



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterarbeit

Jonathan Schaaf

Auslegung und Konzeptionierung des hydraulischen Antriebspfads einer Windenergieanlage mit hydro- mechanisch-leistungsverzweigtem Triebstrang



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Jonathan Schaaf

Auslegung und Konzeptionierung des hydraulischen Antriebspfads einer Windenergieanlage mit hydromechanisch-leistungsverzweigtem Triebstrang

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Nachhaltige Energiesysteme im Maschinenbau
an der Fakultät Nachhaltige Ingenieurwissenschaften
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer: Prof. Ing. Peter Dalhoff
Zweitprüfer: M.Sc. Sven Störtenbecker

Abgabedatum: 05.12.2025

Zusammenfassung

Name des Studierenden

Jonathan Schaaf

Thema der Masterthesis

Auslegung und Konzeptionierung des hydraulischen Antriebspfads einer Windenergieanlage mit hydromechanisch-leistungsverzweigtem Triebstrang

Stichworte

Windenergieanlage, Getriebe, Leistungsverzweigung, Hydraulischer Triebstrang, Hydraulikpumpe, Hydraulikmotor, Berechnungsmodell, Wirkungsgradkennfeld

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Berechnungsmodells zur Untersuchung des Wirkungsgradverhaltens eines hydromechanisch-leistungsverzweigten Triebstrangs für Windenergieanlagen. Eine realitätsnahe Abbildung des hydraulischen Antriebspfads erfolgt auf Basis von Wirkungsgrad-Kennfeldern. Das Modell ermöglicht die Bewertung verschiedener Auslegungsvarianten dieses Antriebspfads hinsichtlich ihrer Effizienz in verschiedenen Betriebspunkten der Windenergieanlage.

Name of Student

Jonathan Schaaf

Title of the paper

Design and conceptual development of the hydraulic transmission for a wind turbine with a hydromechanical power-split drivetrain

Keywords

Wind turbine, hydraulic transmission, power-split drivetrain, efficiency map

Abstract

This thesis presents the development of a computational model for analysing the efficiency behaviour of a hydraulic power-split drivetrain for wind turbines. The hydraulic power path is represented in a realistic manner by using efficiency maps. The model enables the evaluation of different design variants of this power path in terms of their efficiency at various operating points of the wind turbine.



INHALTSVERZEICHNIS

Inhaltsverzeichnis.....	IV
Abbildungsverzeichnis	VI
Tabellenverzeichnis	XI
Nomenklatur	XII
1 Einleitung.....	1
2 Grundlagen.....	2
2.1 Windenergieanlagen.....	2
2.2 Triebstrangkonzpte	6
2.2.1 Direktantrieb.....	6
2.2.2 Mechanisches Getriebe.....	7
2.2.3 Hydrostatisches Getriebe	11
2.2.4 Leistungsverzweigung.....	17
2.3 Hydraulische Anlagen.....	24
2.3.1 Pumpen und Motoren.....	24
2.3.2 Ventile und Nebenaggregate	29
2.3.3 Aufbau hydraulischer Kreise	31
2.3.4 Sicherheitseinrichtungen	33
2.3.5 Hydraulikfluide.....	34
3 HyDrive-Triebstrang.....	36
3.1 Referenz-Windenergieanlage	36
3.2 Art der Leistungsverzweigung	37
3.3 Direktgangvariation	38
3.4 Berechnungsmodell	40
3.5 Konstruktive Aspekte.....	43
4 Konzeption des hydraulischen Antriebspfads	46
4.1 Parameter und Variation.....	46
4.2 Leitlinien und Konstruktionsprinzipien.....	47
4.3 Entwurf von Konzeptvarianten	48
5 Erstellung eines Hydraulik-Berechnungsmodells	52
5.1 Aufbau in MATLAB Simscape	52
5.1.1 Anforderungen	52
5.1.2 Annahmen und Vereinfachungen	53
5.2 Implementierung der Bauteilcharakteristika	55
5.2.1 Auswahl von Referenzbauteilen.....	56



5.2.2	Mögliche Betriebsszenarien	57
5.2.3	Wirkungsgradkennfelder	58
5.3	Komponenten und Parametrisierung.....	64
5.3.1	Initialisierungsskript	67
5.3.2	Arbeitsmaschinen.....	69
5.3.3	Arbeitsdruckniveau	72
5.3.4	Speisedrucksystem.....	73
5.3.5	Leitungen.....	74
5.3.6	Fluid	76
5.4	Wirkungsgradbetrachtungen.....	79
6	Auswertung der Berechnungsergebnisse	84
6.1	Variation des Direktgangs	84
6.1.1	Rotorseitige Leistungsabnahme.....	86
6.1.2	Generatorseitige Leistungsabnahme.....	92
6.2	Einordnung in den Gesamtkontext	96
7	Fazit und Ausblick.....	105
	Literaturverzeichnis	108
A	Anhang.....	116
A.1	Leistungskurve und Drehzahlen.....	116
B	Anhang.....	118
B.1	Parker P14 Axialkolbenmaschine	118
B.2	Hydraulikfluid SHELL Tellus S2 MX100.....	121
C	Anhang.....	122
C.1	Einfluss verschiedener Minimalwirkungsgrade	122
C.2	Einfluss verschiedener Interpolationsmethoden.....	123
D	Anhang.....	125
D.1	Hydraulik-Berechnungsmodell in MATLAB Simscape	125
D.2	Initialisierungsskript <i>init_simscape_hydraulic_system</i>	126
D.3	Auslegungsskript <i>gethydraulicvalueswitheta</i>	132
E	Anhang.....	133
E.1	Direktgangvariation bei rotorseitiger Leistungsabnahme	133
E.2	Wirkungsgradvergleich bei Variation der Leistungsabnahme	134



ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 2.1: Beispielhafte Darstellung der Leistung, Rotordrehzahl und des Pitch-Winkels in den verschiedenen Betriebsbereichen einer drehzahlvariablen WEA [8, S. 418]	3
Abbildung 2.2: Berechnung des Energieertrags E_j pro Windgeschwindigkeitskasse (c) für einen Zeitraum Δt aus dem Histogramm der Windgeschwindigkeitsverteilung (a) und der Leistungskurve der WEA (b) [9, S. 150].....	4
Abbildung 2.3: WEA vom Typ GE Haliade 150-6 MW mit direktgetriebenem Ringgenerator [11, S. 252]	7
Abbildung 2.4: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit Direktantrieb.....	7
Abbildung 2.5: WEA vom Typ Siemens SWT 3,6-107 mit klassischem Triebstrang mit Getriebe [8, S. 339].....	8
Abbildung 2.6: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit Getriebe	8
Abbildung 2.7: Dreistufiges WEA-Getriebe mit Leitungsdurchführung in der Getriebe-Mittelachse, dargestellt als Teilschnitt (links) und als reine Ansicht der Verzahnungen (rechts) [11, S. 225, 236]	9
Abbildung 2.8: Schematischer Aufbau des hydrostatischen Forschungs-Triebstrangs der RWTH Aachen, dargestellt nach [19, S. 41]	13
Abbildung 2.9: Vereinfachter schematischer Aufbau (links) und 3D-Darstellung (rechts) des Hydraultrans Drive Train [25] [26].....	14
Abbildung 2.10: Vereinfachter schematischer Aufbau des WindSmart Hydraulic Drive Train Systems bzw. ChapDrive, dargestellt nach [30].....	15
Abbildung 2.11: Vereinfachter schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit digital verstellbarer Pumpe bzw. Motor, dargestellt nach [23, S. 19]	15
Abbildung 2.12: Schematischer Aufbau der DOT-Versuchs-WEA [30].....	17
Abbildung 2.13: Visualisierung einer hydraulischen Leistungsverzweigung, hier dargestellt mit Übersetzung ins Langsame $n_1 > n_2$ und $M_2 > M_1$ [18, S. 252] nach [34, S. 48]	17
Abbildung 2.14: Schematischer Aufbau eines elektrisch-leistungsverzweigten Triebstrangs nach [37]	19
Abbildung 2.15: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit integriertem WinDrive-Modul nach [48, S. 43]	21
Abbildung 2.16: VRS-Modul mit hydraulisch verstellbarer Übersetzung von Wikov Industry [45]	22



Abbildung 2.17: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit hydraulischer Leistungsverzweigung, dargestellt in Anlehnung an [50, S. 2115].....	23
Abbildung 2.18: Typisches Wirkungsgradverhalten moderner Hydraulikpumpen, in etwa maßstäblich dargestellt für übliche Betriebsviskositäten, aufgetragen über Drehzahl (links) bzw. Druck (rechts) [18, S. 84]	26
Abbildung 2.19: Schematischer Aufbau einer Schräg-achsen-Axialkolbenpumpe nach [53, S. 97].....	27
Abbildung 2.20: Schematischer Aufbau einer Axialkolbenpumpe mit Floating Cup System des Unternehmens INNAS, dargestellt nach [54, S. 8].....	27
Abbildung 2.21: Schematischer Aufbau einer Radialkolbenmaschine mit Mehrfachhub & Außenabstützung [18, S. 68]	28
Abbildung 2.22: Schematischer Aufbau einer Radialkolbenmaschine mit Innenabstützung, ausgeführt als <i>Digital Displacement Pump</i> und dargestellt in Anlehnung an [56].....	28
Abbildung 2.23: Schematischer Aufbau eines hydrostatischen Getriebes mit offenem Hydraulikkreis und Verstellpumpe [53, S. 221]	32
Abbildung 2.24: Schematischer Aufbau eines hydrostatischen Getriebes mit geschlossenem Hydraulikkreis und Verstell-pumpe bzw. -motor [53, S. 222]	32
Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des HyDrive-Triebstrangs, veranschaulicht in einer Triebstrangkonfiguration für rotorseitige Leistungsabnahme links und für generatorseitige Leistungsabnahme rechts.....	37
Abbildung 3.2: Hydraulisch übertragene Leistung P_{hydr} in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} für verschiedene Direktgänge bei rotorseitiger Leistungsabnahme [Darstellung von Pascal Seifermann].....	39
Abbildung 3.3: Veranschaulichung der verschiedenen im Rahmen des HyDrive-Projekts erstellten Berechnungs-Modelle und ihr Zusammenwirken	41
Abbildung 3.4: Mögliche technische Umsetzung des HyDrive-Getriebes, als 3D-CAD-Modell visualisiert.....	43
Abbildung 4.1: <i>Basiskonzept</i> mit Verstellpumpe und Konstantmotor	49
Abbildung 4.2: <i>Konzeptvariante 1</i> mit Verstellpumpe und Verstellmotor (Primär- und Sekundärverstellung).....	49
Abbildung 4.3: <i>Konzeptvariante 2</i> mit mehreren Verstellpumpen und -motoren sowie einer Möglichkeit zur Teillastabschaltung	49
Abbildung 4.4: <i>Konzeptvariante 3</i> mit Konstantpumpe und Verstellmotor	49
Abbildung 4.5: Mögliche Umsetzung des HyDrive-Triebstrangs mit vollintegriertem hydraulischen Antriebspfad nach <i>Konzeptvariante 3</i>	51



Abbildung 5.1: 4-Quadrantenbetrieb der Pumpe, dargestellt für das Basiskonzept des hydraulischen Systems.....	57
Abbildung 5.2: 4-Quadrantenbetrieb des Motors, dargestellt für das Basiskonzept des hydraulischen Systems.....	57
Abbildung 5.3: Wirkungsgradkennfeld für eine Parker P14 Maschine im Pumpbetrieb, generiert mithilfe der Stützpunkte aus den technischen Daten [59, S. 5.8 f.].....	59
Abbildung 5.4: Wirkungsgradkennfeld für eine Parker P14 Maschine im Pumpbetrieb, generiert mithilfe der Stützpunkte aus den technischen Daten und ergänzt um Nullpunkte für Drehzahl und Druck [59, S. 5.8 f.]	59
Abbildung 5.5: Teilmodell des Hydraulik-Berechnungsmodells in MATLAB Simscape zur Erzeugung eines Wirkungsgradkennfelds über alle Betriebsbereiche (Quadranten) der Pumpe mithilfe von Lookup-Tabellen für Pump- und Motorbetrieb	61
Abbildung 5.6: Vergleich verschiedener Interpolationsmethoden in MATLAB anhand beispielhafter Datenpunkte	62
Abbildung 5.7: Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für eine Hydraulikpumpe vom Typ Parker P14, dargestellt über zwei Quadranten und mit linear interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten	63
Abbildung 5.8: Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für einen Hydraulikmotor vom Typ Parker P14, dargestellt über alle vier Quadranten und mit linear interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten	63
Abbildung 5.9: Umsetzung des hydraulischen Antriebspfads im HyDrive-Triebstrang als Modell in der Softwareumgebung MATLAB Simscape, dargestellt in Form eines vereinfachten Modellaufbaus.....	65
Abbildung 5.10: Iterativer Berechnungsprozess zur Ermittlung der Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse an Pumpe und Motor mithilfe verschiedener Modelle.....	80
Abbildung 5.11: Veranschaulichung der Wirkungsgrade verschiedener Baugruppen des HyDrive-Triebstrangs.....	82
Abbildung 6.1: Mechanische Eingangsleistung $P_{mech, ein}$ über der Windgeschwindigkeit v_{Wind} bei rotorseitiger (oben) und generatorseitiger Leistungsabnahme (unten), dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von 4,4 bis 11,4 m/s, sowie der Verlauf der im Triebstrang zur Verfügung stehenden Leistung P_{Tr} und deren negativer Betrag $- P_{Tr} $	85
Abbildung 6.2: Eingangsleistung $P_{mech, ein}$ über der Windgeschwindigkeit v_{Wind} bei rotorseitiger Leistungsabnahme, dargestellt als Ausschnitt für einen Bereich, in dem Schnittpunkte mit der im Triebstrang verfügbaren Leistung P_{Tr} vorliegen.....	86

Abbildung 6.3: Eingangsleistung $P_{\text{mech, ein}}$ über der Windgeschwindigkeit v_{Wind} bei **generatorseitiger** Leistungsabnahme, dargestellt als Ausschnitt für einen Bereich, in dem Schnittpunkte mit der im Trieb-strang verfügbaren Leistung P_{Tr} vorliegen 86

Abbildung 6.4: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{hydr, ges}}$ und Verlustleistung P_{Verlust} des hydraulischen Antriebspfads in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt für Direktgänge bei Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{\text{Wind, Di}} = 7,4 \dots 11,4$ m/s und eine **rotorseitige Leistungsabnahme** 87

Abbildung 6.5: Einzelwirkungsgrade η_{Pumpe} bzw. η_{Motor} und Drehzahlen n_{Pumpe} bzw. n_{Motor} der Pumpe und des Motors sowie das prozentuale Pumpen-Fördervolumen V_{Pumpe} und der Systemdruck $p_{\text{Hauptleitung}}$ in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , exemplarisch dargestellt für einen Direktgang bei $v_{\text{Wind, Di}} = 9,4$ m/s und eine **rotorseitige Leistungsabnahme** 88

Abbildung 6.6: Wellenleistungen $P_{\text{mech, Pumpe}}$ der Pumpe und $P_{\text{mech, Motor}}$ des Motors in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , exemplarisch dargestellt für einen Direktgang bei $v_{\text{Wind, Di}} = 9,4$ m/s sowie eine **rotorseitige Leistungsabnahme** 88

Abbildung 6.7: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{hydr, ges}}$ und Verlustleistung P_{Verlust} des hydraulischen Antriebspfads in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt für Direktgänge bei Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{\text{Wind, Di}} = 6,4 \dots 11,4$ m/s und eine **generatorseitige Leistungsabnahme** 93

Abbildung 6.8: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{hydr, ges}}$ und Verlustleistung P_{Verlust} des hydraulischen Antriebspfads in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , beispielhaft dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{\text{Wind, Di}} = 8,4$ m/s, $10,4$ m/s und $11,4$ m/s für eine **rotorseitige (Rot)** sowie **generatorseitige (Gen)** Leistungsabnahme 94

Abbildung 6.9: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{Tr, ges}}$ des HyDrive-Triebstrangs in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{\text{Wind}} = 6,4 \dots$ bzw. $7,4 \dots 11,4$ m/s bei einer rotorseitigen (oben) und generatorseitigen Leistungsabnahme (unten) 97

Abbildung 6.10: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{Tr, ges}}$ des HyDrive-Triebstrangs, beispielhaft dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{\text{Wind, Di}} = 8,4$ m/s, $10,4$ m/s und $11,4$ m/s für eine **rotorseitige (Rot)** sowie **generatorseitige (Gen)** Leistungsabnahme 98

Abbildung 6.11: Jährliche Energieproduktion E_A in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , differenziert nach den Anteilen bzw. Verlusten des mechanischen und hydraulischen Antriebspfads für einen Direktgang bei $v_{\text{Wind, Di}} = 11,4$ m/s und rotorseitige Leistungsabnahme (oben) sowie einen Direktgang bei $v_{\text{Wind, Di}} = 8,4$ m/s und generatorseitige Leistungsabnahme (unten); ermittelt für eine mittlere



Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,m} = 7,5$ m/s und Berechnungsergebnisse im einem Intervall von $v_{Wind} = 7,4...25$ m/s; dargestellt zusammen mit Windgeschwindigkeitsverteilung.... 101

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 2.1: Übersicht über die globalen Marktanteile sowie die Anzahl installierter Einheiten für verschiedene Triebstrangtypen im Jahr 2024 [13, S. 33]	6
Tabelle 2.2 Übersicht zu relevanten hydrostatischen Triebstrangkzepten bei WEA	12
Tabelle 2.3: Übersicht zu relevanten leistungsverzweigten Triebstrangkzepten bei WEA	20
Tabelle 2.4: Betriebsgrößen gebräuchlicher hydraulischer Maschinen, Auszug aus [18, S. 80] [53, S. 100].....	26
Tabelle 3.1: Wesentliche Kenngrößen der <i>DTU 10 MW RWT</i> [64], ergänzt um Kennwerte, die sich aus den Rahmenbedingungen des HyDrive-Triebstrangkzepten ergeben [7, S. 14 f., 22]	36
Tabelle 3.2: Auszug ausgewählter Ähnlichkeitsgesetze nach [17, S. 977].....	45
Tabelle 4.1: Technische Parameter zur Konfiguration des hydraulischen Antriebspfads	46
Tabelle 5.1: Überblick zu den wichtigsten Parametern des Hydraulik-Berechnungsmodells, dargestellt für das Basiskonzept mit hydraulischen Maschinen vom Typ Parker P14 und Shell Tellus S2 MX100 Hydrauliköl.....	68
Tabelle 6.1: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{verlust}$ des Hydrauliksystems, arithmetisch gemittelt für den WEA-Betrieb bei Teillast, Volllast und im gesamten Betriebsbereich, sowie die Übersetzungs-verhältnisse i_{gh} und i_{hg} der Stirnradstufen zur Anbindung von Pumpe und Motor, ermittelt für verschiedene Direktgänge bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme	91
Tabelle 6.2: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{verlust}$ des Hydrauliksystems, arithmetisch gemittelt für den WEA-Betrieb bei Teillast, Volllast und im gesamten Betriebsbereich, sowie die Übersetzungs-verhältnisse i_{gh} und i_{hg} der Stirnradstufen zur Anbindung von Pumpe und Motor, ermittelt für verschiedene Direktgänge bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme	95
Tabelle 6.3: Leistungswirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ des Triebstrangs, arithmetisch gemittelt für den WEA-Betrieb bei Teillast, Volllast und im gesamten Betriebsbereich, sowie energetischer Wirkungsgrad $\eta_{Tr,energ}$ des Trieb-strangs , ermittelt für Windverhältnisse Onshore ($v_{Wind,m} = 7,5 \text{ m/s}$) und Offshore ($v_{Wind,m} = 10 \text{ m/s}$).....	100



NOMENKLATUR

Symbole

Zeichen	Einheit	Beschreibung
α	1/K	Volumenausdehnungskoeffizient
A	m ²	Fläche
c	-	Leistungsbeiwert, Schubbeiwert
D	m	Durchmesser
f	1/s	Frequenz
F	-	Formelement
h	mm, m	Hub, Höhe
H	(%)	Häufigkeit
i	-	Übersetzungsverhältnis
k	m	Absolute Rohrrauigkeit
K	bar	Kompressionsmodul
l	m	Länge
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
n	U/min	Drehzahl
N	-	Anzahl
p	bar	Druck
P	W	Leistung
q	-	Skalierungsfaktor
Q	l/min	Volumenstrom
R	m	Rotorradius
Re	-	Reynoldszahl
T	°C	Temperatur
v	m/s	Geschwindigkeit
V	l	Volumen
x	-	Anzahl
z	-	Zähnezahl
α	° -	Winkel, Durchflussbeiwert
Δ	-	Differenz



Zeichen	Einheit	Beschreibung
η	-	Wirkungsgrad
λ	-	Schnelllaufzahl, Rohrwiderstandsbeiwert
ν	cSt	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
ζ	-	Lokaler Widerstandsbeiwert

Indizes

Index	Beschreibung
<i>0HS</i>	Standübersetzung
<i>45°</i>	45°-Rohrbogen
<i>90°</i>	90°- Rohrbogen
<i>A</i>	Hauptleitung A
<i>B</i>	Hauptleitung B
<i>Betr</i>	Betrieb
<i>BIN</i>	Windgeschwindigkeitsklasse
<i>Cut-In</i>	Aufstarten der WEA
<i>Cut-Out</i>	Abschalten der WEA
<i>D</i>	Durchfluss
<i>Di</i>	Direktgang
<i>DBV</i>	Druckbegrenzungsventil
<i>eff</i>	effektiv
<i>energ</i>	energetisch
<i>Fluid</i>	Hydraulikfluid
<i>ges</i>	gesamt
<i>Gen</i>	Generator
<i>Getr</i>	Getriebe
<i>GH</i>	Getriebe (mechanisch) zu Hydraulik
<i>Grenz</i>	Grenzwert
<i>hm</i>	hydraulisch-mechanisch
<i>hydr</i>	hydraulisch
<i>H</i>	Hohlrad
<i>HG</i>	Hydraulik zu Getriebe (mechanisch)



Index	Beschreibung
<i>j</i>	Zählvariable
<i>K</i>	Kompression
<i>l</i>	laminar
<i>L</i>	Leckage
<i>m</i>	mittel
<i>max</i>	maximal
<i>mech</i>	mechanisch
<i>min</i>	minimal
<i>Motor</i>	Motor
<i>Nabe</i>	Nabe
<i>nenn</i>	Nenn- bzw. Auslegungswert
<i>Netz</i>	Stromnetz
<i>opt</i>	optimal
<i>P</i>	Leistung; Planetenträger bei Drehzahlen, Drehmomenten
<i>Pi</i>	Pitch
<i>Polp</i>	Polpaare (bei elektrischen Maschinen)
<i>Pumpe</i>	Pumpe
<i>real</i>	real
<i>R</i>	Rohr
<i>Ref</i>	Referenz
<i>Rotor</i>	Rotor, Rotornabe
<i>S</i>	Sonne
<i>Skal</i>	Skalierung
<i>Sp</i>	Speisepumpe
<i>th</i>	theoretisch
<i>t</i>	turbulent
<i>T</i>	Schub
<i>Tr</i>	Triebstrang
<i>Tip</i>	Rotorblattspitze
<i>vol</i>	volumetrisch
<i>V</i>	Verdrängungsvolumen
<i>Wind</i>	Wind



Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
<i>AEP</i>	Annual Energy Production
<i>DDM</i>	Digital Displacement Motor
<i>DDP</i>	Digital Displacement Pump
<i>DOT</i>	Delft Offshore Turbine
<i>DTU</i>	Technical University of Denmark
<i>DTU 10 MW RWT</i>	10 MW Reference Wind Turbine developed by DTU
<i>EEG</i>	Erneuerbare-Energien-Gesetz
<i>FCT</i>	Floating Cup Technology
<i>Gen</i>	Generator, generatorseitig
<i>HAW</i>	Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
<i>HDT</i>	Hydrautrans Drive Train
<i>MHI Vestas</i>	Joint Venture zwischen Vestas und Mitsubishi Heavy Industries
<i>NTNU</i>	Norwegian University of Science and Technology in Trondheim
<i>PI-Regler</i>	Regelschaltung mit Proportional- und Intergralanteil
<i>Rot</i>	Rotor, rotorseitig
<i>RWTH</i>	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule in Aachen
<i>TU Delft</i>	Delft University of Technology
<i>VI</i>	Viskositätsindex
<i>V-T-Verhalten</i>	Viskositäts-Temperatur-Verhalten
<i>WEA</i>	Windenergieanlage
<i>ZIM</i>	Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand



1 EINLEITUNG

Mit 2,2% liegt das Wachstum des globalen Energiebedarfs im Jahr 2024 deutlich über dem jährlichen Durchschnitt der vergangenen Dekade von 1,3% [1, S. 8]. Damit einhergehend erreichen auch die CO₂-Emissionen aus der Energieerzeugung, trotz des wachsenden Anteils erneuerbarer Energien, im selben Jahr erneut einen Höchstwert [1, S. 32]. Gleichzeitig werden die Folgen der Nutzung fossiler Energieträger immer deutlicher spürbar: 2024 markiert das bislang heißeste Jahr seit Beginn der Aufzeichnungen – begleitet von Hitze- wellen, Stürmen, Dürren und Überschwemmungen [2]. Weltweit häufen sich Extremwetterereignisse und gefährden die menschliche Gesundheit, das gesellschaftliche Zusammenleben (Konflikte, Fluchtbewegungen) und den Bestand natürlicher Ökosysteme [3, S. 6 f.]. Um diese Auswirkungen abzumildern, ergibt sich wiederum ein zusätzlicher Energiebedarf – insbesondere zur Gebäudeklimatisierung. Zudem führen die Elektrifizierung des Mobilitätssektors, die zunehmende Digitalisierung sowie die Transformation der Industrie zu wasserstoffbasierten Prozessen und die damit ansteigenden Elektrolysekapazitäten zu einem erhöhten Verbrauch elektrischer Energie [1, S. 6][4, S. 12]. Diese Entwicklungen verdeutlichen die Dringlichkeit, die globalen CO₂-Emissionen zügig und massiv zu reduzieren sowie den Übergang zu regenerativen Energiequellen zu beschleunigen.

Die Windenergie nimmt hierbei eine zentrale Rolle ein. Mit einem Anteil von 49% an der Bruttostromerzeugung aus regenerativen Quellen stellt sie auch 2024 die bedeutendste regenerative Energieform in Deutschland dar [5, S. 17]. Trotz einer Nettozubaus von 2,6 GW an Land - unter Berücksichtigung rückgebauter alter Anlagen - bleibt das im Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) vorgesehenen Ziel unerreicht [5, S. 33]. Zur Dekarbonisierung der Energieversorgung sind daher nicht nur politische Maßnahmen, sondern auch technologische Innovationen von großer Bedeutung. Das Projekt *HyDrive* knüpft genau an diesem Punkt an. Es wird im Rahmen des Zentralen Innovationsprogramms Mittelstand (ZIM) durch das deutsche Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz gefördert und gemeinsam von der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg und einem mittelständischen Industriepartner umgesetzt. Ziel ist die Entwicklung eines Triebstrangs für Windenergieanlagen mit einer neuartigen Kombination aus mechanischem Getriebe und hydraulischen Komponenten. Durch eine anteilig hydraulische Leistungsübertragung wird eine variable Rotordrehzahl bei konstanter Generator Drehzahl ermöglicht. Dadurch kann der Frequenzumrichter, welcher üblicherweise die Verbindung zwischen Generator und Netz darstellt, entfallen, was gegenüber klassischen Triebsträngen Potenzial für Effizienzsteigerungen sowie Kosten- und Gewichtseinsparungen bietet [6, S. 1]. Die Hydraulik stellt dabei das zentrale Innovationsmerkmal dar und soll hier, aufbauend auf den in [7] erarbeiteten grundlegenden Erkenntnissen, detaillierter betrachtet werden.



2 GRUNDLAGEN

Im Folgenden werden die grundlegenden technischen Zusammenhänge zum Aufbau und der Funktionsweise von Windenergieanlagen erläutert. Insbesondere wird dabei auf verschiedene Triebstrangkonzeppte eingegangen. Des Weiteren werden die wesentlichen Eigenschaften und Wirkprinzipien hydraulischer Maschinen und Systeme erklärt, wie sie in hydrostatischen sowie hydromechanisch-leistungsverzweigten Getrieben Anwendung finden. Dadurch wird das notwendige Verständnis geschaffen, auf dessen Basis die Konzeptionierung und Auslegung des hydraulischen Antriebspfads im HyDrive-Triebstrang erfolgen kann.

2.1 Windenergieanlagen

Um die im Wind gespeicherte Energie nutzbar zu machen, gab und gibt es eine Vielzahl an technischen Lösungsansätzen [8, S. 67–81] [9, S. 17–35, 51 f.]. Im Bereich der kommerziellen Energieerzeugung haben sich die sogenannten *Auftriebsläufer* – Windenergieanlagen (WEA) mit aerodynamischen Blattprofilen, wie sie von Flugzeugen bekannt sind – durchgesetzt, da sie im Vergleich die höchsten Wirkungsgrade erzielen [9, S. 45 ff.]. Unter den verschiedenen Bauarten sind heute fast ausschließlich dreiblättrige Anlagen mit horizontal angeordneter Rotorachse vorzufinden [9, S. 50, 55]. Auf diesen Typ WEA soll daher bei allen nachfolgenden Erläuterungen Bezug genommen werden.

Die Herausforderung bei der Wandlung von Wind in elektrische Energie liegt in der Variabilität der Windgeschwindigkeit. Um eine möglichst effiziente Energiewandlung zu erreichen, muss sich der Rotor entsprechend der aerodynamischen Auslegung der Rotorblätter bei einer bestimmten Schnelllaufzahl drehen [9, S. 46, 53]. Die Schnelllaufzahl λ beschreibt dabei das Verhältnis von Rotorblattspitzen-Geschwindigkeit zur umgebenden Windgeschwindigkeit, siehe Gleichung (2-1):

$$\lambda = \frac{v_{Tip}}{v_{Wind}} \quad (2-1)$$

Bei modernen WEA liegt die Schnelllaufzahl bei etwa $\lambda = 7$ [9, S. 54]. Daraus lässt sich mittels nachfolgender Gleichung (2-2) die optimale Rotordrehzahl n_{Rotor} in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit berechnen:

$$n_{Rotor} = \frac{v_{Wind} \cdot \lambda}{R \cdot 2\pi \cdot 60} \quad (2-2)$$



Folglich muss eine WEA mit variabler Rotordrehzahl betrieben werden, um in allen Betriebsbereichen den maximalen Wirkungsgrad zu erreichen. Diese Betriebsweise führt darüber hinaus zu reduzierten Geräuschemissionen, geringer ausgeprägten Drehmomentspitzen und einer verbesserten Anpassungsfähigkeit an standortspezifische Windbedingungen [10, S. 1]. Aus Abbildung 2.1 wird ersichtlich, dass die Rotordrehzahl im Teillastbereich – vom Einschalten der Anlage bei $v_{\text{cut-in}}$ bis zum Erreichen der Nennleistung bei v_{Nenn} – stetig der ansteigenden Windgeschwindigkeit nachgeführt wird und dadurch permanent bei (annähernd) optimalem λ arbeitet. Im Volllastbereich wird davon hingegen abgewichen. Zum Schutz der Anlagenkomponenten wird bei hohen Windgeschwindigkeiten, die zu einer Überschreitung der Nennleistung führen würden, das Rotordrehmoment durch sogenanntes Pitchen reguliert. Hierzu werden die Rotorblätter um ihre Längsachse verdreht und damit der Anströmwinkel angepasst, woraus eine Änderung der am Rotorblatt angreifenden Kräfte resultiert. Auf diese Weise kann eine Überlastung vermieden werden [9, S. 427].

