{AVUT}$  gesprochen, wobei der letzte im Anhaltevorgang das Öffnen und der erste den Verschluss des Ventils beschreibt. Beide Winkel werden nachfolgend untersucht.

Der UT-nahe Winkel (dort öffnet das Ventil beim Anhalten des Motors) liegt im Referenzfall bei  $\varphi_{AVUT} = 120^\circ$  bezüglich OT, also zum Anhalten **vor** OT. Kleine Änderungen in Schritten von je  $2^\circ$  in beide Richtungen zeigen einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Anlassdrehzahl, wie Tabelle B.8 wiedergibt. Lediglich die zeitliche Dauer wird durch ein Verschieben in Richtung UT verkürzt, weil das Öffnungsfenster größer wird. Gleichzeitig nimmt aber der Luftverbrauch in geringem Maße zu, was physikalisch mit der verringerten zeitlichen Dauer einhergeht, die einer Leistungserhöhung gleichkommt.

Eine weitere Verschiebung des Winkels nach OT lässt keine zusätzlichen Erkenntnisse erwarten. Eine weitere Verschiebung nach UT jedoch wird ab  $140^\circ$  zu einer Überschneidung mit dem Steuerwinkel des Auslassventils führen. Das heißt, dass im Falle des Anhaltens das Anlassventil bereits öffnet, während das Auslassventil noch offen steht. Eine solche Überschneidung würde dazu führen, dass die Verteilleitung zum Abgassammler kurzgeschlossen wäre und Anlassluft verschwendet würde. Somit stellt dieser Winkel eine sinnvolle Grenze

für das Vorziehen des Steuerwinkels des Anlassventils dar. Um zu untersuchen, ob die Annäherung an diese Grenze weitere Effekte hervorbringt, wird die Simulation noch für die Steuerwinkel 130, 135 und 140 durchgeführt. Die Ergebnisse sind ebenfalls in Tabelle B.8 zu finden und zeigen, dass die zuvor festgestellten Tendenzen extrapolierbar sind. Ein weiteres Vorziehen des Winkelbetrages führt trivialerweise zu dem Ergebnis, das die Daten bis auf ein weiteres Abnehmen des Enddruckes (entsprechend einer Luftvergeudung) unverändert bleiben.

Für den UT-nahen Steuerwinkel  $\varphi_{AVUT}$  kann demnach festgehalten werden, dass dessen Veränderung keinen merklichen positiven Einfluss auf die Erweiterung der Drehzahlgrenzen hat, sondern lediglich geringe Auswirkungen auf den zeitlichen Ablauf des Umsteuervorganges in Verbindung mit einem entsprechend leicht veränderten Luftverbrauch aufweist.

Der OT-nahe Steuerwinkel  $\varphi_{AVOT}$  liegt im Referenzfall bei  $2^\circ$  bezüglich OT, so dass das Anlassventil während der Anhaltephase  $2^\circ$  vor OT schließt. Eine Verschiebung über OT hinaus erscheint nicht sinnvoll, weil dadurch beim Anhalten eine Druckbeaufschlagung des Kolbens nach OT erfolgen und der Motor folglich wieder beschleunigt würde. Gleichwohl könnte beim Anlassen ein Effekt entstehen, der einer Frühzündung vor OT im motorischen Betrieb ähneln würde und damit kontraproduktiv wäre. Die Variation beginnt daher genau in OT und erfolgt in Anlehnung an die vorangegangene Untersuchung zunächst in Schritten von  $2^\circ$ . Die Ergebnisse bis  $\varphi_{AVOT} = 10^\circ$  in Tabelle B.9 zeigen ebenfalls nur einen verschwindenden Einfluss. Hierbei bleiben sogar alle drei betrachteten Ergebniswerte (Anlassdrehzahl, Dauer und Enddruck des Systems) nahezu unverändert.

Eine weitere Verschiebung, die in  $5^\circ$ -Schritten bis auf  $30^\circ$  vorgenommen wird, zeigt aber die Existenz eines Minimums, auf welches eine allmähliche Anhebung der erreichbaren Umsteuerdrehzahl folgt. Diese wiederum geht jedoch entgegen den üblichen Ergebnissen mit einem Anstieg des Enddruckes im System und einer Verkürzung der Umsteuerdauer einher. Zum Verständnis ist der zugehörige Verlauf des Falles mit  $\varphi_{AVOT} = 30^\circ$  in Abbildung 6.3 dargestellt.

Zylinder 2, der im Referenzfall als erster eine Reaktion auf den einsetzenden pneumatischen Betrieb zeigt, ist nun unbeteiligt, weil dessen Kurbelwinkel bereits dichter als  $30^\circ$  an OT liegt. Es zeigt sich hingegen ein einzelner sehr hoher Spitzendruck im Zylinder 7, der maßgeblich für das schnelle Anhalten verantwortlich ist. Die Besonderheit ist dabei, dass das Anlassventil vom Zylinder 7 bereits sehr kurz nach dem Ansteigen des Zylinderdruckes über den Anlassluftdruck schließt, so dass nur sehr wenig Luft wieder in die Verteilleitung zurückströmt. Vielmehr bleibt die Luftmenge im Zylinder gefangen und wird durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens weiter verdichtet. Der Enddruck der Verdichtung ist wesentlich höher als bei den umliegenden Verdichtungen, weil im Moment des Ventilschlusses deutlich mehr Luft enthalten ist als im ungefeuerten Betrieb. Die Entspannung nach dem Motorstillstand erfolgt symmetrisch dazu. Der Effekt entspricht als Ersatzvorstellung einem Abfedern des Kolbens am Druckpolster, wobei die im Luftdruck gespeicherte Energie nach dem Stillstand wieder an den Kolben zurückgegeben wird.  $30^\circ$  nach OT (nun in

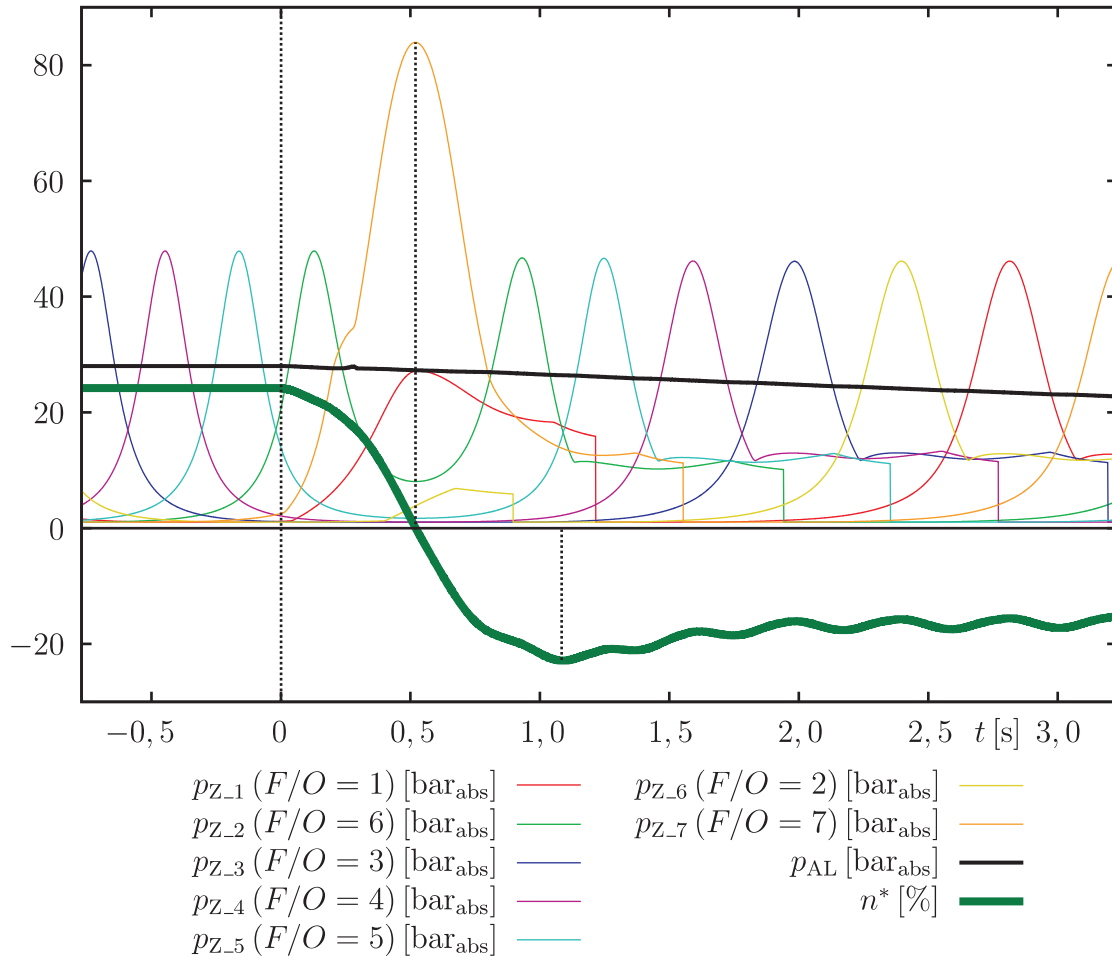


Abbildung 6.3: Simulation des Umsteuervorgangs,  $\varphi_{\text{AVOT}} = 30^\circ$

rückwärtiger Drehrichtung) öffnet das Anlassventil dann erneut, so dass auf konventionelle Wirkungsweise der Beschleunigungsvorgang weiter unterstützt wird. Dabei ist festzuhalten, dass in diesem Fall eine grundlegende Veränderung der Wirkungsweise entsteht. Wenn die Wirkung im Referenzfall darin besteht, dass Luft beim Anhalten zwischen den Zylindern verschoben wird und dadurch eine Dissipationswirkung entsteht, so besteht sie im vorliegenden Sonderfall darin, dass der betroffene Zylinder allein<sup>7</sup> den Stillstand herbeiführt. Anstatt der Energiedissipation erfolgt eine Zwischenspeicherung der Energie, die direkt für das anschließende Andrehen in Rückwärtsrichtung zur Verfügung steht. Abgesehen vom Spitzenmoment, das in diesem Fall einen bezogenen Wert von 1,19 erreicht, ist jedoch vor allem der Anlassvorgang in den übrigen Zylindern betroffen. Deren Anlassventile öffnen erst, wenn der Zylinderdruck bereits weit unter den Druck der Verteilleitung abgesunken ist. Auf diese Weise entwickelt sich nur während eines sehr kurzen Winkelfensters die antreibende Wirkung. Zudem kann das Druckniveau der Anlassluft nicht voll genutzt werden. Dieser negative Nebeneffekt manifestiert sich darin, dass die Drehzahl zum Ende der Simulation einen deutlich niedrigen Wert aufweist als im Referenzfall, obgleich der Systemdruck zu diesem Zeitpunkt in beiden Fällen nahezu identisch ist.

<sup>7</sup>Je nach Anfangsdrehzahl und Anzahl der Zylinder können auch weitere Zylinder betroffen sein.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass durch die Maßnahme der Vorverlegung von  $\varphi_{\text{AVOT}}$  die Funktionsweise des Umsteuervorganges grundsätzlich geändert wird. Der Zugewinn ist dabei jedoch nur sehr gering und gleichzeitig wird der reine Anlassvorgang beträchtlich verschlechtert. Aus diesen Gründen ist von einer solchen deutlichen Vorverlegung des OT-nahen Steuerwinkels des Anlassventiles abzusehen.

Nachfolgend wird jedoch ein Ansatz vorgestellt, der die beschriebene Funktionsweise optimal zu nutzen versucht, ohne aber dabei den Einschnitt beim Anlassverhalten in Kauf nehmen zu müssen. Zu diesem Zweck muss das Anlassventil derart ausgeführt werden, dass es nur geöffnet sein kann, wenn der Zylinderdruck geringer ist als der Druck der Anlassluft in der Verteilleitung:

$$h^*(t(\varphi)) = 0 \quad \text{für } p_{\text{VL}} < p_{\text{Z}} \quad (6.1)$$

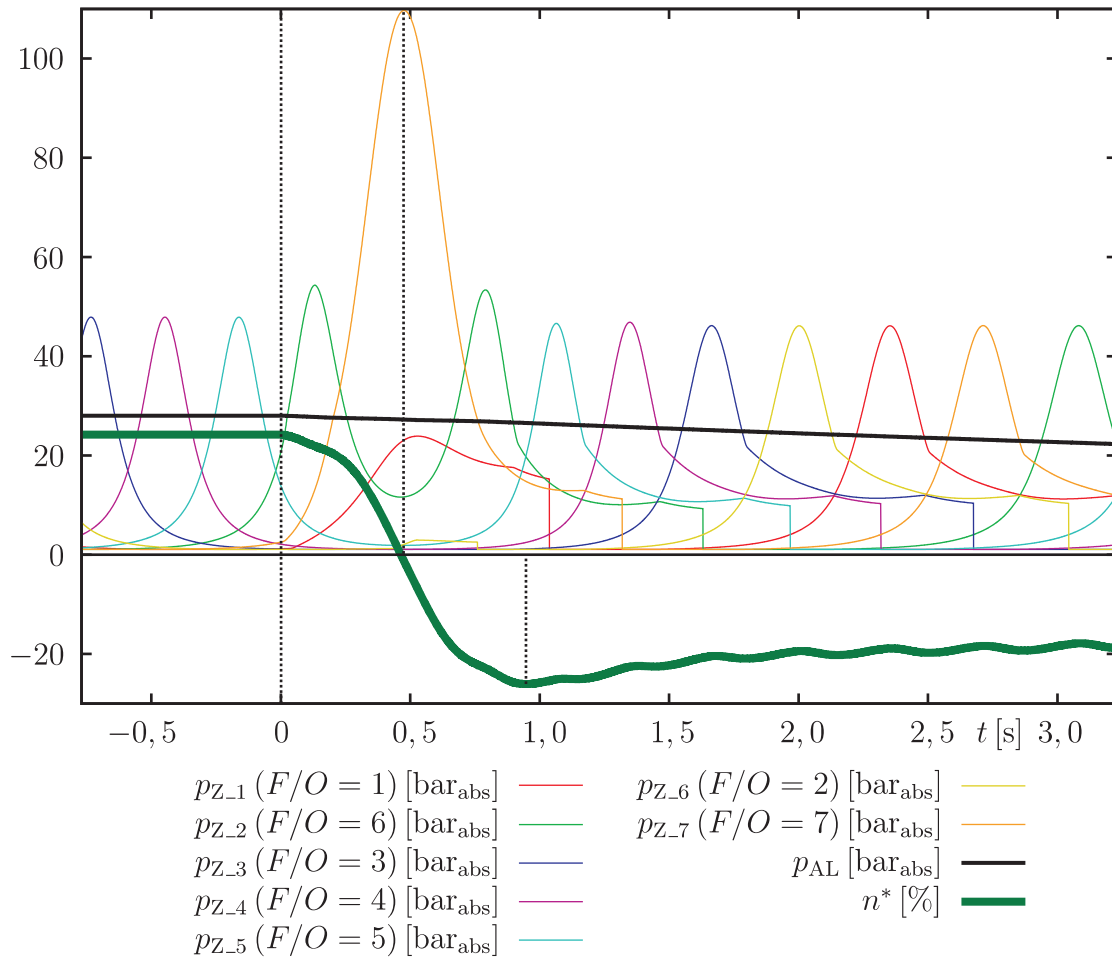
Dabei handelt es sich um eine zusätzliche Schaltbedingung. Die herkömmlichen Steuerwinkel bleiben dabei unverändert, so dass Gl. (6.1) mit dem Gleichungssatz (4.6) gekoppelt gilt. Aufgrund der Eigenschaft des druckabhängigen Lufteinschlusses in den Zylindern wird diese Variante nachfolgend „Druckfalle“ genannt.

Die technische Ausführung zur Umsetzung dieser Zusatzfunktion könnte grundsätzlich auf zwei Weisen erfolgen: Zum einen kann ein zusätzlicher Steuerkolben im Anlassventil, der zu beiden Seiten mit den jeweiligen Drücken beaufschlagt wird, so dimensioniert werden, dass er die Kraftverhältnisse am Ventilschaft in gewünschter Weise beeinflusst. Zum anderen kann ein Steuerventil in der Steuerluftleitung dem Anlassventil vorgeschaltet werden, das den Steuerluftzugang zum Steuerkolben des Anlassventiles durch eine mit dem Differenzdruck beaufschlagte Membran öffnet oder verschließt.

Ohne jedoch im Detail auf die Ausgestaltung einzugehen, sei nachfolgend der erreichbare Effekt untersucht. Dazu wird die Zusatzbedingung in das Simulationsmodell eingepflegt und anschließend die Simulation mit den übrigen Anfangs- und Randbedingungen des Referenzfalles durchgeführt. Die zugehörigen Verläufe sind in Abbildung 6.4 dargestellt.

Abgesehen davon, dass nun auch Zylinder 2 bereits eine geringe Menge Luft erhält und folglich einen leicht erhöhten Verdichtungsenddruck aufweist, zeigt sich ein Verlauf, der dem aus Abbildung 6.3 in den charakteristischen Zügen ähnelt. Jedoch ist auf Grund des noch früheren Abschlusses des Anlassventils der höchste Druck mit etwa 110 bar noch etwas höher als im vorigen Fall<sup>8</sup>, wobei auch in diesem Fall der obere Totpunkt nicht erreicht wird. Aufgrund des schnelleren und höheren Gegendruckaufbaus im Zylinder 7 werden sowohl Stillstand als auch Anlassdrehzahl schneller erreicht als im vorigen Fall ( $\Delta t_{\text{U} \rightarrow \text{A}} = 0,95 \text{ s}$ ). Dabei ist konsequenterweise die Anlassdrehzahl mit  $-n_{\text{A}}^* = 0,261$  noch etwas höher und damit das gewählte Verfahren noch wirkungsvoller als die simple Vorverlegung des Schließwinkels  $\varphi_{\text{AVOT}}$ . Gleichwohl wird die Wirksamkeit des pneumatischen Antriebes gegenüber dem vorigen Fall deutlich verbessert, was daran zu erkennen ist, dass die Verläufe der Zylinderdrücke dicht unter der Linie des Verteilleitungsdruckes abknicken und folglich

<sup>8</sup>Achtung: Andere Skalierung der Ordinate



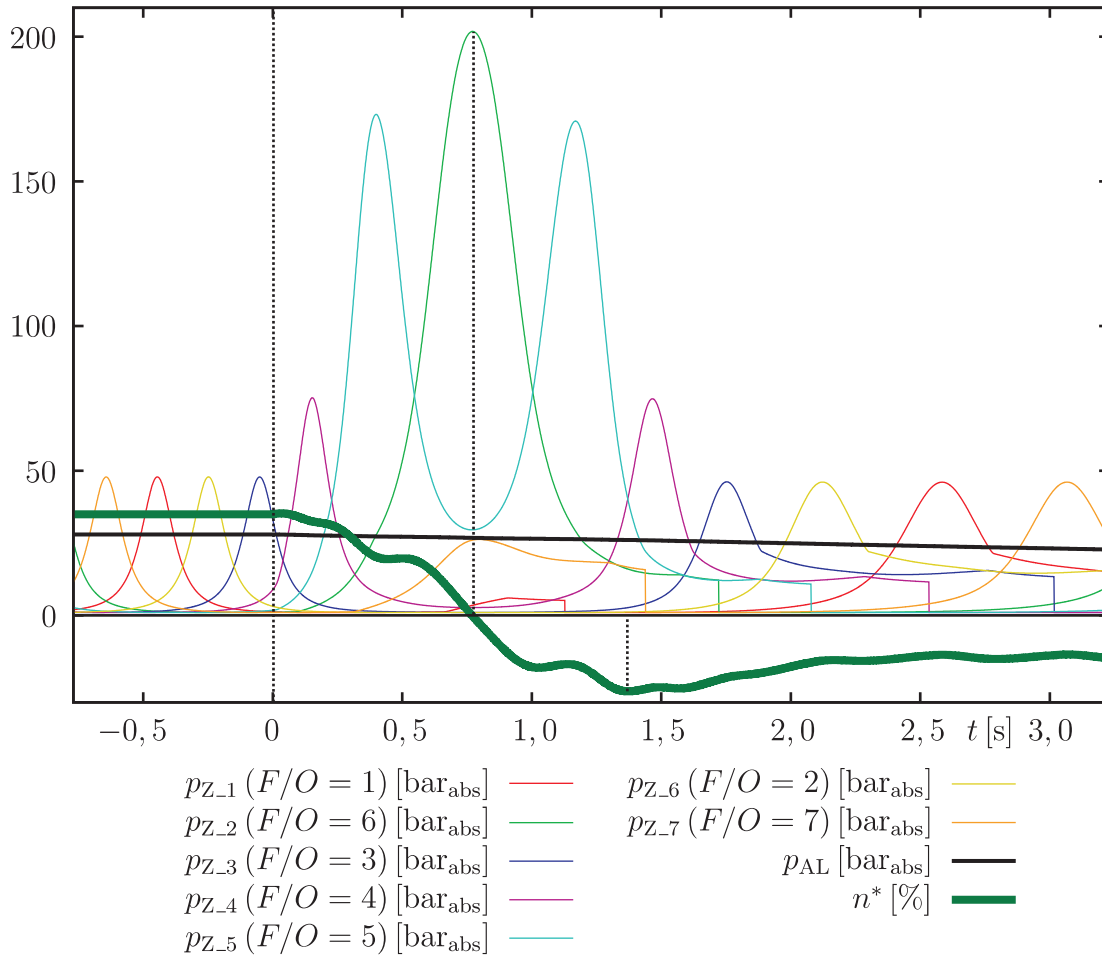
**Abbildung 6.4:** Simulation des Umsteuervorgangs mit Zusatzbedingung „Druckfalle“ am Anlassventil

das Druckniveau der Anlassluft besser ausnutzen. Damit ist auch das zweite erklärte Ziel der hier vorgestellten Maßnahme erreicht.