Die Betriebsstrategie mit drehzahlvariablem Rotor steht im Gegensatz zur konstanten Drehzahl des Generators, die bei einer direkten Netzkopplung durch die Netzfrequenz vorgegeben ist. Aus diesem Grund wurde bei früheren Anlagengenerationen auf eine variable Rotordrehzahl unter Inkaufnahme von Effizienzeinbußen und stärkeren strukturellen Belastungen verzichtet [9, S. 464]. Moderne Anlagen nutzen hingegen einen Frequenzumrichter, um diesen Zielkonflikt zu lösen und den Generator drehzahlvariabel mit dem Netz zu koppeln. Der Generator dreht dadurch jedoch häufig fernab seiner optimalen Betriebspunkte [10, S. 1]. Zudem ist der Frequenzumrichter ebenfalls mit Verlusten behaftet und stellt als zusätzliche Komponente im Triebstrang eine weitere potenzielle Fehlerquelle dar, welche unter den drei häufigsten Ursachen für einen Anlagenausfall zu finden ist und zugleich lange Ausfallzeiten verursacht [11, S. 265]. Es besteht deshalb die Bestrebung, den mittels Frequenzumrichter übertragenen Leistungsanteil so weit wie möglich zu reduzieren oder aber komplett auf diesen zu verzichten.

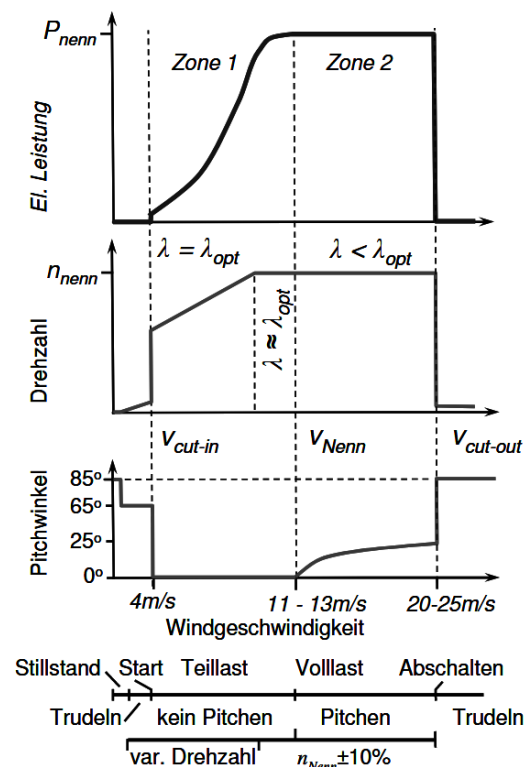


Abbildung 2.1: Beispielhafte Darstellung der Leistung, Rotordrehzahl und des Pitch-Winkels in den verschiedenen Betriebsbereichen einer drehzahlvariablen WEA [8, S. 418]

Zur Bestimmung der mit einer WEA in einem gewissen Zeitraum – üblicherweise in einem Jahr – erzeugten Energiemenge sind neben dem Leistungsverhalten (vgl. Abbildung 2.1) auch Kenntnisse zu den standortspezifischen Windverhältnissen erforderlich. Da die Windgeschwindigkeiten an einem Standort sowohl kurzfristig als auch über Jahre hinweg deutlichen Schwankungen unterliegen, ist eine Vielzahl an Messwerten über eine möglichst lange Zeit für eine statistisch zuverlässige Erfassung der Windbedingungen notwendig [8, S. 571]. Eine zeitlich aufgelöste Darstellung ist in diesem Zusammenhang nicht zweckmäßig. Für eine komprimierte Veranschaulichung der Windverhältnisse wird daher eine Häufigkeitsverteilung der Windgeschwindigkeiten genutzt (vgl. Darstellung a in Abbildung 2.2). Dazu werden die Messdaten in Windgeschwindigkeitsklassen – den sogenannten BINs – zusammengefasst und die relativen Häufigkeiten H ermittelt, mit der die einem BIN zugeordneten Windgeschwindigkeitswerte jeweils auftreten [9, S. 140]. Das Windgeschwindigkeitsintervall, welches ein BIN umfasst, kann grundsätzlich frei gewählt werden. In der Norm DIN EN IEC 61400-12-1 wird hierfür ein Wert von $v_j = 0,5$ m/s vorgegeben [12, Kap. 8.5].

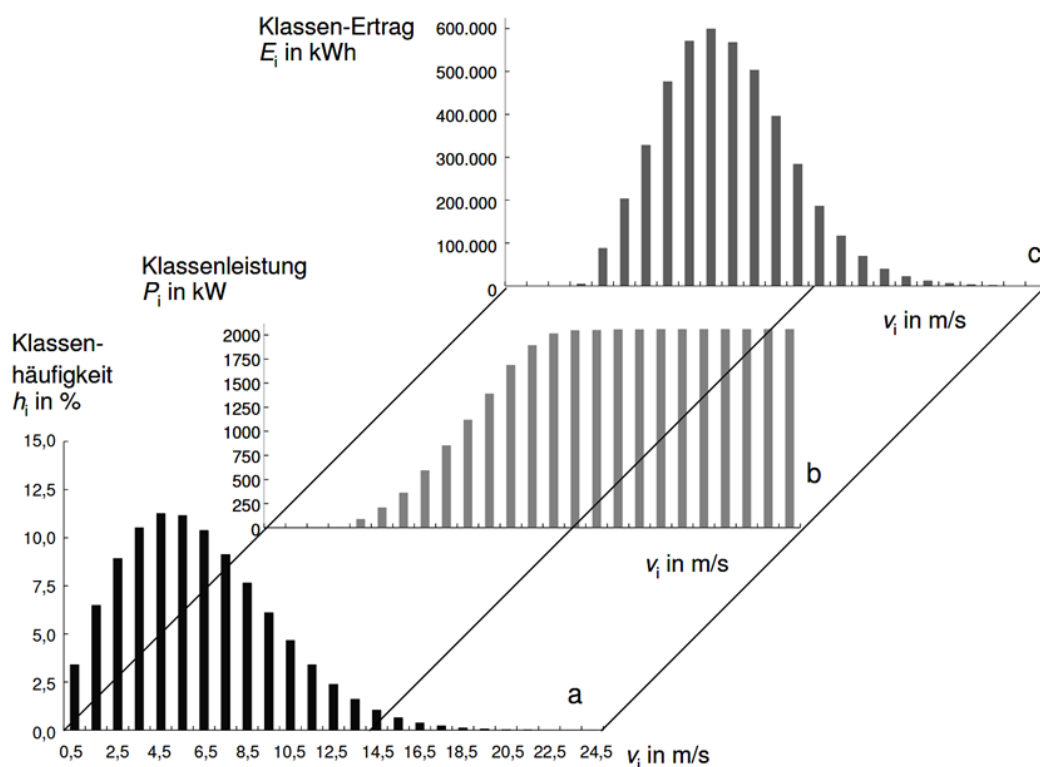


Abbildung 2.2: Berechnung des Energieertrags E_j pro Windgeschwindigkeitsklasse (c) für einen Zeitraum Δt aus dem Histogramm der Windgeschwindigkeitsverteilung (a) und der Leistungskurve der WEA (b) [9, S. 150]

Wie in Abbildung 2.2 gezeigt, ergibt sich der Energieertrag (c) durch die Verknüpfung der Windgeschwindigkeitsverteilung in Rotornabenhöhe (a) mit der Leistungskurve der WEA (b, hier auch als Histogramm visualisiert). Dabei werden gemäß Gleichung (2-5) anhand

der Häufigkeiten H_j und Leistungen P_j zunächst die pro Windgeschwindigkeits-BIN produzierten Energiemengen E_j berechnet und anschließend über die Gesamtzahl N der BINs aufsummiert. Das Ergebnis ist die Jahresenergieerzeugung E_A – auch AEP (Annual Energy Production) genannt [9, S. 150]:

$$E_A = AEP = \sum_{j=1}^N H_j \cdot P_j \cdot \Delta t \quad (2-3)$$

Als Bezugszeitraum gilt nach DIN EN IEC 61400-12-1 ein Jahr mit $\Delta t = 8760$ h [12, Kap. 9.3]. Dieser Zeitraum kann jedoch durch zeitlich begrenzte Abschaltungen der WEA, wie beispielsweise zum Artenschutz [8, S. 648] oder aufgrund von Eisabwurf [8, S. 648] und Schlagschattenwurf [9, S. 514 f.], deutlich geringer ausfallen. Seitens der Leistung können sich nächtliche Drosselungen zur Reduktion von Schallemissionen negativ auf den Jahresenergieertrag E_A auswirken [8, S. 634 f.].

Neben einer standortspezifischen AEP auf Grundlage von Windgeschwindigkeitsmessungen kann alternativ auch eine allgemeine AEP berechnet werden, sofern keine ausreichende Messdatenbasis vorhanden ist. In diesem Fall wird eine analytische Verteilungsfunktion genutzt, um vergleichbar mit einer Hüllkurve über dem Histogramm, die tatsächliche Windgeschwindigkeitsverteilung anzunähern. An europäischen Standorte eignet sich dafür die Rayleigh-Verteilung [9, S. 141] [12, Kap. 9.3]:

$$H(v) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{v}{v_{Wind,m}}\right)^2\right) \quad (2-4)$$

Eingangsparameter der Rayleigh-Verteilung ist die mittlere jährliche Windgeschwindigkeit $v_{Wind,m}$. Im Kontext der AEP-Berechnung muss hier ein Wert verwendet werden, welcher die Windbedingungen in Rotornabenhöhe wiedergibt [12, Kap. 9.3].

Werden anstatt diskreter Darstellungen wie in Abbildung 2.2 kontinuierliche Verläufe für die Windgeschwindigkeitsverteilung und das Leistungsverhalten der WEA genutzt, ist bei der Berechnung der AEP die nachfolgende Gleichung (2-9) entsprechend DIN EN IEC 61400-12-1 anzuwenden [12, Kap. 9.3]:

$$E_A = AEP = \sum_{j=1}^N [H(v_j) - H(v_{j-1})] \cdot \left(\frac{P_{j-1} + P_j}{2}\right) \cdot \Delta t \quad (2-5)$$



2.2 Triebstrangkonzeppte

Hinsichtlich der Art und Weise, wie der Energiewandlungsprozess von der Windströmung am Rotorblatt zur elektrischen Energie erfolgt, gibt es keine technisch überlegene Lösung. Vielmehr bestehen verschiedene Konzepte in unterschiedlichen Ausprägungen parallel zueinander. Grundsätzlich lässt sich jedoch eine Unterscheidung zwischen Triebsträngen mit Direktantrieb und Triebsträngen mit Getriebe vornehmen. Während bei letzterer Bauart üblicherweise mechanische Getriebe mit festem Übersetzungsverhältnis zum Einsatz kommen, um das Drehzahlniveau anzuheben, können alternativ auch hydrostatische oder leistungsverzweigte Drehzahlwandler Anwendung finden. [9, S. 74][8, S. 332 f.]

Tabelle 2.1: Übersicht über die globalen Marktanteile sowie die Anzahl installierter Einheiten für verschiedene Triebstrangtypen im Jahr 2024 [13, S. 33]

TRIEBSTRANG TYP	DIREKT- ANTRIEB	MECHANISCHES GETRIEBE		HYDROSTATISCHES GETRIEBE	LEISTUNGS- VERZWEIGT
		schnell- laufend	mittelschnell laufend		
GLOBALER MARKTANTEIL (%)	8,7	62,2	29,1	-	-
INSTALLIERTE EINHEITEN	1.938	15.690	5.470	-	-

Ein Überblick über die globalen Marktanteile und die Anzahl installierter Einheiten verschiedener Triebstrangtypen im Jahr 2024 kann anhand von Tabelle 2.1 gewonnen werden. Mit einem Anteil von insgesamt 91,3% dominieren Triebstränge mit mechanischem Getriebe den Markt, wobei *schnelllaufende* Varianten 62,2% und *mittelschnell-laufende* Varianten 29,2% ausmachen. WEA mit Direktantrieb erreichen lediglich einen Marktanteil von 8,7%. Hydrostatische und leistungsverzweigte Triebstränge sind in nennenswertem Umfang überhaupt nicht vertreten. Diese Verhältnisse spiegeln sich in etwa auch in der jeweiligen Anzahl installierter Einheiten wider, wobei diesbezüglich der Anteil schnelllaufender Triebstränge etwas höher und jener von mittelschnell-laufenden Triebsträngen etwas niedriger ausfällt. [13, S. 33]

2.2.1 Direktantrieb

Bei Triebsträngen mit Direktantrieb ist der Generator drehzahlstarr mit dem Rotor verbunden und meist unmittelbar in dessen Nähe positioniert (vgl. Abbildung 2.3 bzw. Abbildung 2.4). Die daraus resultierenden niedrigen Drehzahlen – bei modernen Anlagen bis ca. 20 U/min – erfordern den Einsatz sogenannter Ringgeneratoren [8, S. 332]. Diese meist als permanent-erregte Synchronmaschinen ausgeführten Generatoren erzeugen durch ihre Vielzahl an Polpaaren (bis zu 100) selbst unter diesen Betriebsbedingungen eine Wechselspannung mit hoher Frequenz [14, S. 29]. Die Netzkopplung erfolgt mittels



eines nachgeschalteten Frequenzumrichters, welcher einerseits die Drehzahlvariabilität des Rotors ermöglicht und andererseits dafür sorgt, dass die Baugröße des Generators auf das notwendige Maß reduziert werden kann, weil dieser nicht auf die Netzfrequenz ausgelegt werden muss. [8, S. 332, 343]

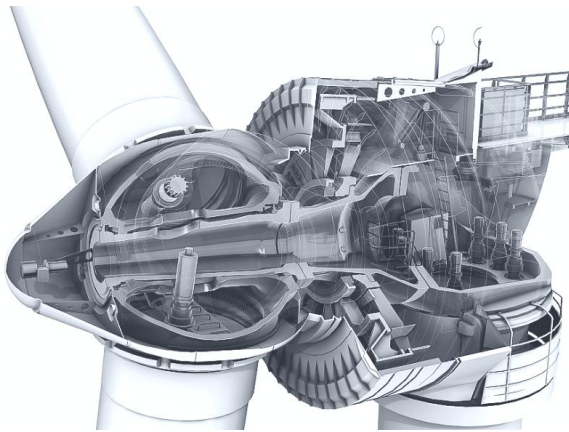


Abbildung 2.3: WEA vom Typ GE Haliade 150-6 MW mit direktgetriebenem Ringgenerator [11, S. 252]

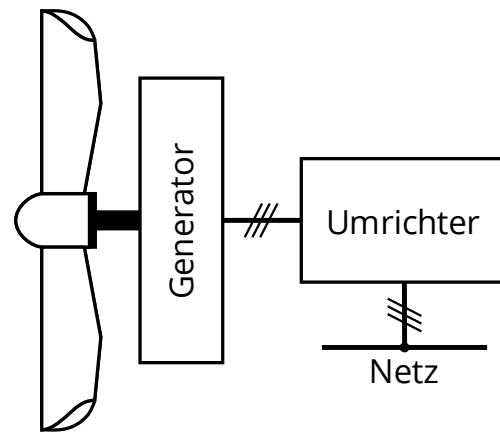


Abbildung 2.4: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit Direktantrieb

Neben der kompakten Bauweise stellt der Verzicht auf eine drehzahlwandelnde Komponente und die damit verbundene, verminderte Störanfälligkeit den zentralen Vorteil des Direktantriebs dar. Dies führt zu geringeren Ausfallzeiten und einem reduzierten Wartungsaufwand gegenüber Triebsträngen mit Getrieben. Nachteilig wirkt sich hingegen aus, dass die verwendeten Ringgeneratoren mit teilweise mehr als 10 m Durchmesser [14, S. 29] als kostspielige Sonderanfertigungen eigens für den jeweiligen Anlagentyp entwickelt werden müssen [8, S. 343]. Hinsichtlich des Turmkopfgewichts sind direktgetriebene WEA mit permanentmagneterregten Generatoren grundsätzlich mit Getriebe-WEA vergleichbar, auch wenn sich der Schwerpunkt je nach Bauart zum Rotor hin verlagert [11, S. 251 ff.]. Im Gegensatz dazu übersteigt das Volumen eines Ringgenerators jenes eines konventionellen Generators, wie er bei Getriebe-WEA der gleichen Leistungsklasse zum Einsatz kommt, etwa um den Faktor 100 [15, S. 391]. Der damit einhergehende hohe Bedarf an seltenen Erden für Permanentmagnete sowie an Kupfer für die Spulenwicklungen trägt ebenfalls zu den hohen Kosten eines Direktantriebs bei [11, S. 251].

2.2.2 Mechanisches Getriebe

Das „klassische“ Triebstrangkonzzept bei WEA zeichnet sich durch ein mechanisches Übersetzungsgetriebe aus, welches – wie in Abbildung 2.5 und Abbildung 2.6 dargestellt – zwischen Rotor und Generator angeordnet ist. Durch das Anheben des Drehzahlniveaus wird die Verwendung von Standardbauteilen wie z.B. kompakten, konventionellen Generatoren möglich. Gleichzeitig sinkt mit zunehmender Drehzahl das übertragene Drehmo-



ment, wodurch dem Getriebe nachgeschaltete Komponenten mechanisch geringer belastet werden und entsprechend filigraner dimensioniert werden können. Auf diese Weise lassen sich die Kosten reduzieren. Mit dem Getriebe befindet sich jedoch auch das mechanisch komplexeste Bauteil an zentraler Position im Triebstrang, was dessen Fehleranfälligkeit erhöht und im Störfall zu erheblichen Ausfallzeiten führen kann [11, S. 236]. Die Entwicklung in den letzten Jahren zeigt allerdings eine deutliche Verbesserung hinsichtlich der Zuverlässigkeit sowie den Trend zu hohen Drehmomentdichten, die zurzeit etwa bei 200 Nm/kg liegen [15, S. 390]. Manche Hersteller erreichen bei ihren Getrieben auch Werte deutlich darüber hinaus [16]. [8, S. 335, 343]

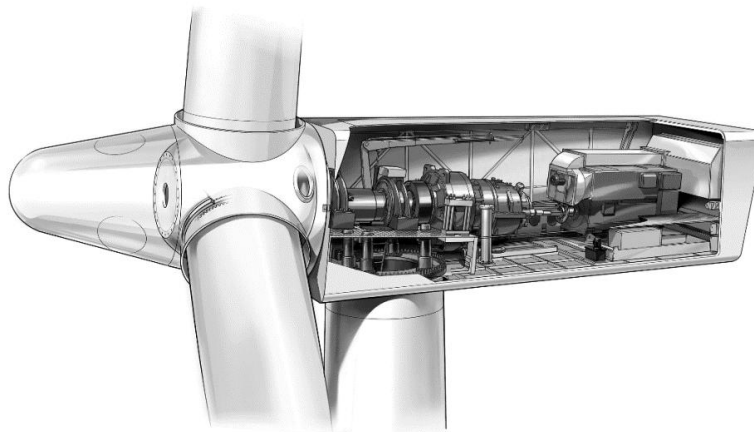


Abbildung 2.5: WEA vom Typ Siemens SWT 3,6-107 mit klassischem Triebstrang mit Getriebe [8, S. 339]

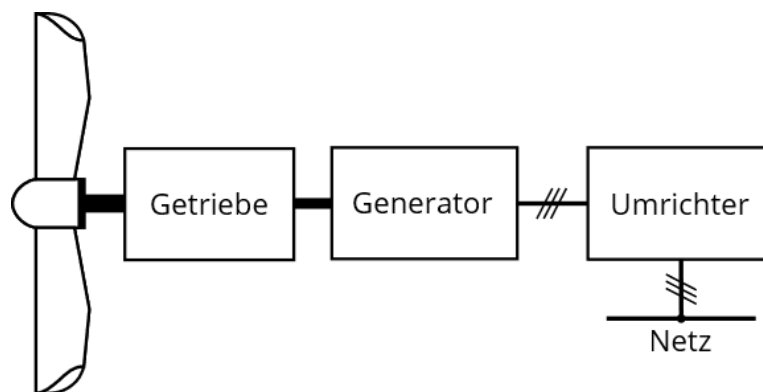


Abbildung 2.6: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit Getriebe

Das erforderliche Übersetzungsverhältnis und damit auch die Baugröße des Getriebes ergeben sich aus der Spreizung zwischen Rotor- und Generatorzahl. Letztere unterscheidet sich je nach verbauter Polpaar-Anzahl und den Bedingungen, welche das elektrische Netz vorgibt. Konventionelle Asynchron- und Synchrongeneratoren verfügen üblicherweise über $N_{Polpaar} = 2$ Polpaare, wodurch sich bei direkter Netzkopplung und einer Netzfrequenz von $f = 50$ Hz gemäß Gleichung (2-6) eine (über-)synchrone Nenndrehzahl

von $n_{Gen,nenn} = 1500$ U/min einstellt. Varianten mit drei bzw. vier Polpaaren und Nenndrehzahlen von $n_{Gen,nenn} = 1000$ U/min bzw. 750 U/min sind ebenfalls verbreitet [9, S. 92 f.].

$$n_{Gen,Nenn} = \frac{60 \cdot f_{Netz}}{N_{Polpaar}} \quad (2-6)$$

Auch bei drehzahlvariabler Leistungsübertragung ins Netz mittels Frequenzumrichter liegen die optimalen Generator-Betriebspunkte meist in diesem Drehzahlbereich. Daher ist, um beispielsweise eine Rotordrehzahl von 15 U/min auf das Drehzahlniveau des Generators von 1500 U/min anzuheben, ein Übersetzungsverhältnis von 1:100 erforderlich. Übersetzungsverhältnisse dieser Größenordnung lassen sich nur mittels mehrstufiger Zahnradgetriebe realisieren, weil einerseits hohe Leistungen übertragen werden müssen und andererseits die Übersetzung pro Zahnradstufe begrenzt ist. [8, S. 338] [9, S. 83 f.]

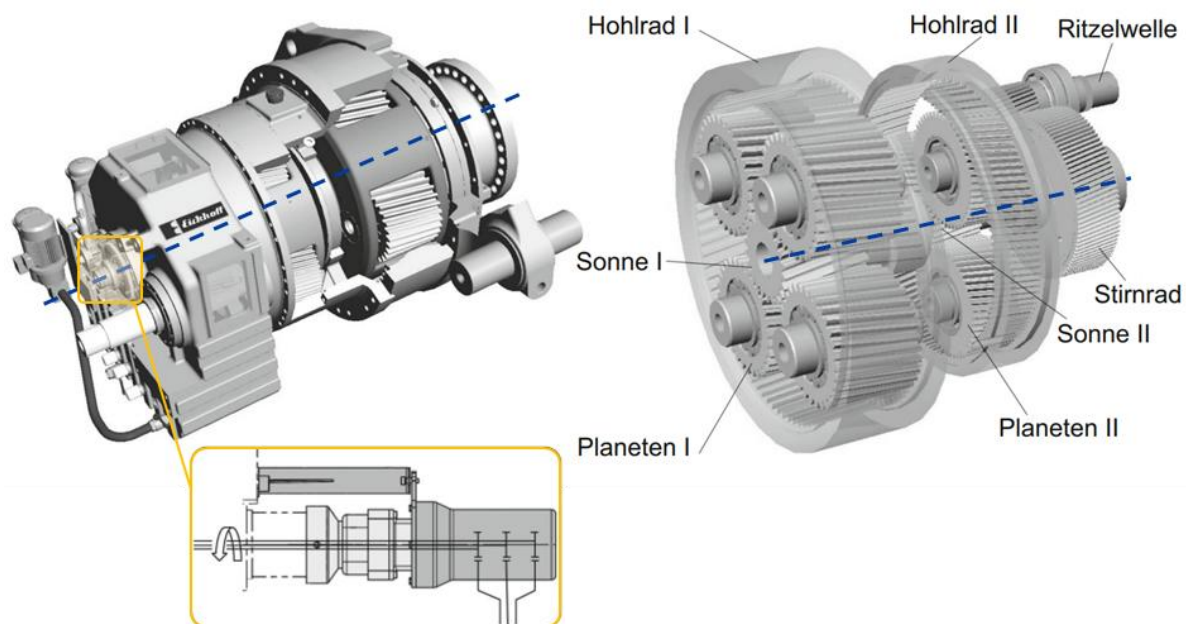


Abbildung 2.7: Dreistufiges WEA-Getriebe mit Leitungsdurchführung in der Getriebe-Mittelachse, dargestellt als Teilschnitt (links) und als reine Ansicht der Verzahnungen (rechts) [11, S. 225, 236]

Stirnradstufen ermöglichen Übersetzungsverhältnisse bis 1:5 mit einem Wirkungsgrad von ca. $\eta = 98\%$. Dagegen erreichen Planetenstufen - bei kompakterer Bauweise und höherer Leistungsdichte - Übersetzungen bis 1:12 bei einem Wirkungsgrad von etwa $\eta = 99\%$. In modernen WEA mit Nennleistungen im MW-Bereich kommen daher fast ausschließlich mehrstufige Planetengetriebe zum Einsatz, wie exemplarisch in Abbildung 2.7 dargestellt. Häufig werden diese mit einer nachgeschalteten Stirnradstufe kombiniert, welche einen seitlichen Versatz des Leistungsflusses bewirkt. Dadurch lässt sich eine Leitungsdurchführung über eine Hohlwelle entlang der Getriebe-Mittelachse realisieren, wie sie zur Versorgung der Pitch-Antriebe und der Sensorik in der Rotornabe erforderlich ist (vgl. Abbildung 2.7, linke Seite). [8, S. 387 f., 390, 395]

Planetengetriebe zeichnen sich dadurch aus, dass drei oder mehrere konzentrisch angeordnete Planeten sowohl in die zentral positionierte Sonne als auch in das umliegende Hohlrad eingreifen [9, S. 86]. Die Planeten sind dabei auf einem gemeinsamen Planetenträger gelagert, der diese auf einer Kreisbahn um die zentrale Drehachse des Getriebes führt (in Abbildung 2.7 blau gestrichelt dargestellt). Es ergeben sich verschiedene Möglichkeiten zur Drehzahl-Übersetzung zwischen den drei Komponenten. Ist beispielsweise der Planetenträger (P) fixiert, stellt sich zwischen Sonne (S) und Hohlrad (H) ein festes Übersetzungsverhältnis i_{0HS} ein. Diese sogenannte Standübersetzung wird durch folgende Gleichung beschrieben [17, S. 905]:

$$i_{0HS} = \left(\frac{n_H}{n_S} \right)_{n_P=0} = \left(-\frac{z_S}{z_H} \right)_{n_P=0} = \left(-\frac{M_S}{M_H} \right)_{n_P=0} \quad (2-7)$$

i : Übersetzungsverhältnis der Standübersetzung

n : Drehzahlen

z : Zähnezahlen der jeweiligen Verzahnung

M : Drehmomente an der jeweiligen Verzahnung

Im Gegensatz zu Stirnradgetrieben bieten Planetengetriebe außerdem die Möglichkeit der Leistungsverzweigung bzw. -summierung, indem sie als sogenanntes Überlagerungsgetriebe arbeiten (vgl. Kapitel 2.2.4 und 3.2). Dabei ist gegenüber der Standübersetzung auch die dritte Komponente der Planetenstufe frei ansteuerbar, wodurch das Übersetzungsverhältnis zwischen den beiden übrigen Verzahnungen eingestellt werden kann. Dieser Zustand kann mithilfe der zentralen Gleichung (2-8), auch *Willis-Gleichung* genannt, beschrieben werden [17, S. 908]. Aus dieser lassen sich alle weiteren Zusammenhänge zwischen den einzelnen Komponenten eines Überlagerungsgetriebes ableiten:

$$n_H - i_{0HS} \cdot n_S - (1 - i_{0HS}) \cdot n_P = 0 \quad (2-8)$$

Neben den Triebsträngen mit schnellaufendem Generator gewinnen Triebstränge, die auf einer mittelschnell laufenden Auslegung basieren, zunehmend an Bedeutung. Diese sogenannten *Hybridantriebe* zielen darauf ab, die Vorteile von Direktantrieb und Triebsträngen mit Getriebe zu vereinen. Durch die Verwendung von Generatoren mit erhöhter Polpaar-Anzahl und/oder einem Betrieb deutlich unter der netzsynchronen Drehzahl, auf einem Drehzahlniveau von 500 - 150 U/min, können gegenüber der schnellaufenden Bauart ein oder mehrere Getriebestufen eingespart werden. Dies wird als Plus bezüglich Zuverlässigkeit und Verschleiß angesehen. Der Generator muss jedoch für geringere Drehzahlen und höhere Drehmomente ausgelegt werden, wodurch dieser schwerer und teurer wird. [8, S. 341 f.]



2.2.3 Hydrostatisches Getriebe

Die aus technischer Sicht optimale Lösung zur Leistungsübertragung zwischen Rotor und Generator liegt sicherlich in einer drehzahlwandelnden Komponente mit stufenlos variablem Übersetzungsverhältnis. Auf diese Weise kann bei variabler Rotordrehzahl der Generator direkt netzgekoppelt betrieben und gleichzeitig auf einen Frequenzumrichter verzichtet werden. Sowohl Rotor als auch Generator befinden sich in diesem Szenario in optimalen Betriebsbereichen. [8, S. 333]

Die Realisierung eines derartigen Getriebes ist beispielsweise mittels einer hydrostatischen Leistungsübertragung möglich, wie sie insbesondere als Fahrtrieb bei Land- und Baumaschinen Anwendung findet [18, S. 247]. Hydrostatische Getriebe bestehen grundsätzlich aus einer oder mehreren angetriebenen Pumpen, welche über ein Fluid in einem hydraulischen Kreis mit einem oder mehreren Motoren verbunden sind. Durch Ausführung der hydraulischen Maschinen mit verstellbarem Förder- bzw. Schluckvolumen kann ein variables Übersetzungsverhältnis erreicht werden. Allerdings liegen die Wirkungsgrade mit Bestwerten von $\eta = 85\ldots 90\%$ dabei deutlich niedriger als jene von vergleichbaren mehrstufigen Zahnradgetrieben [19, S. 51] [20]. Damit die hydraulischen Maschinen möglichst in Bereichen hoher Effizienz arbeiten, können dem jeweiligen Einsatzzweck entsprechend zusätzlich Zahnradgetriebe seriell vor- bzw. nachgeschaltet werden, um das Drehzahl- und Drehmomentniveau an die Charakteristik der Komponenten anzupassen oder die Leistungsübertragung auf mehrere Pfade aufzuteilen [21, S. 1512] [19, S. 12].

Hydrostatische Triebstränge konnten sich bislang jedoch nicht wettbewerbsfähig am Markt etablieren [13, S. 34]. Tabelle 2.2 gibt eine Übersicht zu den bisherigen relevanten Konzepten und Entwicklungen in diesem Bereich, mit Fokus auf die Anwendung bei modernen WEA. Anspruch auf eine vollständige Auflistung besteht hierbei nicht – diesbezüglich wird auf [21] verwiesen.

Erste Umsetzungen einer WEA mit hydrostatischem Getriebe erfolgen bereits 1980 mit der 3 MW-Versuchsanlage *SWT-3* der Bendix Corporation. Beim verwendeten Triebstrangkonzzept wird die am Rotor anliegende Leistung mittels eines drehzahlhebenden Getriebes auf 14 Konstantpumpen übertragen. Die Pumpen sind im Maschinenhaus der WEA angeordnet und über Hydraulikleitungen mit 18 verstellbaren Motoren am Turmfuß gekoppelt, welche – ebenfalls über ein drehzahlhebendes Getriebe – den direkt netzgebundenen Generator antreiben. Aufgrund des geringen Gesamtwirkungsgrads, insbesondere im Teillastbetrieb, wurde das Konzept nach Projektende nicht weiterverfolgt. Ursache hierfür war im Wesentlichen, dass die damals erhältlichen Hydraulikkomponenten aufgrund ihrer Bauart, aber auch ihres Entwicklungsstands, nicht für den Einsatz unter den bei WEA gegebenen Rahmenbedingungen geeignet waren. [19, S. 12] [22, S. 1 f.]



Tabelle 2.2 Übersicht zu relevanten hydrostatischen Triebstrangkzepten bei WEA

BEZEICHNUNG	SWT 3 WIND TURBINE	PRÜFSTAND HYDROSTAT. WEA-GETRIEBE	HYDRAUTRANS DRIVE TRAIN (HDT)	WINDSMART HYDR. DRIVE TRAIN SYSTEM	CHAPDRIVE	DIGITAL DIS- PLACEMENT (DDP, DDM)	DELFT OFFSHORE TURBINE (DOT)
ENTWICKLUNG, STATUS	Prototyp-WEA, Feldversuch	Prototyp, Laborprüfstand	Konzeptstudie	Serienreife, Feldeinsatz	Prototyp (WEA), Feldversuch	Prototyp-WEA, Feldversuch	Prototyp-WEA, Feldversuch
UNTERNEHMEN, INSTITUTION	The Bendix Corporation (1980 - 1982)	RWTH Aachen (2008 - 2015)	INNAS, Hydrautrans (2017 - 2021)	WindSmart (2008 - 2011)	ChapDrive, NTNU Trondheim (2006 - 2013)	Artemis, MHI (2006 - 2015)	DOT, TU Delft (2008 - heute)
TECHNISCHE UMSETZUNG	14 Konstantpum- pen (im Maschi- nenhaus) und 18 Verstellmotoren (am Turmfuß); Kopplung an Ro- torwelle und Ge- nerator jeweils über Getriebe	Finales Konzept mit Tandem-Radi- alkolbenpumpe und 4 Axialkolben- motoren (3 ver- stellbar, 1 konst.); alle Komponenten einzeln zu- und abschaltbar	16 Axialkolben- pumpen mit vorgeschalteter Planetenstufe, über Zahnkranz mit Rotorwelle verbunden, und 2 Einheiten aus Tandem-Axialkol- benmotor und Generator	Radialkolben- pumpe mit konst. Fördervolumen, verstellbarer Axial- kolbenmotor	Radialkolben- pumpe mit konst. Fördervolumen, verstellbarer Axial- kolbenmotor	Radialkolben- pumpe und Radialkolben- motor mit digital verstellbarem För- der- bzw. Schluck- volumen	Radialkolben- pumpe für Meer- wasser, Nadelven- tile zur Steuerung, Pelton-turbine
LEISTUNGS- KLASSE	3 MW	1 MW	12 MW+	20-100 kW (langsame Drehzahlen); 100-700 kW (mittlere Drehzahlen)	50 kW / 300 kW (Prüfstand) 225 kW / 900 kW (Prototyp-WEA) 3 MW / 5 MW + (Konzeptstudie)	1,5 MW (Prototyp-WEA) 2,4 MW (Prüfstand) 7,0 MW (Prototyp-WEA)	500 kW (Prototyp-WEA)
GESAMTWIR- KUNGSGRAD	nicht bekannt	≤ 85% (am Prüfstand)	> 95% (Prognose)	nicht bekannt	nicht bekannt	nicht bekannt (Pumpe ≤ 97%)	≤ 50% (Prototyp WEA)
FOKUS DES KONZEPTS	Untersuchung und Validierung	Untersuchung und Validierung (Onshore-WEA)	Triebstrang für Offshore-WEA	Triebstrang für Klein-WEA, Um- rüstung alter WEA	Triebstrang für Offshore-WEA	Triebstrang für Offshore-WEA	Triebstrang für Offshore-WEA



Mit der Weiterentwicklung und Verbesserung von hydraulischen Maschinen, vor allem den Pumpen, rückt der Einsatz hydrostatischer Getriebe bei WEA wieder stärker in den Fokus. Die Verfügbarkeit von leistungsstarken Radialkolbenpumpen, welche auf das geringe Drehzahlniveau des Rotors abgestimmt sind, ermöglichen es je nach Ausführung des Triebstrangs, auf zusätzliche Zahnradübersetzungen sowie die Aufteilung auf mehrere Leistungspfade zu verzichten [19, S. 12]. Im Rahmen eines Forschungsprojekts an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule in Aachen (RWTH) wurden in diesem Zusammenhang grundlegende Untersuchungen zur Konzipierung von hydrostatischen Triebsträngen durchgeführt, wobei die Eigenschaften verschiedener Bauarten durch Simulationen miteinander verglichen wurden [19, S. 23–31]. Dazu zählt auch ein leistungsverzweigtes Triebstrangkonzept (vgl. Kapitel 2.2.4). Der Fokus liegt jedoch bei vollhydrostatischen Triebsträngen mit schaltbaren Komponenten, welche hinsichtlich eines vorwiegenden Teillastbetriebs den besten Kompromiss aus Effizienz, Komplexität und Kosten bieten [19, S. 31]. Das finale Triebstranglayout des Projekts ist in Abbildung 2.8 schematisch veranschaulicht und umfasst eine mit der Rotorwelle gekoppelte Tandem-Radialkolbenpumpe sowie vier Axialkolbenmotoren – davon drei mit variablem und einer mit konstantem Schluckvolumen ausgeführt. Jeweils zwei Motoren bilden eine Einheit und treiben einen Asynchrongenerator bei Netzfrequenz an. Die Leistungssummierung erfolgt über das elektrische Netz. Durch die Art der Verschaltung ist es möglich, alle hydraulischen Maschinen im Betrieb modular ab- und zuzuschalten, um den Systemwirkungsgrad im Teillastbereich zu erhöhen [19, S. 52]. Prüfstandsmessungen an einem skalierten Prototyp des Triebstrangs im 1 MW-Leistungsbereich zeigen Wirkungsgrade von annähernd $\eta = 85\%$ über weite Teile des Betriebskennfelds und bestätigen die vorangegangenen Simulationen [19, S. 53].

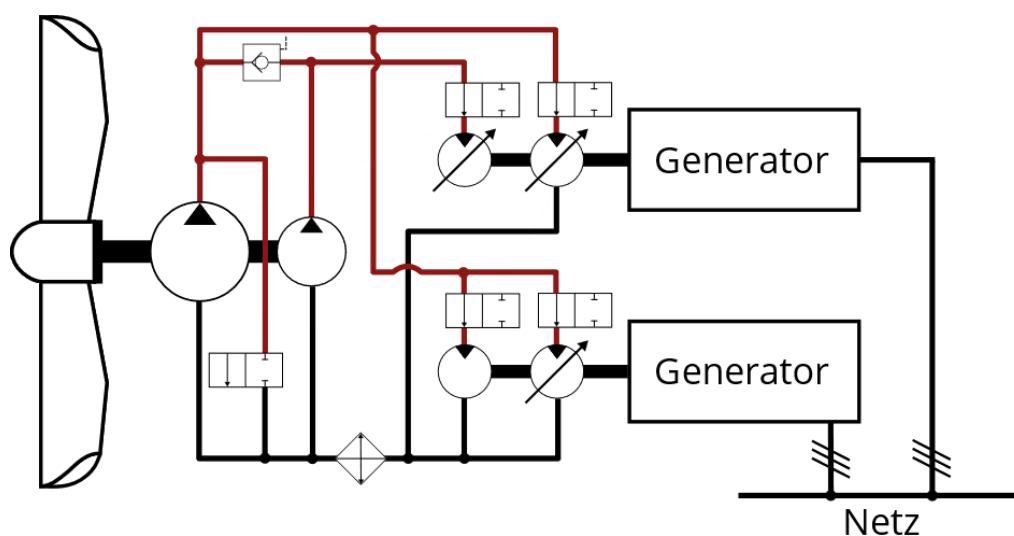


Abbildung 2.8: Schematischer Aufbau des hydrostatischen Forschungs-Triebstrangs der RWTH Aachen, dargestellt nach [19, S. 41]

An dieser Stelle ist anzumerken, dass der Hersteller Hägglunds AB, dessen Radialkolbenpumpen hier zum Einsatz kommen, auch eigene Triebstrangslösungen in ähnlicher Bauweise anbietet, wobei jedoch nicht verstellbare Radialkolbenmotoren und nur eine Pumpe verbaut werden [23, S. 19 ff.] [24]. Konkrete Realisierungen sind aber nicht bekannt [21, S. 1506].

Auch die Konzeptstudie *Hydrautrans Drive Train (HDT)* des Unternehmens Hydrautrans BV nutzt mehrere Pumpen, Motoren und Generatoren (siehe Abbildung 2.9). Dabei wird der technologische Ansatz der SWT-3 Windturbine aufgegriffen: Die Leistung am Rotor wird über einen Zahnkranz auf der Rotorwelle an mehrere Pumpen verteilt. Eine jeweils zwischengeschaltete Planetenstufe erhöht die Drehzahl auf ein für den Pumpbetrieb günstiges Niveau. Zwei Einheiten, bestehend aus Generator und je zwei Ölmotoren in Tandemanordnung, übertragen die Leistung aus dem Hydrauliksystem ins elektrische Netz. Dabei wird jeder Motor von 4 der insgesamt 16 Pumpen gespeist. Das resultierende hydraulische Übersetzungsverhältnis von 1:4 ermöglicht den Betrieb der Generatoren bei 1500 U/min und damit direkt bei Netzfrequenz. [25]

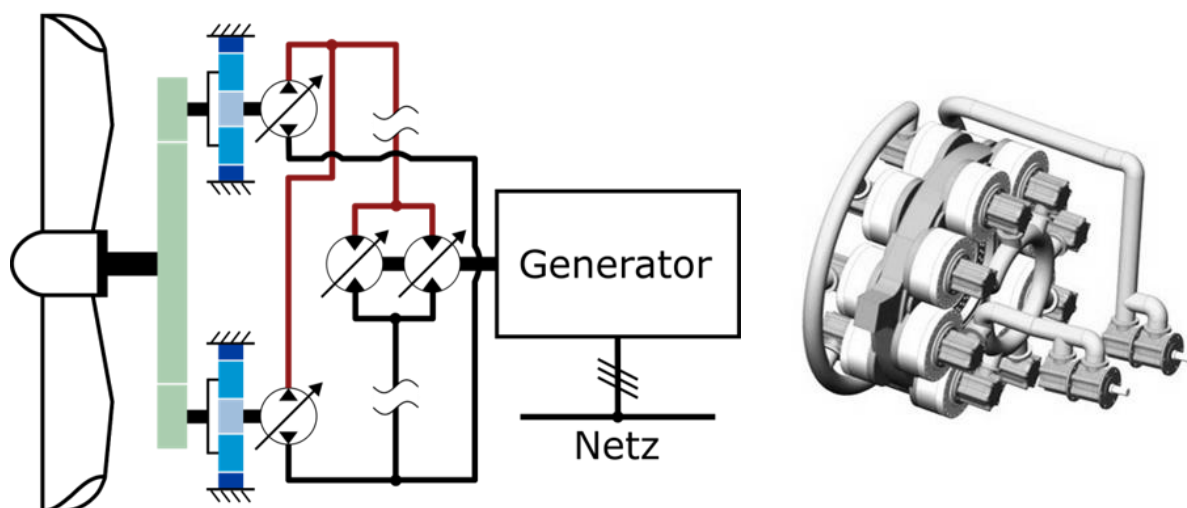


Abbildung 2.9: Vereinfachter schematischer Aufbau (links) und 3D-Darstellung (rechts) des Hydrautrans Drive Train [25] [26]

Wesentliche Komponente des Triebstrangs bildet eine Axialkolbenmaschine des Herstellers INNAS BV, die hier in baugleicher Ausführung als Hydraulikpumpe und -motor zum Einsatz kommt. Durch die verwendete *Floating Cup Technology (FCT)* arbeiten diese insbesondere bei langsamen Drehzahlen deutlich effizienter als herkömmlichen Axialkolbenmaschinen (vgl. Kapitel 2.3.1). Der damit einhergehende hohe prognostizierte Gesamtwirkungsgrad von über 95% soll das Konzept zu konventionellen Triebsträngen konkurrenzfähig machen [27]. Ob die hydraulischen Maschinen in verstellbarer Ausführung zur Anwendung kommen und modular zu- bzw. abschaltbar sind, wird nicht beschrieben.

Im Gegensatz zu den zuvor erläuterten Triebstrangarchitekturen setzen die nachfolgenden Konzepte auf eine Einzelpumpe-Einzelmotor-Konfiguration. In diesem Zusammenhang beispielhaft zu erwähnen ist das *WindSmart Hydraulic Drive Train System* des Herstellers WindSmart, dargestellt in Abbildung 2.10. Dieses umfasst eine Radialkolbenpumpe mit konstantem Fördervolumen, welche direkt mit der Rotorwelle verbunden ist und auf deren Drehzahlniveau betrieben wird. Die erzeugte hydraulische Leistung wird auf einen verstellbaren Axialkolbenmotor übertragen, mit dem das Übersetzungsverhältnis zum bei konstanter Drehzahl arbeitenden Generator variabel eingestellt werden kann [28]. Im Fokus der Anwendung stehen hier primär kleinere und mittlere WEA. Während im Leistungsbereich von 20-100 kW eine effiziente und wartungsarme Alternative zu den sonst üblichen drehzahlkonstanten Triebsträngen geboten werden soll, stellt das Antriebssystem bei Leistungen von 100-700 kW eher eine Option zur Nach- und Umrüstung älterer Anlagen dar [29].

Der sogenannte *ChapDrive*, entwickelt vom Unternehmen ChapDrive AS in Kooperation mit der Norwegian University of Science and Technology (NTNU) in Trondheim, zielt hingegen drauf ab, das gleiche Konzept bei modernen WEA mit mehreren Megawatt Nennleistung zu etablieren. Je nach Anforderungen werden die einzelnen Baugruppen dabei unterschiedlich angeordnet: Bei Offshore-WEA auf schwimmenden Plattformen ist ein niedriger Schwerpunkt von großer Bedeutung, weshalb Hydraulikmotor und Generator bei dieser Anwendung im Turmfuß platziert werden [19, S. 14]. Alternativ werden Ölpumpe und -motor in integrierter Bauweise ausgeführt und in einer Einheit zusammengefasst [30]. Während erstere Variante bereits anhand von Prototypen am Prüfstand (50 kW / 300 kW) bzw. in Versuchs-WEA (225 kW / 900 kW) untersucht und evaluiert werden konnten, befindet letztere Version für Leistungen von 3 MW / 5 MW noch im Status der Konzeptionierung [21, S. 1503].

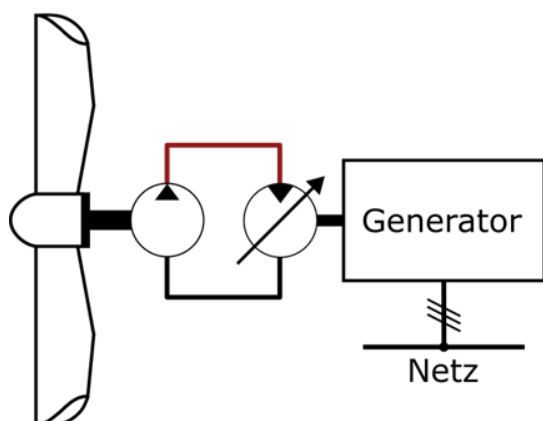


Abbildung 2.10: Vereinfachter schematischer Aufbau des WindSmart Hydraulic Drive Train Systems bzw. ChapDrive, dargestellt nach [30]

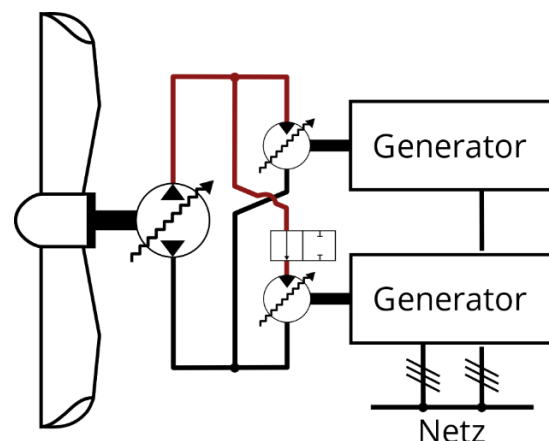


Abbildung 2.11: Vereinfachter schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit digital verstellbarer Pumpe bzw. Motor, dargestellt nach [23, S. 19]

Einen etwas anderen technischen Ansatz, welcher die Vorteile der bislang beschriebenen Konzepte vereinen soll, verfolgt die Firma Artemis Intelligent Power Ltd. Zusammen mit der WEA-Sparte von Mitsubishi Heavy Industries (MHI bzw. MHI Vestas) entwickelt das auf Hydraulikpumpen und -motoren spezialisierte Unternehmen unter anderem eigens für die Anwendung in WEA der MW-Leistungsklasse ausgelegte hydraulische Maschinen in Radialkolbenbauweise [21, S. 1502] [19, S. 13 f.]. Die Variation der Volumenströme erfolgt dabei nicht frei variabel, sondern in kleinen zu- und abschaltbaren Stufen nach dem *Digital Displacement Prinzip* (vgl. Kapitel 2.3.1). Durch die Verwendung von computergesteuerten Hochgeschwindigkeits-Magnetventilen lassen sich die Kolben bei jedem Hub einzeln zu- und abschalten, wodurch über einen großen Betriebsbereich hohe Wirkungsgrade von 95-97% erzielt werden können [20]. In Kombination mit einer Vielzahl an Kolben wird zudem eine annähernd stufenlose Drehzahlvariation erreicht [31]. Abbildung 2.11 zeigt den Aufbau des Triebstrangs in einer verbesserten Version, mit einer *Digital Displacement Pump (DDP)* sowie zwei Einheiten aus *Digital Displacement Motor (DDM)* und Generator, von denen sich jeweils eine im Teillastbetrieb abkoppeln lässt [23, S. 19]. Von dem genannten Einzelwirkungsgrad für die Pumpe bzw. den Motor lässt sich ein Gesamtwirkungsgrad des Systems von durchschnittlich 90% ableiten [20]. Nach Prototypen-Tests am Prüfstand (2,4 MW) und in einer Versuchs-WEA (1,5 MW) befindet sich das Triebstrangkonzzept seit 2015 als Baugruppe der 7 MW Mitsubishi Offshore-WEA *Sea Angel* im Praxiseinsatz [21, S. 1502].

Die *Delft Offshore Turbine (DOT)*, entwickelt von dem Unternehmen DOT BV und der Delft University of Technology (TU), unterscheidet sich durch das verwendete Hydraulikfluid und die damit einhergehenden Möglichkeiten zur Energiewandlung grundlegend von den vorangegangenen Konzepten. Eine explizite Auslegung auf den Betrieb an Offshore-Standorten ermöglicht die Nutzung von Seewasser in einem offenen Kreislauf, wie in Abbildung 2.12 veranschaulicht. Gegenüber einem geschlossenen Hydrauliksystemen entfällt dabei die Notwendigkeit zur Kühlung des Fluids und es können leicht mehrere WEA hydraulisch miteinander zu einem System gekoppelt werden. Die reduzierte Anzahl an Komponenten senkt die Komplexität, verringert die Ausfallwahrscheinlichkeit und minimiert den Wartungsaufwand. Zudem kann das Maschinenhausgewicht reduziert und die Tragstruktur entsprechend filigraner dimensioniert werden. Nachteilig wirken sich jedoch die korrosiven Eigenschaften und potenziellen Verunreinigungen des Seewassers aus. Außerdem gestaltet sich die Verfügbarkeit geeigneter Komponenten insbesondere bei Leistungen von mehreren Megawatt als schwierig – ein Bereich, in dem schon ölhydraulische Maschinen an ihre Grenzen stoßen. Deshalb verfügt der in Abbildung 2.12 dargestellte Aufbau der 500 kW Versuchs-WEA über einen geschlossenen Zwischenkreis mit Hydrauliköl: Eine Radialkolbenpumpe überträgt das Rotormoment auf einen Ölmotor, der eine Hochdruck-Wasserpumpe antreibt. Diese speist – gesteuert über ein Nadelventil – eine Pelton-Turbine, die mit einem Generator gekoppelt ist. [23, S. 13 f., 37 f.] [32]



Aufgrund des zusätzlichen Zwischenkreises und der daraus resultierenden begrenzten Systemintegration wird im realen Betrieb lediglich ein Gesamtwirkungsgrad von 37–50 % erreicht. Das finale Triebstrang-Layout umfasst nur noch eine Radialkolbenpumpe an der Rotorwelle, die Nadelventilsteuerung sowie einer Pelton turbine mit Düse. Mit diesem Aufbau wird ein mittlerer Wirkungsgrad von 90 % angestrebt. Um dies zu erreichen, wird aktuell eine speziell für den Betrieb mit Seewasser ausgelegte Radialkolbenpumpe entwickelt. [32] [33]

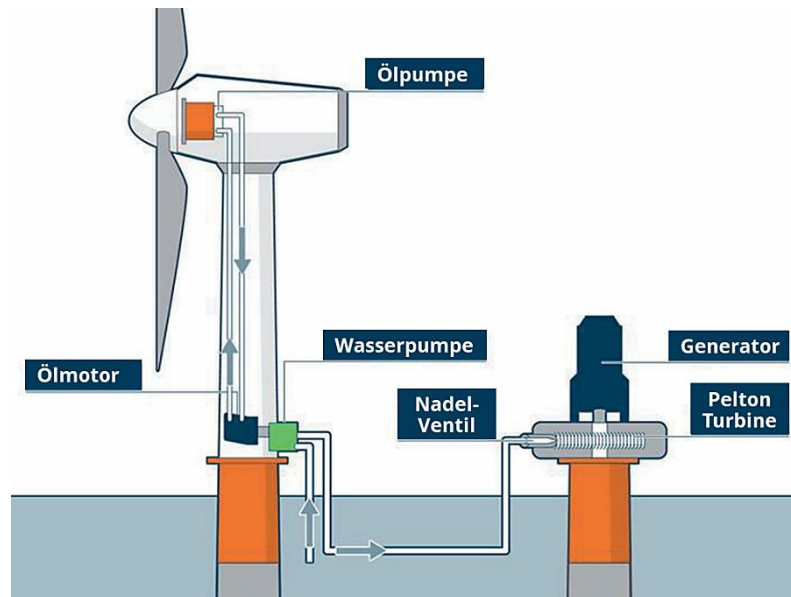


Abbildung 2.12: Schematischer Aufbau der DOT-Versuchs-WEA [30]

2.2.4 Leistungsverzweigung

Die Vorteile eines stufenlos drehzahlvariablen Getriebes (vgl. Kapitel 2.2.3) und die hohen Wirkungsgrade eines mechanischen Getriebes (vgl. Kapitel 2.2.2) lassen sich durch den Einsatz einer Leistungsverzweigung miteinander vereinen. Dabei wird die anliegende Gesamtleistung P_1 in zwei Leistungspfade aufgeteilt, wie Abbildung 2.13 veranschaulicht: In einen rein mechanischen Anteil mit fester Zahnrad-Übersetzung (P_{mech} - grün) und einen regelbaren Anteil mit variabler Übersetzung (P_{hydr} - blau). Beide Leistungspfade werden anschließend mittels einer Planetenstufe wieder zusammengeführt. [18, S. 252–255]

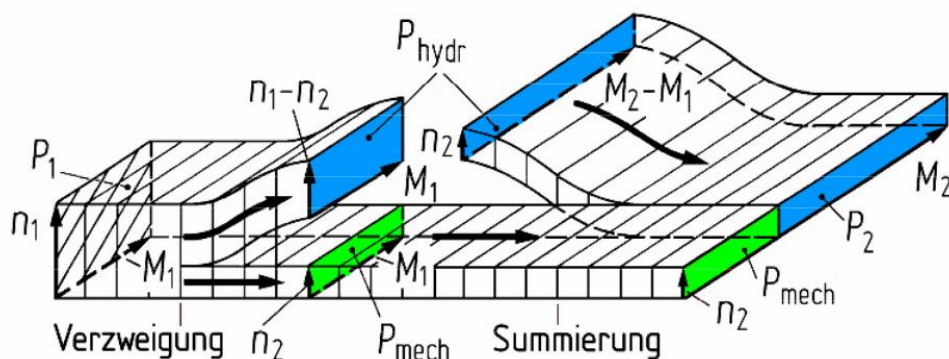


Abbildung 2.13: Visualisierung einer hydraulischen Leistungsverzweigung, hier dargestellt mit Übersetzung ins Langsame $n_1 > n_2$ und $M_2 > M_1$ [18, S. 252] nach [34, S. 48]

Sowohl das Hohlrad als auch der Planetenträger und das Sonnenrad dieser Planetenstufe sind über separate Wellen frei drehbar. Dadurch überlagern sich die Drehzahlen aus dem Leistungspfad mit fester, mechanischer Übersetzung und dem Leistungspfad mit variabler Übersetzung zur Abtriebsdrehzahl n_2 an der jeweils dritten Welle (vgl. Kapitel 2.2.2). Das Gesamtübersetzungsverhältnis kann durch Variation des Übersetzungsverhältnisses im regelbaren Teil des Getriebes eingestellt werden. Üblicherweise wird dies durch den Einsatz drehzahlvariabler elektrischer Antriebe, hydraulischer Maschinen oder hydrodynamischer Wandler erreicht. Solche Ausführungen der variablen Übersetzung sind gegenüber einem Zahnradgetriebe mit größeren Verlusten behaftet. Daher wird nur ein möglichst kleiner Teil der Gesamtleistung (etwa 10-15% bei optimaler Auslegung) auf diese Weise übertragen [10, S. 2]. Insgesamt ergibt sich dadurch – unter Berücksichtigung der anteilig gewichteten Teilwirkungsgrade – ein hoher Gesamtwirkungsgrad. Mit abnehmendem Anteil der drehzahlvariabel übertragenen Leistung steigt der Gesamtwirkungsgrad an, wobei sich gleichzeitig der mögliche Wandlungsbereich reduziert. Die zentrale Herausforderung bei der Auslegung besteht folglich darin, bei möglichst großem nutzbaren Drehzahlband die regelbare Leistung zu minimieren. [18, S. 252] [8, S. 398]

Im Bereich der Fahrtriebe mobiler Arbeitsmaschinen und Nutzfahrzeuge, insbesondere in der Landtechnik, finden leistungsverzweigte Triebstränge bereits seit Ende der 1990er Jahre erfolgreich Anwendung, um die konstante Drehzahl des Verbrennungsmotors in eine variable Drehzahl an den Antriebsachsen zu wandeln [18, S. 254 f.]. Eine ähnliche Umsetzung dieser Art Triebstrang ist grundsätzlich auch im Bereich der WEA realisierbar. Die damit einhergehenden Vorteile entsprechen – mit Ausnahme des höheren Wirkungsgrads – jenen von vollhydrostatischen Getrieben (vgl. Kapitel 2.2.3). Tabelle 2.3 auf S. 20 gibt einen Überblick zu den zentralen Entwicklungen und relevanten Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet.

Bereits 1982 gab es erste Ansätze zur Verwendung elektrisch-leistungsverzweigter Triebstränge bei WEA [8, S. 398 f.], welche aufgrund eines unzureichenden Entwicklungsstands drehzahlvariabler Antriebe zunächst nicht weiterverfolgt wurden. In der Forschung findet das Konzept seitdem jedoch wiederholt Beachtung – siehe beispielsweise in [35], [36] und [37] – und wird unter anderem in den Patenten [38], [39] sowie [40] mit unterschiedlichen technischen Ausführungen beschrieben.

Abbildung 2.14 zeigt beispielhaft den schematischen Aufbau eines solchen Triebstrangs. Der überwiegende Anteil der Rotorleistung wird über den Synchrongenerator, dessen Drehzahl fest an die Netzfrequenz gekoppelt ist, direkt ins Netz gespeist. Um dennoch eine veränderliche Rotordrehzahl zu ermöglichen, kann mittels eines regelbaren Servomotors an der Planetenstufe eine variable Drehzahldifferenz zwischen Rotor- und Generatorwelle eingestellt werden. Das Hauptgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis dient in diesem Zusammenhang lediglich der Anhebung des Drehzahlniveaus.