Allerdings zeigt sich, dass das Spitzenmoment, in Anlehnung an den Höchstdruck im Zylinder 7, einen bisher unerreichten Wert von  $|M_{i\_Motor\_max}^*| = 1,51$  erreicht. Zur Verdeutlichung der Gefahr, die damit verbunden ist, ist als nächster Schritt in Abbildung 6.5 dargestellt, was eine Erhöhung der Anfangs-/Umsteuerdrehzahl auf zunächst  $n_{\dot{U}}^* = 0,35$  für Auswirkungen hat.

Dort sind augenscheinlich die Zylinder 4, 5 und 2 involviert, wobei der Druck im Zylinder 2 einen Wert von über 200 bar erreicht. Dieser Wert liegt bereits deutlich über den für Zweitaktmotoren üblichen Zündspitzendrücken von etwa 150...160 bar und stellt damit eine übermäßige mechanische Belastung des Triebwerkes und der Zuganker des Zylinderkopfes dar, wenn nicht gar bei diesem Druck bereits der Zylinderkopf angehoben wird und eine Entladung in den Maschinenraum erfolgt.

Auch in diesem Fall ist jedoch, entgegen dem Anschein, den die Druckverläufe der Zylinder 4 und 5 erwecken, ausschließlich Zylinder 2 für das endgültige Anhalten des Motors verantwortlich. Bezeichnend ist dafür, dass die Zylinder 4 und 5 im Bereich oberhalb des



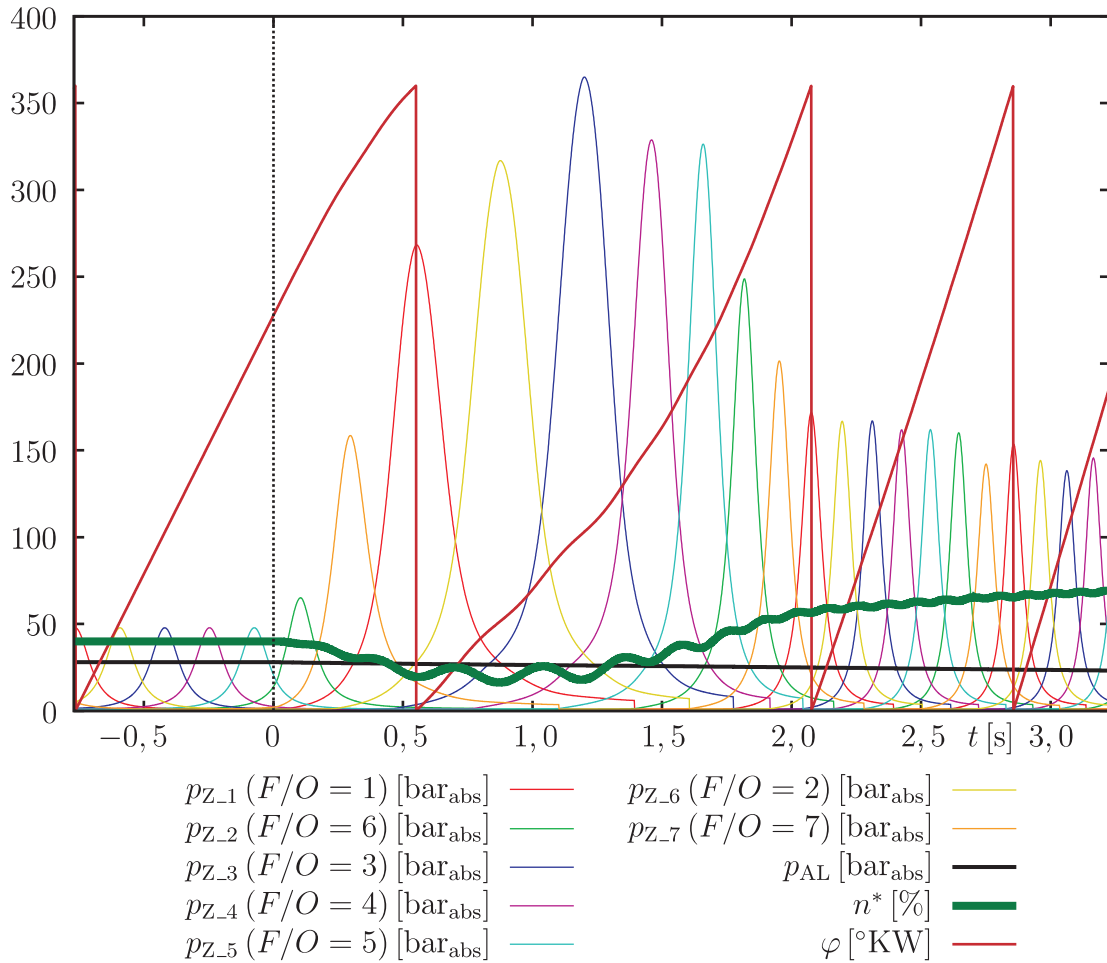
**Abbildung 6.5:** Simulation des Umsteuervorgangs mit Zusatzbedingung „Druckfalle“ am Anlassventil, Umsteuerdrehzahl  $n_{\text{U}}^* = 0,35$

Verteileitungsdruckes verschlossen sind, aber tatsächlich über ihren oberen Totpunkt gezwungen werden. Daraus ergibt sich, dass die für die Verdichtung bis OT aufgenommene Verdichtungsarbeit durch die anschließende Entspannung wieder an das Triebwerk zurückgegeben wird, jedoch mit dem wesentlichen Unterschied, dass dies schon vor dem Stillstand des Motors erfolgt. Damit wird die Arbeitsbilanz in erster Näherung neutral, weil die Verläufe mit denen des rein ungefeuerten Betriebes auf erhöhtem Druckniveau vergleichbar sind. Zylinder 2 hingegen baut einen noch höheren, und damit hinreichenden Gegendruck auf, um den Stillstand während seiner Verdichtungsbewegung herbeizuführen. Die anschließende Beschleunigung in Rückwärts-Drehrichtung erfolgt nahezu symmetrisch dazu, was durch die bereits erwähnte (näherungsweise reversible) Federwirkung dieses Verfahrens begründet wird.

Freilich kann in der vorliegenden Simulation die Anfangsdrehzahl noch weiter erhöht werden, was am Beispiel von  $n_{\text{U}}^* = 0,40$  in Abbildung 6.6 gezeigt wird.

Der höchste erreichte Druck liegt für diesen Fall bei über 370 bar<sup>9</sup>, wodurch zweifelsoh-

<sup>9</sup>Der Berechnung liegt die Annahme eines idealen Gases zu Grunde.



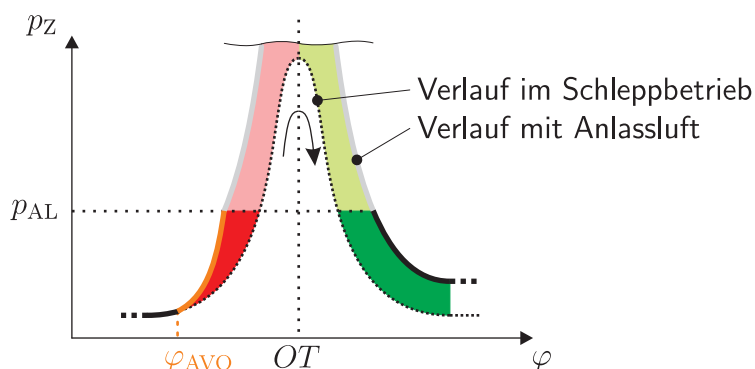
**Abbildung 6.6:** Simulation des gescheiterten Umsteuervorgangs mit Zusatzbedingung „Druckfalle“ am Anlassventil, Umsteuerdrehzahl  $n_{\text{U}}^* = 0,40$

ne die mechanischen Belastungsgrenzen des Motors überschritten werden. Allerdings zeigt dieses Beispiel, dass offensichtlich bei diesem Verfahren eine natürliche Grenze für das theoretische Gelingen des Umsteuerns existiert, die hier überschritten wird. Der Motor wird nicht angehalten, sondern ansatzweise abgebremst und anschließend in gleicher Drehrichtung wieder beschleunigt und auf widersinnige Weise pneumatisch betrieben, wobei sich die Verdichtungsdrücke bei etwa 150 bar einpendeln. Aufgrund des hohen kinetischen Energieinhaltes im Anfangszustand vermag kein Zylinder<sup>10</sup>, den Motor innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung anzuhalten. Spätestens nach der ersten Kurbelwellenumdrehung hat sich dann der Energieinhalt auf das Druckniveau der Zylinder übertragen. Somit können alle Zylinder, gegenseitig voneinander angetrieben, ihren OT überwinden und es entsteht ein kontinuierlicher pneumatischer Betrieb, der dadurch gekennzeichnet ist, dass die Anlassluft in den beginnenden Verdichtungstakt anstatt in den Entspannungstakt eingegeben wird. Die Spitzendrücke sind dabei nur noch von der Zeit, die für das Einblasen der Anlassluft

<sup>10</sup>In dieser Abbildung ist deshalb zur Veranschaulichung der Verlauf des Kurbelwinkels enthalten, der in den vorangegangenen Abbildungen nicht von Bedeutung ist.

bis zum Ventilschluss zur Verfügung steht, und damit letztlich von der Drehzahl abhängig, wobei höhere Drehzahlbeträge zu geringeren Spitzendrücken führen<sup>11</sup>.

Obwohl dieses Verfahren zu einem Anlassen des Motors aus dem Ruhezustand nicht in der Lage wäre (die Anfangsenergie im Triebwerk ist eine notwendige Voraussetzung), so ist dennoch ein pneumatischer Antrieb möglich. Der Grund liegt in den Druckverläufen unterhalb des Anlassluftdruckes. Abbildung 6.7 stellt den zugehörigen Zylinderdruckverlauf qualitativ demjenigen des ungefeuerten Betriebes gegenüber.



**Abbildung 6.7:** Qualitativer Zylinderdruckverlauf beim gescheiterten Umsteuerversuch mit Zusatzbedingung „Druckfalle“ am Anlassventil

Der Abschnitt im Verdichtungsstakt ist durch die Gleichzeitigkeit des Einblasens von Luft und überlagerter Kolbenbewegung gekennzeichnet, was zu einem raschen Druckanstieg führt. Der Abschnitt im Entspannungsstakt beschreibt hingegen eine (isentropische) Entspannung durch die Kolbenbewegung allein, weil der Zylinder bis zum Beginn des Gaswechsels verschlossen ist. Der Flächeninhalt unter dem Abschnitt der Entspannungsbewegung (grün) und damit die freigesetzte Arbeit ist größer als der Flächeninhalt bzw. die Arbeit im Abschnitt der Verdichtungsbewegung (rot). Nach dem Ansatz in Gl. (3.2) folgt damit ein Arbeitsspiel, das bezüglich der mechanischen Bilanz positiv ist, was einem Antrieb des Motors gleichkommt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass von dem hier vorgestellten Ansatz unbedingt abzuraten ist. Zwar ist die anfängliche Wirksamkeit höher als mit dem herkömmlichen Verfahren. Jedoch liegt einerseits eine Drehzahlgrenze für die Durchführbarkeit des Umsteuerns vor, andererseits tritt möglicherweise schon vorher ein Überschreiten der zulässigen Zylinderdrücke mit der Gefahr eines Motorschadens ein.

### Verlauf und Dauer der Bewegung des Anlassventils

Als weiteres Charakteristikum des Anlassventils werden nun die Dauer und Form der Öffnungs- und Schließbewegung untersucht. Zunächst sei darauf hingewiesen, dass eine

<sup>11</sup>Spätestens dieser Zusammenhang verdeutlicht, wie wichtig für die gesamte vorliegende Betrachtung die Entkopplung von zeit- und drehzahlbezogenen Mechanismen ist.

Einflussnahme sowohl auf die Dauer als auch auf die Form zwar in der vorliegenden Simulation bewertet werden kann. Aus technischen Gründen ist sie aber nur sehr eingeschränkt möglich, weil beide aus den Eigenschaften des mechanischen und pneumatischen Aufbaus des Ventilzusammenbaus resultieren.

Die Variation der Zeitspanne für die Öffnungs- und Schließbewegung, die im Referenzfall mit  $\Delta t_{AVO} = \Delta t_{AVS} = 0,02 \text{ s} \hat{=} 20 \text{ ms}$  angenommen ist, zeigt anhand der Ergebnisse in Tabelle B.10, dass der Einfluss auf die Wirksamkeit des Umsteuervorganges vernachlässigbar ist. Die Variation erstreckt sich dabei in Schritten von 5 ms zwischen 1 ms und einer Verdoppelung der Referenzdauer mit 40 ms. In dem geringen Ergebnisspielraum zeigt sich erwartungsgemäß, dass mit längerer Dauer der Ventilbewegung der gesamte Vorgang in die Länge gezogen wird, wobei der Luftverbrauch entsprechend zunimmt. Die dabei erreichte Erhöhung der Anlassdrehzahl um etwa 0,1 %-Punkte ist zu vernachlässigen.

Des weiteren ist in derselben Tabelle B.10 der Fall einer Bewegungsdauer von nur 0,1 ms wiedergegeben. Dieser Fall entspricht aufgrund der Näherung  $t \rightarrow 0$  einer theoretischen Sprungfunktion des Ventils, die in Abschnitt 4.1.2 als Idealfall der Ventilbewegung dargestellt wurde. Es zeigt sich, dass durch diese Annäherung ebenfalls keine signifikante Veränderung mehr zu erzielen ist.

Auf die zusätzliche Untersuchung weiterer Bewegungsformen, wie z. B. einer Rampe (linearer zeitlicher Verlauf der Erhebung), kann verzichtet werden, weil solche in ihrem Verlauf genau zwischen der unendlich schnellen (Sprung-)Bewegung und der parabolischen Bewegung des Referenzfalles einzuordnen sind. Da sich beide Extremfälle nur marginal unterscheiden, sind von den dazwischenliegenden Verlaufsformen keine weiteren Erkenntnisse zu erwarten.

Aus den Ergebnissen kann geschlossen werden, dass eine möglichst kurze Dauer der Ventilbewegung zu einer präziseren Kontrolle der Strömung und folglich zu einer tendenziell besseren Ausnutzung der Anlassluft führt, jedoch ein gesteigerter Aufwand in dieser Richtung keine großen Vorteile erwarten lässt. Insbesondere die Form der Bewegung spielt aufgrund der ohnehin realisierbaren kurzen Dauer der jeweiligen Bewegung nur eine untergeordnete Rolle.

### 6.3.3 Auslassventile

Die Auslassventile langsamlaufender Zweitaktmotoren sind hinsichtlich des motorischen Betriebes optimiert. Die verfügbaren Auslegungsparameter des Konstrukteurs sind dabei hauptsächlich der Strömungsquerschnitt, der für eine gute Ausspülung der Zylinderladung maßgeblich ist, sowie die Steuerzeiten. Die Öffnungs- und Schließwinkel haben dabei einen erheblichen Einfluss auf die Prozessführung und damit auf Leistung, Wirkungsgrad und Schadstoffemissionen. Dieses sensible Gefüge darf zum Zwecke einer Optimierung des Umsteuerungsverhaltens der Anlage nicht verändert werden. Bei konventionellen Motoren mit mechanisch-hydraulischer Nockensteuerung der Auslassventile könnten die Steuerzeiten aber nur über die Nockenform und folglich dauerhaft verändert werden. Die moderneren

Motoren mit elektronisch geregelter, servohydraulischer Ventilansteuerung können jedoch frei wählbare Steuerzeiten realisieren, so dass für besondere Betriebsarten wie den Umsteuerbetrieb günstige Steuerzeiten gewählt werden können, ohne diejenigen im motorischen Betrieb zu tangieren. Nur unter dieser Voraussetzung ist eine Simulation unter variierten Steuerzeiten des Auslassventils sinnvoll.

Für eine solche Variation sowohl des Öffnungs- als auch des Schließwinkels<sup>12</sup> ergibt sich jedoch aus der Simulation, dass deren Einfluss auf die Qualität des Umsteuervorganges vernachlässigbar ist, wie die Ergebnisse in den Tabellen B.12 und B.11 im Anhang zeigen. Die Begründung liegt vor allem darin, dass eine mögliche positive Beeinflussung des Anhaltevorganges durch Variation der Steuerzeiten im Gegenzug zu einer negativen Beeinflussung des anschließenden Beschleunigungsvorganges führt, wobei sich beide Effekte quantitativ in etwa aufheben. Der daraus folgende Wunsch, die Steuerzeiten im Moment des Stillstandes erneut zugunsten des Beschleunigungsvorganges zu ändern, scheint aus technischer Betrachtung nicht realisierbar. Diese Änderung würde sich nämlich dem zufälligen Kurbelwinkel aller Zylinder im Moment des Stillstandes entsprechend auch auf die Ventile auswirken, die in jenem Moment offen stehen. Diese Maßnahme birgt das Risiko von zufälligen Konstellationen, die unvorhersehbare Auswirkungen haben könnten, wie beispielsweise mit dem „Druckfalle“ genannten Verfahren. Folglich kann zusammengefasst werden, dass die Steuerzeiten des Auslassventils im Zusammenhang mit einer Optimierung des pneumatischen Betriebes unberührt bleiben sollten.

## 6.4 Sensitivität der Randbedingungen der Simulation

Die Erstellung des Modells sowie der Aufbau der Simulation bedurften einiger quantitativer Annahmen. Nachfolgend wird deren Sensitivität untersucht und geprüft, ob eine Fehleinschätzung dieser Annahmen möglicherweise dramatischem Einfluss auf die Simulationsergebnisse hat.