Die Leistungsverzweigung erfolgt bei dieser Triebstrang-Konfiguration über das Netz. Der Servomotor wird über einen netzbetriebenen Frequenzumrichter angesteuert. Auf diesen Leistungspfad, der dadurch mit zusätzlichen Verlusten behaftet ist, entfallen jedoch maximal 12% der Gesamtleistung. Im Vergleich dazu betragen die Leistungsanteile, welche mittels Leistungselektronik ins Netz übertragen werden, bei konventionellen WEA-Triebsträngen mit doppelt gespeisten Asynchrongeneratoren etwa 30% und bei der Verwendung von Synchrongeneratoren 100% (vgl. Kapitel 2.2.2). [37]

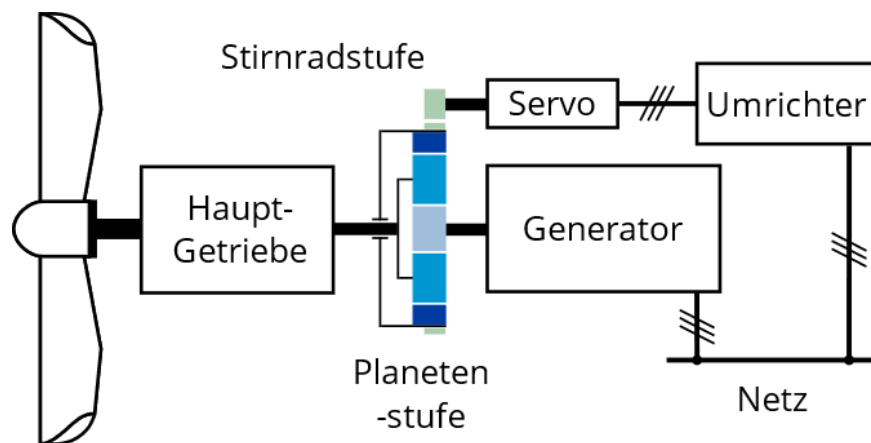


Abbildung 2.14: Schematischer Aufbau eines elektrisch-leistungsverzweigten Triebstrangs nach [37]

Obgleich bislang keine Umsetzung in Form von Prototypen oder Versuchs-WEA bekannt ist, belegen Simulation und experimentelle Untersuchungen an einem 110 kW-Labormodell grundsätzlich die Funktionsfähigkeit des Konzepts im stationären und dynamischen Betrieb [37]. Zudem zeigen sich drehmomentbegrenzende Eigenschaften bei transienten Lastfällen [35]. Anhand von Prüfstandsmessungen konnte ein Gesamtwirkungsgrad von bis zu 85% nachgewiesen werden, wobei eine Steigerung dieses Werts bei Verwendung optimal abgestimmter Baugruppen zu erwarten ist [37]. Allerdings stellt sich – neben der Regelung (Pitch, Drehzahl Servomotor) – der Umgang mit Netzspannungseinbrüchen als herausfordernd dar, weil Synchrongenerator und Servomotor nur über das Netz miteinander gekoppelt sind [40, S. 4].

Ergänzend zu erwähnen ist an dieser Stelle das Triebstrangkonzept der 2,5 MW WEA *Liberty* von Clipper, welches eine gänzlich andere Art der Leistungsverzweigung als die zuvor beschriebene darstellt. Das verbaute, mehrstufige Stirnradgetriebe *Quantum Drive* verteilt die Leistung an der Rotorwelle auf vier Abtriebswellen, welche ebenso viele baugleiche Generatoren antreiben. Im Fokus steht hierbei nicht die Einsparung des Frequenzumrichters, sondern eine erhöhte Zuverlässigkeit und die Reduktion von Ausfallzeiten. Fällt einer der Generatoren/Frequenzumrichter aus oder muss gewartet werden, kann die Anlage dennoch bei reduzierter Leistung weiter betrieben werden. Allerdings bestehen

durch das komplexe Getriebe und die erhöhte Anzahl an Bauteilen auch deutlich mehr Fehlerquellen. [41, S. 22] [42, S. 199]

Tabelle 2.3: Übersicht zu relevanten leistungsverzweigten Triebstrangkzepten bei WEA

BEZEICHNUNG	ELEKTRISCHE LEISTUNGS- VERZWEIGUNG	WINDRIVE	VARIABLE RATIO SPEED (VRS)	HYDROSTATISCHE LEISTUNGSVER- ZWEIGUNG (HYDRIVE)
ENTWICKLUNG, STATUS	Skaliertes Modell, Laborprüfstand	Serienreife, Feldeinsatz	Serienreife, Feldeinsatz	Forschung, Prototyp / Modell, Laborprüfstand
UNTERNEHMEN, INSTITUTION	University of Bologna (2010), RWTH Aachen (2013 - 2017)	Voith, Nordex, DeWind, BARD (2003 - 2011)	Wikov Industry (2013 - heute)	Zhejiang University (2014 - 2019), Polytech. University of Bari (2018), University Moulay Ismail (2020), HAW Hamburg & Stabo GmbH (2024 - 2025)
TECHNISCHE UMSETZUNG	Regelbarer Servo- motor, netzbetrie- ben über Frequen- zumrichter (ca. 12% der WEA-Nennleis- tung)	Hydrodynamischer Wandler und Über- lagerungsgetriebe; Einsatz als Modul zwischen Generator und Hauptgetriebe	Hydraulischer Kreis mit verstellbaren Pumpen / Motoren (+ weitere Bauteile); Einsatz als Modul zwischen Generator und Hauptgetriebe	Hydraulischer Kreis mit verstellbaren Pumpen / Motoren und Überlagerungs- getriebe, intergriert in Hauptgetriebe
LEISTUNGS- KLASSE	110 kW (Prüfstand)	2 MW (DeWind 8.2 WEA) 6,5 MW (Prototyp-WEA, geplant mit BARD)	3 - 10 MW+	- (Prüfstand)
GESAMTWIR- KUNGSGRAD	≤ 85% (am Prüfstand)	≤ 92,6% (berechnet)	nicht bekannt	≤ 93 % (am Prüfstand, Zhejiang Univ.)
FOKUS DES KONZEPTS	Einsparung Vollum- richter, Alternatives Konzept zu anderen Teilumrichter-Syste- men für WEA mit MW-Leistungen	Einsparung Fre- quenzumrichter, Dämpfung von Lastspitzen, reduzierter War- tungsaufwand, verbesserte Zuverlässigkeit	Um- und Nachrü- stung konventionel- ler Triebstränge	Einsparung Fre- quenzumrichter, Dämpfung von Lastspitzen, reduzierter War- tungsaufwand, verbesserte Zuverlässigkeit, Gewichtsreduktion



Aufgriffen wird dieses von Clipper verwendete Konzept durch den *Altanus*-Triebstrang von Urs Giger. Im Vordergrund steht hierbei, die Logistik, Installation und Wartung des Triebstrangs stark zu vereinfachen und möglichst unabhängig eines externen Krans zu gestalten, damit auch schwer zugängliche Standorte für den WEA-Betrieb erschlossen werden können. Erreicht wird dies unter anderem durch eine erhöhte Generatoranzahl. Die Gesamtleistung verteilt sich auf insgesamt 12 Generatoren, sodass diese leicht und kompakt ($m_{\text{Gen}} \approx 127 \text{ kg}$) ausgeführt werden. Außerdem ergibt sich die Möglichkeit der Teillastabschaltung (vgl. hydrostatischer Triebstrang der RWTH Aachen, Abbildung 2.8). Die Anbindung der Generatoren an die Rotorwelle erfolgt über ein vorgelagertes, zweistufiges Planetengetriebe sowie ein zentrales Stirnrad, in das die einzelnen Stirnräder der ringförmig angeordneten Generatoren eingreifen. Derzeit ist das Konzept auf eine WEA-Nennleistung im Bereich von 3 MW ausgelegt. [43, S. 8 f.] [44, S. 29 ff.]

Auch im Bereich der hydraulischen Leistungsverzweigung gehen die ersten Versuche zur Implementierung dieser Technik bei WEA bis zurück in die 1980er Jahre. Ein Patent [45] von 1982 beschreibt die Verwendung dieser Art Triebstrang im Zusammenhang mit WEA, während ein weiteres aus dem Jahr 2004 diesen Ansatz – erweitert um schaltbare Kuppelungselemente und in kompakterer Bauweise – erneut aufgreift [46]. Eine marktreife Umsetzung dieser Konzepte ist bislang nicht bekannt. Im Gegensatz dazu befindet sich ein leistungsverzweigter Triebstrang auf Basis eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers bereits im praktischen Einsatz (WEA *DeWind* 8.2). In Abbildung 2.15 ist der schematische Aufbau dieses sogenannten *WinDrive*, entwickelt von der Voith Turbo GmbH in Kooperation mit dem WEA-Hersteller Nordex SE, dargestellt [47]. Es handelt sich dabei nicht um einen vollständigen Triebstrang, sondern um eine Einheit mit variabler Übersetzung, die aufgrund des erforderlichen Drehzahlniveaus an der Antriebswelle zwischen einem konventionellen, mechanischen Getriebe und dem Generator platziert wird [19, S. 17].

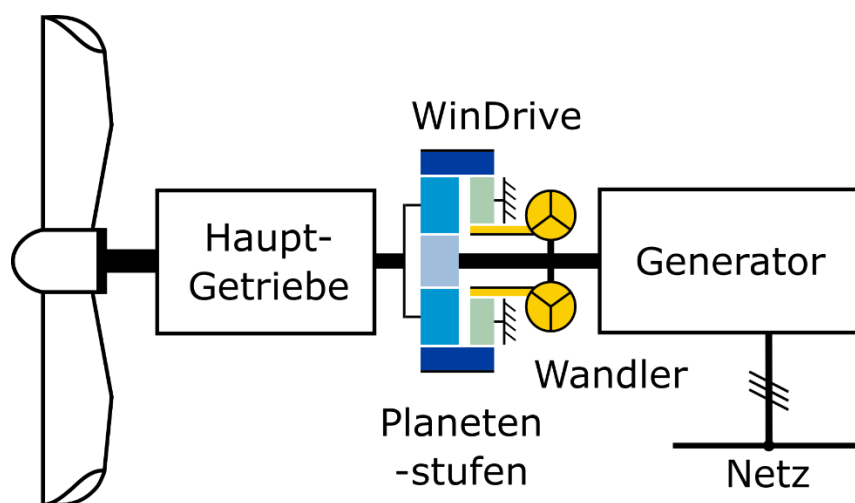


Abbildung 2.15: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit integriertem WinDrive-Modul nach [48, S. 43]

Wie aus Abbildung 2.15 ersichtlich, wird die Antriebsleistung mittels einer Planetenstufe, welche als Überlagerungsgetriebe ausgeführt ist, auf zwei Pfade aufgeteilt. Der überwiegende Leistungsanteil wird über die Sonne direkt an den Generator übertragen, während ein kleiner Teil zum Antrieb der Pumpe des Wandlers dient. Der erzeugte Ölstrom treibt wiederum die Turbine des Wandlers an, welche durch eine Standübersetzung mit dem Hohlrad der Planetenstufe verbunden ist. Mit den Leitschaufeln des Wandlers lassen sich somit auch die Drehmomentverhältnisse am Überlagerungsgetriebe einstellen, wodurch dessen Übersetzungsverhältnis stufenlos angepasst werden kann. Um bei geringen Rotordrehzahlen einen besseren Wirkungsgrad zu erzielen, kann optional eine zusätzliche Strömungskupplung zur Überbrückung des Wandlers verbaut werden. [47, S. 7, 10]

Der Drehmomentwandler wirkt jedoch nicht nur als Regellaggregat, sondern dämpft auch Lastspitzen direkt innerhalb des Triebstrangs [8, S. 398 f.]. Neben der Einsparung des Frequenzumrichters soll der Triebstrang dadurch auch deutlich wartungsarmer, robuster und zuverlässiger werden [48, S. 22 f.]. Da nur ein sehr geringer Anteil von 3% auf den Leistungspfad mit hydrodynamischer Komponente entfällt, ergibt sich ein günstiger Wirkungsgrad von maximal 92,6%, wobei die Drehzahlspreizung allerdings stark begrenzt ist [8, S. 399] [19, S. 17].

Der Getriebehersteller Wikov Industry a.s. bietet mit dem *VRS-Modul* ebenfalls eine Getriebe-Einheit mit stufenlos variablem Übersetzungsverhältnis an, ausgelegt für Leistungen im Bereich von etwa 3...10 MW. Wie Abbildung 2.16 zu entnehmen ist, kommt hierbei anstatt eines hydrodynamischen Wandlers eine hydraulische Verschaltung von Pumpe und Motor zum Einsatz. Zum konkreten Aufbau und der Regelung des Systems gibt es keine Informationen [21, S. 1512 f.].



Die grundlegende Struktur einer hydraulischen Leistungsverzweigung ist in der Regel jedoch so ausgeführt, wie in Abbildung 2.17 beispielhaft dargestellt. Zur Regelung des Übersetzungsverhältnisses an der Planetenstufe wird ein Hydraulikreis verwendet, wie er bereits im Kontext von vollhydrostatischen Getrieben erläutert wurde (vgl. Kapitel 2.2.3). Dabei kann mithilfe mindestens einer verstellbaren Pumpe bzw. eines Motors die hydraulische Übersetzung frei variiert werden. Um das erforderliche Gesamtübersetzungsverhältnis abbilden zu können, wird neben dem drehzahlvariablen Teil des Triebstrangs häufig ein mechanisches Hauptgetriebe benötigt.

Abbildung 2.16: VRS-Modul mit hydraulisch verstellbarer Übersetzung von Wikov Industry [45]

Simulationen und Prüfstandsmessungen an einem 30 kW-Prototyp bestätigen hohe Gesamtwirkungsgrade von bis zu 93% - diese liegen im Nennlastbereich damit nur etwa 2% unter den durchschnittlichen Werten vergleichbarer, rein mechanischer Triebstränge [49]. Zudem zeigt sich die drehmomentglättende Wirkung des hydraulischen Leistungspfads. Dadurch werden die Triebstrangkomponenten im Betrieb geschont und es ergibt sich eine höhere Zuverlässigkeit. Um dies zu erreichen, bedarf es jedoch einer aufwendigen Regelung des Hydraulikkreises sowie des Gesamtsystems (Abstimmung der Volumenströme und Drücke auf die aktuelle Lastsituation), wie beispielsweise in [50] beschrieben.

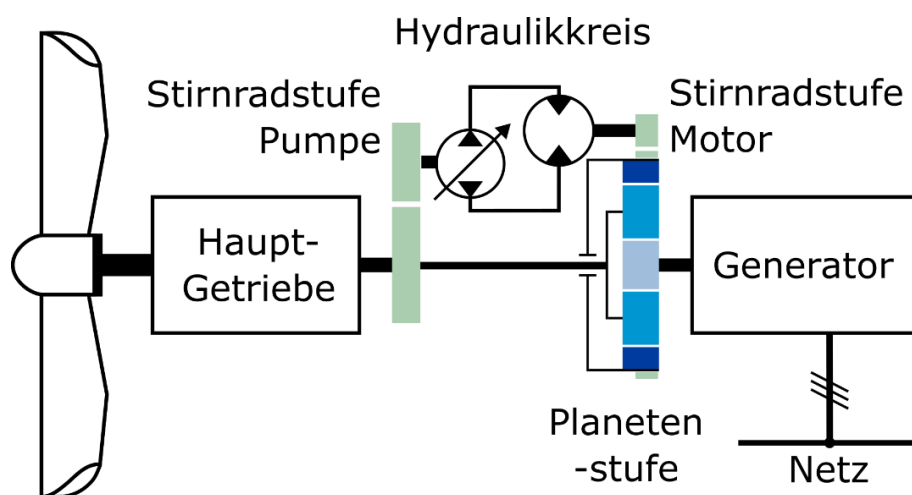


Abbildung 2.17: Schematischer Aufbau eines Triebstrangs mit hydraulischer Leistungsverzweigung, dargestellt in Anlehnung an [50, S. 2115]

Hinsichtlich des konkreten Aufbaus und der Ausführung des Triebstrangs gibt es verschiedene Möglichkeiten. Die Konzipierung von Teilaspekten sowie die Auslegung des Gesamtsystems ist Bestandteil aktueller Forschungsarbeiten (vgl. Tabelle 2.2).

Die optimale Integration der hydraulischen Leistungsverzweigung in den Triebstrang, also die Aufteilung sowie die anschließende Zusammenführung der Leistungspfade, wird in [51] diskutiert. Dabei wird insbesondere auf die Verknüpfung der Planetenstufen und ihrer Einzelkomponenten (Sonne, Planetenträger, Hohlräder) eingegangen. Verschiedene Konfigurationen haben hier einen unterschiedlichen Einfluss auf die Leistungsdichte (Volumen, Masse) des Getriebes. Betrachtet man den Leistungsfluss von Rotor zum Generator, ist es möglich, dass die Gesamtleistung zunächst verzweigt und anschließend vereint wird, wie in Abbildung 2.17 veranschaulicht. Alternativ dazu kann die leistungsummierende Planetenstufe auch vor der Abzweigung des hydraulischen Pfades im Triebstrang angeordnet werden, wie in Abbildung 2.15 gezeigt. Mit maximal 10% hydraulischem Leistungsanteil stellt die erste Variante hierbei die effizientere Lösung dar, verglichen mit 15% bei der zweiten Anordnungsmöglichkeit [7, S. 35] [10, S. 2]. Weitere

Untersuchungen zeigen, dass die Integration eines Druckspeichers in den Hydraulikkreis dessen dämpfende Eigenschaften verbessern kann und dieser dadurch in der Lage ist, Druckspitzen und -einbrüche sowie Fluktuationen im Volumenstrom effektiv auszugleichen [6, S. 3] [21, S. 1513].

Das HyDrive-Projekt setzt die Forschung an dieser Stelle fort, indem mithilfe eines Berechnungsmodells der Einfluss der Triebstrangauslegung auf verschiedene Betriebsstrategien untersucht wird. Im Fokus steht dabei die Variation des Direktgangs, dem effizientesten Betriebspunkt mit rein mechanischer Übersetzung ohne hydraulische Regelleistung (siehe Kapitel 3.23.3).

2.3 Hydraulische Anlagen

Hydraulische Systeme zum Einsatz in Triebsträngen von WEA unterliegen besonderen Anforderungen. Diese ergeben sich vornehmlich aus den großen übertragenen Leistungen, aber auch aus den hohen Ansprüchen hinsichtlich des Wirkungsgrads, um mit herkömmlichen und alternativen Triebstrangkoncepten konkurrieren zu können [6, S. 5].

2.3.1 Pumpen und Motoren

Die zur Energiewandlung benötigten Pumpen und Motoren zählen zu den Hauptbestandteilen eines hydraulischen Systems. Die beiden wichtigsten Kriterien hinsichtlich der Verwendung von hydraulischen Maschinen bei WEA sind, neben einem möglichst hohen Wirkungsgrad, der bauartspezifische Nenndruck sowie der abbildbare Drehzahl- und Drehmomentbereich. Im Vergleich zu den sonst bei hydraulischen Systemen eingesetzten Energiequellen (Verbrennungs- und Elektromotoren) erfordert das niedrige Drehzahlniveau des Rotors einen Arbeitsbereich, der auch geringe Drehzahlen bei akzeptabler Effizienz abdeckt [6, S. 5] – insbesondere wenn auf ein vorgeschaltetes mechanisches Getriebe verzichtet wird (vgl. Direktantrieb Kapitel 2.2.1). Sollen hohe Leistungen übertragen werden, resultiert daraus nach Gleichung (2-9), dass große Volumenströme bei hohen Nenndrücken gefördert werden müssen [52, S. 115]. Um Dimension und Platzbedarf der Hydraulikkomponenten zu begrenzen, sollte der maximale Systemdruck daher möglichst hoch gewählt werden [52, S. 109]:

$$P_{hydr.} = Q_{th} \cdot \Delta p \quad (2-9)$$

Der theoretische Volumenstrom Q_{th} ergibt sich dabei aus der Drehzahl n und dem Fördervolumen (Pumpe) bzw. Schluckvolumen (Motor) V , wie in nachfolgender Gleichung (2-10) dargestellt [52, S. 111]:



$$Q_{th} = V \cdot n \quad (2-10)$$

Die Bezeichnung *theoretisch* bedeutet in diesem Fall, dass damit der Volumenstrom beschrieben wird, welcher sich unter Idealen Bedingungen einstellen würde. In der Realität ist jedoch nur ein demgegenüber verminderter effektiver Volumenstrom Q_{eff} nutzbar, da ein Teil des geförderten Fluids durch Leckagen an Dichtspalten (Q_L) aus der Maschine entweichen kann [52, S. 113]. Zudem ergeben sich im Zusammenhang mit dem genutzten Fluid volumetrische Verluste durch Kompressibilität (Q_K) und Kavitation bzw. Gaseinschlüsse (Q_G), welche in der Praxis jedoch meist vernachlässigt werden [52, S. 114]. Unter dieser Annahme lässt sich der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} folgendermaßen formulieren [53, S. 76 f.]:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{eff}}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - Q_L - Q_K - Q_G}{Q_{th}} \approx \frac{Q_{th} - Q_L}{Q_{th}} \quad (2-11)$$

Zusätzlich sind Verluste zu berücksichtigen, die aus jeglicher Form von Reibung in der hydraulischen Maschine resultieren. Dazu zählen auch Scher- und Strömungsverluste des Fluids. Diese Verluste werden mit dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad η_{hm} zusammengefasst. Für den Gesamtwirkungsgrad hydraulischer Maschinen folgt [18, S. 81]:

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm} \quad (2-12)$$

Insgesamt ergeben sich – unter Berücksichtigung des Gesamtwirkungsgrades η_{ges} – die folgenden Varianten der Gleichung (2-13) für eine hydraulisch-mechanische Leistungswandlung bei Pumpe und Motor [18, S. 66]:

$$\text{für Pumpe: } P_{mech} = \frac{Q_{th} \cdot \Delta p}{\eta_{ges}} \quad \text{für Motor: } P_{mech} = Q_{th} \cdot \Delta p \cdot \eta_{ges} \quad (2-13)$$

Abbildung 2.18 gibt einen Überblick über das typische Verhalten der Teilwirkungsgrade η_{vol} bzw. η_{hm} und des Gesamtwirkungsgrades η_{ges} bei modernen Hydraulikpumpen. Es wird insbesondere deutlich, dass der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} sowohl in Richtung geringer Drehzahlen als auch geringer Drücke sehr stark abfällt. Daher sind solche Betriebszustände, die beispielsweise beim Anfahren oder Reversieren des Motors auftreten, aus Effizienzgründen möglichst zu vermeiden. Gleiches gilt für die Einstellung geringer Förder- und Schluckvolumina, da sich bei verstellbaren hydraulischen Maschinen die Wirkungsgrade mit abnehmender Volumenverdrängung erheblich verschlechtern [53, S. 101].

Insbesondere Axialkolben- und Radialkolbenmaschinen erfüllen die zuvor beschriebenen Anforderungen (hohe Drücke, Verdrängung und Wirkungsgrade sowie niedrige Dreh-



zahlen) für die Verwendung bei WEA-Triebsträngen. Daher kommen diese auch vorrangig in vollhydrostatischen bzw. hydromechanisch-leistungsverzweigten Triebstrangkonzep-ten zum Einsatz (siehe Kapitel 2.2.3 und 2.2.4). Übliche Betriebsgrößen der genannten Bauarten sind in Tabelle 2.4 aufgeführt.

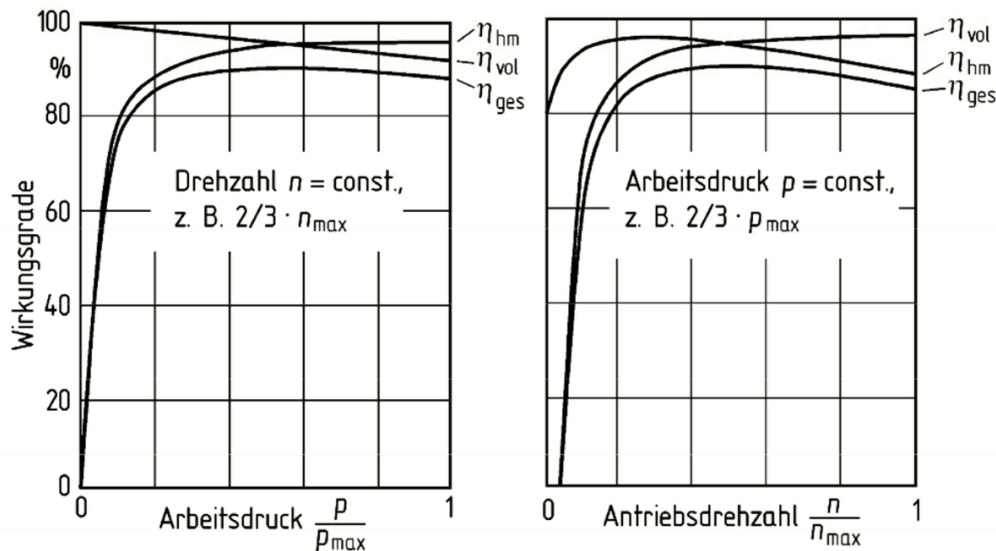


Abbildung 2.18: Typisches Wirkungsgradverhalten moderner Hydraulikpumpen, in etwa maßstäblich dargestellt für übliche Betriebsviskositäten, aufgetragen über Drehzahl (links) bzw. Druck (rechts) [18, S. 84]

Tabelle 2.4: Betriebsgrößen gebräuchlicher hydraulischer Maschinen, Auszug aus [18, S. 80] [53, S. 100]

BAUART	ÜBLICHER NENNDRUCK (bar)	VOLUMEN VERDRÄNGUNG (cm ³)	MAXIMALE DREHZAHL (U/min)	MAXIMALER WIRKUNGSGRAD (%)
AXIALKOLBENPUMPE (SCHRÄGSCHLEIBE)	280 - 420	1000 - 5	500 - 5000	85 - 90
AXIALKOLBENPUMPE (SCHRÄGACHSE)	280 - 420	4000 - 5	500 - 7500	85 - 95
RADIALKOLBENPUMPE (LANGSAM LAUFEND)	350 - 420	15000 - 50	30 - 1000	85 - 90

Axialkolbenmaschinen, wie beispielhaft in Abbildung 2.19 veranschaulicht, zeichnen sich durch eine achsparallele Anordnung der Kolben in einer rotierenden Zylindertrommel (B) aus. Der Kolbenhub (h) entsteht durch die Abstützung der Kolben auf einer zur Drehachse der Zylindertrommel geneigten Ebene (A), wodurch die Rotationsbewegung in eine translatorische Kolbenbewegung umgesetzt wird. Eine gegenüber der Zylindertrommel feststehende Steuerscheibe (C) mit zwei nierenförmigen Schlitten trennt die Saugseite (S bzw. blau) von der Druckseite (D bzw. rot) und steuert somit den periodischen Wechsel von Ansaug- und Fördervorgang. Es wird zwischen zwei Konstruktionsprinzipien, der *Schrägscheiben-* und der *Schrägachsenbauweise*, unterschieden [52, S. 137]

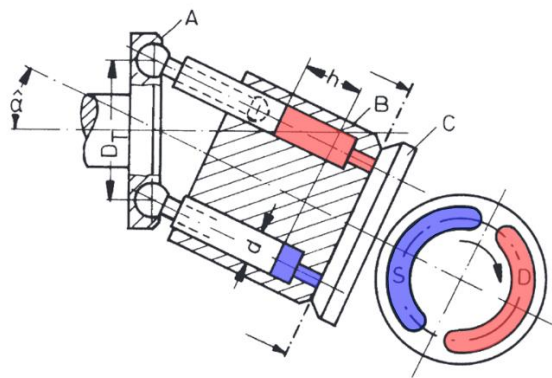


Abbildung 2.19: Schematischer Aufbau einer Schrägachsen-Axialkolbenpumpe nach [53, S. 97]

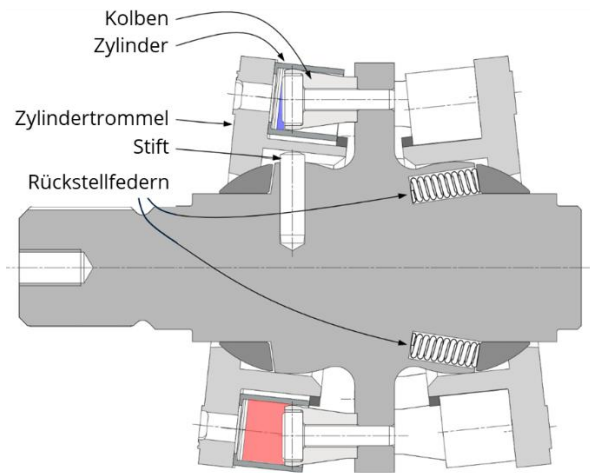


Abbildung 2.20: Schematischer Aufbau einer Axialkolbenpumpe mit Floating Cup System des Unternehmens INNAS, dargestellt nach [54, S. 8]

Bei der *Schrägscheibenmaschine* (nicht abgebildet) ist die geneigte Ebene als Scheibe ausgeführt, die verdrehfest mit dem Maschinengehäuse verbunden ist. Die Kolben stützen sich in axialer Richtung über Gleitschuhe auf der Schrägscheibe ab, während diese in Umfangsrichtung durch die Zylindertrommel, die mit der Welle rotiert, in einer Drehbewegung geführt werden. Über eine Änderung des Neigungs- bzw. Schwenkwinkels (α) der Schrägscheibe lässt sich das Fördervolumen kontinuierlich verstellen, wodurch auch eine Umkehr der Förderrichtung („Durchschwenken“) möglich ist. Sind Schrägscheibe und Stirnseite der Zylindertrommel exakt parallel zueinander ausgerichtet ($\alpha = 0$), ergibt sich keine Hubbewegung und damit auch kein Fluidstrom. Nachteilig sind bei dieser Bauart die am Kolben auftretenden Querkräfte und Kippmomente, welche den Schwenkwinkel begrenzen und das Anlaufverhalten erschweren. [52, S. 137 f.]

Die *Schrägachsenbauweise* vermeidet diese Querkräfte, indem die Zylindertrommel, die Kolben und die geneigte Ebene eine miteinander verbundene, rotierende Einheit bilden (vgl. Abbildung 2.19). Dadurch werden größere Schwenkwinkel (bis 45°), bessere Wirkungsgrade und höhere Leistungsdichten ermöglicht. Gegenüber der Schrägscheibenbauweise ist die geneigte Ebene zur Abstützung der Kolben bei dieser Konstruktionsweise als Flansch ausgeführt, der direkt mit der Welle gekoppelt ist und nicht geschwenkt werden kann. Um trotzdem einen Schwenkwinkel darstellen zu können, muss die Zylindertrommel ausgelenkt werden. Daraus resultiert eine aufwändigere und voluminösere Bauweise – eine Durchtriebswelle kann nicht realisiert werden. [53, S. 96 f.]

Um die Wirkungsgrade von Axialkolbenmaschinen in einem weiten Betriebsbereich weiter steigern zu können, verfolgt das Unternehmen INNAS mit der *Floating Cup Technology* einen neuartigen konstruktiven Ansatz, der in Abbildung 2.20 visualisiert ist und durch

Hauptmerkmal von Radialkolbenmaschinen ist eine sternförmige Anordnung der Zylinder, wodurch die Kolben ihre Bewegung radial zur Drehachse der Welle ausführen. Grundsätzlich wird dabei zwischen Bauarten mit *Außen-* und *Innenabstützung* unterschieden, die zusätzlich in Ausführungen für hohe und niedrige Drehzahlen (*Schnell-* und *Langsamläufer*) eingeteilt werden können. An dieser Stelle soll jedoch nur auf die zur Anwendung im Kontext von WEA-Triebsträngen geeigneten, langsam laufenden Varianten eingegangen werden. [18, S. 67]

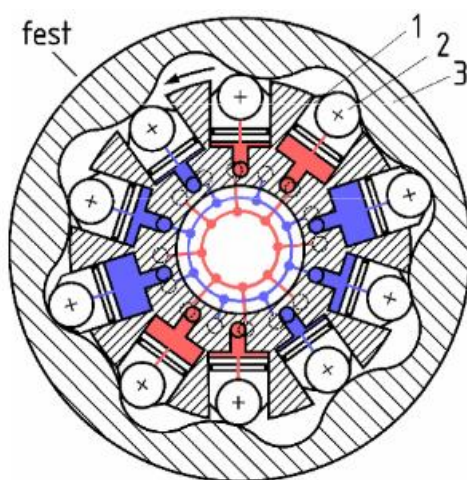


Abbildung 2.21: Schematischer Aufbau einer Radialkolbenmaschine mit Mehrfachhub & Außenabstützung [18, S. 68]

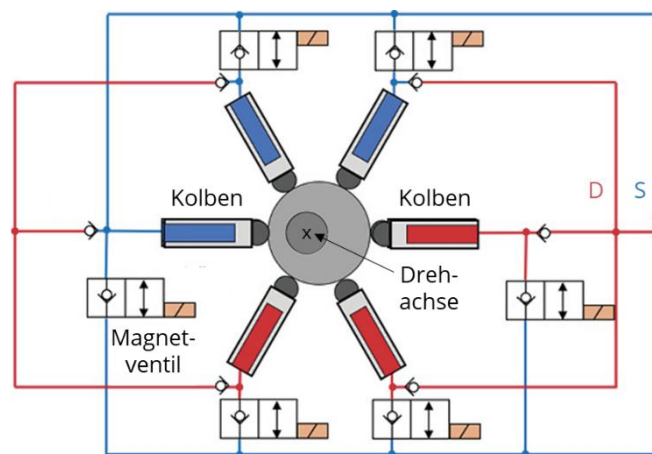


Abbildung 2.22: Schematischer Aufbau einer Radialkolbenmaschine mit Innenabstützung, ausgeführt als *Digital Displacement Pump* und dargestellt in Anlehnung an [56]

Der typische Aufbau einer langsam laufenden Radialkolbenmaschine mit Außenabstützung, wie unter anderem vom Hersteller Hägglunds AB bekannt, ist in Abbildung 2.21 visualisiert. Die Kolben (1) rollen über Wälzelemente (2) auf einer feststehenden Kurvenbahn (3) ab, während der Zylinderstern rotiert. Daraus resultieren – je nach Form der Kurvenbahn – mehrere Arbeitshübe pro Kolben und Wellenumdrehung. Auf diese Weise entsteht ein großes Verdrängungsvolumen und damit ein hohes Drehmoment bei einem

kompakten Bauvolumen, dass sich durch eine mehrreihige Kolbenanordnung entlang der Welle weiter erhöhen lässt. Die erreichbaren Maximaldrehzahlen sind dabei jedoch deutlich begrenzt. Über eine feststehende Steuerplatte, die teilweise auch eine Umschaltung des Verdrängungsvolumens (z.B. durch Kolbenabschaltung) erlaubt, erfolgt die Trennung zwischen Druckseite (rot) und Saugseite (blau). Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen zeigt dieses Maschinenkonzept Vorteile gegenüber Kombinationen aus Axialkolbenmotoren und Getrieben. [18, S. 68]

Bei Bauarten mit Innenabstützung, wie in Abbildung 2.22 dargestellt, sind die Kolben im Maschinengehäuse positionsfest um eine rotierende Exzenterwelle angeordnet. Über Wälzelemente liegen die Kolben an dieser an und führen pro Wellenumdrehung eine Hubbewegung aus, die der doppelten Exzentrizität entspricht. In Spezialfällen, bei sehr groß dimensionierten Maschinen mit einer Vielzahl an Kolben, kann die Exzentrizität auch als Kurvenbahn ausgeführt sein – ähnlich wie in Abbildung 2.21 gezeigt, aber in invertierter Form [57, S. 34]. Die Steuerung des Fluidstroms von Saugseite (S) zu Druckseite (D) erfolgt über Sperrventile. [53, S. 93]

Durch ihre Eigenschaften eignen sich Radialkolbenmaschinen optimal zur Übertragung sehr großer Leistungen, wie sie bei WEA vorliegen – dies zeigt beispielsweise der konzeptionelle Ansatz des Herstellers PMC Servi Cylinderservice A/S für eine 5 MW Pumpe [58]. Zudem ermöglicht die außenliegende Ventilanordnung bei der Bauweise mit Innenabstützung eine Integration von Schaltventilen und bildet damit die Grundlage für innovative Konzepte wie die *Digital Displacement Pump* bzw. den *Digital Displacement Motor*. Diese Technologie, entwickelt von Artemis Intelligent Power Ltd, nutzt Hochgeschwindigkeits-Magnetventile zur individuellen Zylinderansteuerung. Jeder Kolbenraum kann dabei gezielt drucklos geschaltet werden (vgl. Abbildung 2.22). Dies reduziert Leerlaufverluste im Teillastbereich und führt so zu einer Steigerung des Gesamtwirkungsgrads bei variablen Betriebsbedingungen. Bereits umgesetzt wurde das Konzept unter anderem in Kooperation mit MHI Vestas für WEA-Triebstränge der MW-Leistungsklasse (vgl. Kapitel 2.2.3). [20]

2.3.2 Ventile und Nebenaggregate

Um ein funktionsfähiges hydraulisches System zu erhalten und einen zuverlässigen Betrieb sicherzustellen, sind neben Pumpen und Motoren noch weitere Komponenten erforderlich. Dazu zählen insbesondere die folgenden Bauteile und Baugruppen:

- **Ein Speisesystem** wird insbesondere bei geschlossenen Hydraulikkreisläufen benötigt, wie sie bei hydrostatischen Getrieben im Allgemeinen vorliegen (siehe Kapitel 2.3.3), um die internen Leckverluste auszugleichen. Mithilfe einer sogenannten Speisepumpe wird ein Volumenstrom an frischem Hydraulikfluid aus



dem Tank bereitgestellt, der mindestens die Leckverluste des gesamten Systems im ungünstigsten Betriebspunkt ersetzen können muss [18, S. 252]. Zusätzlich dient dieser Volumenstrom auch dazu, ein Teil des Fluids aus dem Arbeitskreis zu spülen und über einen Filter und ggf. Wärmetauscher in den Tank zurückzuführen [18, S. 223]. Aber auch in offenen Hydraulikkreisen, in denen die Pumpe das Fluid meist direkt aus dem Tank ansaugt, kann ein Speisesystem erforderlich sein, da manche Pumpenbauarten, vor allem beim Betrieb mit höherer Drehzahl, einen Speisedruck auf der Saugseite voraussetzen [53, S. 79]. Übliche Speisedrücke liegen im Bereich von 10...30 bar [53, S. 271]. Dieses Druckniveau kann auch als hydrostatische Hilfsenergie zur Verstellung der Aggregate genutzt werden, z.B. zur Einstellung des Schwenkwinkels bei Axialklobenmaschinen (vgl. Kapitel 2.3.1). Bei den verwendeten Speisepumpen handelt es sich meistens um Zahnringpumpen mit konstantem Fördervolumen, die teilweise direkt in das Gehäuse der Hauptpumpe integriert sind und über die gleiche Welle angetrieben werden, vgl. [59, S. 1.1].

- **Druckbegrenzungsventile** sorgen für einen Abbau unzulässig hoher Drücke im System und schützen auf diese Weise alle Komponenten vor Überbeanspruchung. Überschüssige Volumenströme werden möglichst drucklos in den Tank zurückgeführt, wobei die enthaltene hydraulische Energie in Wärme umgewandelt wird [53, S. 140]. Druckbegrenzungsventile sind dadurch hinsichtlich der Sicherheit hydraulischer Anlagen essenziell. Ihre Ausführung wird durch DIN EN ISO 4413-04 festgelegt [18, S. 159] [52, S. 200].
- **Wegeventile** bestimmen den Weg des Fluidstroms und ermöglichen eine unterschiedliche Verschaltung von Baugruppen innerhalb des Systems [53, S. 148].
- **Sperrventile** sperren den Durchfluss bzw. die Durchflussrichtung. Am häufigsten zum Einsatz kommen federbelastete Rückschlagventile, welche den Fluidstrom nur in einer bestimmten Flussrichtung freigeben. [53, S. 157]
- **Leitungen** dienen der Kopplung einzelner Komponenten. Dabei sollte eine möglichst direkte Verbindung gewählt werden. Sind größere Abstände zwischen den einzelnen Bauteilen nicht vermeidbar, kommen Rohrleitungen und Schläuche mit entsprechenden Armaturen zum Einsatz. Die Auslegung erfolgt vorrangig mit dem Ziel minimaler Druckverluste, wobei die mittlere Strömungsgeschwindigkeit als Anhaltspunkt zur Dimensionierung dient. Generell kann der Verwendung und dem Druckniveau entsprechend zwischen Saugleitungen (Unterdruck), Druckleitungen (Hochdruck), Versorgungsleitungen (Speisedruck) und Rücklauf- bzw. Leckflüssigkeitsleitungen (Niederdruck) unterschieden werden. Je nach Ausführung des Hydraulikkreises (vgl. Kapitel 2.3.3) ist eine Zuordnung von Druck- und Rücklauf weniger zweckmäßig, da bei unterschiedlichen Betriebspunkten gegebenenfalls beide Funktionen von derselben Leitung übernommen werden. [18, S. 159] [52, S. 301]



- **Filter** reduzieren die Anzahl im Hydraulikfluid mitgeführter Fremdkörper und Partikel, wodurch Ausfälle und Verschleiß im gesamten System maßgeblich verhindert werden. Dazu stehen Filterbauarten mit unterschiedlicher Feinheit, Abscheideleistung und Aufnahmekapazität und zur Verfügung. Neben diesen Parametern ist auch die Positionierung des Filters im Hydrauliksystem für die Filtrationsleistung und den damit verbundenen Druckverlust von zentraler Bedeutung. Bei geschlossenen Hydraulikkreisläufen kommen vorwiegend Niederdruck- und/oder Rückstromfilter zur Anwendung. Erstere schützen durch ihre Anordnung direkt nach der Speisepumpe alle folgenden Komponenten (vgl. Abbildung 2.24), während letztere sicherstellen, dass ausschließlich gereinigte Druckflüssigkeit in den Tank gelangt, wobei Fremdkörper auf dem Weg durch das System dorthin potenziell Schäden anrichten können. [53, S. 63 ff.]
- **Kühler, Vorwärmer und Tank** sorgen für die Einhaltung des im Betrieb zulässigen Temperaturbereichs, welcher durch das Hydraulikfluid und die Systemkomponenten (Dichtungen etc.) vorgegeben ist [6, S. 180 f.]. Zusätzliche Kühler führen die im Hydraulikfluid gespeicherte Wärme ab, wenn diese Aufgabe nicht in ausreichendem Maße durch den Vorrattank bzw. alle anderen Systemkomponenten erfüllt werden kann [52, S. 294]. Zum Einsatz kommen luftgekühlte und wassergekühlte Wärmetauscher [52, S. 300]. Vorwärmer hingegen heben die Temperatur des Fluids an, damit sich dessen Viskosität in einem für den Betrieb des Hydrauliksystems zulässigen Bereich befindet. Dies kann beispielsweise bei einem Kaltstart erforderlich sein oder wenn die Betriebstemperatur des Systems nicht in einer angemessenen Zeit erreicht werden kann [53, S. 71].

2.3.3 Aufbau hydraulischer Kreise

Bei hydraulischen Systemen kann die Kopplung der einzelnen Komponenten im Rahmen eines offenen oder eines geschlossenen Hydraulikkreises erfolgen. In Abbildung 2.23 und Abbildung 2.24 ist der schematische Aufbau dieser zwei Bauweisen jeweils beispielhaft für ein verstellbares hydrostatisches Getriebe visualisiert.

Ein offener Hydraulikkreis zeichnet sich dadurch aus, dass die Pumpe (1) druckloses Hydraulikfluid ansaugt und über eine Leitung zum Motor (2) befördert, wobei mittels eines Druckbegrenzungsventils (3) sowohl der Arbeitsdruck eingestellt als auch eine Überlastung des Systems verhindert wird. Im Anschluss fließt das Fluid über einen Filter (4) zurück in den Tank (5). Diese einfache und robuste Verschaltung der einzelnen Komponenten erlaubt allerdings nur den Antrieb, nicht aber ein geregeltes Abbremsen des Motors. Um eine Drehrichtungsumkehr am Motor zu realisieren, wird zudem zusätzliche Ventiltechnik benötigt, welche in Abbildung 2.23 nicht dargestellt ist. [53, S. 221]



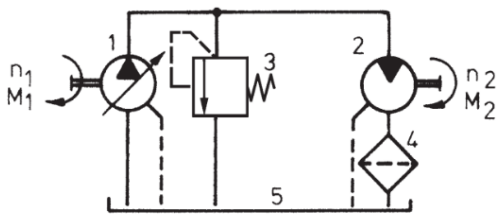


Abbildung 2.23: Schematischer Aufbau eines hydrostatischen Getriebes mit offenem Hydraulikkreis und Verstellpumpe [53, S. 221]

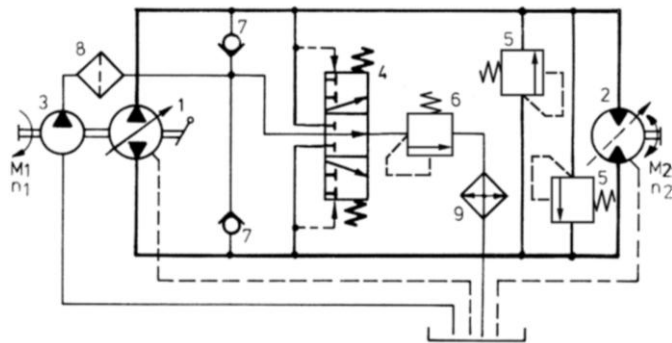


Abbildung 2.24: Schematischer Aufbau eines hydrostatischen Getriebes mit geschlossenem Hydraulikkreis und Verstellpumpe bzw. -motor [53, S. 222]

Geschlossene Hydraulikkreise, wie in Abbildung 2.24 veranschaulicht, vermeiden diese Einschränkungen. Pumpe (1) und Motor (2) sind über Leitungen direkt miteinander verbunden, sodass der Großteil des Hydraulikfluids immer zwischen Pumpe und Motor zirkuliert. Ein Reversieren des Motors ist dadurch einfach umzusetzen, indem an der Pumpe ein negatives Fördervolumen eingestellt wird. Dabei vertauschen sich Hoch- und Niederdruckseite in den Hauptleitungen. Dieser Fall tritt ebenso auf, wenn der Motor den angekoppelten Verbraucher nicht antreibt, sondern von diesem getrieben wird und somit Leistung in das hydraulische System einbringt. Liegt an der Pumpe dann ein ausreichendes Bremsmoment an, kann die Motordrehzahl kontrolliert abgesenkt werden. Bei geschlossenen Hydraulikkreisen ist daher ein sogenannter Vierquadranten-Betrieb möglich, der ein Antreiben und Abbremsen des Motors in beide Drehrichtungen erlaubt (vgl. Kapitel 5.2.2, Abbildung 5.1). Deshalb werden bei hydraulisch-leistungsverzweigten Getrieben vorrangig geschlossene Hydraulikkreise eingesetzt [60]. Die Druckbegrenzungsventile (5) schützen dabei alle Systemkomponenten vor Überlastung durch Verbindung von Hoch- und Niederdruckseite bei Erreichen des maximal zulässigen Betriebsdrucks. [53, S. 222 f.]

Aufgrund unvermeidbarer Leckagen, in Abbildung 2.24 durch gestrichelte Linien angedeutet, ist bei realen geschlossenen Hydraulikkreisen immer eine Speisesystem erforderlich (vgl. Kapitel 2.3.2). Die Speisepumpe (3) – hier in Tandemanordnung auf der Welle der Pumpe angebracht – fördert Hydraulikfluid aus dem Tank über einen Filter (8) zu den Rückschlagventilen (7), welche die Hauptleitungen versorgen. Der bereitgestellte Speisevolumenstrom wird dabei deutlich größer als die Summe aller Leckageverluste gewählt – sowohl um diese kompensieren, aber auch, um einen Teil des Hydraulikfluids aus den Hauptleitungen entnehmen zu können. Ein Teil des Rückstroms vom Motor wird aus der Niederdruck-Hauptleitung über das druckgesteuerte Spülventil (4) sowie das nachgeschaltete Druckbegrenzungsventil (6) und den Kühler (9) in den Tank zurückgeführt. Auf diese Weise wird eine kontinuierliche Kühlung und Filtration des Hydraulikfluids gewährleistet. [53, S. 222 f.]

Die Kombination von Pumpen und Motoren mit unterschiedlichen Förder- bzw. Schluckvolumina ermöglicht neben einem variablen Übersetzungsbereich auch ein festes hydraulisches Übersetzungsverhältnis. Anstatt nur einer verstellbaren Pumpe kann zusätzlich auch ein verstellbarer Motor zum Einsatz kommen, wodurch sich das ansteuerbare Drehzahlband erweitert. [53, S. 229]

2.3.4 Sicherheitseinrichtungen

Die Auslegung hydraulischer Systeme erfolgt in sicherheitsrelevanten Aspekten vor allem auf Grundlage der Normen DIN EN ISO 4413 und DIN EN IEC 61400-1. Erstere definiert allgemeine Richtlinien und grundsätzliche sicherheitstechnische Anforderungen an Hydraulikanlagen sowie deren Bauteile. Im Mittelpunkt stehen hierbei die sichere Beherrschung sämtlicher Betriebs- und Störzustände sowie der Schutz vor unzulässig hohen Drücken (vgl. Kapitel 2.3.2), vor Leckagen und vor Bauteilversagen [61]. Letztere Norm – DIN EN IEC 61400-1 – überträgt diese Grundsätze auf den spezifischen Anwendungsbe- reich von WEA und ergänzt diese um zusätzliche Aspekte, die aus den hier vorherrschenden Betriebs- und Umgebungsbedingungen resultieren.

Unter Abschnitt 9.3 werden dabei ebenfalls allgemeine Forderungen an die Ausführung hydraulischer Systeme formuliert. Dazu zählen insbesondere eine Dimensionierung und Ausstattung dieser Systeme, mit der alle Gefährdungen vermieden werden, die in unmittelbarem Zusammenhang mit hydraulischer Energie stehen. Fluidführende Komponenten und Anschlüsse müssen den erwartbaren Belastungen standhalten können oder wirksam vor diesen geschützt werden. Auch alle besonderen Lastfälle, z.B. ein Nothalt der WEA, müssen hierbei berücksichtigt werden. Darüber hinaus sind technische Möglichkeiten zur Abtrennung und zur kontrollierten Entladung gespeicherter Druckenergie vorzusehen und Vorkehrungen zu treffen, um Verletzungsrisiken infolge eines Leitungsversagens oder Berstens zu minimieren. In diesem Zusammenhang ist auch die Notwendigkeit regelmäßiger Wartung und ggf. Inspektion durch Gutachter zu erwähnen, um einen sicheren Betriebszustand über die gesamte Lebensdauer der Anlage zu gewährleisten [62, S. 1154]. Der Umgang mit Gefahren, die von ausgetretenen Hydraulikfluiden ausgehen können, wird unter Abschnitt 11.5.2 beschrieben. Leckagen müssen bestmöglich verhindert und andernfalls aufgefangen sowie beseitigt werden, damit sich keine Flüssigkeitsansammlungen bilden. Um das Brandrisiko zu reduzieren sind zudem brennbare Flüssigkeiten – zu denen auch die meisten gängigen Hydraulikfluide (vgl. Kapitel 2.3.5) gehören – so auszuwählen, dass ihr Flammpunkt deutlich über den während Betriebs und der Wartung auftretenden Temperaturen liegt. [63]

Obgleich Hydrauliksysteme bei WEA zumeist durch das Maschinenhaus bzw. die Rotor-nabe weitgehend vor direkten Umwelteinflüssen geschützt sind, gelten für diese



natürlich generell auch die in DIN EN IEC 61400-1 und in DIN EN IEC 61400-3 (Offshore-Standorte) formulierten allgemeinen Auslegungsanforderungen. Dazu zählt insbesondere ein sicheres Betriebsverhalten in einem Temperaturbereich von mindestens -20°C bis $+50^{\circ}\text{C}$ bzw. entsprechende technische Maßnahmen, um dies zu gewährleisten.

2.3.5 Hydraulikfluide

Hydraulikfluide stellen das zentrale Element einer jeden hydraulischen Anlage dar. Neben ihrer Hauptaufgabe, der Leistungsübertragung, übernehmen diese Druckflüssigkeiten noch weitere essenzielle Funktionen, die für einen dauerhaft zuverlässigen und sicheren Betrieb eines Hydrauliksystems unerlässlich sind. Dazu zählen die Schmierung von Gleit- und Wälzkontakten zur Reibungs- und Verschleißminderung, das Abführen von Wärme, der Abtransport von Partikeln und Alterungsprodukten zum Filter sowie der Schutz der Bauteile vor Korrosion. Gleichzeitig bestehen, je nach Einsatzzweck, zusätzliche Anforderungen, welche unter anderem eine hohe Alterungsbeständigkeit und thermische Stabilität, ein gutes Luftabscheidevermögen, ein geringe oder unterbundene Entflammbarkeit, eine hohe Umweltverträglichkeit (insbesondere gegenüber Wasserorganismen) sowie einen günstigen Anschaffungspreis umfassen. Gerade letzterer Punkt ist bei sehr großen hydraulischen Systemen nicht zu unterschätzen. [52, S. 16 f.]

Die wichtigste Eigenschaft eines Hydraulikfluids ist die Viskosität. Sie beschreibt die „Zähigkeit“ der Druckflüssigkeit und hat enormen Einfluss auf das Schmierverhalten und die auftretenden Leistungsverluste sowie – in umgekehrter Tendenz – auf die Leckage- und Strömungsverluste [52, S. 19]. Übertragen auf hydraulische Maschinen bedeutet das beispielsweise einen Anstieg des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads η_{hm} bei sinkender Viskosität, während gleichsam der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} aufgrund größer werdender Leckverluste abnimmt [53, S. 101]. Daher gibt es für jede hydraulische Maschine eine spezifische Viskosität, bei der ein optimaler Gesamtwirkungsgrad erreicht werden kann. Diese wird vom Hersteller ermittelt bzw. angegeben und liegt üblicherweise im Bereich von 30...50 cSt [49, S. 100]. Eine Einteilung in verschiedene Viskositätsklassen (*Viscosity Grades, VG*) erfolgt entsprechend der Norm DIN ISO 3448, wobei der jeweilige Nennwert die kinematische Mittelpunktviskosität ν für eine Bezugstemperatur von $T = 40^{\circ}\text{C}$ bei $\pm 10\%$ Toleranz angibt [18, S. 22]. Dabei hängt die Viskosität vom Druck und der Temperatur ab, was den Betrieb von hydraulischen Systemen insofern einschränkt, dass ein spezifisches Temperaturfenster eingehalten werden muss. Daher ist das Viskositäts-Temperatur-Verhalten (V-T-Verhalten) ebenfalls von Bedeutung. Die Temperaturabhängigkeit wird mithilfe des Viskositätsindex VI angegeben, wobei hohe VI-Werte erstrebenswert sind, da diese eine geringe Viskositätsänderung pro Temperaturintervall anzeigen [52, S. 22]. Allerdings erfordern auch andere Parameter die Einhaltung eines definierten Temperaturbereichs. Übermäßige Erwärmung kann je nach Hydraulikfluid zu



verstärkten Alterungs- und Zersetzungsprozessen führen, wodurch sich die Wechselintervalle deutlich verkürzen [6, S. 180 f.]. In der Praxis liegt das Temperaturniveau bei ölhdraulischen Systemen deshalb gewöhnlich im Bereich von 50..60 °C bei stationären Anwendungen; in der Mobilhydraulik sind Temperaturen bis 85 °C üblich [52, S. 299]. Weitere Kenngrößen sind die Dichte ρ , welche unter anderem die Druckverluste im Leitungssystem beeinflusst, sowie der Kompressionsmodul K , der als Elastizitätsmodul der Druckflüssigkeit begriffen werden kann [52, S. 23 f.].

Neben der Unterscheidung durch die genannten Kenngrößen werden Hydraulikfluide auch nach ihrer chemischen Zusammensetzung bzw. den daraus resultierenden Eigenschaften klassifiziert. Für den Einsatz bei WEA eignen sich Wasser sowie mineralölbasierte und biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten [52, S. 18]. Wasser bietet als Hydraulikmedium offensichtliche Vorteile im Hinblick auf Umweltverträglichkeit, Verfügbarkeit und Kosten (vgl. Kapitel 2.2.3). Die geringe Viskosität und fehlende Schmierwirkung erfordern jedoch speziell angepasste Werkstoffe und Systemkomponenten, um Korrosion, Kavitation und Verschleiß zu vermeiden [52, S. 16, 44]. In der industriellen Praxis dominieren daher nach wie vor mineralölbasierte Hydrauliköle. Diese bieten eine gute Schmierfähigkeit und hohe Viskosität (Verschleißschutz und innere Abdichtung) bei niedrigen Kosten [52, S. 38]. Der Zusatz von Additiven (Legierung) ermöglicht zudem einen hohen Viskositätsindex und verbessert die Verschleiß- und Korrosionsschutzeigenschaften sowie die thermische und chemische Beständigkeit [18, S. 18]. Bei ordnungsgemäßen Betrieb und Temperaturen unter 70°C können so Ölwechselintervalle von bis zu 5000 Betriebsstunden erreicht werden [53, S. 61]. Der zentrale Nachteil mineralölbasierter Hydraulikfluiden liegt in der möglichen Umweltschädigung bei einem Austritt aus dem System, insbesondere in der Wassergefährdung [52, S. 38].

Der Einsatz biologisch schnell abbaubarer Hydraulikfluide ist daher vor allem bei Anwendungen in ökologisch sensiblen Einsatzbereichen obligatorisch. Diese Fluidgruppe zeichnet sich durch eine hohe biologische Abbaubarkeit, geringe Umwelttoxizität, gute Schmiereigenschaften und ein vorteilhaftes Temperaturverhalten (hoher Viskositätsindex) aus. Abhängig vom Fluidtyp bestehen jedoch Unverträglichkeiten mit bestimmten Dichtungswerkstoffen und Werkstoffpaarungen sowie eine begrenzte thermische und hydrolytische Stabilität (Zersetzung durch Wasseranteile). Auch durch gezielte Additivierung lassen sich diese Effekte nur begrenzt kompensieren. Nachteilig sind außerdem die höheren Beschaffungskosten im Vergleich zu mineralölbasierten Druckflüssigkeiten. [18, S. 20 f.]



3 HYDRIVE-TRIEBSTRANG

Beim HyDrive-Triebstrang handelt es sich um ein hydrostatisch-leistungsverzweigtes Triebstrangkzept für WEA, dessen grundlegende Eigenschaften und Charakteristika bereits in Kapitel 2.2.4 erläutert wurden. Im Folgenden wird nun detaillierter auf die Pfade der Leistungsübertragung sowie auf die Randbedingungen eingegangen, welche dem Triebstrang-Berechnungsmodell und den damit verbundenen theoretischen Betrachtungen zugrunde liegen.

3.1 Referenz-Windenergieanlage

Um das Verhalten des HyDrive-Triebstrangs möglichst realitätsnah abbilden zu können, werden die Untersuchungen im Gesamtkontext einer WEA durchgeführt. Dazu sind entsprechende technische Daten – beispielsweise geometrische und aerodynamische Kenngrößen sowie Drehzahl- und Leistungskurven der WEA – erforderlich. Diese Daten werden seitens der Hersteller in der Regel jedoch nicht oder nur anteilig öffentlich zur Verfügung gestellt, weshalb in der Wissenschaft auf sogenannte Forschungs-WEA zurückgegriffen wird. Es handelt sich dabei um digitale Modelle von WEA, die speziell für Forschungszwecke entwickelt werden und deren vollständige Dokumentation weltweit frei zugänglich ist. Auf diese Weise bilden Forschungs-WEA die Grundlage für Wissenschaftler, aber auch für Industrieunternehmen, um neue technische Ansätze zu prüfen und zu verbessern.

Tabelle 3.1: Wesentliche Kenngrößen der *DTU 10 MW RWT* [64], ergänzt um Kennwerte, die sich aus den Rahmenbedingungen des HyDrive-Triebstrangkzeptes ergeben [7, S. 14 f., 22]

GRÖSSE	WERT	EINHEIT	REFERENZ
Nennleistung P_{max}	10	MW	DTU 10 MW RWT
Schnelllaufzahl λ	7,5	-	DTU 10 MW RWT
Rotordurchmesser D	178,3	m	DTU 10 MW RWT
Rotornabenhöhe h_{Nabe}	119,0	m	DTU 10 MW RWT
Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,nenn}$	11,4	m/s	DTU 10 MW RWT
Cut-In Windgeschwindigkeit $v_{Wind,Cut-In}$	4	m/s	DTU 10 MW RWT
Cut-Out Windgeschwindigkeit $v_{Wind,Cut-Out}$	25	m/s	DTU 10 MW RWT
Minimale Rotordrehzahl $n_{Rotor,min}$	3,21	U/min	HyDrive
Maximale Rotordrehzahl $n_{Rotor,max}$	9,16	U/min	HyDrive
Nennrehzahl Generator n_{Gen}	750	U/min	HyDrive

Als Referenz für die technischen Betrachtungen am HyDrive-Triebstrang dienen die Daten der *DTU 10 MW Reference Wind Turbine (DTU 10 MW RWT)* – einer Forschungs-WEA der 10 MW-Leistungsklasse, die an der Technischen Universität Dänemarks (DTU) entwickelt wurde [64]. In Tabelle 3.1 sind die für diese Arbeit relevanten Kenngrößen der DTU



10 MW RWT aufgeführt und um Werte ergänzt, welche sich aus den Randbedingungen des HyDrive-Triebstrangkonzpts (vgl. unter Referenz) ergeben [7, S. 14 f., 22]. Insbesondere der Verlauf der Rotordrehzahl sowie die Leistungskurve wurden mithilfe einer Berechnung in der Lastsimulationssoftware *Bladed* angepasst, um eine Einhaltung der optimalen Schnelllaufzahl λ_{opt} im gesamten Teillastbereich der WEA zu ermöglichen (vgl. Kapitel 2.1). Bei der DTU 10 MW RWT wird im Bereich niedriger Windgeschwindigkeiten, nach dem Aufstarten der WEA, gezielt eine höhere Rotordrehzahl eingeregelt, um Probleme mit unerwünschten Schwingungen zu vermeiden – ein Aspekt, der im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt wird. Daher unterscheiden sich die hier verwendeten Drehzahl- und Drehmomentkurven von jenen, die in der Dokumentation der DTU 10 MW RWT aufgeführt sind, siehe Anhang A.1 [7, S. 15].