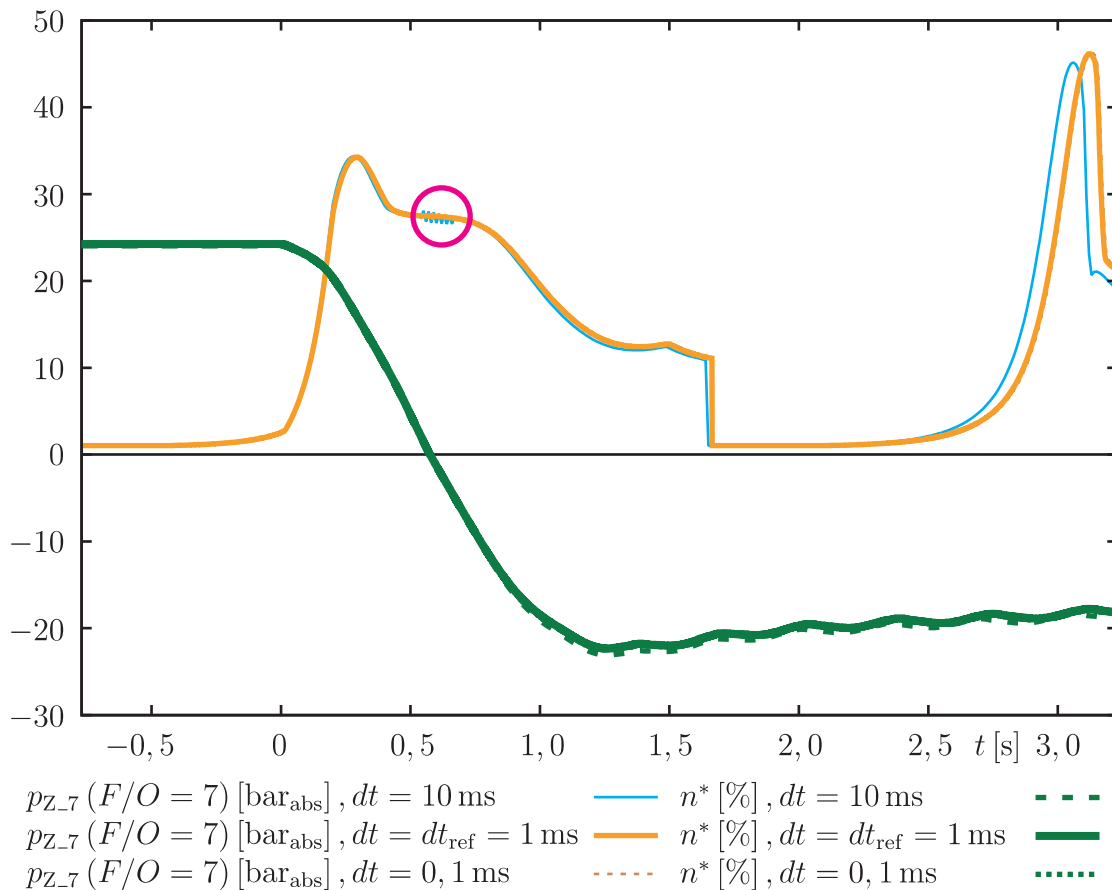
### 6.4.1 Zeitschrittweite

Das Simulationsmodell basiert auf der Diskretisierung mit einer konstanten Zeitschrittweite  $dt$  und dem Einschnitt-Verfahren nach EULER. Besonders die zeitlich integrierenden Rechenschritte (z. B. die Berechnung des Kurbelwinkels  $\varphi$  oder der Zylindervolumenänderung  $dV$  über die Drehzahl und die Drehzahländerung sowie die Ermittlung von Massenänderungen aus Massenströmen) sind empfindlich gegenüber zu groß gewählten Zeitschritten, weil die jeweiligen Zeitfunktionen für die Dauer des Zeitschrittes linearisiert betrachtet werden. Abbildung 6.8 zeigt beispielhaft den Verlauf des Druckes im Zylinder 7 sowie der Drehzahl,

<sup>12</sup>Hier wird die ursprüngliche Indizierung (AGO) für „Auslassventil öffnet“ sowie (AGS) für „Auslassventil schließt“ beibehalten, wobei im Anhaltevorgang die Bezeichnungen umgekehrt verstanden werden müssen. Eine Zuordnung zu OT und UT, wie bei den Anlassventilen, ist hier nicht sinnvoll, weil beide Winkel nahe UT liegen.

wobei die Zeitschrittweite in Stufen von jeweils einer Zehnerpotenz um den Referenzwert variiert wird. Das Bild zeigt, dass die Verzehnfachung der Zeitschrittweite eine deutliche Abweichung in Form von Stauchungen der zeitlichen Verläufe aufweist, die auf eben jene Linearisierungen aus der Integration zurückzuführen sind. Zudem wird die Simulation im dargestellten Druckverlauf instabil und führt zu Schwingungen um eine Gleichgewichtslage (magentafarbener Kreis). Die zwischen Zylinder 7 und der Verteilleitung bewegten Luftmassen steigen durch die Linearisierung und die große Zeitschrittweite so an, dass die daraus resultierenden Druckänderungen im Zylinder zu einem Überspringen mit anschließendem Zurückspringen im nächsten Zeitschritt führen. Allerdings entsteht dieses Problem merklich nur dann, wenn die zu Grunde liegenden Druckdifferenzen bezüglich des entstehenden Massenstromes klein sind.

Hingegen sind die Unterschiede zwischen der Referenz-Zeitschrittweite und deren Reduzierung um den Faktor 10 nicht mehr auszumachen, weil die Verläufe einander überdecken.



**Abbildung 6.8:** Beispielhafte Simulationsverläufe des Referenzfalles unter verschiedenen Zeitschrittweiten  $dt$

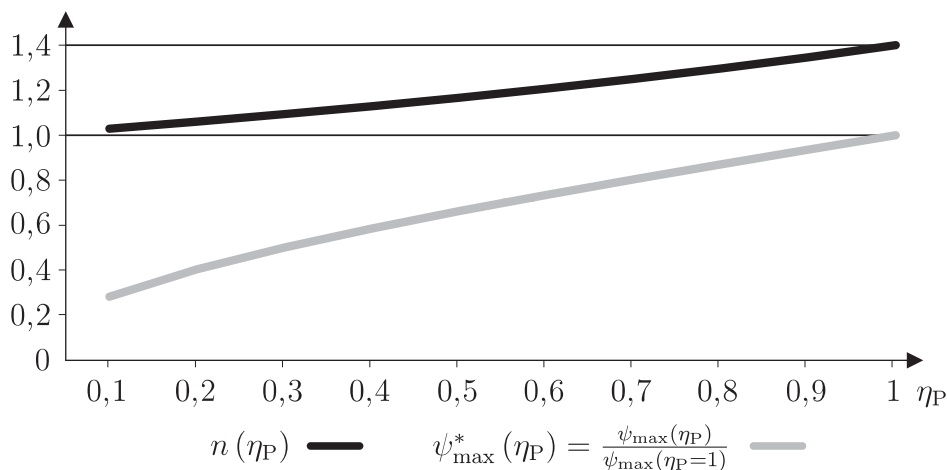
Folglich kann festgehalten werden, dass die gewählte Zeitschrittweite einen guten Kompromiss darstellt, der einen verschwindend kleinen numerischen Integrationsfehler aufweist bei größtmöglicher Zeitschrittweite und folglich möglichst kurzer Rechenzeit der Simulation.

### 6.4.2 Massenstrom der Anlassventile

Die Berechnung des Massenstromes an den Anlassventilen in Gl. (4.14) beinhaltet zwei einschränkende Parameter, nämlich den Formfaktor  $f$  sowie den polytropen Wirkungsgrad  $\eta_P$  für Düsen- und Ventilströmungen, wobei der letztere in der Stromfunktion gemäß Gl. (4.18) enthalten ist.

Der Formfaktor hat, wie aus Gl. (4.14) leicht ersichtlich ist, einen direkten proportionalen Einfluss auf den Massenstrom. Die Sensitivität der Ergebnisse auf den Formfaktor ist damit schwächer als diejenige, die in Abschnitt 6.3.2 für relative Änderungen der maximalen Ventilerhebung ermittelt wurde<sup>13</sup>. Erstere bedarf somit keiner Probe, weil der generelle Einfluss des Ventilmassenstromes auf das Umsteuerverhalten durch letztere nachgewiesen wurde.

Der Einfluss des polytropen Wirkungsgrades auf die Stromfunktion ist aus der Gl. (4.18) nicht direkt ersichtlich. Zur Verdeutlichung dient daher Abbildung 6.9, die den Verlauf des Polytropenexponenten  $n$  gemäß Gl. (4.19) sowie des Maximums der Stromfunktion über dem polytropen Wirkungsgrad darstellt, wobei letzteres auf den Wert des isentropen Falles bezogen ist.



**Abbildung 6.9:** Polytropenexponent und bezogenes Maximum der Stromfunktion in Abhängigkeit des polytropen Wirkungsgrades der Ventildurchströmung

Es zeigt sich, dass beide Funktionen im technisch relevanten Bereich ( $\eta_P \approx 0,5 \dots 1$ ) in erster Näherung zwar linear, aber weniger als proportional verlaufen<sup>14</sup>. Der Einfluss der Stromfunktion (von der hier nur das am häufigsten auftretende Maximum betrachtet wird) auf den Massenstrom ist wiederum rein proportional. Damit gilt, dass die Sensitivität der Simulationsergebnisse auf den polytropen Wirkungsgrad insgesamt näherungsweise linear ist, aber geringer als diejenige auf den oben beschriebenen Formfaktor.

Zusammenfassend kann für beide Parameter festgehalten werden, dass deren Einfluss

<sup>13</sup>Diese Abhängigkeit ist für kleine Änderungen etwa quadratisch zum Massenstrom.

<sup>14</sup>Selbst für  $\eta_P \rightarrow 0$  ist  $\psi_{\max}^* \gg 0$

auf das Umsteuerverhalten qualitativ demjenigen der freigesteuerten Querschnittsfläche der Anlassventile entspricht, quantitativ aber deutlich geringer einzuschätzen ist. Die Erhöhung von Formfaktor und polytropem Wirkungsgrad, die technisch nur in engen Grenzen durch optimierte Ausgestaltung der Ventile erreichbar ist, ist folglich nicht annähernd so einflussreich wie eine schlichte Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Querschnittsfläche.

### 6.4.3 Einfluss des Wärmeüberganges im Brennraum

Für die Einbeziehung der Wärmeundichtigkeit des Zylinders wurde in Abschnitt 4.2.2 der Ansatz nach Hohenberg gemäß Gl. (4.91) gewählt. Um den Einfluss deutlich zu machen, wird der Wärmeübergangskoeffizient um eine Zehnerpotenz in beide Richtungen variiert. Die Ergebnisse zeigt Tabelle B.13. Daraus wird ersichtlich, dass selbst diese Variation, die deutlich über den Abweichungen der in der Literatur angeführten Berechnungsansätze liegt, keine signifikanten Auswirkungen auf die Leistungsdaten des Umsteuervorganges hat. Da auch dieser Punkt der Analyse lediglich dem Stabilitätsnachweis des Simulationsmodelles dient, kann eine Deutung der marginalen Unterschiede unterbleiben, zumal der tatsächliche Wärmeübergang im Zylinder praktisch nicht beeinflussbar ist.

### 6.4.4 Realgasverhalten

Die thermodynamischen Berechnungen basieren vollständig auf der Annahme eines idealen Gases. Im Folgenden soll eine Abschätzung des dadurch entstehenden Fehlers gegeben werden, indem das Realgasverhalten über vereinfachte Ansätze in die Simulation eingepflegt wird. Namentlich werden der Isentropenexponent  $\kappa_L$  und die spezifische isochore Wärmekapazität  $c_{V\_L}$  um ihre Temperatur- und Druckabhängigkeit<sup>15</sup> erweitert sowie der Realgasfaktor  $Z_L$  eingeführt. Somit ist

$$\kappa_L = \kappa_L(p, T) \quad (6.2)$$

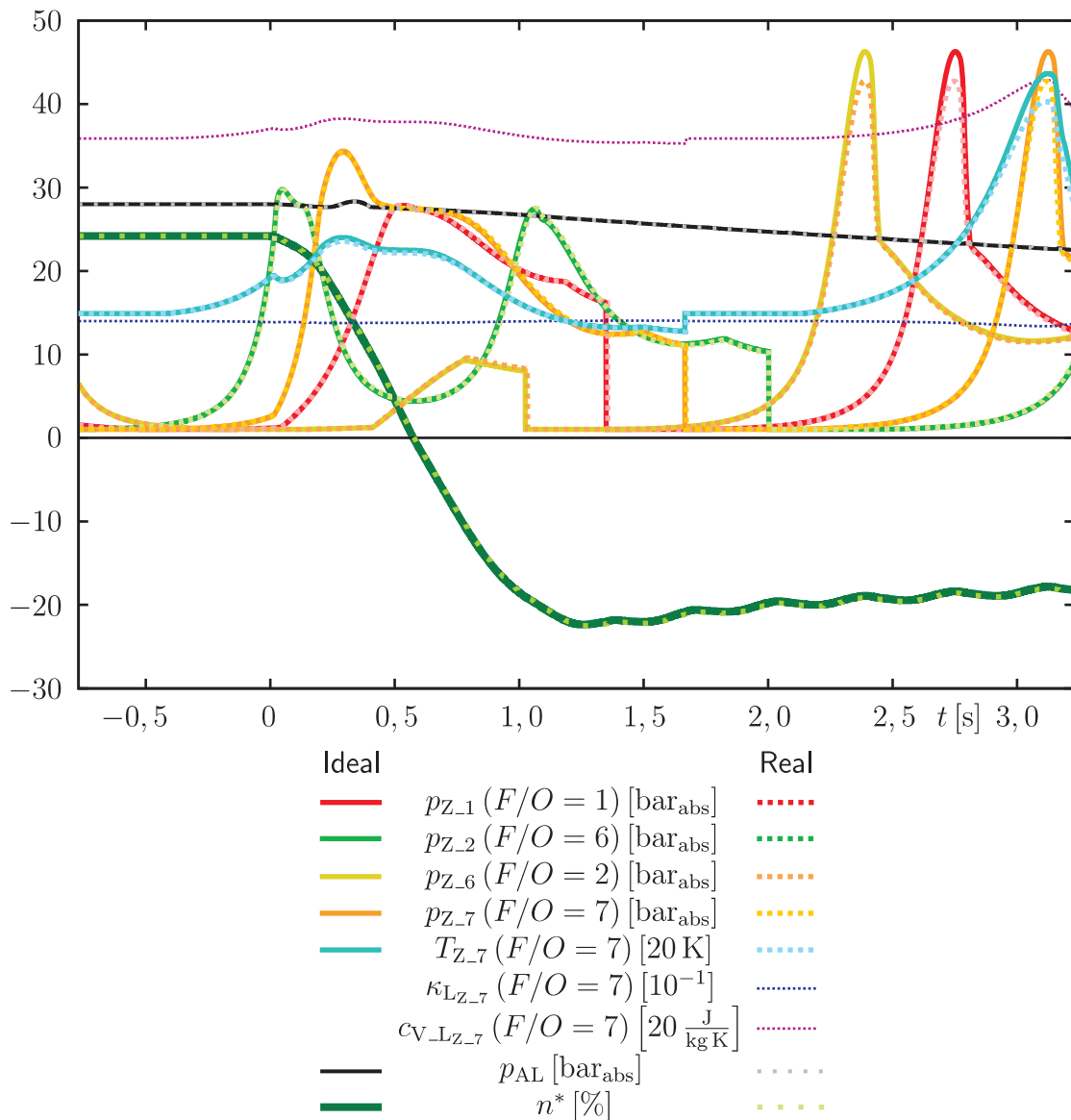
$$c_{V\_L} = c_{V\_L}(p, T) \quad (6.3)$$

$$R_L \rightarrow R_L Z_L(p, T) \quad (6.4)$$

Die Abhängigkeiten des Isentropenexponenten und der Wärmekapazität werden aus Tabellenwerten in [48] interpoliert. Für den Realgasfaktor wird der in der Motorentechnik verbreitete Ansatz nach Zacharias [55] angewandt. Dieser gilt allgemein für Verbrennungsgase, wobei die Zusammensetzung über das Luftverhältnis  $\lambda$  berücksichtigt wird. Dem vorliegenden Spezialfall, in dem ausschließlich Luft im Zylinder zugegen ist, wird durch die Grenzwertbildung  $\lambda \rightarrow \infty$  Rechnung getragen. Die Auswirkungen sind in Abbildung

<sup>15</sup>[13] verweist auf die (umstrittene) Notwendigkeit, die Druckabhängigkeit bei der Betrachtung von motorischen Verdichtungs Vorgängen mit einzubeziehen. Darin finden die Polynome zur Berechnung der Stoffwerte aus [3] Anwendung.

6.10 beispielhaft für die am Umsteuervorgang beteiligten Zylinder dargestellt. Darin sind zur Verdeutlichung die Verläufe der Idealgasrechnung mit durchgezogenen Linien abgebildet, denen die Verläufe der Realgasrechnung als gepunktete und farblich abgesetzte Linien überlagert sind. Für Zylinder 7, der im dargestellten Bereich die höchsten Drücke aufweist, sind zusätzlich die Verläufe der Zylindertemperatur sowie des Isentropenexponenten und der Wärmekapazität eingezeichnet.



**Abbildung 6.10:** Vergleich repräsentativer Verläufe des Referenzfalles mit Ideal- und Realgasansatz

Es zeigt sich, dass die Druck- und Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte im Bereich des Umsteuervorganges keinen nennenswerten Einfluss auf die Druck- und Temperaturverläufe hat. Erst während des anschließenden pneumatischen Motorbetriebes nimmt die Wärmekapazität um etwa 19,5 % deutlich zu (bezogen auf den Wert bei Umgebungsbedingungen). Die Schwankungen des Isentropenexponenten sind mit maximal knapp 4 % deut-

lich geringer. Der Anstieg der Wärmekapazität bedingt eine deutliche Herabminderung von Druck und Temperatur am Verdichtungsende während des pneumatischen Motorbetriebes. Da Verdichtung und Entspannung in dieser Betriebsart in unmittelbarer Nähe um OT näherungsweise symmetrisch verlaufen, wirkt sich der verringerte Verdichtungsdruck allerdings nicht auf die Kinetik aus.

Dass im gesamten dargestellten Bereich kein merklicher Fehler durch den Unterschied zwischen Ideal- und Realgas entsteht, beweisen letztlich die Verläufe der Drehzahl und des Anlassluftdruckes. Diese repräsentieren die Wirkung und die Effizienz des Umsteuervorganges und damit die Ergebnisse der thermodynamischen Berechnungen. Ihre hinreichende Deckungsgleichheit lässt den Schluss zu, dass aufgrund der Besonderheiten während des pneumatischen Betriebes die Berücksichtigung des Realgasverhaltens unterbleiben kann.

### 6.4.5 Reibmitteldruck

In Abschnitt 4.3.2 wurden die Modellannahmen für die Einbeziehung der mechanischen Reibung erläutert. Der gewählte Reibmitteldruck beträgt  $p_{\text{Reib}} = 0,8$  bar. Den Messergebnissen von [1] ist zu entnehmen, dass der Reibmitteldruck langsamlaufender Zweitaktmotoren im Bereich  $p_{\text{Reib}} = 0,6 \dots 0,9$  bar liegt, was durch Umrechnung mit Gl. (4.121) einem bezogenen Reibmoment von  $M_{\text{Reib}}^* \approx 0,03 \dots 0,047$  entspricht. In Tabelle B.14 im Anhang sind die Leistungsdaten des Umsteuervorganges wiedergegeben, die sich mit diesen Randwerten des Reibmitteldruckes ergeben. Es zeigt sich, dass mit steigendem Reibungsanteil die erreichbare negative Anlassdrehzahl marginal abnimmt und dass gleichzeitig auch die für das Umsteuern benötigte Zeit und der Enddruck der Anlassluft abnehmen. Der Grund liegt darin, dass der Anhaltvorgang durch erhöhte Reibung unterstützt (wirkt in die gleiche Richtung wie das innere Motormoment), der Beschleunigungsvorgang jedoch gehemmt wird (wirkt dem beschleunigenden Motormoment entgegen). Insgesamt ist der Einfluss des in den technischen Grenzen variierten Reibmitteldruckes jedoch gering, was übergeordnet folgendermaßen begründet werden kann: Wie die Ergebnisse der Simulationen zeigen, kann das innere Motormoment durchaus Werte im Bereich des Nennmomentes annehmen. Damit nimmt das Reibmoment im Bereich einiger Prozentpunkte einen äußerst geringen Anteil an der Momentenbilanz ein. Diese Aussage bezieht sich jedoch ausdrücklich auf den reinen Umsteuervorgang. Der Einfluss der Reibung auf den übrigen Ablauf des Notstopp-Manövers wurde bereits in Kapitel 2 erörtert und wird an späterer Stelle wieder aufgegriffen.

### 6.4.6 Propellermoment

Um für die Untersuchung des Umsteuervorganges eine vollständige Testumgebung zu schaffen, wurde in Abschnitt 4.3.2 ein stark vereinfachter Ansatz entwickelt, der das Propellermoment in Abhängigkeit der Drehzahl zur Verfügung stellt. Der einzige freie Parameter in Gl. (4.124) ist jedoch die Konstante  $x$ , die derart gewählt ist, dass der Propeller bei Nenn-drehzahl genau das Nennmoment aufnimmt. Der Wert von  $x$  ist damit kein frei gewählter

Parameter, sondern eindeutig über den Nennpunkt des Motors festgelegt und bedarf folglich keiner Abschätzung seiner Sensitivität.

Ohnehin ist das Verhalten des Propellers während des übrigen Manöverablaufes von größerer Bedeutung. In der Manövriersimulation in E4 wird aus diesem Grunde die in Abschnitt 5.3 erwähnte weitaus präzisere Abbildung des Propellerverhaltens verwendet.

## 6.5 Zusammengefasste Ergebnisse der Parameterstudie

Die eindeutigen Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen können durch die Formulierung einiger qualitativer Aussagen zusammengefasst werden:

Eine Erhöhung der Umsteuerdrehzahl unter Beibehaltung der Anlassdrehzahl ist möglich. Sie kann nur durch folgende zwei Parameter signifikant beeinflusst werden:

1. Erhöhung des Auslegungsdruckes des Anlassluftsystems.
2. Konstruktive Vergrößerung des wirksamen Strömungsquerschnittes der Anlassventile.