3.2 Art der Leistungsverzweigung

Der HyDrive-Triebstrang setzt sich – analog zu anderen hydrostatisch-leistungsverzweigten Getrieben (vgl. Kapitel 2.2.4) – aus einem mechanischen und einem hydraulischen Teilsystem zusammen, siehe Abbildung 3.1. Der mechanische Teil umfasst das Hauptgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis, welches der grundsätzlichen Anhebung des Drehzahllevels dient, sowie eine nachgeschaltete Planetenstufe, die als Überlagerungsgetriebe ausgeführt ist und eine variable Gesamtübersetzung des Triebstrangs ermöglicht. Die Gesamtübersetzung wird dabei durch die Drehzahl des Hohlrad eingestellt, welche wiederum von den Einstellungen im hydraulischen Getriebeteil (Hydraulikkreis) abhängig ist. Eine Variation des hydraulischen Übersetzungsverhältnisses resultiert folglich in einer Verstellung des Gesamtübersetzungsverhältnisses des Triebstrangs.

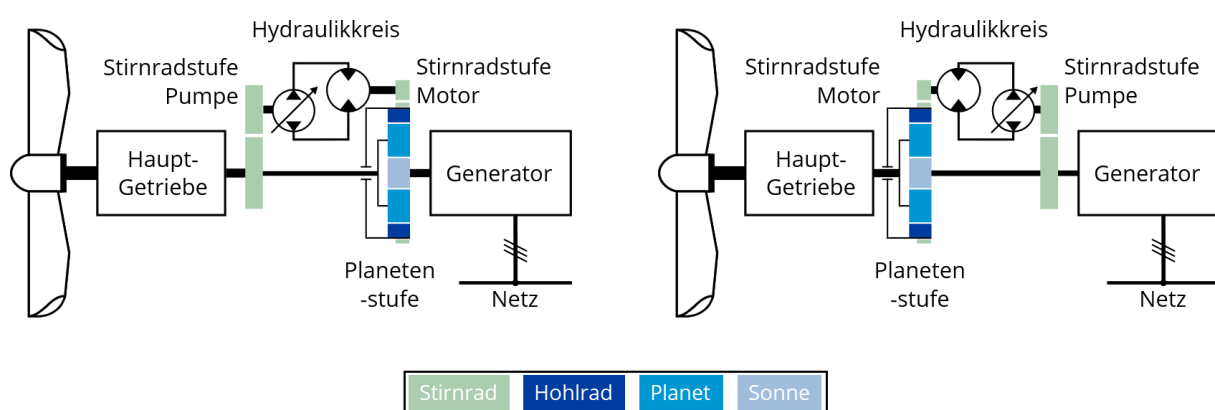


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des HyDrive-Triebstrangs, veranschaulicht in einer Triebstrangkongfiguration für rotorseitige Leistungsabnahme links und für generatorseitige Leistungsabnahme rechts

Die Anbindung des hydraulischen Getriebeteils erfolgt über vorgelagerte Stirnradstufen an Pumpe und Motor, deren Übersetzungsverhältnisse im Rahmen des Auslegungsprozesses separat und weitgehend frei wählbar sind. Dadurch lässt sich der Drehzahlbereich der hydraulischen Maschinen an effiziente Betriebspunkte anpassen. Die Verknüpfung von mechanischem und hydraulischem Getriebeteil kann in Form unterschiedlicher Triebstrang-Konfigurationen erfolgen, nämlich als rotorseitige (lineare) und als generatorseitige (rekursive) Leistungsabnahme, wie in Abbildung 3.1 visualisiert. Dabei bleibt die funktionale Zuordnung der Wellen am Überlagerungsgetriebe bestehen: Der Abtrieb des Hauptgetriebes ist mit dem Planetenträger gekoppelt, der Generator mit der Sonne verbunden, während das Hohlrad über den hydraulischen Antriebspfad angesteuert wird.

3.3 Direktgangvariation

Es gibt einen Betriebspunkt, bei dem keine Leistung über den hydraulischen Getriebeteil übertragen wird, den sogenannten Direktgang. Während die Hydraulik in anderen Betriebsbereichen das Übersetzungsverhältnis des gesamten Triebstrangs steuert, indem die Drehzahl und Drehrichtung des Hohlrads im Überlagerungsgetriebe (vgl. Planetenstufe Abbildung 3.1) beeinflusst wird, steht dieses Hohlrad im Direktgang still. Dafür muss der hydraulische Getriebeteil so ausgelegt sein, dass die mit dem Hohlrad gekoppelte hydraulische Maschine – meist der Motor – ein ausreichendes Bremsmoment aufbringen kann, wenn die Pumpe im Leerlauf dreht und keinen Volumenstrom fördert. Es ist zu beachten, dass hier gegebenenfalls zusätzliche mechanische Bremseinrichtungen erforderlich sind.

Üblicherweise liegt der Wirkungsgrad des hydraulischen Getriebeteils deutlich unter dem des mechanischen [52, S. 443], weshalb der Gesamtwirkungsgrad des Triebstrangs im Direktgang sein Maximum erreicht und mit zunehmendem Anteil hydraulisch übertragener Leistung stetig absinkt. In bisherigen Forschungsarbeiten wird der Direktgang zumeist auf die Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,nenn}$ ausgelegt, was insofern vorteilhaft ist, dass bei maximaler Leistungsabgabe der WEA zugleich der höchste Triebstrangswirkungsgrad vorliegt. Da WEA – je nach Standort – jedoch überwiegend unterhalb der Nennwindgeschwindigkeit und selten im Volllastbereich betrieben werden, wird der Direktgang bei dieser Auslegung nur in kurzen Zeitintervallen angefahren. Im restlichen Betrieb bleibt der hydraulische Antriebspfad weiterhin aktiv. Es kann daher sinnvoll sein, den Direktgang standortabhängig zu Windgeschwindigkeiten hinzuverschieben, die eine hohe Auftretenswahrscheinlichkeit aufweisen und zugleich WEA-Betriebspunkte mit hoher Leistungsabgabe darstellen – also zu einem hohen Klassenenergieertrag E_A führen (vgl. Kapitel 2.1). Daraus resultiert, über die Gesamtbetriebsdauer der WEA gesehen, eine Effizienzsteigerung durch Minimierung des hydraulisch übertragenen Leistungsanteils. In nachfolgenden



Untersuchungen sollen daher verschiedene Auslegungsvarianten des Direktgangs berücksichtigt werden können [7, S. S 19 f.].

Abbildung 3.2 zeigt beispielhaft den Verlauf der hydraulisch übertragenen Leistung in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit für verschiedene Direktgänge. Die zugehörigen Windgeschwindigkeiten der Direktgänge sind an der rechten Seite der Grafik angegeben, wobei $v_{Wind,nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ die Nennwindgeschwindigkeit der WEA darstellt und den Übergang vom Teillast- in den Volllastbetrieb markiert. Mit der Verlagerung des Direktgangs zu niedrigeren Windgeschwindigkeiten nimmt das Maximum der hydraulisch übertragenen Leistung ab und verschiebt sich deutlich in den negativen Bereich. Dies resultiert aus dem Umstand, dass sich nach Passieren des Stillstandpunkts ($P_{hyd} = 0$) die Drehzahl am Hohlrad und somit auch der Leistungsfluss im hydraulischen Antriebspfad umkehrt. Maßgebend für die Auslegung der Hydraulik ist jedoch der Betrag der hydraulisch übertragenen Leistung, sodass optimalerweise das positive und negative Leistungsmaximum eine vergleichbare Größe aufweisen. Unter den dargestellten Varianten entspricht dies der Auslegung bei $v_{Wind,Di} = 10,4 \text{ m/s}$ (rot markiert).

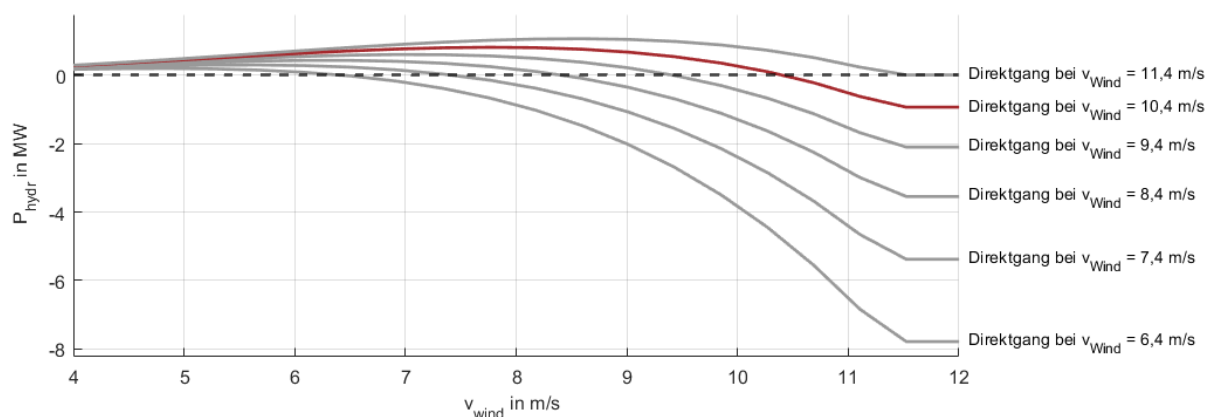


Abbildung 3.2: Hydraulisch übertragene Leistung P_{hydr} in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} für verschiedene Direktgänge bei rotorseitiger Leistungsabnahme [Darstellung von Pascal Seifermann]

Da im Direktgang die Drehzahlspreizung zwischen Rotor- und Generator-drehzahl ausschließlich durch den mechanischen Getriebeteil überbrückt wird, variiert das Gesamtübersetzungsverhältnis des Triebstrangs je nach Auslegung des Direktgangs. Die Zuordnung von Windgeschwindigkeit v_{Wind} und Rotordrehzahl n_{Rotor} des jeweiligen Direktgangs erfolgt hierbei entsprechend Gleichung (2-2) über die Schnelllaufzahl λ , sofern die WEA sich im Teillastbereich befindet (vgl. Kapitel 2.1). Im Volllastbereich, bei Windgeschwindigkeiten über $v_{Wind,nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ liegt die maximale Rotordrehzahl $n_{Rotor,max}$ vor. Eine Übersicht über die Drehzahlverhältnisse an relevanten Punkten im Triebstrang bei verschiedenen Direktgangvarianten ist in Anhang A.1 aufgeführt.

3.4 Berechnungsmodell

Zur Darstellung der erläuterten technisch-physikalischen Charakteristika des HyDrive-Triebstrangs wurde im Rahmen der Untersuchungen in [7] ein Berechnungsmodell erstellt und dieses im weiteren Projektverlauf optimiert sowie um Details ergänzt. Das Berechnungsmodell ermittelt mithilfe mathematischer und physikalischer Gleichungen Werte für verschiedene Leistungen, Drehzahlen, Drehmomente sowie für Größen des hydraulischen Antriebspfads. Dabei können Eingabeparameter wie die Art der Leistungsverzweigung (vgl. Kapitel 3.2), der Direktgang (vgl. Kapitel 3.3), das Windgeschwindigkeitsprofil und weitere Randbedingungen variiert werden [7, S. 21]. Die Betrachtungen mit dem Berechnungsmodell erfolgen generell unter Verwendung der in Tabelle 3.1 aufgeführten WEA-Kenngrößen (vgl. Kapitel 3.1) sowie unter den nachfolgenden Annahmen und Vereinfachungen [7, S. 22]:

- Berücksichtigung rotatorischer Massenträgheiten
- Vernachlässigung der fluiddynamischen Trägheit
- Berücksichtigung mechanischer, hydraulischer und elektrischer Wirkungsgrade
- Nutzung einer idealisierten Leistungs- und Drehzahlkurve (vgl. Anhang A.1)
- Berechnung der Leistungswandlung von Wind zu Rotor mittels c_p - und c_t -Kurven
- Keine Berücksichtigung des Netzverhaltens, konstante Generatordrehzahl
- Variierbare Auslegungs- bzw. Nennleistung der Hydrauliksystems
- Beliebiges wählbares Übersetzungsverhältnis des Hauptgetriebes

Als Plattform zur Umsetzung des Modells dient die Software MATLAB. Die MATLAB-Erweiterung Simulink-Simscape stellt hierfür vordefinierte Komponentenblöcke bereit, die das Verhalten technischer Bauteile auf Basis physikalischer Gleichungen abbilden. Die einzelnen Blöcke können funktionsspezifisch parametrisiert und über verschiedene physikalische Ebenen zu einem Gesamtmodell verknüpft werden. Insbesondere um die hydraulischen Komponenten für verschiedene Direktgänge parametrisieren zu können, müssen die Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse an den Anknüpfungspunkten von Hydraulikpumpe und -motor für den jeweiligen Auslegungsfall bekannt sein. Zu diesem Zweck existiert neben dem eigentlichen Triebstrang-Berechnungsmodell noch ein weiteres, stark vereinfachtes Modell, das *HyDrive Basic-Modell*, welches lediglich die Zustände am Planetengetriebe der Leistungsverzweigung quasistatisch wiedergibt und weder Regler noch hydraulische Komponenten enthält. Damit können die zur Auslegung erforderlichen Drehzahlen, Drehmomente und Übersetzungsverhältnisse an den entsprechenden Stellen im Triebstrang abgeschätzt werden. Die Wirkungsgrade aller mechanischen Getriebestufen sind hierbei pauschal berücksichtigt (vgl. Abbildung 5.11). [7, S. 21]



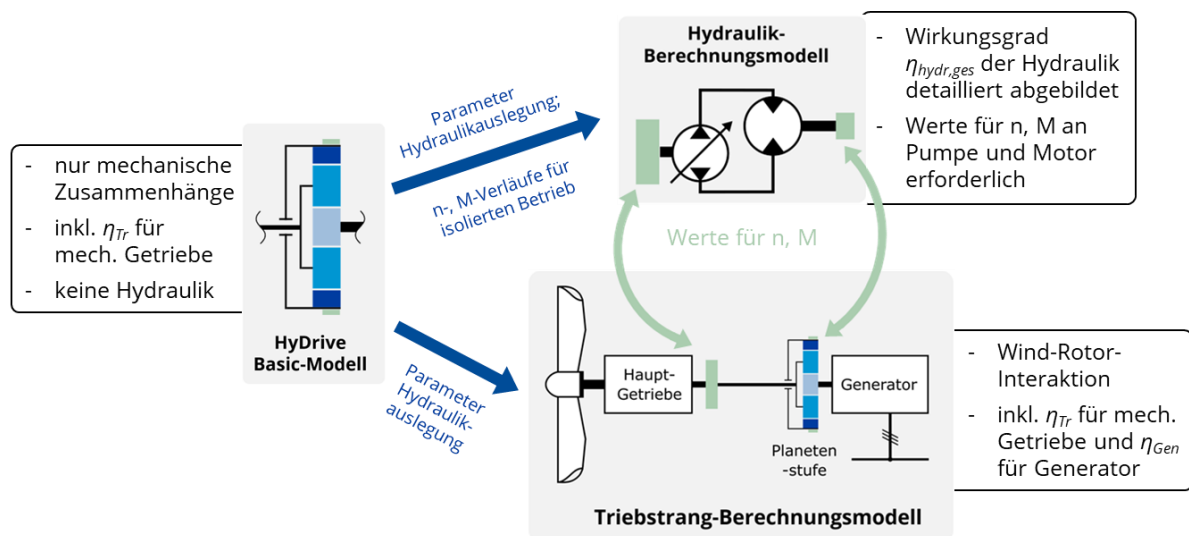


Abbildung 3.3: Veranschaulichung der verschiedenen im Rahmen des HyDrive-Projekts erstellten Berechnungs-Modelle und ihr Zusammenwirken

In Abbildung 3.3 ist das Zusammenwirken des HyDrive Basic-Modells mit den anderen beiden, im Rahmen des HyDrive-Projekts erstellten Berechnungs-Modellen veranschaulicht. Beim *Triebstrang-Berechnungsmodell* dienen die mit dem HyDrive Basic-Modell ermittelten Drehzahl- bzw. Drehmomentverhältnisse an der Planetenstufe – wie bereits erwähnt – einer grundlegenden Dimensionierung des hydraulischen Antriebspfads. Dieser Antriebspfad wurde im Triebstrang-Berechnungsmodell bisher in Form eines vereinfachten Hydrauliksystems dargestellt, welches nun durch ein eigenständiges Modell – das *Hydraulik-Berechnungsmodell* – ersetzt wird.

Mithilfe des *Hydraulik-Berechnungsmodells*, dessen Entwicklung Gegenstand dieser Arbeit ist, soll eine tiefergehende Betrachtung der Wirkungsgrade im hydraulischen Antriebspfad ermöglicht werden. Auch bei diesem Modell basiert eine grundlegende Dimensionierung der hydraulischen Maschinen auf den mit dem HyDrive Basic-Modell berechneten Drehzahl- und Drehmomentverhältnissen für eine bestimmte Triebstrang-Konfiguration (Art der Leistungsverzweigung, Direktgang). Zudem werden diese als Eingangsparameter benötigt, wenn das Hydraulik-Berechnungsmodell unabhängig vom Triebstrang-Berechnungsmodell verwendet werden soll. Im Idealfall ergeben sich die Drehzahlen und Drehmomente an Pumpe und Motor im Rahmen einer Simulation jedoch durch das Zusammenwirken der beiden Berechnungsmodelle. Neben einer direkten Verknüpfung „Welle an Welle“ in der Simulationsumgebung kann dies auch durch eine Übergabe von Drehzahl- und Drehmomentkennlinien erfolgen (vgl. Kapitel 5.4).

Alle Einstellungen für eine Simulation mit dem Triebstrang-Berechnungsmodell werden über ein MATLAB-Skript vorgenommen, welches die Randbedingungen der Berechnungen definiert, die einzelnen Systemblöcke des Modells parametrisiert, Nutzereingaben

abfragt und die Simulationsergebnisse aufbereitet. Skript und Modell sind über den MATLAB Workspace miteinander verknüpft. Dort werden die einzelnen Modell-Parameter aus dem Skript abgespeichert und übergeben – gleiches gilt in umgekehrter Weise auch für die mit dem Berechnungsmodell generierten Simulationsergebnisse. Allerdings werden beide Instanzen nicht zeitgleich, sondern zeitlich versetzt ausgeführt. Es besteht in dieser Hinsicht nur eine bedingte Abhängigkeit, weil die Simulation durch das Skript gestartet wird.

Während der Simulation bildet die Windgeschwindigkeit die Eingangsgröße des Berechnungsmodells. Die Leistungswandlung zwischen Wind und Rotor erfolgt auf Grundlage des Leistungsbeiwerts c_p und des Schubbeiwerts c_T , sowie unter Beachtung der Schnelllaufzahl λ im Teillastbereich bzw. des aktuellen Pitchwinkels α_{pi} im Volllastbereich (vgl. Kapitel 2.1). Die Turbinenparameter hierfür stammen aus der Dokumentation der DTU 10 MW RWT.

Ausgehend von der Leistung an der Rotorwelle erfolgt die Simulation des Leistungsflusses durch den gesamten Triebstrang, um das am Generator anliegende Moment ermitteln zu können – und damit gleichsam auch die ins Netz eingespeiste Leistung. Dabei werden sowohl die rotatorischen Massenträgheiten als auch die Wirkungsgrade der einzelnen Triebstrangs-Komponenten berücksichtigt. Für die Übersetzungsstufen des Hauptgetriebes sowie die Planetenstufe der Leistungsverzweigung wird ein konstanter Wirkungsgrad angenommen, während das Wirkungsgradverhalten des Generators durch eine betriebspunktabhängige Kennlinie beschrieben wird. Die Regelung des Gesamtsystems erfolgt über zwei unabhängige Proportional-Integral-Regler (PI-Regler), welche die Rotordrehzahl bzw. die Generatorleistung durch die Steuerung des Pumpen-Fördervolumens bzw. des Pitchwinkels beeinflussen. Der PI-Regler ermittelt aus der Differenz zwischen Soll- und Istwert der Regelgröße, beispielsweise der Rotordrehzahl, ein Stellsignal für die Stellgröße, also dem Fördervolumen der Pumpe. Der Proportionalanteil sorgt dabei für eine unmittelbare Reaktion auf Regelabweichungen in Form einer Verstärkung, während der Integralanteil verbleibende statische Fehler kompensiert.

Das Regelkonzept unterscheidet sich beim HyDrive-Triebstrang maßgeblich von konventionellen Systemen, wie sie bei umrichter gesteuerten WEA verwendet werden. Aufgrund der direkten Netzkopplung des Generators ist dessen Drehzahl, entsprechend der verbauten Anzahl an Polpaaren, fest mit der Netzfrequenz gekoppelt, siehe Gleichung (2-6). Auf diese Randbedingungen ist die Regelung entsprechend angepasst, wobei separate Regelstrategien für den Teillast- und Volllastbetrieb vorgesehen sind: Im Teillastbereich wird die Rotordrehzahl durch eine Veränderung des Triebstrang-Übersetzungsverhältnisses der optimalen Schnelllaufzahl λ nachgeführt (vgl. Kapitel 2.1). Dies erfolgt, indem das Fördervolumen der Hydraulikpumpe so eingeregelt wird, dass sich am Hydraulikmotor und damit auch am Hohlrad der Leistungsverzweigung eine Drehzahl einstellt, aus der die



geforderte Gesamtübersetzung des Triebstrangs resultiert (vgl. Kapitel 3.2). Aufgrund der stetig konstanten Generatordrehzahl ist eine zusätzliche Drehmomentregelung nicht notwendig, solange das Drehmoment an dieser Stelle unterhalb des Kippmoments bleibt. Im Volllastbereich ist ein konventioneller Pitch-Regler aktiv, der gemeinsam mit dem Regler für den Hydraulikkreis auf dieselbe Regelgröße, nämlich die Rotordrehzahl, Einfluss nimmt. Um Regelkonflikte zu vermeiden, erfolgt eine Aufgabentrennung nach Regelautorität: Der Pitch-Regler besitzt Priorität und begrenzt die aerodynamische Leistungsaufnahme über den Rotor, während der hydraulische Regler untergeordnet agiert und lediglich Feinjustierungen vornimmt.

3.5 Konstruktive Aspekte

Während das Berechnungsmodell ausschließlich die technisch-physikalischen Eigenschaften des Triebstrangkonzpts abbildet, wurden in zusätzlichen Untersuchungen auch konstruktive Aspekte und weitere auslegungsrelevante Parameter betrachtet. Dazu zählen beispielsweise die räumliche Anordnung der Einzelkomponenten im Triebstrang sowie deren Massen, Dimensionen und der daraus resultierende erforderliche Bauraum. Abbildung 3.4 zeigt beispielhaft eine mögliche technische Umsetzung des HyDrive-Getriebes in Form eines 3D-CAD-Modells.

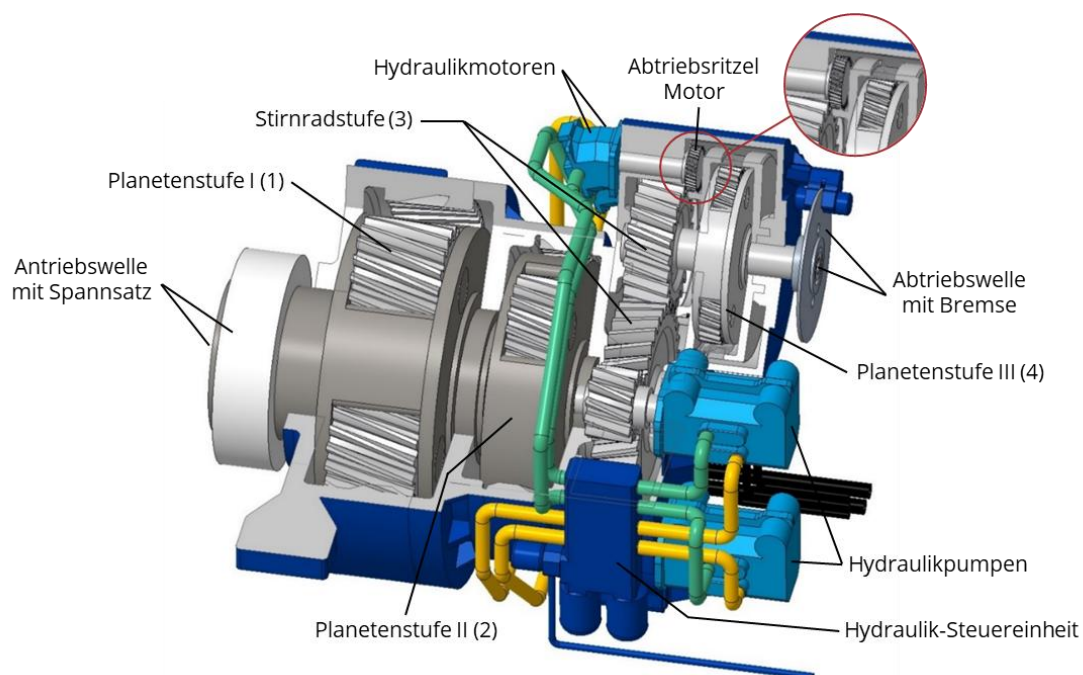


Abbildung 3.4: Mögliche technische Umsetzung des HyDrive-Getriebes, als 3D-CAD-Modell visualisiert

Zu erkennen sind die beiden koaxial hintereinander angeordneten Planetenstufen des Hauptgetriebes, sowie die gegenüber der schematischen Getriebedarstellung in Abbildung 3.1 ergänzte Stirnradstufe (3), welche die Abtriebswelle seitlich zur Hauptdrehachse des Getriebes versetzt. Auf diese Weise wird eine Durchführung von Versorgungs- und Signalleitungen durch die Antriebswelle zur Rotornabe ermöglicht – ein Aspekt, der erst durch die Berücksichtigung konstruktiver Randbedingungen hervortritt [8, S. 390]. Außerdem wird sichtbar, dass eine kompakte Integration der Hydraulikmotoren sowie der Planetenstufe (4) einschließlich der zugehörigen Wellen – zumindest in der dargestellten Getriebekonfiguration – aufgrund der begrenzten Platzverhältnisse eine Herausforderung darstellt. Hier kann die Verwendung mehrerer kleinerer hydraulischer Maschinen anstatt eines einzelnen Motors bzw. einer einzelnen Pumpe vorteilhaft oder sogar notwendig sein. Auf Grundlage der so gewonnenen Erkenntnisse ist eine Gegenüberstellung mit WEA einer vergleichbaren Leistungsklasse, wie der DTU 10 MW RWT, möglich. Dadurch lassen sich potenzielle Vorteile und Einschränkungen im Vergleich zu konventionellen Triebstrangarchitekturen diskutieren und bewerten.

Ausgangspunkt für die Erstellung des 3D-CAD-Modells sowie die Massenberechnung bilden bereits bestehende Komponenten von WEA, bei denen die konstruktiven Merkmale, Abmessungen sowie die Masse bekannt sind. Die Dokumentation der DTU 10 MW RWT dient hierbei als Orientierung. Allerdings stehen die genannten Daten zum aktuellen Zeitpunkt fast ausschließlich für Bauteile älterer WEA und somit nur für Leistungsklassen deutlich unter 10 MW frei zur Verfügung, sodass eine Skalierung der vorhandenen Werte in diese Leistungsklasse erforderlich ist. Dies gilt insbesondere für die Hydraulikpumpen und -motoren. Obwohl eigens für hydrostatische WEA-Triebstränge entwickelte hydraulische Maschinen für Leistungen im Megawatt-Bereich existieren (vgl. Kapitel 2.2.3, 2.2.4 sowie Kapitel 2.3.1), sind die spezifischen technischen Daten dazu nicht bekannt.

Die Ableitung der entsprechenden Größen erfolgt anhand der gegebenen Werten von Referenzbauteile unter Anwendung der sogenannten Ähnlichkeitsgesetze, die exemplarisch in Tabelle 3.2 aufgeführt sind. Diese beschreiben den Zusammenhang zwischen geometrisch ähnlichen Strukturen und den sich daraus ergebenden Beziehungen weiterer Größen, wie etwa Masse oder Leistung. Ein einfaches Beispiel stellt die quadratische Fläche dar, deren Größe mit der zweiten Potenz der linearen Änderung der Kantenlänge – dem Faktor q_L^2 – zunimmt. Entsprechend wächst das Volumen eines Würfels mit der dritten Potenz seiner Kantenlänge. Daraus lassen sich die Abhängigkeiten weiterer physikalischer Größen von charakteristischen Längenmaßen formulieren. In umgekehrter Richtung können mittels dieser Zusammenhänge die Abmessungen einzelner Komponenten für eine andere Leistungsklasse berechnet werden, wenn davon ausgegangen wird, dass die konstruktive Ausgestaltung zu jener der Referenz vergleichbar bleibt. [65, S. 54]

Tabelle 3.2: Auszug ausgewählter Ähnlichkeitsgesetze nach [17, S. 977]

GRÖSSE	ZUSAMMENHANG / FAKTOR
Länge l	$q_L = \frac{l_1}{l_0}$
Fläche A	$q_A = \frac{A_1}{A_0} = q_L^2$
Volumen V	$q_V = \frac{V_1}{V_0} = q_L^3$
Masse m	$q_m = \frac{m_1}{m_0} = q_L^3$
Druck p	$q_p = \frac{p_1}{p_0} = 1$
Drehzahl n	$q_n = \frac{n_1}{n_0} = q_L^{-1}$
Leistung P	$q_P = \frac{P_1}{P_0} = q_L^2$

4 KONZEPTION DES HYDRAULISCHEN ANTRIEBSPFADS

Basierend auf den in vorangegangenen Kapiteln dargestellten Grundlagen wird im Folgenden der hydraulische Antriebspfad für den HyDrive-Triebstrang konzipiert. Im weiteren Verlauf sollen dann insbesondere betriebsrelevante Aspekte – wie das Verhalten der hydraulischen Maschinen (Pumpen, Motoren) – untersucht werden. Die Konzeptionierung erfolgt daher vorrangig auf einer rein funktionalen Ebene. Konstruktive Randbedingungen sollen nach Möglichkeit ebenfalls Beachtung finden, stehen hierbei aber nicht im Fokus und wurden bereits separat betrachtet (vgl. Kapitel 3.4).

4.1 Parameter und Variation

Von technischer Seite aus kann der hydraulische Antriebspfad mittels verschiedener Kombinationen der in Tabelle 4.1 aufgeführten Parameter abgebildet werden. Die im oberen Tabellenteil gelisteten Punkte, die Bauart sowie die Anzahl der verwendeten hydraulischen Maschinen, bestimmen dabei das Layout des Hydraulikkreises und werden daher als fixe Parameter für jedes Konzept festgelegt. Die genannten Pumpen- und Motortypen entsprechen den in Kapitel 2.3.1 vorgestellten, für die Umsetzung hydrostatischer Getriebe gängigen bzw. für die Verwendung bei WEA geeigneten Bauarten. Beim Einsatz mehrerer hydraulischer Maschinen ist die Realisierung einer Teillastabschaltung möglich.

Tabelle 4.1: Technische Parameter zur Konfiguration des hydraulischen Antriebspfads

	VARIANTE A	VARIANTE B	VARIANTE C	VARIANTE D
FIXE PARAMETER				
BAUART MASCHINE(N)	Axialkolbenmaschine		Radialkolbenmaschine	
	Standard-Bauweise (fix/verstellbar)	Floating Cup Bauweise (fix/verstellbar)	Mehrhub-Bauweise (fix)	Digitale-Displacement-Bauweise (verstellbar)
ANZAHL MASCHINEN	1	2	3	4
BETRIEBSSTRATEGIE	-	mit Teillastabschaltung		
VARIATIONSPARAMETER				
FLUID	- Variation Betriebsstoffe -			
AN-/ABTRIEBSDREHZAHL	- Variation Direktgang und Leistungsabgriff -			
AN-/ABTRIEBSMOMENT				

Die im unteren Teil von Tabelle 4.1 verzeichneten Parameter, die Eigenschaften des Hydraulikfluids sowie die übertragene Leistung und die Positionen des Leistungsabgriffs im Triebstrang, können für jedes Konzept variiert werden. Letztere beiden Punkte werden dabei durch die Drehzahlen und Momente an den hydraulischen Maschinen wieder



gegeben. Die in Gelb markierte Konfiguration stellt das bisher im Triebstrang-Berechnungsmodell hinterlegte Hydrauliksystem dar und bildet den Ausgangspunkt für nachfolgende Untersuchungen sowie die Entwicklung weiterer möglicher Konzeptvarianten.

4.2 Leitlinien und Konstruktionsprinzipien

Unter Einbeziehung in der Fachliteratur [18], [52], [53] beschriebener, allgemeiner Prinzipien zur Konstruktion verlustarmer hydrostatischer Getriebe sowie der aus der Analyse von hydrostatischen bzw. hydraulisch-leistungsverzweigten Triebstrangkzepten gewonnenen Erkenntnisse (vgl. Kapitel 2.2.3 und 2.2.4 sowie [19]) lassen sich zusammenfassend folgende konzeptionelle Leitlinien formulieren, die beim Entwurf hydraulischer Triebstränge maßgeblich zu berücksichtigen sind:

- **Verwendung eines geschlossenen Hydrauliksystems:** Mittels eines geschlossenen Hydraulikkreises lässt sich ein Vierquadranten-Betrieb umsetzen, wodurch ein Antreiben, Abbremsen und Reversieren am Motor möglich ist (vgl. Kapitel 2.3.3)
- **Auslegung auf hohe Drücke und geringe Volumenströme:** Die Druckverlustleistung in einem Hydrauliksystem ist im Wesentlichen vom Volumenstrom abhängig [52, S. 109]. Deshalb sind gemäß Gleichung (2-9) für die hydraulische Leistungsübertragung – soweit umsetzbar – möglichst hohe Arbeitsdrücke zu wählen, um die erforderlichen Volumenströme zu minimieren. Dieses Auslegungsziel begünstigt üblicherweise auch den Wirkungsgrad von Hydraulikmotoren, da dieser stark vom Arbeitsdruck abhängt [19, S. 29]. Zudem können so deutlich kleinere Hydraulikkomponenten eingesetzt werden, was oft mit geringeren Investitionen und einer leichteren, kompakteren Bauweise einhergeht. Gleichzeitig wird die Maximierung des Arbeitsdruckniveaus durch Aspekte wie Bauteilfestigkeit, Platzbedarf für eine ausreichende Lagerung, Verluste (Fluidkompression, Reibung) und durch Sicherheitsvorschriften begrenzt. Bei hydrostatischen Getrieben und Fahrantrieben liegen die Arbeitsdrücke üblicherweise im Bereich von 280-420 bar. [53, S. 271]
- **Einplanung ausreichender Verstellbereiche bei Pumpen und Motoren:** Neben Pumpen mit verstellbarem Fördervolumen (Primärverstellung) können auch Motoren mit verstellbarem Schluckvolumen (Sekundärverstellung) verwendet werden [18, S. 211]. Durch die Umsetzung von Primär- und Sekundärverstellung wird die Drehzahlspreizung der hydraulischen Übersetzung erhöht [53, S. 229] und gleichzeitig der benötigte Volumenstrom bei hohen Motordrehzahlen reduziert [52, S. 109]. Außerdem wird bei zweckmäßiger Regelung der Förder- und Schluckvolumina der über die Druckbegrenzungsventile abgeführte Verluststrom begrenzt. Dieser Punkt trifft auch auf das Speisesystem zu [18, S. 252].



- **Umsetzung von Mehrmaschinenkonzepten:** Durch die Möglichkeit der Abschaltung von Teilen des Hydraulikkreises bei Teillast kann der Wirkungsgrad in diesen Betriebsbereichen erhöht werden [19, S. 31]. Bei den Leistungen moderner WEA wirken sich sinkende Bauteilanforderungen durch die Leistungsverteilung auf mehrere Pumpen bzw. Motoren außerdem positiv auf deren Verfügbarkeit aus (vgl. Kapitel 2.3.1). Mit steigender Komponentenanzahl nehmen jedoch auch die potenziellen Fehlerquellen im Hydraulikkreis zu und es entsteht ggf. ein erhöhter Wartungsaufwand. In diesem Zusammenhang ist daher ein technisch optimaler Kompromiss für das jeweilige System zu finden.
- **Abstimmung von Bauteilen und Betriebsbedingungen:** Generell sollten die verwendeten Bauteile, vor allem die hydraulischen Maschinen, hohe Wirkungsgrade in weiten Betriebsbereichen aufweisen (vgl. Kapitel 2.3.1) und vorzugsweise unter Bedingungen betrieben werden, in denen diese optimal erreicht werden. Im Kontext von Windenergieanlagen betrifft dies vor allem die Abstimmung der Drehzahlbereiche von Rotor, Getriebe, Generator und Hydraulikkomponenten. Da Hydraulikpumpen und -motoren in der Regel bei höheren Drehzahlen günstigere Betriebspunkte erreichen, ist eine geeignete Übersetzung zwischen Rotor und Hydrauliksystem vorzusehen oder alternativ der Einsatz von für niedrige Drehzahlen ausgelegten Maschinentypen, wie Radialkolbenpumpen, zu prüfen [18, S. 25 f., 28]. Ein weiterer Aspekt in diesem Zusammenhang stellt eine möglichst kompakte Bauweise der Hydraulikeinheit dar, um den Material- und Bauraumbedarf zu reduzieren. Erreicht werden kann dies beispielsweise durch eine Back-to-Back-Anordnung der hydraulischen Maschinen [18, S. 250].

4.3 Entwurf von Konzeptvarianten

Ausgehend vom bestehenden Konzept des Hydrauliksystems, dem *Basiskonzept*, können weitere Konzeptvarianten zur Umsetzung des hydraulischen Antriebspfads entwickelt und diskutiert werden. Eine Auswahl dieser Varianten ist, zusammen mit dem Basiskonzept, in Abbildung 4.1 bis Abbildung 4.4 veranschaulicht.

Das *Basiskonzept*, dargestellt in Abbildung 4.1, umfasst eine Axialkolbenpumpe mit verstellbarem Fördervolumen sowie einen Axialkolbenmotor mit konstantem Schluckvolumen. Es stellt damit die einfachste Version eines hydrostatischen Getriebes mit geschlossenem Hydraulikkreis dar (vgl. Kapitel 2.3.3). Werden sowohl Pumpe als auch Motor mit variablem Verdrängungsvolumen ausgeführt, lässt sich die Spreizung der hydraulischen Übersetzung erweitern, ohne dass dafür das maximale Förder- bzw. Schluckvolumen der Maschinen erhöht werden muss. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass zum Erreichen aller beabsichtigten Betriebspunkte Maschinen mit kleineren Verdrängungsvolumina zum Einsatz kommen können und das Hydrauliksystem insgesamt effizienter ausgelegt



werden kann, was sich positiv auf den benötigten Bauraum, die Masse sowie die Trägheitsmomente der Komponenten, aber auch auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt. Dieser technische Ansatz ist als *Konzeptvariante 1* in Abbildung 4.2 visualisiert.

Die Verstellung von Pumpe und Motor kann dabei synchron als Verbundverstellung erfolgen oder, wie bei den meisten Anwendungen üblich, nacheinander als Primär- und Sekundärverstellung [18, S. 211]. In diesem Fall arbeitet der Motor zunächst mit vollem Schluckvolumen, während gleichzeitig das Fördervolumen der Pumpe stetig erhöht wird. Auf diese Weise steigen Drehzahl und Leistung am Motor an, wobei das Drehmoment annähernd konstant bleibt. Ist das maximale Fördervolumen der Pumpe erreicht, kann durch Verkleinern des Schluckvolumens am Motor dessen Drehzahl weiter erhöht werden, wenngleich das Drehmoment stark abfällt. Dieses Verhalten kommt den in der Praxis üblicherweise vorliegenden Anforderungen entgegen, hohe Drehmomente im Bereich niedriger Drehzahlen und geringe Drehmomente bei hohen Drehzahlen bereitzustellen. Das trifft auch auf den HyDrive-Triebstrang zu (vgl. Anhang A.1). Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad in der Verstellbarkeit der Maschinen wird die Regelung des Hydrauliksystems gegenüber dem Basiskonzept jedoch auch deutlich anspruchsvoller. [53, S. 224 f.]

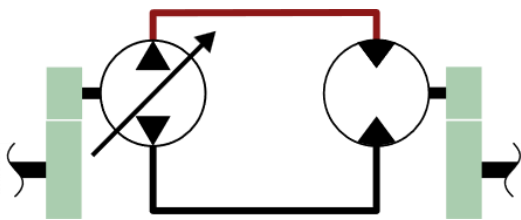


Abbildung 4.1: Basiskonzept mit Verstellpumpe und Konstantmotor

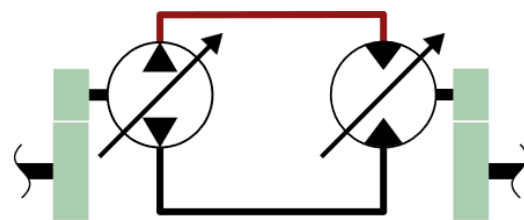


Abbildung 4.2: Konzeptvariante 1 mit Verstellpumpe und Verstellmotor (Primär- und Sekundärverstellung)

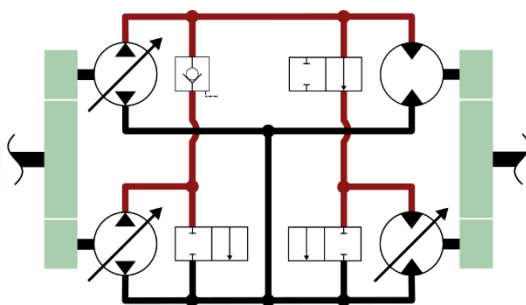


Abbildung 4.3: Konzeptvariante 2 mit mehreren Verstellpumpen und -motoren sowie einer Möglichkeit zur Teillastabschaltung

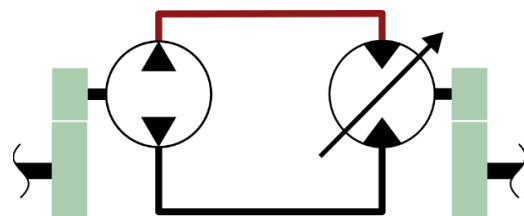


Abbildung 4.4: Konzeptvariante 3 mit Konstantpumpe und Verstellmotor

Konzeptvariante 2 stellt ein Mehrmaschinenkonzept dar, welches in Abbildung 4.3 exemplarisch mit jeweils zwei Pumpen und Motoren veranschaulicht ist. Im Bereich geringer Leistungen erfolgt die Leistungsübertragung hier ausschließlich durch die obere Hälfte des Hydraulikkreises, während die zweite Pumpe und der zweite Motor über Wegeventile in drucklosen Umlauf geschaltet sind. Dadurch erhöht sich das Druckniveau im Teillastbereich, was theoretisch zu höheren Wirkungsgraden in diesem Betriebsbereich führt. Allerdings treten an den inaktiven hydraulischen Maschinen Schleppverluste auf, sofern diese nicht vom restlichen Teil des Triebstrangs entkoppelt werden. Erkenntnisse aus [19] zeigen, dass diese Verluste je nach Maschinentyp die gesteigerte Effizienz im aktiven Teil des Hydraulikkreises teilweise kompensieren können. Mit den Randbedingungen des HyDrive-Triebstrangs spielt es hierbei keine Rolle, ob die Pumpen bzw. Motoren in Tandemanordnung, oder wie Abbildung 4.3 gezeigt, in Parallelanordnung verbaut werden. In der Realität kann es bei einer Parallelanordnung allerdings zu asymmetrischen Belastungen am zentralen Zahnrad der Stirnradstufe kommen, wenn ein Teil der Pumpen bzw. Motoren nicht aktiv an der Leistungsübertragung im Hydrauliksystem beteiligt ist.

Bei Axialkolbenmaschinen können die Schleppverluste durch die Verwendung verstellbarer Einheiten, welche im deaktivierten Zustand keinen Hub ausführen, reduziert werden. Alternativ lässt sich das Prinzip der Teillastabschaltung auch durch den Einsatz nur einer Digital-Displacement-Pump bzw. eines Digital-Displacement-Motors realisieren, da die zylinderselektive Zu- und Abschaltung hier den gleichen Effekt erzielt (vgl. Kapitel 2.3.1). Mechanisch trennbare Kupplungselemente werden aufgrund der hohen übertragenen Leistungen und der damit verbundenen Wartungsintensität bei WEA-Triebsträngen üblicherweise vermieden [9, S. 91].

Mit *Konzeptvariante 3* wird eine alternative Ausführung der Leistungsverzweigung im HyDrive-Triebstrang aufgegriffen. In den bisherigen Entwürfen erfolgt diese zwischen Hauptgetriebe und Generator (vgl. Kapitel 3.2). An dieser Stelle im Triebstrang liegen durch die Übersetzung des Hauptgetriebes höhere Drehzahlen und geringer Drehmomente vor als an der Rotorwelle, was im Hinblick auf die typischen Betriebsbereiche der meisten hydraulischen Maschinen vorteilhaft ist (vgl. Kapitel 2.3.1). Allgemein nehmen mit sinkenden Drehmomentanforderungen auch die Dimension der Komponenten ab, da diese weniger massiv ausgelegt werden müssen. Im Hinblick auf eine platzsparende Integration der Leistungsverzweigung in den Triebstrang kann es jedoch sinnvoll sein, eine andere Komponentenanordnung zu wählen und die Leistungsverzweigung im Triebstrang weiter in Richtung Rotorwelle zu verschieben.

Üblicherweise enthält das Hauptgetriebe bereits Planetenstufen, je nach Bauart auch mit beweglich gelagertem Hohlrad [11, S. 236]. Um Getriebestufen einzusparen, könnte eine Planetenstufe des Hauptgetriebes als Überlagerungsgetriebe ausgeführt und zur Leistungsverzweigung genutzt werden, wie in Abbildung 4.5 gezeigt. Die Leistungszusam-



menführung wiederum könnte über die häufig aus konstruktiven Gründen vorhandene Stirnradstufe auf der zum Generator gewandten Getriebeseite (Wellenversatz zur Leitungsdurchführung, vgl. Kapitel 3.5) realisiert werden. Dadurch wird eine sehr kompakte Bauweise mit einer Art Back-to-Back-Anordnung der hydraulischen Maschinen möglich. Für den Betrieb mit den im Vergleich höheren Drehmomenten eignen sich insbesondere Radialkolbenmaschinen, die in der Regel jedoch keine variable Verstellung des Verdrängungsvolumens erlauben. Daher ist bei dieser Ausführung der Leistungsverzweigung nur eine sekundärseitige Verstellung durch einen Motor mit veränderbarem Schluckvolumen möglich, wie in Abbildung 4.4 visualisiert. Zu beachten ist hierbei jedoch, dass die Maschine mit konstantem Verdrängungsvolumen – in diesem Fall die Pumpe – im HyDrive-Triebstrang immer an das Überlagerungsgetriebe gekoppelt sein muss, um im Direktgang das dort erforderliche Brems- bzw. Haltemoment aufbringen zu können.

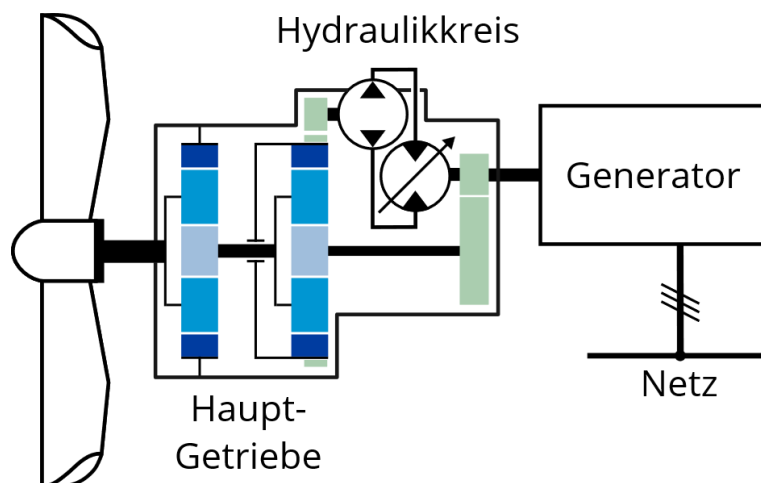


Abbildung 4.5: Mögliche Umsetzung des HyDrive-Triebstrangs mit vollintegriertem hydraulischen Antriebspfad nach *Konzeptvariante 3*

Generell ist anzumerken, dass natürlich auch eine Kombination der grundlegenden Konzeptideen, wie beispielsweise Teillastabschaltung zusammen mit Primär und Sekundärverstellung, möglich ist. Zudem sind die einzelnen Konzepte nicht auf bestimmte Maschinentypen beschränkt (vgl. Kapitel 2.3.1).

Auch wenn das Basiskonzept zunächst maßgebend für die Umsetzung des Hydraulik-Berechnungsmodells ist, stellen die hier aufgeführten Konzeptvarianten alternative und weiterführende technische Ansätze dar, die zu einer potenziellen Verbesserung des Wirkungsgradverhaltens im hydraulischen Antriebsstrang führen können und deshalb im Rahmen eines Vergleichs auf ihr Potenzial hin untersucht werden sollten. Daher wird das Hydraulik-Berechnungsmodell in einer solchen Weise aufgebaut, dass es zunächst das Basiskonzept abbildet und anschließend mit geringem Anpassungsaufwand zu den weiteren Konzeptvarianten erweitert oder modifiziert werden kann.

5 ERSTELLUNG EINES HYDRAULIK-BERECHNUNGSMODELLS

Durch den Aufbau eines Hydraulik-Berechnungsmodells soll es ermöglicht werden, detailliertere Erkenntnisse zum Wirkungsgradverhalten des hydraulischen Antriebspfads im HyDrive-Triebstrang zu erhalten. Während das bisher bestehende Triebstrang-Berechnungsmodell (vgl. Kapitel 3.4) die Wirkungsgrade der Hydraulik nur in vereinfachter Form betrachtet hat, sollen nun die charakteristischen Wirkungsgradverläufe von Pumpe(n), Motor(en) sowie die Strömungsverluste in den Leitungen berücksichtigt und in Abhängigkeit relevanter Betriebsparameter (Drehzahl, Druck, etc.) dargestellt werden.

5.1 Aufbau in MATLAB Simscape

Zur Implementierung des Hydraulik-Berechnungsmodells wird, in Anlehnung an die Umsetzung des Triebstrang-Berechnungsmodells (vgl. Kapitel 3.4), ebenfalls die Software MATLAB Simscape gewählt. Einerseits stehen in dieser Softwareumgebung schon vordefinierte Blöcke zur Verfügung, welche die physikalischen Berechnungen für bestimmte Hydraulikkomponenten wie beispielsweise Pumpe und Motor abbilden. Andererseits ist so die Kompatibilität mit dem bestehenden Triebstrang-Modell gegeben und es ist möglich, dieses um das Hydraulik-Berechnungsmodell zu ergänzen bzw. die bisherige Modellierung des hydraulischen Antriebspfads zu ersetzen.

5.1.1 Anforderungen

Für den Aufbau des Hydraulik-Berechnungsmodells ergeben sich, ergänzend zu den konzeptionellen Leitlinien (siehe Kapitel 4.2), nachfolgend aufgeführte Anforderungen. Diese lassen sich unter anderem von der strukturellen Gestaltung der in Kapitel 4.3 erläuterten Hydraulikkonzepte ableiten, sind aber auch von den funktionalen Möglichkeiten und Limitierungen der Software MATLAB Simscape abhängig:

- **Realitätsnahe Umsetzung:** Nach Möglichkeit sollen alle in einem realen Hydraulikkreis enthaltenen Komponenten und Sicherheitseinrichtungen (vgl. Kapitel 2.3) abgebildet werden.
- **Geringe Komplexität:** Der Aufbau des Modells bzw. Hydrauliksystems soll so einfach und kompakt wie möglich ausgeführt sein. Diese Anforderung ist nicht nur aus technischer Sicht sinnvoll und wünschenswert, sondern auch erforderlich, um die Durchführbarkeit von Simulationen mit MATLAB Simscape zu gewährleisten. Bisherige Erfahrungen im Rahmen von Vorbetrachtungen haben gezeigt, dass die Software bei einer sehr hohen Modellkomplexität teilweise schnell an Grenzen stoßen kann und das Modell dann nicht mehr stabil läuft. Dies kann insbesondere



dann problematisch werden, wenn das Hydraulik-Berechnungsmodell in das bestehende Triebstrang-Berechnungsmodell integriert werden soll. Zudem soll für diesen Fall der Detaillierungsgrad beider Berechnungsmodelle in etwa vergleichbar sein.

- **Hohe Modularität:** Damit verschiedene Hydraulikkonzepte mit unterschiedlichen Anzahlen, Typen und Verschaltungen von hydraulischen Maschinen untersucht werden können, ohne dabei zu stark in die Modellstruktur eingreifen zu müssen.
- **Direktgang:** Für einen bestimmten Betriebspunkt soll die gesamte Leistung ausschließlich durch den mechanischen Teil des Triebstrangs übertragen werden. Dazu muss das Hydrauliksystem in der Lage sein, das Hohlrad der Leistungsverzweigung bis zum Stillstand abzubremesen bzw. zu blockieren und je nach Auslegung zu reversieren (vgl. Kapitel 3.2).
- **Variationsmöglichkeiten:** Sowohl die Art der Leistungsverzweigung wie auch die Auslegungswindgeschwindigkeit des Direktgangs und die mittels hydraulischem Antriebspfad übertragene Leistung sollen verändert werden können.
- **Ausreichende Dimensionierung:** Um alle relevanten Betriebszustände (Leistungen, Drehzahlen und Drehmomente) abdecken zu können.

5.1.2 Annahmen und Vereinfachungen

Um allgemein den Forderungen einer geringen Modellkomplexität bei gleichzeitig hoher Modularität und möglichst realitätsnaher Abbildung der Hydrauliksystems nachzukommen, soll die Grundstruktur des Berechnungsmodells entsprechend dem Layout des Basiskonzepts aufgebaut werden. Die Option, mit dieser Form des Modells gegebenenfalls auch die weiteren in Kapitel 4.3 vorgestellten Konzeptvarianten des hydraulischen Antriebspfads abzubilden, soll dabei vorrangig über die Anpassung des Wirkungsgradverhaltens der einzelnen Modellkomponenten realisiert werden. Dadurch muss die Modelarchitektur für den Wechsel zwischen verschiedenen Konzepten nicht verändert werden. Diesem Ansatz liegt die Überlegung zugrunde, dass sich das Wirkungsgradverhalten zwischen einer einzelnen und mehreren seriell oder parallel geschalteten Maschinen mit gleicher Gesamtleistung nicht verändert, sofern die Maschinenbauart identisch ist und eine synchrone Ansteuerung des Verdrängungsvolumens vorliegt. Die Beeinflussung des Wirkungsgradverhaltens durch zusätzliche Verzahnungen, welche für die Anbindung mehrerer Maschinen erforderlich sind, wird in diesem Zusammenhang als vernachlässigbar betrachtet, da auch bei der Verwendung nur einer einzelnen Hydraulikpumpe bzw. eines einzelnen Motors jeweils eine vor- bzw. nachgeschaltete Getriebestufe zur Anpassung des Drehzahl-niveaus vorgesehen wird. Gleiches gilt für Effekte, welche sich aus den unterschiedlichen Dimensionen der Maschinen ergeben könnten.



Ausgehend davon kann eine Teillastabschaltung im Modell umgesetzt werden, indem das maximale Verdrängungsvolumen der hydraulischen Maschinen im Teillastbereich um einen Faktor reduziert wird, welcher dem Kehrwert der Anzahl an Pumpen und Motoren des jeweiligen Mehrmaschinenkonzepts entspricht. Für die in Abbildung 4.3 visualisierte Konzeptvariante 2 mit zwei Pumpen und Motoren würde das die Halbierung des Förder- bzw. Schluckvolumens bei Betriebspunkten mit niedrigen Leistungen bedeuten. Das Wirkungsgradverhalten der hydraulischen Maschinen ist dabei nicht vom absoluten Wert des Verdrängungsvolumens abhängig, sondern nur von der relativen Ansteuerung in Bezug auf dessen Maximalwert und bleibt daher in dieser Hinsicht unverändert. Allerdings stellen sich höhere Drücke ein, welche das Wirkungsgradverhalten (vorteilhaft) beeinflussen. Das Umschalten zwischen reduziertem und maximalen Verdrängungsvolumen an der Pumpe bzw. dem Motor im Modell ist mit der Anzahl und Dimensionierung der hydraulischen Maschinen abzustimmen, die mit Konzept abgebildet werden sollen [19, S. 26].

Die Implementierung der in Kapitel 4.3 erläuterten Konzeptvarianten 1 und 3 (vgl. Abbildung 4.2 und Abbildung 4.4) erfolgt dadurch, dass sowohl Pumpe als auch Motor als verstellbare hydraulische Maschinen modelliert werden. Soll eine Sekundärverstellung umgesetzt werden, kann das Schluckvolumen des Hydraulikmotors durch eine geeignete Regelschaltung angesteuert werden. Andernfalls wird dafür im Modell ein Konstantwert gesetzt – wie auch für das Fördervolumen der Pumpe, sofern keine Primärverstellung benötigt wird.

Neben diesen Randbedingungen, welche primär darauf abzielen, die Umsetzung der verschiedenen Konzeptvarianten zu ermöglichen, werden folgende Annahmen und Vereinfachungen für die Erstellung des Berechnungsmodells definiert:

- **Abbildung verschiedener Leistungswerte:** Die Leistung des hydraulischen Antriebspfads kann, je nach Auslegungswindgeschwindigkeit des Direktgangs, verschiedene Größenordnungen annehmen. In diesem Zusammenhang wird davon ausgegangen, dass sich die verwendeten Hydraulikkomponenten bei unterschiedlichen Auslegungsleistungen grundsätzlich technisch-physikalisch ähnlich verhalten, wobei im Rahmen der Skalierung auftretende Änderungen bzw. Abweichungen davon mithilfe der Ähnlichkeitsgesetze berücksichtigt werden (vgl. Tabelle 3.2).
- **Anpassung der Drehzahlniveaus:** Zur Angleichung der Drehzahlverhältnisse im Triebstrang und den Betriebsbereichen der hydraulischen Maschinen werden vor- bzw. nachgeschaltete Getriebestufen mit frei einstellbaren Übersetzungsverhältnissen an Pumpe und Motor vorgesehen. Eine gesonderte Wirkungsgradbetrachtung an diesen Übersetzungsstufen wird nicht vorgenommen, sondern die Berücksichtigung im Rahmen der Verluste des Hauptgetriebes als ausreichend erachtet.



- **Verwendung von Wirkungsgradkennfeldern:** Zur detaillierten Nachbildung des Wirkungsgradverhaltens der hydraulischen Maschinen für verschiedene Konzeptvarianten des hydraulischen Antriebspfads werden Kennfelder genutzt. Diese geben den Gesamtwirkungsgrad der Pumpe bzw. des Motors in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter wieder, wobei keine Differenzierung zwischen volumetrischem und hydraulisch-mechanischem Wirkungsgrad η_{vol} bzw. η_{hm} erfolgt (vgl. Kapitel 2.3.1).
- **Vernachlässigung von Leckagen:** Leckage-Volumenströme werden nicht modelliert, sondern als Teil des volumetrischen Wirkungsgrads η_{vol} und damit als Teil des Gesamtwirkungsgrads im Kennfeld berücksichtigt.
- **Vernachlässigung von Temperatureinflüssen:** Thermische Effekte wie Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge sowie der Einfluss von Umgebungstemperaturen werden vernachlässigt. Die abzuführende Wärme durch Verluste im System wird über eine Leistungsbilanzierung separat betrachtet (siehe Kapitel 5.4)
- **Entfall von Wärmetauscher, Vorwärmer und Filter:** Ohne die Beachtung thermischer Effekte werden Bauteile wie Wärmetauscher und Vorwärmer aus funktionalen Gründen nicht benötigt. Da auch auf die Modellierung von Leckage-Volumenströmen verzichtet wird, ist die Darstellung eines umfangreichen Speisedrucksystems, wie in Abbildung 2.24 gezeigt, nicht notwendig, und Spülstrom sowie Filter können ebenfalls vernachlässigt werden. Die damit einhergehende Verringerung des Strömungswiderstands im Hydrauliksystem wird als nicht relevant eingestuft.