Die Erhöhung der Umsteuerdrehzahl wurde mit beiden genannten Maßnahmen um etwa 10 %-Punkte bis auf 35 % der Nenndrehzahl nachgewiesen. Entsprechende Simulationsrechnungen weisen diese Werte aus, wobei beliebig hohe theoretische Werte der zugehörigen Parameter vorgegeben werden konnten. Sowohl die Anhebung des Systemdruckes auf 40 bar als auch eine Verdopplung des wirksamen Ventilquerschnittes erscheinen jedoch aus technischer Betrachtung in der Praxis nicht ohne Weiteres realisierbar. Zusätzlich nehmen zweifellos sowohl die thermischen als auch die mechanischen Belastungen des Motors während des Umsteuervorganges zu.

Die mögliche Einflussnahme durch Veränderung der Steuerzeiten sowie der Öffnungs- und Schließbewegung der Anlassventile, der Steuerzeiten der Auslassventile oder durch eine Vergrößerung der Anlassluftbehälter ist dagegen verschwindend gering.

Darüber hinaus ist eine qualitative Veränderung der Steuerlogik der Anlassventile zwar verlockend. Sie sollte jedoch unbedingt unterbleiben, weil dadurch der Motor zerstört werden kann.

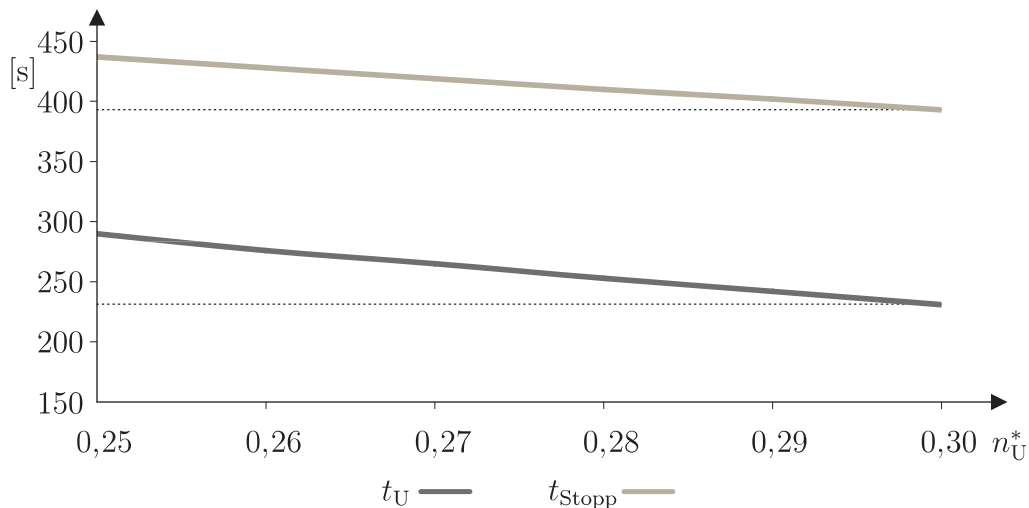
Eine Möglichkeit, die Anlage ohne zusätzliche Belastungen und damit schonend, aber gleichzeitig wirkungsvoller umzusteuern, kann in diesem Zusammenhang nicht aufgezeigt werden.

Die Sensitivitätsanalyse der für die Simulation gewählten Randbedingungen zeigt, dass deren Einflüsse relativ gering sind, so dass die Simulationsergebnisse als stabil zu erachten sind.

## 6.6 Der Einfluss der Umsteuerdrehzahl auf den Stoppweg

In Kapitel 2 wurden qualitativ die Auswirkungen einer wirkungsvolleren Umsteuerung auf das gesamte Notstopp-Manöver erörtert, woraus sich die Motivation für die durchgeführte Untersuchung ableitet. Daher ist es naheliegend, die Auswirkungen einer solchen wirkungsvolleren Umsteuerung auch zu quantifizieren. Erst dadurch wird die Bewertung der vorgeschlagenen Maßnahmen hinsichtlich des Notstopp-Manövers ermöglicht.

Zu diesem Zweck wird das in Abschnitt 5.3 vorgestellte und in E4 simulierte Notstopp-Manöver eines 8200-TEU-Containerschiffes als Referenz zu Grunde gelegt und eine schrittweise Erhöhung der Umsteuerdrehzahl bis auf  $n_U^* = 0,3$  vorgenommen<sup>16</sup>.

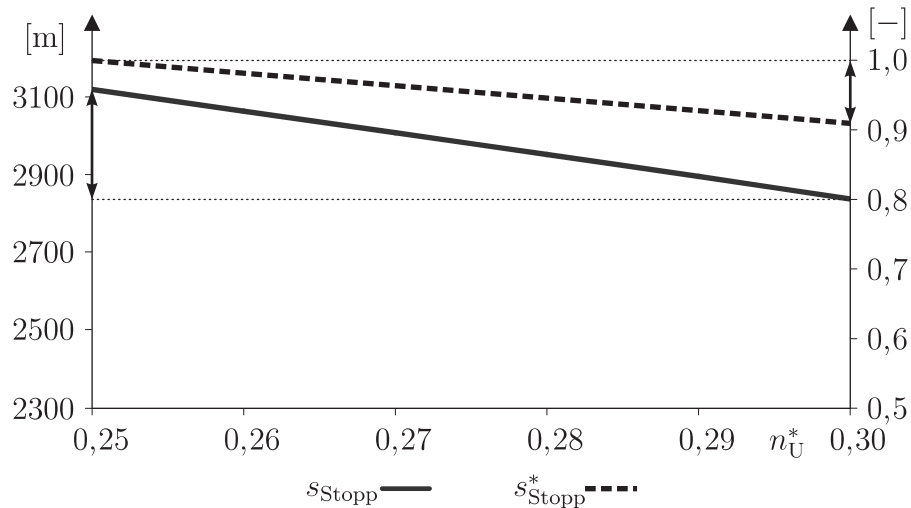


**Abbildung 6.11:** Charakteristische Zeitpunkte des Notstopp-Manövers bei erhöhter Umsteuerdrehzahl, 8200-TEU-Containerschiff

Abbildung 6.11 zeigt, dass das Erreichen der charakteristischen Zeitpunkte des Manövers, nämlich des Umsteuerzeitpunktes  $t_U$  sowie des Stoppzeitpunktes  $t_{\text{Stopp}}$ , näherungsweise linear verkürzt wird. Der Umsteuerzeitpunkt wird um 59 s auf 231 s vorverlegt (vgl. Tabelle B.15 im Anhang), der Stoppzeitpunkt um 44 s auf 393 s. Die zugehörige Verkürzung des Stoppweges, die das wesentliche Kriterium für die Bewertung des Manövers darstellt, ist in Abbildung 6.12 in absoluten (linke Ordinate) und relativen Werten (rechte Ordinate) dargestellt. Sie beträgt 283 m, was einer relativen Verkürzung von etwa 9 % bzw. 0,85 Schiffslängen entspricht.

Da diese Ergebnisse für den frei gewählten Variationsbereich von 5 %-Punkten gelten, ist der Gradient von größerer Aussagekraft. Er entspricht näherungsweise einer relativen Verkürzung von 1,8 %-Punkten je Prozentpunkt erhöhter Umsteuerdrehzahl.

<sup>16</sup>Die oben angeführten Bedenken bei der technischen Umsetzung der rechnerisch erreichten Werte bis  $n_U^* = 0,35$  veranlassen dazu, diesen Rahmen nicht vollständig auf die Manövriersimulation anzuwenden.



**Abbildung 6.12:** Stoppweg des Notstoppmanövers bei erhöhter Umsteuerdrehzahl, 8200-TEU-Containerschiff

Die Quantifizierung ist zwar nur für das dargestellte Beispiel gültig. Die grundsätzliche Allgemeingültigkeit wurde jedoch über die Stabilität des Simulationmodelles gegenüber äußeren Einflüssen nachgewiesen.

Die vorgestellten Zahlen bedeuten wider Erwarten eine relativ geringe Verkürzung des Notstopp-Manövers, die über eine technisch realisierbare Erhöhung der Umsteuerdrehzahl zu erzielen ist, zumal sie nur unter Inkaufnahme einer höheren Belastung des Motors während des Umsteuervorganges möglich ist. Angesichts dieser Ergebnisse, die die Betrachtungen zu dem in Abschnitt 2.3.1 vorgestellten Optimierungsansatz abschließen, wird im folgenden Kapitel ein weiterer Ansatz vorgestellt. Dieser bezieht sich auf die Optimierung durch eine Beeinflussung des Drehzahlabfalles, der bereits in Abschnitt 2.3.2 beschrieben und ebenfalls als zielführende Möglichkeit in Betracht gezogen wurde.

# Kapitel 7

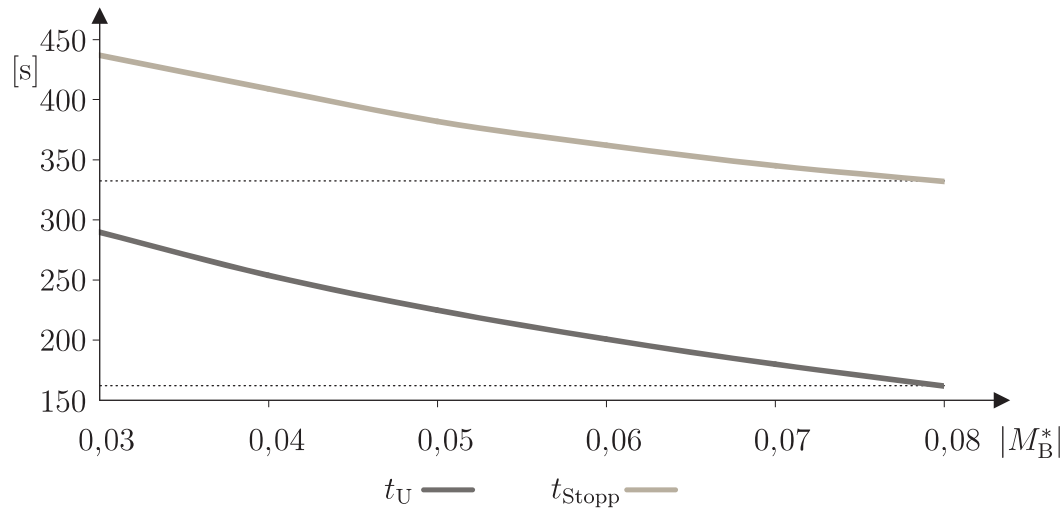
## Motorbremse mit Wassereinspritzung

In Kapitel 2 wurden die Phasen des Notstopp-Manövers von Schiffen mit langsamlaufendem Zweitaktmotor und Festpropeller beleuchtet. Dabei wurde verdeutlicht, dass der größte Zeit- und damit auch Streckenanteil des Manövers während der Auslaufphase zwischen dem Abstellen der Kraftstoffeinspritzung und dem Umsteuervorgang liegt. Währenddessen wird nicht aktiv auf den Zustand der Antriebsanlage und folglich auf den Verlauf des Manövers Einfluss genommen, sondern der aktive Teil des Aufstoppens beginnt erst mit dem Umsteuern.

In Abschnitt 2.3.2 wurde aufgezeigt, welche qualitativen Auswirkungen die aktive Aufbringung eines zusätzlichen Bremsmomentes auf die Propellerwelle hat. Dieser Ansatz wird nachfolgend wieder aufgegriffen. Dazu wird zunächst die Wirkung eines solchen Bremsmomentes auf das Manöver quantifiziert. Anschließend wird eine mögliche technische Umsetzung vorgeschlagen. Zuletzt wird eine quantitative Abschätzung der technischen Umsetzung vorgenommen.

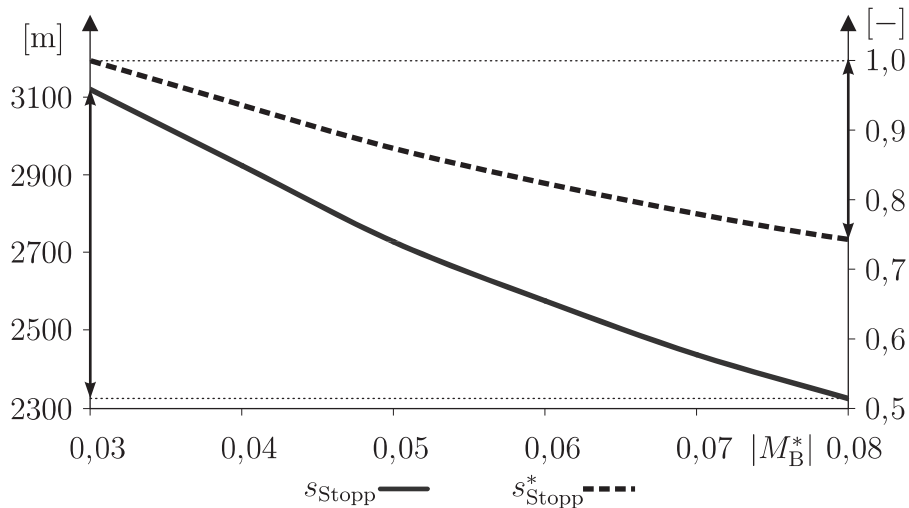
### 7.1 Der Einfluss des Bremsmomentes auf den Stoppweg

Vor dem Hintergrund der Quantifizierung des Effektes einer erhöhten Umsteuerdrehzahl im vorangegangenen Kapitel wird nun der Effekt eines erhöhten Bremsmomentes während der Auslaufphase der Antriebsanlage am Beispiel desselben 8200-TEU-Containerschiffes quantifiziert. Dazu wird die Manövriersimulation angestrengt, wobei das frei wählbare Reibmoment der Motoranlage mit einem Ausgangswert von  $M_{\text{Reib}}^* = 0,03 M_N^*$  in fünf Schritten von jeweils einem Prozentpunkt bis auf  $M_{\text{Reib}}^* = 0,08 M_N^*$  hochgesetzt wird. Die Ergebnisse sind in Tabelle B.16 zusammengefasst. Die grafische Darstellung der Umsteuer- und der Stoppzeitpunkte ist in Abbildung 7.1 gegeben. Beide Zeitpunkte werden mit ansteigendem Reibmoment erheblich früher erreicht, wobei der Zugewinn beim Umsteuerzeitpunkt mit -128 s entsprechend -44 % am höchsten ist. Dass der Stoppzeitpunkt etwas weniger Zugewinn verzeichnet (-105 s entsprechend -24 %) liegt daran, dass der Umsteuervorgang zwar bei derselben Umsteuerdrehzahl, aber trotzdem bei immer höherer Rest-Schiffsgeschwindigkeit



**Abbildung 7.1:** Charakteristische Zeitpunkte des Notstopmanövers bei erhöhtem Bremsmoment, 8200-TEU-Containerschiff

vollführt wird und damit die Länge der aktiven Bremsphase geringfügig zunimmt. Die zugehörige weitaus wichtigere Verkürzung des zurückgelegten Stoppweges ist in Abbildung 7.2 wiedergegeben. Darin ist sowohl der absolute Stoppweg (durchgezogene Linie, linke Ordinate) als auch dessen zugehörige relative Verkürzung (gestrichelte Linie, rechte Ordinate) dargestellt. Der Stoppweg wird durch die Erhöhung des Reibmomentes um insgesamt

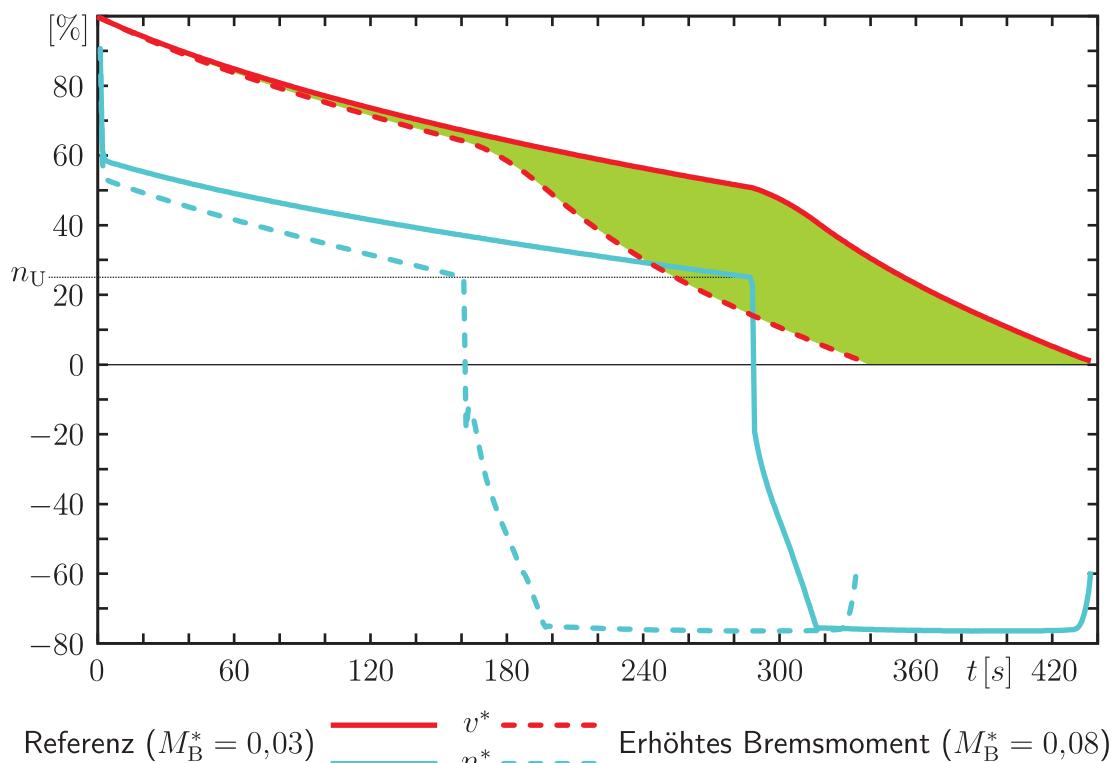


**Abbildung 7.2:** Stoppweg des Notstopmanövers bei erhöhtem Bremsmoment, 8200-TEU-Containerschiff

5 %-Punkte um 800 m verkürzt, was 2,4 Schiffslängen und einer relativen Verkürzung von 25,6 % entspricht. Aus den Verläufen der beiden Graphen lässt sich abschätzen, dass deren Gradient mit weiterer Erhöhung des Reibmomentes auch über den dargestellten Bereich hinaus nur unwesentlich flacher wird. Allerdings ist zu erwarten, dass sich bei beliebigen Erhöhungen des Reibmomentes das hydrodynamische Turbinenmoment am Propeller derart erhöht, dass beim anschließenden konventionellen Umsteuervorgang möglicherweise die

Anlassdrehzahl nicht erreicht werden kann. Außerdem wird durch die hier dargestellte Erhöhung bereits eine manöverseitige Verkürzung erreicht, die das 2,8-fache derjenigen beträgt, die durch eine reine Erhöhung der konventionellen Umsteuerdrehzahl darstellbar ist (vgl. Abschnitt 6.6).

Zur Veranschaulichung der Einflüsse auf den gesamten Manöverablauf dient Abbildung 7.3. Sie stellt in Anlehnung an die Darstellungsweise von Abbildung 2.9 die simulierten quantitativen Verläufe der Propellerwellendrehzahl und der Schiffsgeschwindigkeit über der Zeit dar, wobei die durchgezogenen Linien den Referenzfall und die gestrichelten Linien den Fall des erhöhten Reibmomentes wiedergeben. Die grün eingefärbte Fläche im Vergleich zur gesamten Fläche unterhalb des Geschwindigkeitsverlaufes des Referenzfalls entspricht dabei der Verkürzung des Stoppweges. Anhand dieser Darstellung wird besonders deutlich, wie



**Abbildung 7.3:** Einfluss des Bremsmomentes auf den simulierten Verlauf des Notstopp-Manövers eines 8200-TEU-Containerschiffes

groß der Einfluss auf die besonders kritische Auslaufphase des Manövers ist, ohne die übrigen Phasen wesentlich zu beeinflussen oder gar zu verschlechtern. Insbesondere der Verlauf der Drehzahl besteht sowohl durch eine deutlich niedrigere Gleichgewichtsdrehzahl nach Abstellen der Kraftstoffeinspritzung als auch durch den erwünschten steileren Gradienten während der Auslaufphase. Dieser nun auch quantitativ einschätzbare Effekt entspricht der qualitativen Feststellung von Schacht [35], dass bereits kleine Bremswirkungen an der Wellenleitung zu verhältnismäßig großen Bremswirkungen am Schiff führen.

## 7.2 Motivation

Im vorherigen Abschnitt wurde der Bedarf für ein gezielt einzusetzendes zusätzliches Reibmoment im Wellenstrang der Antriebsanlage gerechtfertigt und quantifiziert. Nachfolgend wird daher eine Möglichkeit vorgeschlagen, mit deren Hilfe ein solches Moment in der erforderlichen Größenordnung erzeugt werden kann. Dabei handelt es sich jedoch nicht mehr um ein Reibmoment im eigentlichen Sinne, sondern um ein aktives Bremsmoment. Ein solches kann physikalisch mit mannigfachen Maßnahmen erzielt werden, von denen einige namentlich sind:

1. Mechanische Reibbremse, installiert an Schwungrad oder Propellerwelle.
2. Elektrische Bremse, installiert an ebendiesen Stellen.
3. Motorinterne Maßnahmen, wie etwa die von Klaunig und Kappler [19] vorgeschlagene Dekompressionsschaltung.

Insbesondere die Tatsache, dass die Nennleistungen ausgeführter Motoren seit der Zeit dieser und vergleichbarer Vorschläge um etwa eine Größenordnung gewachsen sind, lässt Zweifel an deren technischer Umsetzbarkeit bei solch großen Anlagen entstehen:

- Mechanische Bremsen, sofern sie nicht als Feststellbremsen ausgeführt sind<sup>1</sup>, erzeugen in der angedachten Einsatzweise über mehrere Minuten eine Bremsleistung, die durchaus im zweistelligen Prozentbereich der Nennleistung liegen kann. Solche thermischen Energiemengen können nicht wärmekapazitiv abgefedert werden, sondern bedürften einer Abführung an das Kühlsystem, die verfahrenstechnisch aufwändig wäre. Ähnliches gilt für elektrische Wirbelstrombremsen, die die Bremsleistung mittelbar über elektrischen Wirbelstrom an Widerständen in Wärme dissipieren.
- Elektrische Maschinen müssten im Bremsfall spontan mit dem elektrischen Bordnetz synchronisiert werden und würden anschließend für mehrere Minuten das Netz mit erheblichen elektrischen Leistungen generatorisch belasten. Ein gleichzeitiger Bedarf auf der Verbraucherseite kann nicht vorausgesetzt werden, zumal die Zuteilung hinsichtlich der Regelungsanlage problematisch wäre. Außerdem werden solche elektrischen Maschinen für gewöhnlich bei ausgeführten Anlagen des betrachteten Antriebskonzeptes nicht installiert.
- Eine Dekompressionsschaltung sieht vor, während der Verdichtungs- und Entspannungsbewegung des Kolbens den Brennraum geöffnet zu halten. Diese beliebig kleine Öffnung hat die Aufgabe, einen Teil der unter Überdruck stehenden Luft im Zylinder während des ungefeuerten Betriebes abzudrosseln. In Folge dessen nimmt der

---

<sup>1</sup>Eine Feststellbremse bringt kurzzeitig ein Moment in die Schiffsstruktur ein, das um Größenordnungen über dem Nennmoment der Anlage liegt. Zudem fällt bei stehender Welle vollständig die hydrodynamische Schmierung sämtlicher Lagerstellen aus, was angesichts der wirkenden Kräfte problematisch scheint.

Luftinhalt und damit das Druckniveau im Zylinder stetig ab, wodurch die Entspannungsarbeit gegenüber der Verdichtungsarbeit in gewünschter Weise verringert wird. Ohne die physikalische Funktionalität dieser Schaltung in Frage zu stellen, entstehen außerhalb der Brennräume Probleme mit dem Verbleib der abgeblasenen Luft. Die Zweifel beziehen sich im Wesentlichen auf die Lärmentwicklung, die anfallenden Volumenströme sowie deren Temperatur.

Bezüglich der technischen Umsetzung kommen bei längsgespülten Zweitaktmotoren theoretisch nur zwei Öffnungen in Frage, die jedoch aufgrund ihrer technischen Ausführung problematisch sind:

Im Falle des Einsatzes der Anlassventile würde die Aufnahme der Abblasemenge der Verteilleitung der Anlassluft zufallen. Aufgrund der stark drehzahl- und zeitabhängigen Vorgänge wäre mit einer unkontrollierten Druckzunahme zu rechnen, die weit über den Auslegungsdruck ansteigen kann.

Die Auslassventile sind für den Dekompressionszweck ebenfalls nicht geeignet. Sie können aufgrund ihrer hydraulischen Ansteuerung nur ganz, nicht aber teilweise geöffnet werden. Bei einem voll offen stehenden Auslassventil wäre die Öffnung des Brennraumes zur Abgasleitung aber so groß, dass im Zylinder überhaupt kein nennenswerter Druckaufbau stattfinden und folglich keine Bremswirkung erzeugt werden könnte. Zudem würde durch die Abwärtsbewegung des Kolbens nach OT Luft in den Zylinder zurückgesaugt werden, was aufgrund möglicher Restgasmengen im Abgassammler unzulässig ist.

Die genannten Schwierigkeiten können bei kleinen Einheiten möglicherweise technisch gelöst werden, lassen jedoch eine Übertragung auf Motoren der modernen Leistungsgrößen bis derzeit 80 MW nicht zu.

### 7.3 Funktionsweise und Kreisprozess der Motorbremse

Eine sehr effiziente theoretische Variante in Anlehnung an die Dekompressionsschaltung besteht darin, die Öffnung des Brennraumes erst zum Ende der Verdichtung in OT herzustellen. Dadurch wird zunächst ein Maximum an Verdichtungsarbeit aufgebracht und anschließend der Zylinderdruck rasch abgesenkt. Die freigesetzte Arbeit wird folglich gegenüber der unbeeinflussten Entspannung deutlich reduziert, wodurch die gewünschte negative Arbeitsbilanz mit entsprechender Bremswirkung erreicht wird. Diese Variante ist mit den vorhandenen technischen Möglichkeiten jedoch erst recht nicht darstellbar. An den Anlassventilen würden sich die Probleme der Lärmentwicklung und der hohen Temperaturen der austretenden Luft noch stärker bemerkbar machen als im Falle der kontinuierlichen Öffnung. Ein Einsatz der Auslassventile ist sogar vollständig ausgeschlossen, weil diese aufgrund ihrer großen Tellerfläche gegen den hohen Druck bei Verdichtungsende nicht geöffnet werden können.

Die Öffnung des Brennraumes hat in den beschriebenen Varianten aber nicht primär die Entnahme von Luft zum Ziel, sondern lediglich die damit verbundene Absenkung des Zylinderdruckes. Zumal die Öffnung, wie oben beschrieben, durchaus problematisch ist, muss die Druckabsenkung in OT also stattdessen durch eine Wärmeabfuhr realisiert werden. In Anlehnung an die übliche Darstellung idealisierter Kreisprozesse ist in Abbildung 7.4 der zugehörige Verlauf des Zylinderdruckes über dem Zylindervolumen aufgetragen. Er entspricht

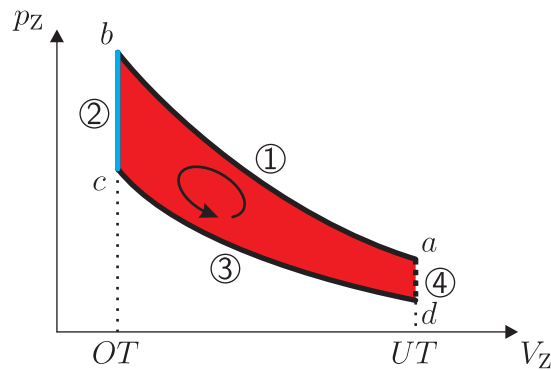


Abbildung 7.4: Idealer Vergleichsprozess der Motorbremse

dem Gleichraumprozess, der für gewöhnlich als Ersatzprozess für den Ottomotor herangezogen wird. Der einzige Unterschied besteht in der Linksläufigkeit des Prozesses, was für einen Kreisprozess steht, der mechanische Energie aufnimmt, um thermische Energie zwischen verschiedenen Temperaturniveaus zu verschieben. Zur Veranschaulichung seien die bei der Betrachtung von Kreisprozessen üblichen Vereinfachungen (ideales Gas, thermisch eindeutige Zustandsänderungen sowie unveränderliche Gaszusammensetzung) zugrunde gelegt.

Der linksläufige Prozess beginnt mit der isentropen Verdichtung (1) bis OT. Er wird primär durch das thermische Verdichtungsverhältnis geprägt, welches Druck und Temperatur von Verdichtungsbeginn und -ende miteinander verknüpft:

$$p_b = p_a \epsilon_{\text{th}}^{\kappa} \quad (7.1)$$

$$T_b = T_a \epsilon_{\text{th}}^{\kappa-1} \quad (7.2)$$

Die Volumenänderungsarbeit beträgt dadurch

$$W_{V_{-a,b}} = \frac{1}{\kappa - 1} (p_b V_{\text{OT}} - p_a V_{\text{UT}}) \quad (7.3)$$

Da aufgrund der Definition der Isentropie keine Wärme über die Systemgrenze übertragen wird, ist

$$Q_{a,b} = 0 \quad (7.4)$$

und damit

$$\Delta U_{a,b} = W_{V_{a,b}} \quad (7.5)$$

$$= m_Z c_{V_L} (T_b - T_a) \quad (7.6)$$

Die blau gekennzeichnete Wärmeabfuhr in OT geschieht im Vergleichsprozess in unendlich kurzer Zeit und damit unter konstantem Zylindervolumen (2). Da sich das Zylindervolumen nicht ändert, wird währenddessen auch keine Volumenänderungsarbeit verrichtet, so dass

$$W_{V_{b,c}} = 0 \quad (7.7)$$

und folglich die Änderung der inneren Energie und die damit verbundene Temperaturänderung lediglich durch die abgeführte Wärmemenge  $Q_{b,c} < 0$  bestimmt wird:

$$\Delta U_{b,c} = Q_{b,c} \quad (7.8)$$

$$= m_Z c_{V_L} (T_c - T_b) \quad (7.9)$$

Die Temperatur zum Beginn der Entspannung beträgt damit

$$T_c = T_b + \frac{Q_{b,c}}{m_Z c_{V_L}} \quad (7.10)$$

Die Entspannung (3) selbst wird analog zur Verdichtung als isentrope Zustandsänderung über das thermische Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_{th}$  beschrieben und endet in UT<sup>2</sup>. Der Gaswechsel (4) wird wiederum als isochore Wärmeaufnahme idealisiert, um den Kreisprozess zu schließen.

Bei dem Prozess bewirkt lediglich die Tatsache, dass in OT eine **Wärmeabfuhr** anstelle der **Wärmezufuhr** wie beim Ottomotor stattfindet, die erwünschte Bremswirkung. Die aufgenommene mechanische Arbeit entspricht der Summe aller Volumenänderungsarbeiten des Prozesses

$$W_B = W_{V_{a,b}} + W_{V_{c,d}} > 0 \quad (7.11)$$

und damit der rot eingefärbten Fläche in Abbildung 7.4. Wenn diese Bremsarbeit als Nutzen und die aus dem Bilanzraum abgeführte bzw. gekühlte Wärmemenge als Aufwand interpretiert werden, so kann für den Prozess ein Wirkungsgrad definiert werden:

$$\eta_B = \left| \frac{W_B}{Q_{b,c}} \right| \quad (7.12)$$

---

<sup>2</sup>Bei den idealisierten Kreisprozessen wird nicht zwischen thermischem und geometrischem Verdichtungsverhältnis unterschieden, so dass  $\epsilon_{th}$  tatsächlich in UT endet.

Freilich kann jedoch auch ohne rechnerischen Nachweis ausgeschlossen werden, dass die Abfuhr der erforderlichen Wärmemenge  $Q_{b,c} < 0$  in der kurzen verfügbaren Zeit durch äußere Kühlung technisch darstellbar ist.

Deshalb wird derselbe Effekt dadurch erzielt, dass eine definierte Menge flüssigen Wassers in OT in den Brennraum eingebracht wird ([51],[52],[53]). Das Wasser trifft in dem Fall in die Umgebung der warmen Luft im Zylinder, aus deren Bezug das Wasser stark unterkühlt ist. In Erstrebung eines thermischen Gleichgewichtes will das Gemisch aus Wasser und Luft eine einheitliche Temperatur annehmen. Aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften wechselt das Wasser zuvor jedoch in den gasförmigen Zustand über. Unterdessen nimmt es die Energie aus der Luft auf, die für seine Verdampfung erforderlich ist. Dieser Vorgang ist zeitlich durch den Wärmeübergang zwischen der Luft und der Oberfläche der Wassertropfen gekennzeichnet. Allerdings ist dessen Dynamik um Größenordnungen schneller als der Wärmedurchgang zwischen Luft und Kühlmedium, der im Falle einer konventionellen Kühlung erforderlich wäre.

Das Wasser erfährt während der Verdunstung<sup>3</sup> bei gleichem Druck keine Temperaturänderung. Folglich wird ein signifikanter Anteil der thermischen Energie in latenter Wärme innerhalb des Wassers gespeichert. Dem gesamten Gemisch wird damit unmittelbar eine Abnahme der sensiblen Wärme zuteil, wodurch dessen Temperaturniveau von (b) nach (c) sinkt.

Nachfolgend wird dazu eine Formulierung vorgeschlagen und in die bestehende Motorsimulation integriert, um quantitative Abschätzungen über die Wirksamkeit treffen zu können.

## 7.4 Umsetzung in der bestehenden Modellierung

Im Gegensatz zum Idealprozess, der das Arbeitsspiel über eindeutig festgelegte Eckpunkte beschreibt, sieht die in Kapitel 4 aufgestellte Modellierung eine differenzielle Berechnung über diskrete Zeitschritte vor. Hilfreich ist dabei die Tatsache, dass mit jener Modellierung nicht nur der pneumatische, sondern auch der rein ungefeuerte Betrieb simuliert werden kann. Dieser ist die Ausgangssituation für den Bremsbetrieb während der Auslaufphase des Notstopp-Manövers, so dass nur eine Erweiterung um die zusätzlichen physikalischen Effekte erfolgen muss, die sich durch die Wassereinspritzung ergeben.

### 7.4.1 Ersatzmodell und Formulierung der Wassereinspritzung

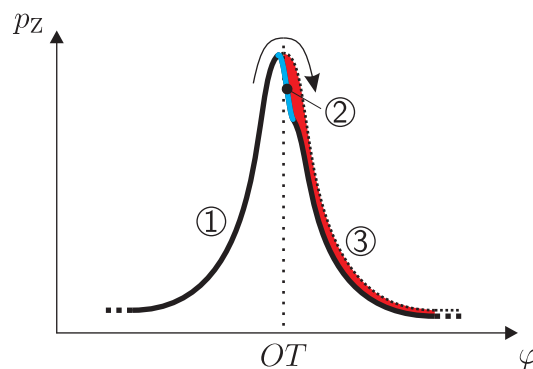
Im dieselmotorischen Prozess entsteht ein zeitlicher Verzug zwischen dem Beginn der Einspritzung und der Entzündung des Kraftstoffes, der Zündverzug genannt und durch die Verdunstungsgeschwindigkeit der Kraftstofftropfen sowie das Erreichen der erforderlichen

---

<sup>3</sup>Der Begriff der Verdampfung bezieht sich auf den Phasenübergang des Reinstoffes. Im Falle eines Zweistoffgemisches (Wasser/Luft) wird von Verdunstung gesprochen.

Zündtemperatur gekennzeichnet ist. Weiterhin findet die Wärmeentfaltung nicht schlagartig statt, sondern genügt einem Brennverlauf endlicher Geschwindigkeit. Vor allem benötigt aber auch die Einspritzung des Kraftstoffes selbst ein gewisses Zeitfenster, das durch den Einspritzdruck und den Querschnitt der Düsenbohrungen bestimmt wird.

Im vorliegenden Fall entsteht ein vergleichbarer zeitlicher Verzug des gewünschten Effektes, der durch den Massenstrom der Wassereinspritzung, die Aufwärmung der unterkühlten Flüssigkeit bis zum Siedebeginn sowie die anschließende Verdunstungsgeschwindigkeit gekennzeichnet ist. Unter Berücksichtigung dieses Kühlverzuges bzw. der endlichen Kühlgeschwindigkeit, die durch den genannten Vorgang erreicht werden kann, ist in Abbildung 7.5 der qualitative Zylinderdruckverlauf des wassergestützten Bremsvorganges dargestellt. Der Einfluss der endlichen Kühlgeschwindigkeit wird darin insofern berücksichtigt, dass die



**Abbildung 7.5:** Qualitativer Verlauf des Zylinderdruckes beim Motorbremsen mit Wassereinspritzung

Druckabnahme nicht senkrecht (entsprechend  $\frac{\partial p}{\partial \varphi} \rightarrow -\infty$ ), sondern mit einem erkennbaren Gradienten gekennzeichnet wird (2).

Die Auswirkung bezüglich der Bremsarbeit ist in gewohnter Weise an der rot eingefärbten Differenzfläche zwischen der entstehenden und der unbeeinflussten Entspannungslinie zu erkennen.

Als Anfangs- und Randbedingungen werden folgende Informationen vorgegeben:

- Kurbelwinkel, in dem die Wassereinspritzung beginnt. Bis auf Weiteres wird  $0^\circ$  KW (OT) als Anfangswinkel gewählt.
- Wassermassenstrom  $\dot{m}_W$ , der mit einem fiktiven Einspritzsystem realisierbar ist.
- Wassermasse  $m_W$ , die während eines Arbeitsspieles je Zylinder eingespritzt werden soll.
- Absolute Wasserbeladung zu Beginn der Einspritzung  $x_{Z_0}$  entstammt aus der relativen Luftfeuchte der Ladeluft  $\varphi_{\text{rel\_LL}}$ .

Mit diesen Bedingungen ergibt sich die zeitliche Dauer  $\Delta t_W$  der Einspritzung:

$$\Delta t_W = \frac{m_W}{\dot{m}_W} \quad (7.13)$$

Zu Beginn der Einspritzung bzw. zu Beginn jedes neuen infinitesimalen Zeitschrittes  $dt$  besteht die Zylinderladung  $m_Z$  anteilig aus trockener Luft der Masse

$$m_{Z\_trL} = m_Z \frac{1}{1 + x_{Z\_1}} \quad (7.14)$$

sowie Wasserdampf der Masse

$$m_{Z\_W} = m_Z \frac{x_{Z\_1}}{1 + x_{Z\_1}} \quad (7.15)$$

Die Enthalpie der feuchten Luft<sup>4</sup> beträgt

$$h_{fL} = c_{P\_trL} T_Z + x_{Z\_1} h_{dW}(T_Z) \quad (7.16)$$

Die Enthalpie des dampfförmigen Wassers setzt sich aus dem Energieinhalt des flüssigen Wassers bis zum Siedezustand<sup>5</sup>, der Verdampfungsenthalpie sowie der Überhitzung des trockenen Dampfes zusammen:

$$h_{dW}(T_Z) = c_{fW} T_S(p_{Z\_1}) + r(p_{Z\_1}) + c_{P\_dW}(T_Z - T_S(p_{Z\_1})) \quad (7.17)$$

Das einzubringende Wasser ist vor der Einspritzung flüssig unterkühlt und hat die Temperatur  $T_{W\_1}$ , so dass dessen Enthalpie

$$h_{fW} = c_{fW} T_{W\_1} \quad (7.18)$$

beträgt. Innerhalb des Zeitfensters  $\Delta t$  wird während eines infinitesimalen Zeitschrittes  $dt$ <sup>6</sup> die Wassermenge

$$dm_W = \dot{m}_W dt \quad (7.19)$$

in den Zylinder eingebracht. Dadurch erhöht sich die Wassermasse im Zylinder auf

$$m_{W\_2} = m_{W\_1} + dm_W \quad (7.20)$$

sowie die absolute Wasserbeladung der unveränderlichen Masse trockener Luft auf

$$x_{Z\_2} = x_{Z\_1} + \frac{dm_W}{m_{Z\_trL}} \quad (7.21)$$

<sup>4</sup>Die Enthalpie der feuchten Luft wird auf die Masse trockener Luft bezogen, um die Bezugsbasis von der Befeuchtung unabhängig zu machen.

<sup>5</sup>Üblicherweise wird die Enthalpie von Wasser auf den Referenzwert bei 0° C bezogen. Diese Referenz kann jedoch unberücksichtigt bleiben, weil der Abstand zum absoluten Nullpunkt als anergetischer Basiswert unverändert bleibt.

<sup>6</sup>Die Zustände vor und nach dem infinitesimalen Zeitschritt  $dt$  werden in gewohnter Weise mit 1 und 2 indiziert.

Die Energiebilanz für die Zylinderladung errechnet sich über den Mischungsansatz

$$h_{\text{fL}_2} = h_{\text{fL}_1} + \frac{dm_{\text{W}}}{m_{\text{Z}_{\text{trL}}}} h_{\text{fW}} \quad (7.22)$$

Da geringe Mengen an eingebrachtem Wasser zweifelsohne im Gleichgewichtszustand dampfförmig sind<sup>7</sup>, kann zur Ermittlung der Temperatur die Ausformulierung von Gl. (7.16) und (7.17) herangezogen werden, wobei lediglich die erhöhte Wasserbeladung gemäß Gl. (7.22) zu berücksichtigen ist:

$$h_{\text{fL}_2} = c_{\text{P}_{\text{trL}}} T_{\text{Z}_2} + x_{\text{Z}_2} \left[ c_{\text{fW}} T_{\text{S}}(p_{\text{Z}_1}) + r(p_{\text{Z}_1}) + c_{\text{P}_{\text{dW}}} (T_{\text{Z}_2} - T_{\text{S}}(p_{\text{Z}_1})) \right] \quad (7.23)$$

Offensichtlich erhöht sich durch die Einspritzung in jedem Fall die Enthalpie der Zylinderladung, da sowohl die eingebrachte Wassermasse  $dm_{\text{W}}$  als auch deren Enthalpie  $h_{\text{fW}}$  positiv sind. Die Temperatur der Mischung ergibt sich durch Umformung zu

$$T_{\text{Z}_2} = \frac{h_{\text{fL}_2} + x_{\text{Z}_2} \left[ c_{\text{P}_{\text{dW}}} T_{\text{S}}(p_{\text{Z}_1}) - r(p_{\text{Z}_1}) - c_{\text{fW}} T_{\text{S}}(p_{\text{Z}_1}) \right]}{c_{\text{P}_{\text{trL}}} + x_{\text{Z}_2} c_{\text{P}_{\text{dW}}}} \quad (7.24)$$

Trotz der höheren Enthalpie ist diese Temperatur der zusätzlich befeuchteten Zylinderladung jedoch deutlich niedriger als vor der Mischung. Wie am Zähler von Gl. (7.24) zu erkennen ist, senkt die Verdampfungsenthalpie die Temperatur deutlich. Ausschlaggebend ist, dass die Verdampfungsenthalpie der eingebrachten Wassermasse um Größenordnungen höher ist als deren sensible Enthalpie, denn die letztere sorgt für eine Temperaturerhöhung, die Verdampfungsenthalpie hingegen für eine Abkühlung.

Die bisherige Formulierung basiert auf den Gleichungen, die üblicherweise für feuchte Luft bei Umgebungszustand angewandt werden. Dabei muss als wesentliche Voraussetzung die Tatsache beachtet werden, dass es sich um Änderungen an der isobaren Atmosphäre und damit auch um isobare Zustandsänderungen handelt. Im Zylinder existiert jedoch keine isobare Atmosphäre, sondern es wird von einer isochoren Zustandsänderung ausgegangen. Dadurch ergeben sich wichtige Änderungen, die nachfolgend ergänzt werden.

Als Verknüpfung bietet sich die Tatsache an, dass durch die isobare Abkühlung eine Abnahme des spezifischen Volumens verursacht wird. Genau das kann aber im isochoren Fall nicht passieren. Als Hilfsmittel wird daher das spezifische Volumen der feuchten Luft sowohl vor der Einspritzung

$$v_{\text{fL}_1} = \frac{m_{\text{Z}_{\text{trL}}} R_{\text{dW}} T_{\text{Z}_1}}{p_{\text{Z}_1}} \left( \frac{M_{\text{dW}}}{M_{\text{trL}}} + x_{\text{Z}_1} \right) \quad (7.25)$$

<sup>7</sup>Wenn die Temperatur der Luft größer ist als die Siedetemperatur des Wassers bei seinem Partialdruck, kann Wasser aufgenommen werden. Wenn aber die Temperatur der Luft sogar größer ist als die Siedetemperatur des Wassers bei dem Absolutdruck der Luft (z. B.  $T_{\text{Luft}} \gg 100^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{Luft}} = 1 \text{ bar}$ ), so existiert kein Sättigungszustand mehr und eine geringe Menge Wasser kann sogar als Reinstoff verdampfen.

als auch nach der Einspritzung unter Annahme der Möglichkeit einer isobaren Zustandsänderung gemäß

$$v_{\text{fL}_2} = \frac{m_{\text{Z}_\text{trL}} R_{\text{dW}} T_{\text{Z}_2}}{p_{\text{Z}_1=2}} \left( \frac{M_{\text{dW}}}{M_{\text{trL}}} + x_{\text{Z}_2} \right) \quad (7.26)$$

berechnet. Auf den Zylinder übertragen bedeutet das, dass der Kolben der Verkleinerung des Volumens derart folgen müsste, dass sich der Druck nicht verändert. Der Zusatzschritt besteht dann darin, dass der Kolben nun das Volumen wieder auf den Ausgangswert vergrößert, so dass  $v_{\text{fL}_3} = v_{\text{fL}_1}$  ist. Dadurch wird die Zylinderladung isentrop entspannt<sup>8</sup> und die endgültige Zylindertemperatur stellt sich ein gemäß

$$T_{\text{Z}_3} = T_{\text{Z}_2} \left( \frac{v_{\text{fL}_2}}{v_{\text{fL}_1}} \right)^{\kappa_{\text{fL}}-1} \quad (7.27)$$

In Folge dessen sinkt endgültig der Druck gegenüber dem Wert vor der Einbringung des Wassers ab:

$$p_{\text{Z}_3} = p_{\text{Z}_1} \left( \frac{v_{\text{fL}_2}}{v_{\text{fL}_1}} \right)^{\kappa_{\text{fL}}} \quad (7.28)$$

Erst durch den letzten Teilschritt 2-3 hat die Einbringung, Mischung und Verdunstung des flüssigen Wassers also eine Absenkung des Druckes bewirkt, die das Ziel der gesamten Vorgehensweise ist. Damit ist die Bilanz des eingebrachten Wassers unter Berücksichtigung der isochoren Zustandsänderung vollständig beschrieben und der Einfluss auf den Zylinderdruck kann quantifiziert werden.

## 7.5 Einbindung in die Motorsimulation

Um die Auswirkungen der Druckabsenkung auf die gewünschte Bremswirkung des Motors quantifizieren zu können, wird die Formulierung des vorigen Abschnittes in die bestehende Motorsimulation eingepflegt.

Darüber hinaus wird ein Detektor implementiert, der das Erreichen der Luftsättigung mit Wasser erkennt. Während der Kolbenabwärtsbewegung erfährt die Zylinderladung eine annähernd isentrope Entspannung. Die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasser steigt mit dem abnehmenden Zylinderdruck, sinkt jedoch in stärkerem Maße mit der abnehmenden Zylindertemperatur. Aus diesem Grunde fällt gegen Ende der Entspannung Wasser in der Zylinderladung aus. Qualitativ besteht die Auswirkung darin, dass die Verdampfungsenthalpie des rekondensierenden Wassers der Zylinderladung in Form von sensibler Wärme zurückgegeben wird. Dadurch wird die Abkühlung und mittelbar auch die Druckabnahme gegenüber der trockenadiabaten Entspannung vermindert. Von einer thermodynamischen Quantifizierung dieses feuchtadiabaten Temperatur- und Druckgradienten wird in diesem

---

<sup>8</sup>Der Isentropenexponent  $\kappa_{\text{fL}}$  wird über eine Mischungsbilanz anhand der Stoffmengenverhältnisse von Wasser und trockener Luft ermittelt.

Rahmen jedoch abgesehen, denn damit wäre zusätzlich zur Massen- und Energiebilanz eine Phasenbilanz erforderlich. Letztere erfordert jedoch eine Iteration, wodurch sich Rechenzeit und -aufwand um ein Vielfaches erhöht. Zudem wird im Nassdampfbereich die Zulässigkeit der Annahme eines idealen Gases verlassen, denn nur für ausreichend überhitzten Dampf kann ideales Gasverhalten auf Seiten des Wassers vorausgesetzt werden. Des Weiteren hat der Effekt auf die Arbeitsbilanz einen vergleichsweise kleinen Einfluss, da das Druckniveau bei dessen Eintritt bereits sehr niedrig ist. Allerdings verhindert dieser Effekt, dass der Zylinderdruck bei Entspannungsende weit unter den Druck der Abgasleitung bzw. des Ladeluftsammlers fällt, wie es in der Abbildung 7.4 des Kreisprozesses dargestellt wird. Da diese Auswirkung günstig für den Gaswechsel ist, wird der Effekt letztlich über eine stark vereinfachte Abschätzung berücksichtigt:

Dazu wird zunächst der Punkt ermittelt, in dem der Zustand im Zylinder die Sättigung erreicht. Anschließend wird angenommen, dass die weitere Temperaturabnahme während des nachfolgenden Zeitschrittes nur zu einem reduzierten Anteil wirksam wird. Entsprechend verhält sich auch der Druck. Die Reduktion ergibt sich erneut aus der Verdampfungsenthalpie des ausfallenden Wassers, wobei jedoch ohne die erwähnte Iteration für die ausfallende Wassermenge nur eine Abschätzung getroffen werden kann.

## 7.6 Ergebnisse aus der Motorsimulation

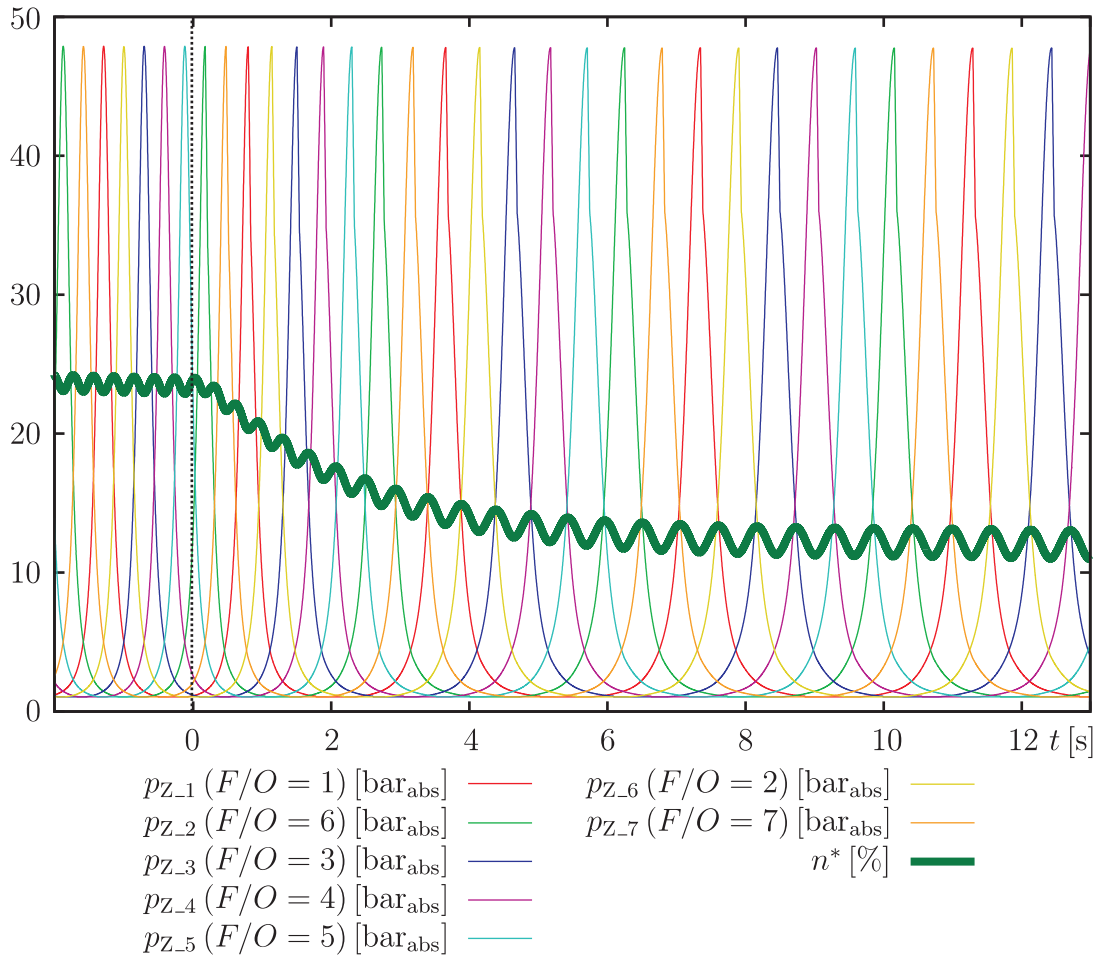
Als Beispiel für die Demonstration des Effektes einerseits und dessen Quantifizierung andererseits dient erneut der Siebenzylinder-Motor des Autotransporters „3. Maj NB 706“, der in den vorherigen Kapiteln bereits als Messobjekt und Referenz für die Umsteuersimulation verwendet wurde. In Abbildung 7.6 ist anhand der Zylinderdrücke und des Drehzahlverlaufes dargestellt, welchen Einfluss die Motorbremse hat. Die Simulation beginnt in gewohnter Weise im ungefeuerten Betrieb bei einer bezogenen Drehzahl von  $n^* = 0,242$ , was dem Wert zu Beginn des pneumatischen Umsteuervorganges entspricht<sup>9</sup>. Bei  $t = 0$  s beginnt die Einspritzung. Die gesamte, je Zylinder eingebrachte Masse beträgt  $35 \text{ g}_{\text{flW}}$ . Sie entspricht der Masse, die im motorischen Betrieb bei Vollast als Kraftstoff eingespritzt wird. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Einspritzmasse sowie der Einspritzmassenstrom mit einem Einspritzsystem technisch realisierbar ist. Die Zylinderluft wird dadurch um zusätzliche  $76 \frac{\text{g}_{\text{W}}}{\text{kg}_{\text{trL}}}$  beladen, was etwa der siebenfachen Wasserbeladung der Ladeluft bei  $25^\circ\text{C}$  und  $60\%_{\text{relF}}$  entspricht.

Die Bremswirkung setzt spontan ein, woraufhin die Drehzahl allmählich abfällt und bei  $n^* = 0,12$  ein neues Gleichgewicht findet. Der allmähliche Drehzahlabfall ist der Massenträgheit des rotierenden Systems geschuldet und ist somit die Sprungantwort auf die digital eingesetzte Wassereinspritzung.

In Abbildung 7.7 wird vergrößert dargestellt, welchen Einfluss die Wassereinspritzung

---

<sup>9</sup>Die Ausgangsdrehzahl ist jedoch nicht von großer Bedeutung für das Beispiel, denn der Ladedruck ist im ungefeuerten Betrieb über einen großen Drehzahlbereich konstant.

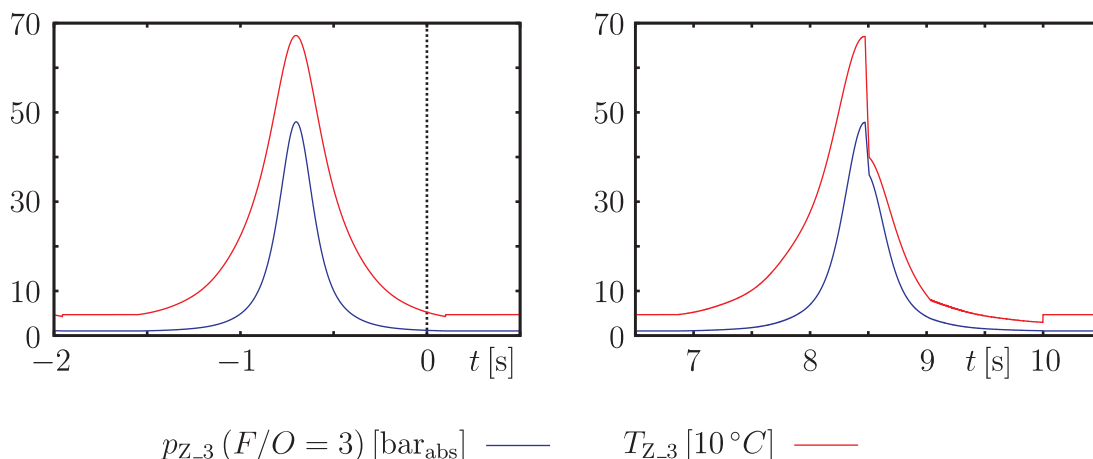


**Abbildung 7.6:** Simulation der Zylinderdruckverläufe und der bezogenen Drehzahl während des Bremsvorganges

auf die Thermodynamik im Zylinder hat. Dazu ist, beispielhaft für Zylinder 3, der Druck- und Temperaturverlauf für den ungefeuerten Betrieb ( $t < 0$  s) im linken Bild sowie für den Bremsbetrieb im neuen Gleichgewichtszustand ( $t \gg 0$  s) im rechten Bild aufgetragen. Das rechte Bild zeigt deutlich den Temperatur- und Druckeinbruch durch die Wassereinspritzung, die in OT beginnt. Das Bild entspricht qualitativ der Abbildung 7.5. Die Temperaturabnahme beträgt in diesem Beispiel 280 K, wodurch der Druck um 11 bar abgesenkt wird.

Weiterhin zeigt der Temperaturverlauf bei etwa  $t = 9$  s einen Knick. In diesem Moment wird im Zylinder durch die voranschreitende Entspannung der Taupunkt erreicht, woraufhin der Temperaturgradient flacher wird. Insbesondere wird dadurch verhindert, dass die Temperatur unter den Gefrierpunkt fällt.

In Abbildung 7.8 wird gezeigt, welchen Einfluss die Wassereinspritzung auf die Bestandteile des Drallsatzes hat. Darin ist zur Orientierung der Drehzahlverlauf aufgetragen, wie er bereits in Abbildung 7.6 dargestellt ist. Weiterhin sind die Summanden der Momentenbilanz gezeigt. Das rot dargestellte innere Motormoment repräsentiert dabei direkt die Wassereinspritzung. Das als konstant angenommene Reibmoment ist grün und das Propellermoment



**Abbildung 7.7:** Arbeitsspiel Zylinder 3 im Schleppbetrieb (links) und im Bremsbetrieb (rechts)

blau dargestellt. Die Winkelbeschleunigung ist durch die dünne schwarze Linie abgebildet. Da das Motormoment und die Winkelbeschleunigung starken Amplituden unterliegen, sind zur Veranschaulichung deren Durchschnittswerte als dicke Linien der zugehörigen Farbe eingezeichnet. Sämtliche Werte sind auf das Kupplungs-Nennmoment des Motors bezogen.

Das Reibmoment beträgt  $-3\%^{10}$ , wie es in der Manöverrechnung des Containerschiffes angenommen wurde. Im Ausgangszustand steht dem Reibmoment ausschließlich das Propellermoment entgegen, denn das innere Motormoment beträgt näherungsweise null. Durch die Wassereinspritzung entsteht nun rasch ein inneres Motormoment von  $-6,4\%$ . Daraufhin entsteht eine Verzögerung des rotierenden Systems, wodurch sich konsequenterweise das Propellermoment aufgrund seiner Drehzahlabhängigkeit erhöht. Der neue Gleichgewichtszustand ist dadurch gekennzeichnet, dass sich die Momentensumme und die Winkelbeschleunigung wieder auf den Wert null einstellen und die Drehzahl konstant bleibt.

Das wichtigste Ergebnis ist dabei der Betrag des inneren Motormomentes bzw. des Bremsmomentes, das durch den Einsatz der Wassereinspritzung  $-6,4\%$  beträgt. Aus der Manöverrechnung in Abschnitt 7.1 war die Zielvorgabe von  $-5\%$  hervorgegangen, um den Bremsweg des Schiffes wie berechnet zu verkürzen. Diese Zielvorgabe wird also im vorliegenden Beispiel übertroffen. Da der Vorgang ausschließlich in bezogenen Größen untersucht wurde und nicht von der Größe des Motors, der Zylinderzahl oder weiteren motorspezifischen Randbedingungen abhängig ist, lassen sich die Ergebnisse der vorliegenden Motorsimulation auf das Beispiel des Containerschiffes übertragen.

### 7.6.1 Variation der Einspritzmenge

Zuletzt wird noch qualitativ überprüft, wie groß der Einfluss der eingespritzten Wassermasse auf die Bremswirkung ist. Dazu wird die Wassermenge in zwei Schritten von je  $\Delta = -10 \text{ g}_{\text{fAW}}$  auf  $25 \text{ g}_{\text{fAW}}$  und  $15 \text{ g}_{\text{fAW}}$  reduziert. Abbildung 7.9 zeigt den Druckverlauf vom

<sup>10</sup>Die Momentenwerte sind stets bezogen auf das Nennmoment des Motors.

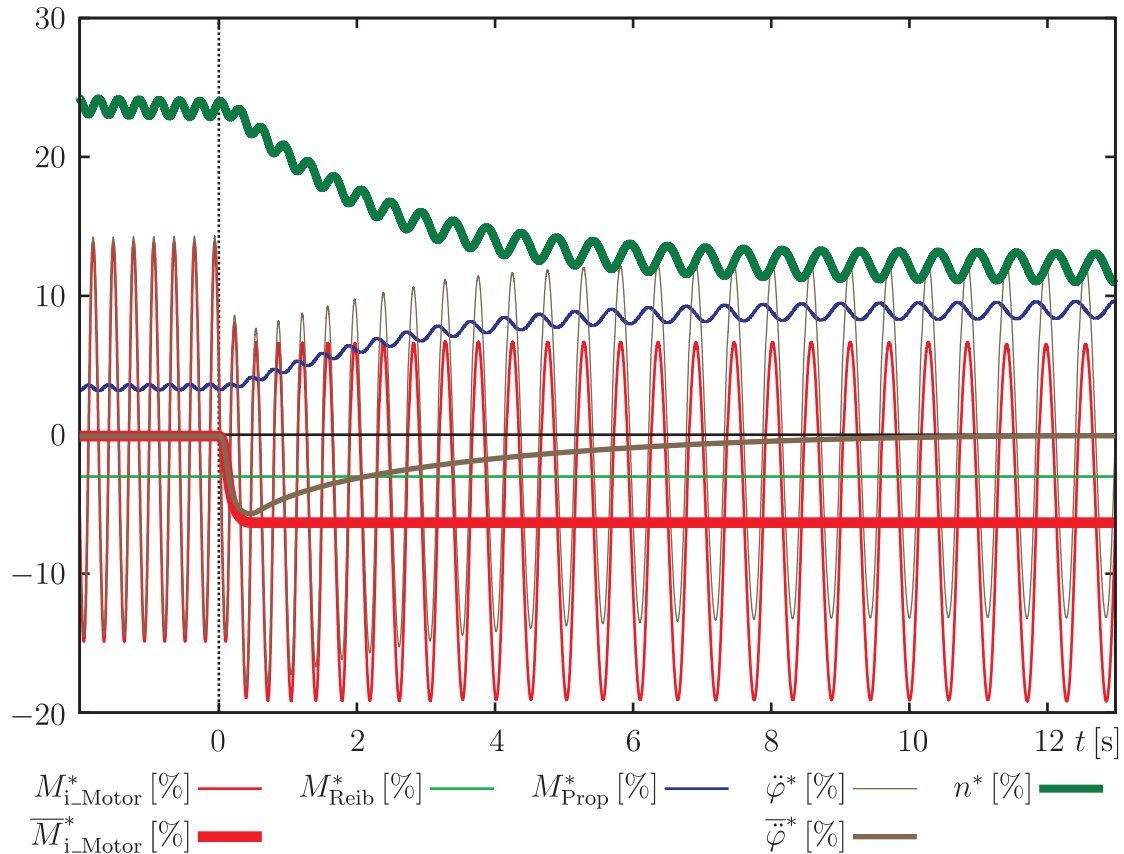


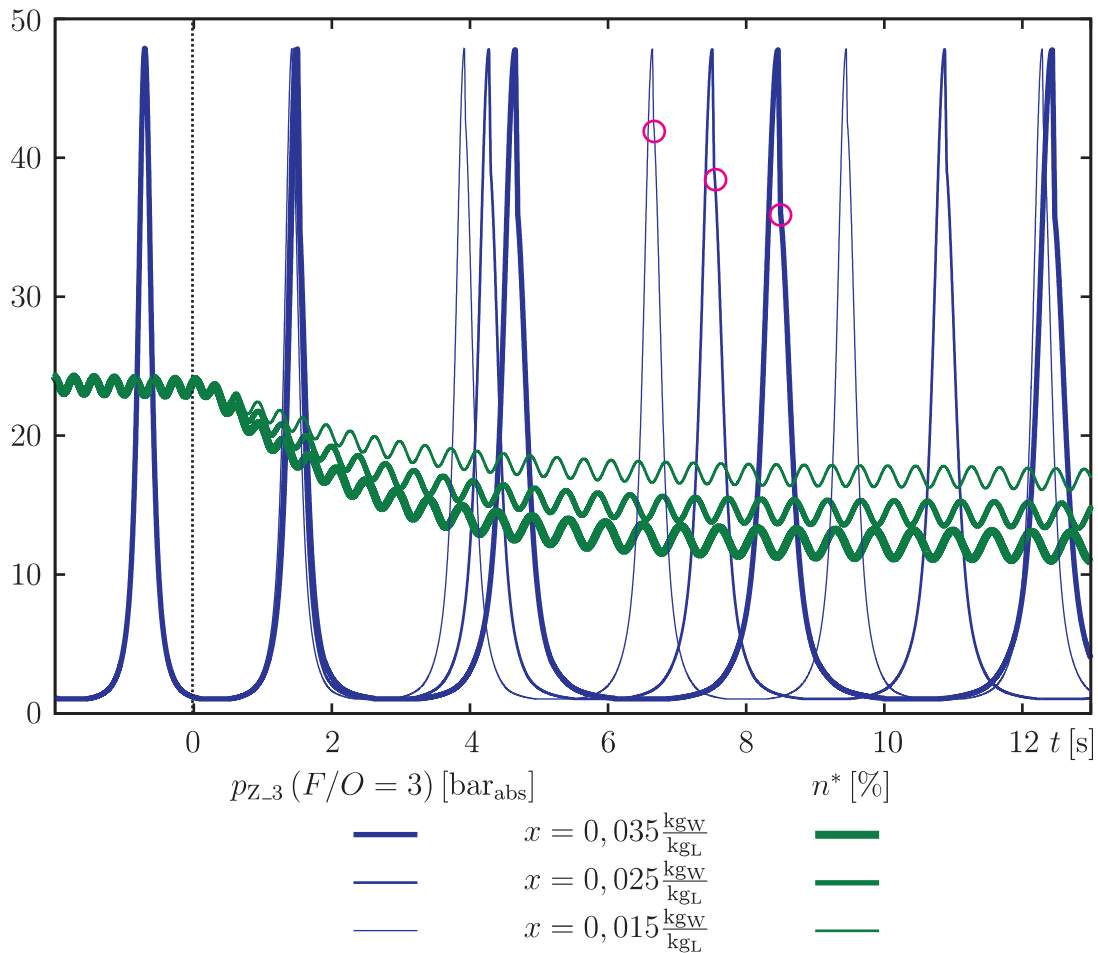
Abbildung 7.8: Momentenverläufe während des Bremsvorganges

Zylinder 3 sowie den Drehzahlverlauf für alle drei Varianten, wobei die Linienstärke mit abnehmender Einspritzmenge dünner wird. Die magentafarbenen Kreise kennzeichnen den jeweiligen Moment, in dem die Wassereinspritzung endet, was aufgrund der zeitlich gestauchten Darstellung schwer auszumachen ist.

Erwartungsgemäß zeigt sich, dass bereits mit kleinen Einspritzmengen eine große Bremswirkung erzielt werden kann, dieser Zusammenhang jedoch nicht linear verläuft. Dementsprechend würde eine beliebige weitere Erhöhung einen asymptotischen Verlauf zeigen, so dass ein maximal mögliches Bremsmoment existiert. Aus thermodynamischer Betrachtung ist dieses maximale Moment dadurch bedingt, dass mit dem endlichen Energieinhalt der Zylinderladung nicht beliebig viel Wasser verdunstet werden kann. Vielmehr würde die Gleichgewichtstemperatur unter der Temperatur liegen, die bei einem entsprechend hohen Partialdruck des Wasseranteiles für die vollständige Verdunstung erforderlich wäre.

## 7.7 Besonderheiten von Motorbremse und deren technischer Umsetzung

Abschließend ist noch auf einige Vorteile und technische Aspekte hinzuweisen, die im Zusammenhang mit der Wassereinspritzung zu beachten sind:



**Abbildung 7.9:** Drehzahlverlauf und Druckverlauf im Zylinder 3 während des Bremsvorganges bei unterschiedlichen Einspritzmengen

- Durch die Einspritzung und Verdunstung des Wassers wird die Bremsenergie in Verdampfungsenthalpie gebunden. Sie wird anschließend mit dem Gaswechsel aus dem Motor ausgetragen und über die Abgasführung an die Umgebung abgegeben. Schiffsstruktur und Kühlsystem werden in keiner Weise zusätzlichen Belastungen ausgesetzt.
- Aufgrund der Tatsache, dass es sich um einen Kreisprozess handelt, kann die Bremswirkung über beliebig viele Arbeitsspiele bzw. über eine beliebig lange Zeit aufrechterhalten werden.
- Im Gegensatz zum Umsteuervorgang, dessen Verbesserung zwangsläufig zu einer höheren Belastung des Motors führt, wirkt die Wasserbremse entlastend für den Motor, denn das Druckniveau wird während des Arbeitsspieles gegenüber dem ungefeuerten Betrieb abgesenkt.
- Bei der Auslegung des Einspritzsystems sollte darauf geachtet werden, dass die Einspritzstrahlen auf die Brennraumwand treffen können, bevor das Wasser vollständig verdunstet ist. Folglich ist damit zu rechnen, dass der Schmierfilm lokal beeinträchtigt wird und das Laufbuchsenmaterial lokale thermische Spannungen erfährt. Ob dadurch

allerdings Probleme entstehen, kann im vorliegenden Rahmen nicht beurteilt werden, sondern bedarf experimenteller Untersuchung.

- Die Ausfällung von flüssigem Wasser während der Entspannung kann ebenfalls zu einem Niederschlag an der Laufbuchse führen. Auch dieser Effekt kann nur durch weitergehende Untersuchungen beurteilt werden.
- Wenn die Ausfällung von flüssigem Wasser während der Entspannung vermieden werden soll, so kann bei elektronisch gesteuerten Motoren der Öffnungswinkel des Auslassventiles vorgezogen werden. Dadurch wird der Überdruck im Zylinder am Auslassventil abgedrosselt, wodurch die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasser schlagartig steigt und der enthaltene Wasserdampf wieder überhitzt. Zudem wird dadurch die Entspannungsarbeit weiterhin reduziert und die Bremswirkung in Konsequenz verstärkt. Ein Vorziehen des Öffnungswinkels ist jedoch nur unterhalb eines bestimmten Zylinderdruckes technisch möglich, weil die Servohydraulik der Auslassventile keine beliebig hohen Stellkräfte aufbringen kann.
- Erhöhte Feuchtigkeit in der Abgasführung wird auch oberhalb der Sättigung nicht als kritisch erachtet. Der Abgasturbolader wird in regelmäßigen Abständen bei niedrigen Abgastemperaturen mehrere Minuten lang mit Wasser gewaschen, wodurch ähnliche Bedingungen erzielt werden.
- Für die Umsetzung der Wassereinspritzung kann sowohl das bestehende als auch ein zusätzliches Einspritzsystem in Betracht kommen. Für die erste Ausführungsart spricht die Tatsache, dass die Wassereinspritzung zum Zweck des Motorbremsens nie zeitgleich mit der Kraftstoffeinspritzung erforderlich ist. Allerdings sind die Stoffeigenschaften von Wasser und Kraftstoff so verschieden, dass möglicherweise nur ein eigens für Wasser entwickeltes zusätzliches Einspritzsystem eingesetzt werden kann. Solche Einspritzsysteme sind beispielsweise für die Reduzierung der Stickoxid-Emissionen im motorischen Betrieb in der Entwicklung.

Obwohl die technische Umsetzung dieses Vorschlages zur Erhöhung des motorischen Bremsmomentes zweifelsohne weitere Entwicklungsarbeiten erfordert, liefern die Betrachtungen des vergangenen Kapitels eine systematische Grundlage der physikalischen Zusammenhänge. Damit können die quantitativen Auswirkungen bereits abgeschätzt und ferner die Punkte aufgezeigt werden, die bei der Entwicklung eines besonderen Augenmerkes bedürfen.

# Kapitel 8

## Zusammenfassung und Ausblick

In den vorliegenden Kapiteln wurde zunächst gezeigt, wie das Notstopp-Manöver von Schiffen mit langsamlaufenden Zweitaktmotoren und Festpropellern abläuft und warum sich aus der Antriebskonfiguration sehr lange Stoppwege ergeben, die hinsichtlich der Schiffsicherheit einer Verkürzung bedürfen. Die physikalischen Ansätze zur Verkürzung wurden zunächst qualitativ analysiert, wobei der Motor gleichermaßen als Ursache wie als Ansatzpunkt für Verbesserungen hervorgehoben wurde. Als Ansätze wurden zum einen eine Erhöhung der maximal möglichen Umsteuerdrehzahl und zum anderen die Erhöhung des motorischen Bremsmomentes an der Propellerwelle während der Auslaufphase identifiziert.

Daraufhin wurde eine Modellierung derjenigen Komponenten des Motors entwickelt, die im Zusammenhang mit dem Notstopp-Manöver, insbesondere aber mit dem pneumatischen Umsteuervorgang, von Bedeutung sind. Um eine Bewertungsgrundlage für die Modellbildung zu erhalten, wurde ein Notstopp-Manöver auf einer Werftprobefahrt vermessen und sodann mit den Ergebnissen einer Simulationsmethode verglichen, die auf der Grundlage des Modells erzeugt wurde. Zusätzlich wurde diese Methode in eine Manövriersimulation integriert und ebenfalls mit Messwerten validiert, um die Auswirkungen motorseitiger Veränderungen auf den Stoppweg von Schiffen beurteilen zu können.

Im Folgenden wurden systematisch die motorseitigen Parameter variiert, die einen Einfluss auf die Umsteuerbarkeit des Motors haben. Dabei wurden gleichwohl die technischen Begleiterscheinungen berücksichtigt, die mit den in Frage kommenden Verbesserungsansätzen einhergehen. Dabei hat sich gezeigt, dass zwar physikalische Möglichkeiten zur Erhöhung der Umsteuerdrehzahl bestehen, nämlich die Anhebung des Druckniveaus im Anlassluftsystem sowie die Vergrößerung des Strömungsquerschnittes in den Anlassventilen. Diese Möglichkeiten sind jedoch aus verschiedenen technischen Gründen nur begrenzt umsetzbar und verstärken in jedem Fall die Belastung des Motors.

Aus diesem Grund wurde ein weiterer Ansatz zur Erhöhung des Bremsmomentes betrachtet. Dabei hat sich gezeigt, dass ein Verfahren zur Dekompression des Entspannungstaktes nicht nur den Motor entlastet, sondern dass damit auch eine erheblich größere Verkürzung des Stoppweges zu erzielen ist, die unter konservativer Abschätzung der Motorwirkung durchaus mehr als ein Viertel betragen kann. Deshalb wurde zur Realisierung

dieses Ansatzes der Vorschlag entwickelt, die Dekompression mit einer gezielten Einspritzung von flüssigem Wasser in die Brennräume der Zylinder im jeweiligen oberen Totpunkt zu realisieren. Mit deren Hilfe wird eine ausreichend schnelle Wärmebindung in den Zylindern erreicht. Zudem wird diese zur Abbremsung erforderliche gebundene Energie über die Abgasführung des Motors und damit auf konventionellem Wege sicher aus dem System geführt.

Für die technische Umsetzung dieses Vorschlages ist zunächst der Nachweis der motorseitigen Funktion sowie eine Verifizierung der quantitativen Zusammenhänge von erforderlicher Wassermenge und resultierender Bremswirkung notwendig. Dazu bietet sich ein Versuchsmotor an, der eine zusätzliche Einspritzanlage für Wasser aufweist, wie sie beispielsweise für die Reduzierung von Stickoxidemissionen während des motorischen Betriebes eingesetzt wird. Im nächsten Schritt ist das System an Bord eines Schiffes zu testen, um den Einfluss der Bremswirkung des Motors auf den Stoppweg zu verifizieren.

Dieser Vorschlag zur Erhöhung der Bremswirkung kann mit den anderen untersuchten Ansätzen zur Erhöhung der Umsteuerdrehzahl kombiniert werden. Damit stellt die Arbeit mehrere motorseitige Verbesserungsmöglichkeiten vor, mit deren Hilfe das Notstoppmanöver erheblich verkürzt und die Sicherheit im Seeverkehr deutlich erhöht werden kann.

# Literaturverzeichnis

- [1] ABANTERIBA, S.: *Vergleich der Reibungsverluste eines Zweitakt-Kreuzkopf- und eines Viertakt-Tauchkolbenmotors gleicher Zylinderleistung*, TU Hannover, Diss., 1991
- [2] BAEHR, H.-D.: *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Verlag, 2005
- [3] BAEHR, H.-D. ; SCHWIER, K.: *Die thermodynamischen Eigenschaften der Luft im Temperaturbereich zwischen -210 °C und +1250 °C bis zu Drücken von 4500 bar*. Springer Verlag, 1961
- [4] EHRICKE, W. ; GROSSMANN, G. ; SCHOLZ, W.-H.: Beitrag zur Vorausberechnung von Stoppmanövern großer Schiffe, Teil II. In: *HANSA* 18 (1972), S. 1633–1638
- [5] FRIEDRICH LEUTERT GMBH & CO. KG: *Engine Indicator Type 50Z1 - System Maihak*. Produktkatalog, 2007
- [6] FUCHS TECHNOLOGY INTERNATIONAL GMBH: *The Doctor*. Produktkatalog, 2009
- [7] GEISLER, O.: *Dampfturbinen*. Skript zur Vorlesung an der Technischen Universität Hamburg-Harburg, 2001
- [8] GERMANISCHER LLOYD: *Bauvorschriften & Richtlinien*. 2009
- [9] GRÖBE, H.: Vorausbestimmung der Stoppzeiten und Auslaufwege von Schiffen mit verschiedenen Antriebsanlagen. In: *Schiffbauforschung* 7 (1968), S. 54–66
- [10] GROHE, H.: *Otto- und Dieselmotoren*. Vogel Buchverlag, 2000
- [11] HAACK, T.: *Simulation des Manövrierverhaltens von Schiffen unter besonderer Berücksichtigung des Verhaltens der Antriebsanlage*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2006
- [12] HANOUNEH, M.: *Ein Beitrag zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens des Hauptantriebssystems von Schiffen unter besonderer Berücksichtigung der Umsteuer-manöver*, Universität Rostock, Diss., 1997
- [13] HARDENBERG, H.: Realgaseigenschaften der Luft und dieselmotorische Verdichtung. In: *Automobil-Industrie* 5 (1986), S. 647–650

- [14] HEBECKER, O.: Stoppen aus voller Fahrt mit voller Rückwärtsleistung. In: *Schiff & Hafen* 4 (1961), S. 351–352
- [15] HERWIG, H.: *Technische Thermodynamik - Erweiterte Formelsammlung*. Skript zur Vorlesung an der Technischen Universität Hamburg-Harburg, 2002
- [16] ILLIES, K. (Hrsg.): *Handbuch der Schiffsbetriebstechnik*. Bd. Teil 1. 2. Auflage. Vieweg Verlag, 1984
- [17] ILLIES, K. ; LIERSE, G. ; MENZENDORFF, H. ; RITTERHOFF, J.: Analyse des Verhaltens von Schiff und Maschine beim Umsteuern. In: *Schiff & Hafen* 9 (1970), S. 833–837
- [18] INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION: *Interim Standards For Ship Manoeuvrability*. Resolution A.751(18), 1993
- [19] KLAUNIG, W. ; KAPPLER, G.: Verbesserung des Manövrierhaltens von Schiffen mit Festpropeller. In: *Schiff & Hafen* 2 (1970), S. 153–158
- [20] KRÜGER, S.: *Schiffspropeller*. Skript zur Vorlesung an der Technischen Universität Hamburg-Harburg, 2005
- [21] LEHMANN & MICHELS GMBH: *PREMET*. Produktkatalog, 2008
- [22] LYNGSO MARINE A/S: *PCS2100 Parameters*. 2009
- [23] MAASS, H. ; KLIER, H. ; LIST, H. (Hrsg.) ; PISCHINGER, A. (Hrsg.): *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Verlag, 1982
- [24] MAKARTCHOUK, A.: *Diesel Engine Engineering - Thermodynamics, Dynamics, Design and Control*. Marcel Dekker, Inc., 2002
- [25] MAN B&W (Hrsg.): *46 - 108 MC Engines, Operation Edition 40F*. MAN B&W
- [26] MAN B&W (Hrsg.): *50 - 108 ME Engines, Operation Edition 01*. MAN B&W
- [27] MAU, G.: *Handbuch Dieselmotoren im Kraftwerks- und Schiffsbetrieb*. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig, 1984
- [28] MEIER-PETER, H. (Hrsg.) ; BERNHARDT, F. (Hrsg.): *Handbuch Schiffsbetriebstechnik*. Seehafen Verlag, 2006
- [29] MÜLLER, J. ; KRAUSS, J. ; HELMERS, W. (Hrsg.): *Handbuch für die Schiffsführung - Schifffahrtsrecht und Manövrieren*. Springer Verlag, 1988 (Band 2)
- [30] MOLLENHAUER, K. (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Verlag, 1997

- [31] PFLAUM, W. ; MOLLENHAUER, K.: *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Verlag, 1977
- [32] RITTERHOFF, J.: Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit von Schiffsantriebsanlagen durch Untersuchung ihres Manöververhaltens. In: *Schiff & Hafen* 3 (1970), S. 227–243
- [33] RULFS, H.: *Grundlagen des Schiffsmaschinenbaus*. Skript zur Vorlesung an der Technischen Universität Hamburg-Harburg, 2003
- [34] RULFS, H.: *Schiffsmotorenanlagen*. Skript zur Vorlesung an der Technischen Universität Hamburg-Harburg, 2003
- [35] SCHACHT, H.-J.: Probleme des Notmanövers aufgeladener Dieselmotoren am Festpropeller. In: *Schiff & Hafen* 3 (1978), S. 217–222
- [36] SCHLIEPHACK, C.: *Untersuchung zum dynamischen Verhalten von Schiffsantriebsanlagen an einem Versuchsstand mit Viertakt-Dieselmotor und elektrischer Simulation der Propellerbelastung*, TU Hamburg-Harburg, Diss., 1987
- [37] SCHWARZMEIER, M.: *Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren*, TU München, Diss., 1992
- [38] SHARMA, S. D.: Bemerkungen über die Steuerwirkung von Propellern. In: *Schiff & Hafen* Heft 3 (1983), S. S. 89–91
- [39] SPERBER, R. (Hrsg.): *Technisches Handbuch Dieselmotoren*. VEB Verlag Technik, Berlin, 1986
- [40] SPIEKER, C.: *Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Schiffsmotorenanlagen*, TU Hamburg-Harburg, Diss., 2001
- [41] SULZER: *General Technical Data for RTA52, RTA62, RTA72, RTA84M and RTA84C Marine Diesel Engines - MBS Diesel (Sulzer)*
- [42] SULZER: *Betriebsanleitung für Sulzer-Dieselmotoren RTA 58-84*, 1983
- [43] THIELEN, C.: *Entwicklung einer PC-gestützten Druckindizierung und Druckverlaufsanalyse für Dieselmotoren*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diplomarbeit, 2005
- [44] THIEMANN, W.: *Messungen und Rechnungen zur Bestimmung der Abhängigkeit des Verbrennungsablaufs vom Einspritzvorgang im schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 1989
- [45] TSAI, D. H. ; CASSIDY, E. C.: Dynamic Behavior of a Simple Pneumatic Pressure Reducer. In: *Journal of Basic Engineering* (1961), June, S. 253–264

- [46] URLAUB, A.: *Verbrennungsmotoren*. 2. Auflage. Springer Verlag, 1994
- [47] VAN LAMMEREN, W. P. A. ; VAN MANAN, J. D. ; OOSTERVELD, M. W. C.: The Wageningen B-Screw Series. In: *SNAME Transaction* 77 (1969), S. 269–317
- [48] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 9. Auflage. Springer Verlag, 2002
- [49] WAGNER, K.: Zur Hydrodynamik des Schraubenpropellers bei Umsteuerbetriebszuständen. In: *Schiffbauforschung* 3/4 (1974), S. 55–70
- [50] WIRZ, F.: *Temperaturverteilung in Propellerwellenlagern*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diplomarbeit, 2006
- [51] WIRZ, F.: Simulation des Notstopp-Manövers von Schiffen mit langsamlaufenden Zweitaktmotoren. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft* 102 (2008), S. 191–201
- [52] WIRZ, F.: *Verfahren zum Abbremsen einer Brennkraftmaschine*. Offenlegungsschrift DE 10 2008 002 903 A1. TuTech Innovation GmbH, Technische Universität Hamburg-Harburg (Anmelder), 2010
- [53] WIRZ, F.: *Method for Braking an Internal Combustion Engine*. Offenlegungsschrift WO 2009/155914 A1. TuTech Innovation GmbH, Technische Universität Hamburg-Harburg (Anmelder), 2009
- [54] WÄRTSILÄ CORP.: *Wärtsilä RT-flex50 Technology Review*. 2008
- [55] ZACHARIAS, F.: Mollier-I,S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 31 (1970), S. 296–303
- [56] ZHENG, W.: *Entwicklung eines in Echtzeit lauffähigen Simulationsmodells für das System Schiff, Motor, Kombinator und Verstellpropeller*, TU Hamburg-Harburg, Diss., 1991

# Anhang A

## Simulation und Messung

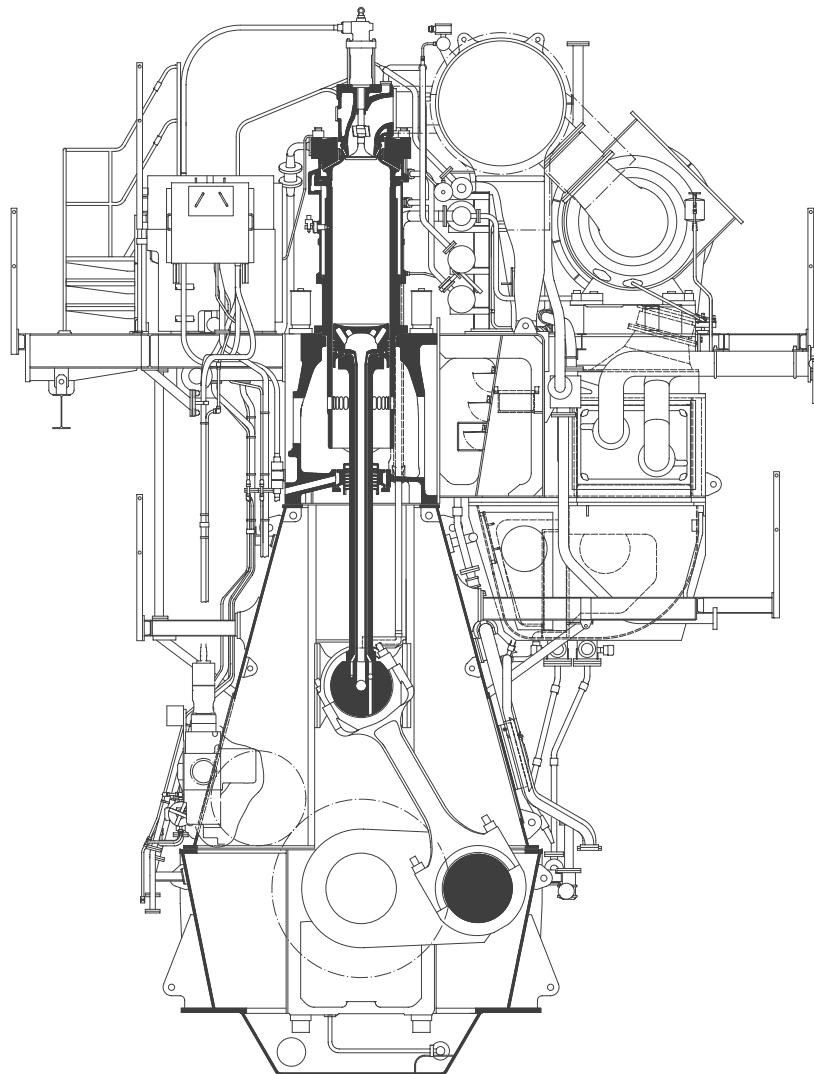


Abbildung A.1: Querschnitt des Motortyps „Wärtsilä RT-flex50“  
(Quelle: WÄRTSILÄ [54])



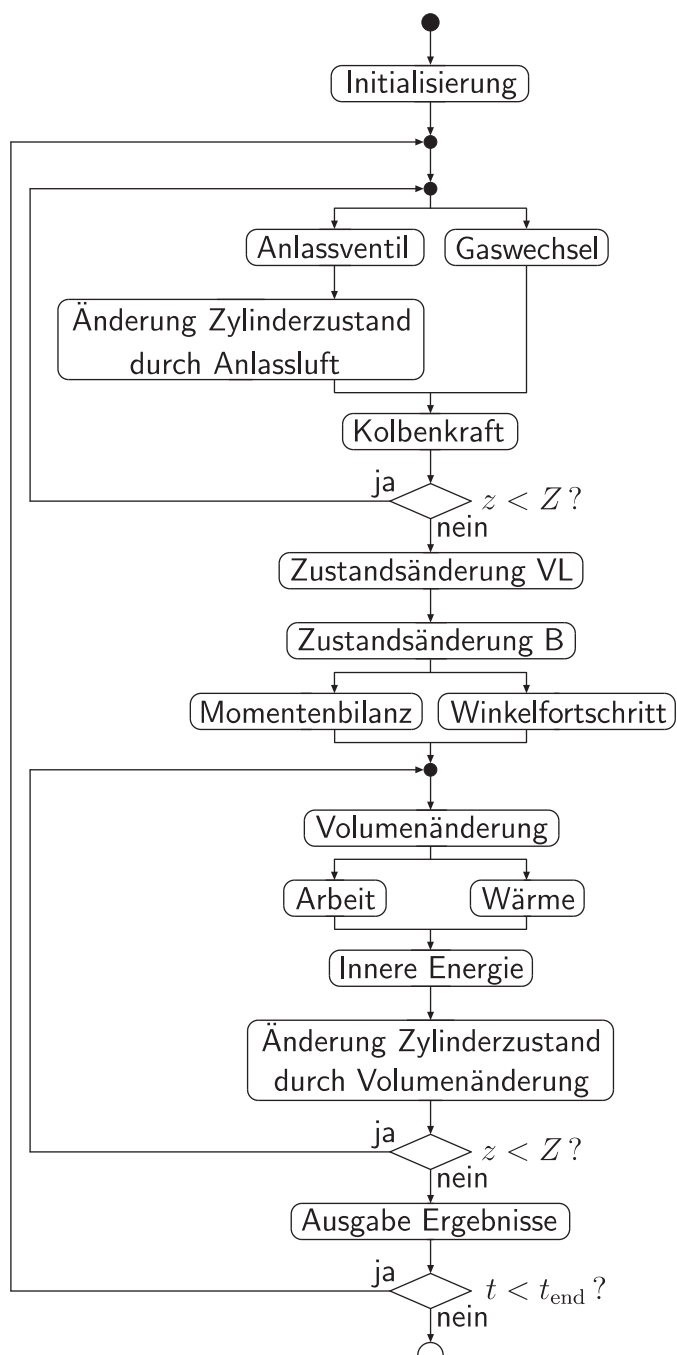


Abbildung A.3: Ablaufschema des Simulationsprogrammes

**Tabelle A.1:** Simulationsrelevante technische Daten der Antriebsanlage von NB 706

	Formelzeichen	Wert	Einheit
Zylinderzahl	$Z$	7	–
Bohrung	$D$	500	mm
Kurbelradius	$r$	1025	mm
Pleuellänge	$l$	2050	mm
Nenn Drehzahl	$n_N$	124	$\text{min}^{-1}$
Trägheitsmoment	$J_{\text{ges}}$	74666	$\text{kg m}^2$
Auslassventil öffnet im pneumatischen Betrieb	$\varphi_{\text{AGO}}$	140	$^{\circ}\text{KW}$
Auslassventil schließt im pneumatischen Betrieb	$\varphi_{\text{AGS}}$	220	$^{\circ}\text{KW}$
Volumen des Anlassluftbehälters	$V_B$	9,3	$\text{m}^3$
Durchmesser des Anlassventils	$2 r_i$	51,5	mm
Max. Hub des Anlassventils	$h_{\text{max}}$	14,0	mm
Kegelwinkel des Anlassventils	$\alpha$	45	$^{\circ}$
Anlassventil öffnet	$\varphi_{\text{AVO}}$	2	$^{\circ}\text{KW}$
Anlassventil schließt	$\varphi_{\text{AVS}}$	120	$^{\circ}\text{KW}$

**Tabelle A.2:** Anfangsbedingungen für die Umsteuersimulation von NB 706

	Formelzeichen	Wert	Einheit
Druck im Maschinenraum	$p_U$	1,013	$\text{bar}_{\text{abs}}$
Temperatur im Maschinenraum	$T_U$	298	K
Überdruck der Ladeluft	$p_{\text{LL}}$	0,05	$\text{bar}_{\text{Ü}}$
Druck des Anlassluftbehälters	$p_B(t_U)$	17,6	$\text{bar}_{\text{abs}}$
Umsteuerdrehzahl bez.	$n_U^*$	0,242	–
Nullschubdrehzahl bez.	$n_{\text{NS}}^*$	0,45	–
Anfangs-Kurbelwinkel	$\varphi_O$	56,7	$^{\circ}\text{KW}$

# Anhang B

## Sensitivität der Parameter

Hinweis: Die Zahlen des **Referenzfalles** sind in den Tabellen **fett** wiedergegeben.

**Tabelle B.1:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Umsteuer-Kurbelwinkel  $\varphi_U$

$\varphi_U$ [°KW]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$-n_A^*$ [-]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
<b>0</b>	<b>1,260</b>	<b>0,224</b>	<b>26,182</b>
36	1,300	0,223	26,424
72	1,334	0,217	26,266
108	1,261	0,225	26,133
144	1,283	0,223	26,360
180	1,346	0,220	26,279
216	1,291	0,226	26,070
252	1,265	0,223	26,245
288	1,350	0,222	26,298
324	1,337	0,228	26,007

**Tabelle B.2:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Umsteuerdrehzahl  $n_U^*$

$n_U^*$ [-]	$ M_{i\_Motor\_max}^* $ [-]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
<b>0,24</b>	<b>0,904</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
0,30	0,928	0,206	1,49	26,05
0,35	0,938	0,198	1,60	26,25
0,40	0,959	0,194	1,71	26,42
0,45	1,017	0,175	1,75	26,40
0,50	1,043	0,158	1,90	26,45

**Tabelle B.3:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Behältervolumen  $V_B$

$V_B$ [m <sup>3</sup> ]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
5,0	0,216	1,26	24,60
<b>9,3</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
15,0	0,227	1,26	26,85

**Tabelle B.4:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Volumen der Verteilleitung  $V_{VL}$

$V_{VL}$ [m <sup>3</sup> ]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
0,019	0,222	1,25	26,22
<b>0,186</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
1,860	0,223	1,27	26,19

**Tabelle B.5:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Anfangsdruck des Anlassluftsystems  $p_{VL}(t_U)$

$p_{VL}(t_U)$ [bar]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
26,0	0,211	1,33	24,26
<b>28,0</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
30,0	0,237	1,21	28,10
40,0	0,293	1,05	37,73

**Tabelle B.6:** Verarbeitete Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Anfangsdruck des Anlassluftsystems  $p_{VL}(t_U)$

$p_{VL}(t_U)$ [bar]	$\Delta p_{VL\_U \rightarrow A}$ [bar]	$\frac{\Delta p_{VL\_U \rightarrow A}}{p_{VL}(t_U)}$ [-]	$\Delta m_{AL\_U \rightarrow A}$ [kg]	$\Delta m_{AL} p_{VL}(t_U)$ [ $\frac{kg N}{m^2}$ ]
26,0	1,74	0,067	13,92	$36,2 \cdot 10^6$
<b>28,0</b>	<b>1,82</b>	<b>0,065</b>	<b>14,56</b>	<b><math>40,8 \cdot 10^6</math></b>
30,0	1,90	0,063	15,19	$45,6 \cdot 10^6$
40,0	2,27	0,057	18,13	$72,5 \cdot 10^6$

**Tabelle B.7:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem maximaler konstruktiver Erhebung des Anlassventils

$h_{max}$

$h_{max}$ [mm]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
<b>14</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
21	0,272	1,37	25,45
28	0,302	1,32	24,87

**Tabelle B.8:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem UT-nahen Steuerwinkel des Anlassventils  $\varphi_{AVUT}$

$\varphi_{AVUT}$ [°KW]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
114	0,223	1,32	26,33
116	0,223	1,30	26,28
118	0,224	1,28	26,23
<b>120</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
122	0,224	1,25	26,13
124	0,224	1,23	26,09
126	0,224	1,22	26,04
130	0,225	1,21	25,95
135	0,225	1,20	25,86
140	0,225	1,17	25,69

**Tabelle B.9:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem OT-nahen Steuerwinkel des Anlassventils  $\varphi_{AVOT}$

$\varphi_{AVOT}$ [°KW]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
0	0,224	1,26	26,18
<b>2</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
4	0,224	1,26	26,18
6	0,223	1,27	26,18
8	0,223	1,28	26,16
10	0,222	1,29	26,15
15	0,221	1,32	26,11
20	0,221	1,30	26,14
25	0,223	1,18	26,32
30	0,229	1,09	26,42

**Tabelle B.10:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Dauer des Öffnungs- bzw. Schließvorganges des Anlassventils  $\Delta t_{AVO,AVS}$

$\Delta t_{AVO,AVS}$ [ms]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
0,1	0,2232	1,24	26,24
1	0,2232	1,24	26,24
5	0,2233	1,24	26,22
10	0,2235	1,25	26,21
15	0,2237	1,25	26,19
<b>20</b>	<b>0,2239</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
25	0,2240	1,27	26,17
30	0,2241	1,27	26,15
35	0,2242	1,28	26,14
40	0,2243	1,29	26,13

**Tabelle B.11:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Steuerwinkel des Auslassventils  $\varphi_{AGO}$

$\varphi_{AGO}$ [°KW]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
130	0,2236	1,27	26,15
135	0,2237	1,26	26,17
<b>140</b>	<b>0,2239</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
145	0,2241	1,26	26,20
150	0,2244	1,25	26,20

**Tabelle B.12:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Steuerwinkel des Auslassventils  $\varphi_{AGS}$

$\varphi_{AGS}$ [°KW]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
210	0,2237	1,26	26,18
215	0,2237	1,26	26,18
<b>220</b>	<b>0,2239</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
225	0,2241	1,26	26,18
230	0,2243	1,26	26,18

**Tabelle B.13:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Wärmeübergangskoeffizienten im Zylinder  $\bar{\alpha}$

$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_{ref}}$ [-]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
0,1	0,223	1,26	26,183
<b>1</b>	<b>0,224</b>	<b>1,26</b>	<b>26,182</b>
10	0,229	1,25	26,179

**Tabelle B.14:** Ausgewählte Ergebnisdaten des Umsteuervorganges bei variiertem Reibmitteldruck des Motors  $p_{Reib}$

$p_{Reib}$ [bar]	$-n_A^*$ [-]	$\Delta t_{U \rightarrow A}$ [s]	$p_{VL}(t_A)$ [bar]
0,6	0,2265	1,27	26,17
<b>0,8</b>	<b>0,2239</b>	<b>1,26</b>	<b>26,18</b>
0,9	0,2226	1,26	26,19

**Tabelle B.15:** Ergebnisse der Manövriersimulation des 8200-TEU-Containerschiffes bei Erhöhung der Umsteuerdrehzahl

$n_U^*$	$t_U$	$t_S$	$s_S$
[—]	[s]	[s]	[m]
<b>0,25</b>	<b>290</b>	<b>437</b>	<b>3124</b>
0,26	276	428	3068
0,27	265	419	3012
0,28	253	410	2956
0,29	242	402	2899
0,30	231	393	2841

**Tabelle B.16:** Ergebnisse der Manövriersimulation des 8200-TEU-Containerschiffes bei Erhöhung des Bremsmomentes

$M_{\text{Reib}}^*$	$t_U$	$t_S$	$s_S$
[—]	[s]	[s]	[m]
<b>0,03</b>	<b>290</b>	<b>437</b>	<b>3124</b>
0,04	254	409	2927
0,05	225	382	2730
0,06	201	362	2577
0,07	180	345	2438
0,08	162	332	2324

# Lebenslauf

Name: Christopher Friedrich Wirz  
Geburtsdatum: 28.03.1980  
Geburtsort: Hamburg  
Staatsangehörigkeit: deutsch  
Familienstand: verheiratet, drei Kinder

1986-1990: Grundschule Iserbarg, Hamburg-Rissen

1990-1999: Gymnasium Willhöden, Hamburg-Blankenese  
Abschluss: Abitur

1999-2000: Grundwehrdienst, Heeresfliegerregiment 6, Hohenlockstedt

2000-2006: Studium des Maschinenbaus an der Technischen Universität  
Hamburg-Harburg, Fachrichtung „Thermische  
Energieanlagen und Schiffsmaschinen“  
Abschluss: Diplom-Ingenieur

2006-2010: Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Entwerfen  
von Schiffen und Schiffssicherheit an der TUHH

Seit 2009: Entwicklungsingenieur bei der MAN Diesel & Turbo SE,  
Augsburg, Bereich „Marine Medium-Speed“