5.2 Implementierung der Bauteilcharakteristika

Das Wirkungsgradverhalten des Hydraulikkreises wird primär durch die hydraulischen Maschinen bestimmt. Deshalb soll deren Einfluss möglichst detailliert im Modell nachgebildet werden. In MATLAB Simscape ermöglichen bestimmte Blöcke, wie beispielsweise *Variable-Displacement Pump* bzw. *Variable-Displacement Motor*, die Definition des Wirkungsgrads nicht nur über einen konstanten Kennwert, sondern auch in Form von Kennlinien oder Kennfeldern. Um ein Wirkungsgradkennfeld in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter an einen solchen Block übergeben zu können, werden an diesem zusätzliche Anschlüsse aktiviert, die Eingangssignale für den volumetrischen und den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad (siehe Kapitel 2.3.1) unterstützen. Das Kennfeld selbst kann nicht direkt innerhalb des Pumpen- bzw. Motor-Blocks hinterlegt werden, weshalb die Implementierung über separate, ein- bzw. mehrdimensionale Lookup-Tabellen erfolgt, deren Ausgangssignal mit den entsprechenden Anschlüssen des jeweiligen Blocks verknüpft werden (vgl. Kapitel 5.3 bzw. Abbildung 5.9).



5.2.1 Auswahl von Referenzbauteilen

Als Referenz zur Abbildung des Wirkungsgradverhaltens werden die technischen Daten am Markt verfügbarer hydraulischer Maschinen herangezogen. Die Auswahl erfolgt anhand folgender Kriterien:

- hoher maximaler Betriebsdruck
- großer maximaler Volumenstrom
- und damit hohe übertragbare Gesamtleistung
- umfassend dokumentiertes Wirkungsgradverhalten in Form von Kennlinien mit ausreichend vielen Stützpunkten, für Pump- und Motorbetrieb

Auch wenn speziell für WEA-Triebstränge entwickelte hydraulische Maschinen existieren (siehe Kapitel 2.2.3 und 2.2.4), so ist das spezifische Wirkungsgradverhalten dieser Pumpen und Motoren nicht ausreichend dokumentiert, um daraus Wirkungsgradkennfelder ableiten zu können. Deshalb wird in diesem Zusammenhang auf die Kenndaten aktuell am Markt erhältlicher, leistungsstarker Maschinen bekannter Hersteller von Hydraulikkomponenten zurückgegriffen. Diese bewegen sich jedoch in einem Leistungsbereich, der weit unter den Leistungsanforderungen moderner WEA liegt und finden zumeist in mobilen Arbeitsgeräten der Land-, Forst und Bauwirtschaft Anwendung. Um die vorhandenen Informationen für die Darstellung des HyDrive-Triebstrangs nutzen zu können, muss das Wirkungsgradverhalten daher in den Leistungsbereich des hydraulischen Antriebspfads transferiert werden. Des Weiteren wird in der technischen Dokumentation der Hersteller zum größten Teil auf eine separate Aufführung von volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Wirkungsgraden η_{vol} bzw. η_{hm} verzichtet, weshalb diese Unterscheidung auch im Kontext des Hydraulik-Berechnungsmodells vernachlässigt wird. Diese Vereinfachung trägt außerdem dazu bei, die Modellkomplexität zu begrenzen (vgl. Kapitel 5.1.1)

Als Standardreferenz für die Umsetzung des Berechnungsmodells wird eine Schrägscheiben-Axialkolbenmaschine vom Typ *Parker P14* gewählt [59]. Obwohl Axialkolbenmaschinen in Schrägachsenbauweise tendenziell bessere Wirkungsgrade erzielen (vgl. Kapitel 2.3.1), dient aufgrund der umfangreicheren Dokumentation des Wirkungsgradverhaltens – insbesondere der Differenzierung zwischen Pump- und Motorbetrieb – eine Maschine in Schrägscheibenbauweise als Grundlage für die Erstellung von Kennfeldern. Alternativ und im Rahmen einer Optimierung können dafür auch die Daten der Doppel-Axialkolbenmaschine *FCV28* des Herstellers *INNAS* herangezogen werden [66]. Diese Maschine besitzt ein äußerst günstiges Wirkungsgradverhalten, existiert bisher jedoch nur in Prototypenform. Um je nach Konzeptvariante hohe Drehmomente bei langsamen Drehzahlen realisieren zu können, kommen Radialkolbenmaschinen der Bauart *Hägglands CBp* als Referenzkomponente in Frage [67]. Des Weiteren kann auf die Daten einer Digital-Displacement-Pump vom Typ *Danfoss DDP096* zurückgegriffen werden [68].



5.2.2 Mögliche Betriebsszenarien

Bei hydraulischen Maschinen stellen sich, je nach Betriebspunkt, verschiedene Zustände der Energiewandlung mit unterschiedlichen Wirkungsgraden ein (vgl. Abbildung 2.18). Diese bilden die Grundlage für die Erstellung von Wirkungsgradkennfeldern und können in Form des Vierquadranten-Betriebs beschrieben werden (vgl. Kapitel 2.3.3).

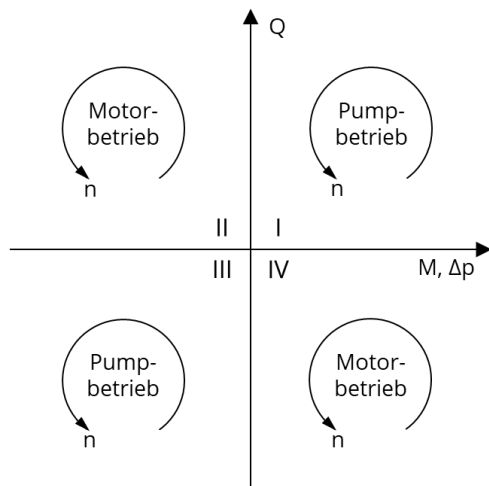


Abbildung 5.1: 4-Quadrantenbetrieb der Pumpe, dargestellt für das Basiskonzept des hydraulischen Systems

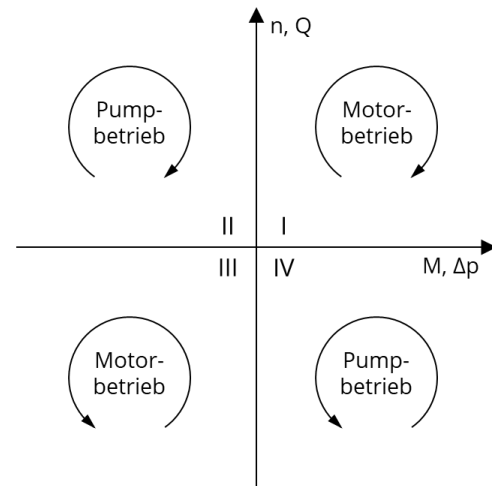


Abbildung 5.2: 4-Quadrantenbetrieb des Motors, dargestellt für das Basiskonzept des hydraulischen Systems

In Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 ist jeweils das vollständige Betriebsverhalten für eine Pumpe mit verstellbarem Fördervolumen und einen Motor mit konstantem Schluckvolumen veranschaulicht, was der Maschinenkonfiguration des Basiskonzepts entspricht. Die Vierquadranten-Darstellung dient dabei der eindeutigen Zuordnung der Energieflussrichtungen zwischen mechanischer und hydraulischer Seite. Außerdem können auf diese Weise die Zusammenhänge zwischen den Größen Drehzahl n , Drehmoment M , Druck Δp und Volumenstrom Q verdeutlicht werden.

In den Quadranten I und III sind Druck Δp und Volumenstrom Q gleichgerichtet. In diesem Zustand wandeln die Maschinen entsprechend ihrer Hauptfunktion mechanische in hydraulische Energie (Pumpbetrieb) bzw. hydraulische in mechanische Energie (Motorbetrieb) um. Dabei verhält sich der Volumenstrom Q gemäß Gleichung (2-9) proportional zum Verdrängungsvolumen V_{th} und zur Drehzahl n . Aufgrund des in der vorliegenden Maschinenkonfiguration konstanten Schluckvolumens am Motor ist dessen Drehrichtung fest mit der Richtung des Volumenstroms im Hydraulikkreis verknüpft (vgl. Abbildung 5.2). Bei der Pumpe liegt hingegen eine andere Ausgangssituation vor, wie aus Abbildung 5.1 hervorgeht: Durch die Anbindung an den restlichen Teil des Triebstrangs ist hier die Drehrichtung vorgegeben und bleibt während des Betriebs unverändert (siehe Abbildung 3.1). Allerdings kann das Verdrängungsvolumen V_{th} nicht nur in positiver, sondern auch in

negativer Richtung verstellt werden, wodurch bei konstanter Drehrichtung die Förderrichtung umgekehrt wird. Drehrichtung und Volumenstrom sind in diesem Fall voneinander entkoppelt. Verfügt eine Maschine sowohl über ein verstellbares Verdrängungsvolumen als auch über einen Freiheitsgrad in der Drehrichtung, lässt sich der jeweilige Betriebszustand innerhalb eines Quadranten folglich auf unterschiedliche Weise abbilden. Daher kann der Zusammenhang zwischen den mechanischen (n , M) und hydraulischen Größen (Δp , Q , V_{th}) je nach Ausführung der hydraulischen Maschinen und des Hydrauliksystems variieren.

Weisen Druck Δp und Volumenstrom Q entgegengesetzte Vorzeichen auf, wie in den Quadranten II und IV, so ändert sich die Betriebsart der hydraulischen Maschine – sie wechselt vom Pump- in den Motorbetrieb und umgekehrt. Dieser Zustand stellt sich beispielsweise ein, wenn bei gleichbleibender Drehrichtung der hydraulischen Maschinen und gleicher Flussrichtung des Volumenstroms im System ein äußeres Antriebsmoment auf der Motorseite wirkt. Dadurch ändert der Druck sein Vorzeichen, was gemäß Gleichung (5-1) an der Pumpe zu einem Drehmoment in Antriebsrichtung führt (proportionales Verhalten von Drehmoment M und Druck Δp):

$$M = \frac{\Delta p \cdot V_{th}}{2\pi} \quad (5-1)$$

In diesem Fall treibt die Pumpe selbst nicht mehr an, sondern wird getrieben und bremst, sofern ein ausreichendes Bremsmoment aufgebracht werden kann. Die Hauptfunktionen beider hydraulischer Maschinen sind in diesen Betriebsbereichen daher vertauscht.

5.2.3 Wirkungsgradkennfelder

Ausgangspunkt für die Erstellung der Wirkungsgradkennfelder bilden die technischen Daten realer hydraulischer Maschinen (vgl. Anhang B). Als Referenz für das Hydraulik-Berechnungsmodell soll standardmäßig eine Schrägscheiben-Axialkolbenmaschine vom Typ Parker P14 dienen, deren Wirkungsgradverhalten umfangreich und differenziert dokumentiert ist.

Die Wirkungsgrade werden vom Hersteller für verschiedene Betriebspunkte in Abhängigkeit von Drehzahl n , Druck Δp sowie eingestellttem Fördervolumen V angegeben (siehe Anhang B.1). Diese Datenpunkte werden zunächst manuell aus den vorliegenden Diagrammen ausgelesen und anschließend mithilfe eines Skripts in Form eines dreidimensionalen Arrays der Struktur $n \times V \times \Delta p$ gespeichert. Dabei entstehen zwei Datensätze, welche das Wirkungsgradverhalten der Maschine einerseits im Pumpbetrieb und andererseits im Motorbetrieb beschreiben. Sofern in den Herstellerangaben keine Unterscheidung zwischen Pump- und Motorbetrieb erfolgt, so wird vereinfachend angenommen,



dass die Maschine in beiden Betriebsbereichen ein identisches Wirkungsgradverhalten aufweist. Drehzahl und Druck werden in absoluten Werten abgespeichert, während sich die Volumeneinstellung prozentual auf das Gesamtverdrängungsvolumen bezieht. Da manche Hersteller das Wirkungsgradverhalten nicht in Abhängigkeit des Drucks, sondern in Relation zum anliegenden Drehmoment angeben, kann vor Erzeugung der Datensätze eine Berechnung von Druckwerten unter Anwendung von Gleichung (2-13) erforderlich sein.

Abbildung 5.3 zeigt exemplarisch das Wirkungsgradkennfeld für eine Parker P14 Maschine im Pumpbetrieb, wie es sich direkt aus den gegebenen Datenpunkten ergibt. Auffällig ist, dass damit nur ein eingeschränkter Betriebsbereich abgedeckt wird und das Kennfeld insbesondere das Wirkungsgradverhalten bei geringen Drehzahlen unter $n = 900$ U/min und niedrigen Drücken unter $\Delta p = 69$ bar nicht wiedergibt. Dies hängt damit zusammen, dass bei vielen Anwendungen diese Betriebsbereiche nicht relevant sind oder lediglich eine untergeordnete Rolle spielen. Bei hydrostatischen Getrieben hingegen werden Betriebspunkte bei geringen Drehzahlen bzw. aus dem Stillstand häufiger angefahren, beispielsweise beim Reversieren. In diesen Zuständen treten zugleich niedrige Druckniveaus auf. Deshalb müssen für die Modellierung des HyDrive-Triebstrangs die Randbereiche des Betriebskennfelds der hydraulischen Maschinen ebenfalls beachtet werden.

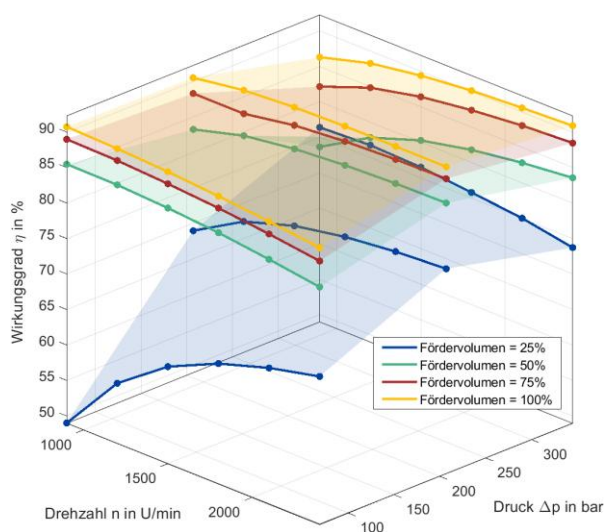


Abbildung 5.3: Wirkungsgradkennfeld für eine Parker P14 Maschine im Pumpbetrieb, generiert mithilfe der Stützpunkte aus den technischen Daten [59, S. 5.8 f.]

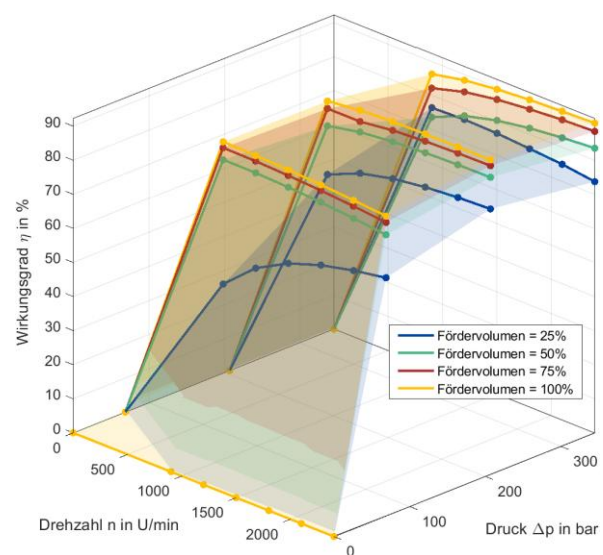


Abbildung 5.4: Wirkungsgradkennfeld für eine Parker P14 Maschine im Pumpbetrieb, generiert mithilfe der Stützpunkte aus den technischen Daten und ergänzt um Nullpunkte für Drehzahl und Druck [59, S. 5.8 f.]

Entsprechend dem in Abbildung 2.18 dargestellten allgemeinen Wirkungsgradverhalten hydraulischer Pumpen und Motoren weicht dieses in den beschriebenen Randbereichen

deutlich von jenem ab, welches sich im Hauptbetriebsbereich einstellt und zu dem seitens des Herstellers Daten zur Verfügung stehen. Einerseits sinkt der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} und damit auch der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} auf 0% ab, wenn das Druckniveau gegen 0 bar abfällt – in diesem Zustand kann kein Drehmoment übertragen werden. Andererseits verringert sich der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} und gleichsam auch der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} auf 0%, sofern sich das Drehzahlniveau gegen 0 U/min bewegt – es wird kein Volumenstrom erzeugt bzw. umgesetzt. Um das Verhalten der hydraulischen Maschinen in den Randbereichen korrekt abbilden zu können, muss das Wirkungsgradkennfeld daher um weitere Stützstellen erweitert werden. Eine Extrapolation auf Basis der vorhandenen Datenpunkte ist dafür nicht ausreichend.

Für die Größen Drehzahl n und Druck Δp wird das Kennfeld daher um Werte für einen minimalen Wirkungsgrad ergänzt. Diese Werte wie in Abbildung 5.4 veranschaulicht mit $\eta_{ges} = 0\%$ anzunehmen ist theoretisch zwar korrekt, jedoch nicht zweckdienlich für das Berechnungsmodell. Es können dadurch instabile Betriebszustände während der Simulation auftreten, welche gegebenenfalls zu deutlichen Abweichungen gegenüber einem realitätsnahen Verhalten des Hydrauliksystems führen. An dieser Stelle wird deshalb zwischen einem realen und einem funktionalen Wirkungsgrad differenziert, wobei letzterer einen Kompromiss zwischen der Realität und den Einschränkungen des Berechnungsmodells bzw. der Software MATLAB darstellt. Im Rahmen erster Abschätzungen hat sich dafür ein Minimalwirkungsgrad von $\eta_{ges} = 25\%$ als passend erwiesen (siehe Abbildungen in Anhang C.1).

Ausgehend von den in Kapitel 5.2.2 beschriebenen möglichen Betriebsszenarien können, unter Verwendung der für Pump- und Motorbetrieb erstellten maschinenspezifischen Datensätze, die vollständigen Wirkungsgradkennfelder für den 4-Quadranten-Betrieb der hydraulischen Maschinen generiert werden. Dies erfolgt mithilfe des in Abbildung 5.5 dargestellten Teilmodells. Die Eingangsparameter sind Drehzahl (n_{pump_act}), Verdrängungsvolumen ($V_{set_pump_act}$ bzw. V_{pump_max}) und Druck (dp_{pump_act}). In Abhängigkeit dieser Größen werden die entsprechenden Wirkungsgrade aus den Datensätzen, welche jeweils in Form einer Lookup-Tabelle implementiert sind, ausgelesen. Dabei werden ausschließlich positive Eingangswerte verarbeitet, da die Kennfelder für Pump- und Motorbetrieb nur für diesen Wertebereich definiert sind. Trotzdem lassen sich mit dieser Datengrundlage alle vier Quadranten abbilden. Negative Werte für Drehzahl, Verdrängungsvolumen und Druck haben keine Auswirkungen auf das Wirkungsgradverhalten, sondern beeinflussen lediglich Betrag und Richtung des Leistungsflusses im Hydraulikkreis.

Der Wechsel zwischen den verschiedenen Quadranten wird durch eine Schaltfunktion realisiert, welche je nach Vorzeichen der Eingangsparameter entweder die Lookup-Tabelle für Pumpbetrieb oder für Motorbetrieb nutzt, um die Ausgabewerte des Teilmodells zu bestimmen. Diese Werte müssen für die weitere Verarbeitung im Berechnungsmodell von



einer prozentualen Angabe in einen dimensionslosen Faktor umgerechnet werden. Eine Sättigungsfunktion unterbindet dabei die Ausgabe unplausibler Werte außerhalb des Bereichs 0...100%. Da die Drehzahlwerte im Datensatz als absolute Größen hinterlegt sind, muss der Einfluss des Skalierungsfaktors – dieser dient zur Anpassung des Drehzahllevels auf die Auslegungsleistung der hydraulischen Maschine (vgl. Kapitel 5.3.2) – zur Verwendung der Lookup-Tabelle wieder rückgängig gemacht werden. Für die Eingabe des Verdrängungsvolumens wird die prozentuale Einstellung aus dem aktuellen Wert $V_{set_pump_act}$ sowie dem im Rahmen der Auslegung festgelegten Maximalwert V_{pump_max} berechnet.

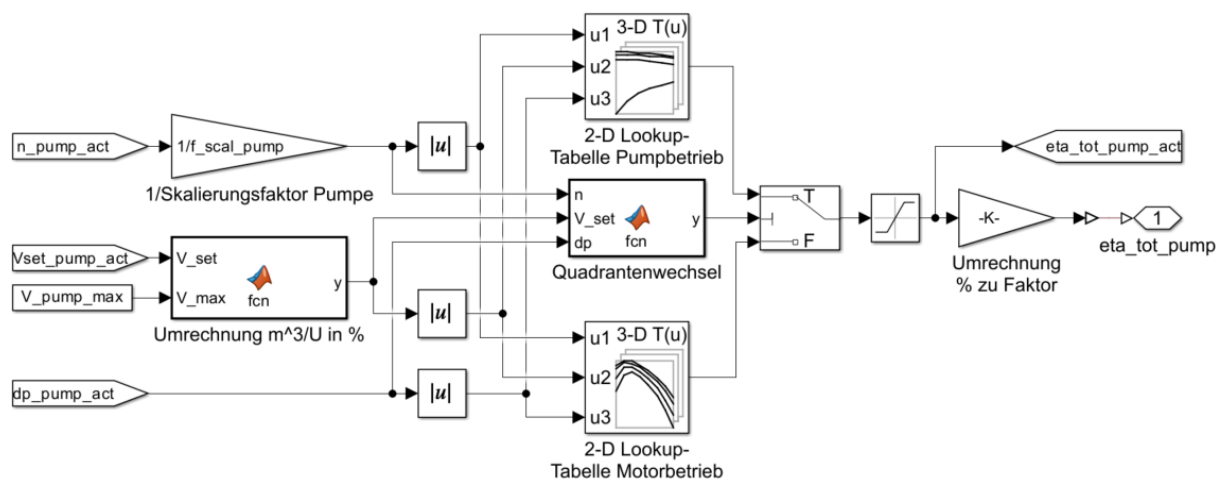


Abbildung 5.5: Teilmodell des Hydraulik-Berechnungsmodells in MATLAB Simscape zur Erzeugung eines Wirkungsgradkennfelds über alle Betriebsbereiche (Quadranten) der Pumpe mithilfe von Lookup-Tabellen für Pump- und Motorbetrieb

Treten Betriebszustände auf, für die keine Wirkungsgrade vorliegen, werden diese mittels Interpolation zwischen bzw. Extrapolation aus vorhandenen Datenpunkten generiert. Die Software MATLAB Simscape bietet dafür die Interpolationsmethoden Linear, Linear-Lagrange, kubischer Spline und Akima-Spline. Abbildung 5.6 zeigt exemplarisch die unterschiedlichen Charakteristika der genannten Methoden.

Bei einer linearen Interpolation werden benachbarte Datenpunkte durch Geraden miteinander verbunden. Die Extrapolation erfolgt durch lineare Fortsetzung der jeweils letzten Geradenverbindung innerhalb der bestehenden Daten. Dadurch ist diese Methode einfach und robust, führt jedoch zur Ausbildung unstetiger Übergänge ohne Glättung und damit zu einem weniger realitätsnahen Verlauf. Das Linear-Lagrange-Verfahren verwendet ebenfalls eine lineare Interpolationsmethodik, formuliert diese jedoch auf Basis der Lagrange-Polynome erster Ordnung. Beide Verfahren liefern identische Ergebnisse und unterscheiden sich lediglich in der mathematischen Formulierung. [69]

Die Interpolation bzw. Extrapolation mithilfe eines kubischen Splines basiert ebenfalls auf Polynomen und erzeugt dadurch einen stetigen Verlauf mit glatten Übergängen zwischen den Datenpunkten. Allerdings neigt dieser Ansatz bei starken Gradientenänderungen oder an den Randbereichen zu Überschwingern, was zu einem stark oszillierenden Verlauf und unplausiblen Werten – beispielsweise Wirkungsgraden über 100% – führen kann. Dieses unerwünschte Verhalten wird bei der Verwendung von Akima-Splines unterbunden [69].

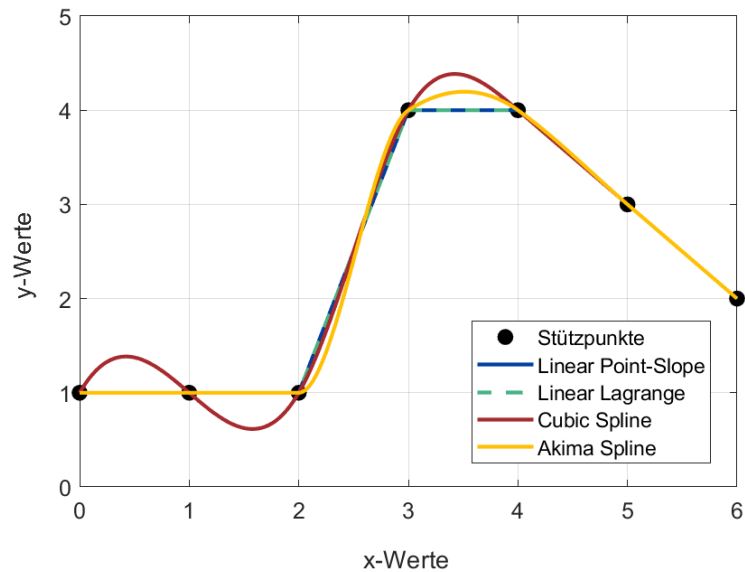


Abbildung 5.6: Vergleich verschiedener Interpolationsmethoden in MATLAB anhand beispielhafter Datenpunkte

Im Kontext von Wirkungsgradkennfeldern wird die lineare Inter- sowie Extrapolation als geeignetstes Verfahren angesehen. Obwohl Akima-Splines das kontinuierliche Wirkungsgradverhalten ohne sprunghafte Übergänge tendenziell realistischer wiedergeben, stellt die lineare Methode die einfachste Art zur Abbildung der im Detail unbekannten Verläufe dar. Zudem wird das Auftreten unplausibler Werte infolge von Überschwingern oder Glättungsartefakten sicher vermieden. Auf diese Weise wird eine robuste und konservative Abschätzung der Wirkungsgrade in Kennfeldbereichen ohne Datenpunkte gewährleistet.

Die vollständigen Wirkungsgradkennfelder für hydraulische Maschinen vom Typ Parker P14 – inklusive linear interpolierter bzw. extrapolierter Werte – sind in Abbildung 5.7 und Abbildung 5.8 visualisiert. Abbildung 5.7 zeigt das Kennfeld für die Verwendung der Maschine als Hydraulikpumpe im Rahmen des HyDrive-Triebstrangs, wobei der Übersicht halber nur die Werte für ein Fördervolumen von 50% und 100% dargestellt sind. Dadurch, dass an der Pumpe lediglich positive Drehzahlen vorliegen, sind die vier Quadranten des Betriebsbereichs entlang der Größen Druck und Fördervolumen aufgespannt. In diesem Zusammenhang ist zu beachten, dass für das Fördervolumen keine eigene Diagrammachse zur Verfügung steht und dieses über einzelne Isoflächen aufgetragen ist. Aufgrund des identischen Wirkungsgradverhaltens bei gleicher Fördervolumeneinstellung im positiven und im negativen Bereich reicht es daher aus, nur eine Isofläche zu visualisieren.

Das Kennfeld für die Verwendung der Maschine als Hydraulikmotor ist in Abbildung 5.8 veranschaulicht. Da zunächst nur ein konstantes Schluckvolumen von 100% vorgesehen

ist, erstrecken sich die vier Quadranten möglicher Betriebspunkte hier entlang der Achsen, an denen die Größen Drehzahl und Druck aufgetragen sind. In beiden Darstellungen gut zu erkennen ist der rapide Abfall des Wirkungsgrads auf den definierten Minimalwert von 25% bei sehr kleinen Drehzahlen und Drücken.

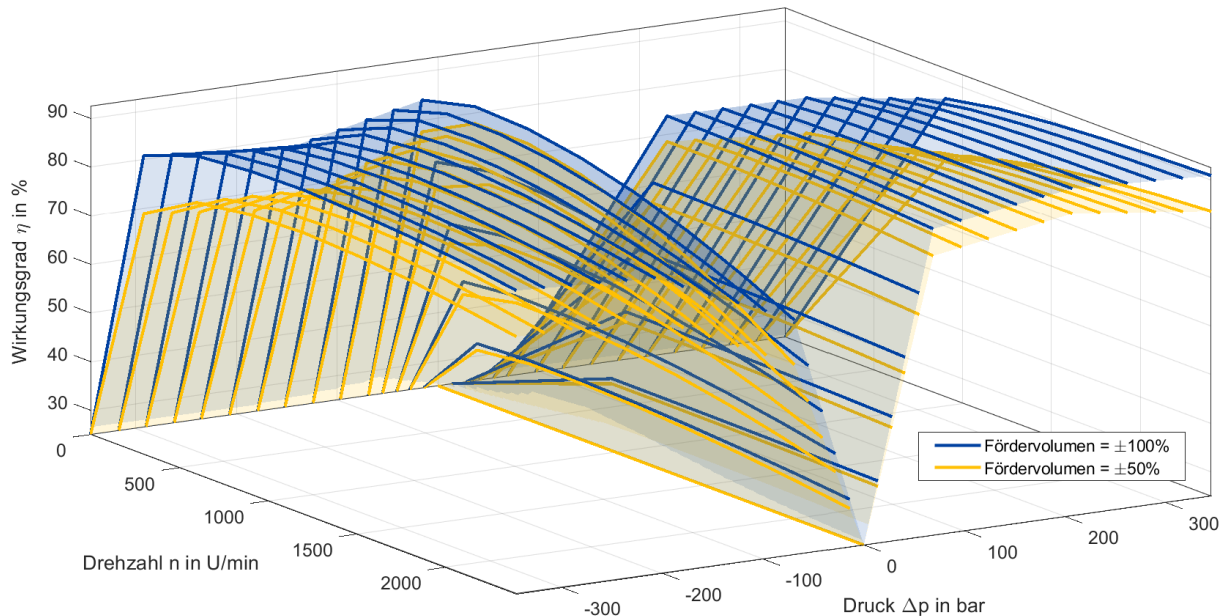


Abbildung 5.7: Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für eine Hydraulikpumpe vom Typ Parker P14, dargestellt über zwei Quadranten und mit linear interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten

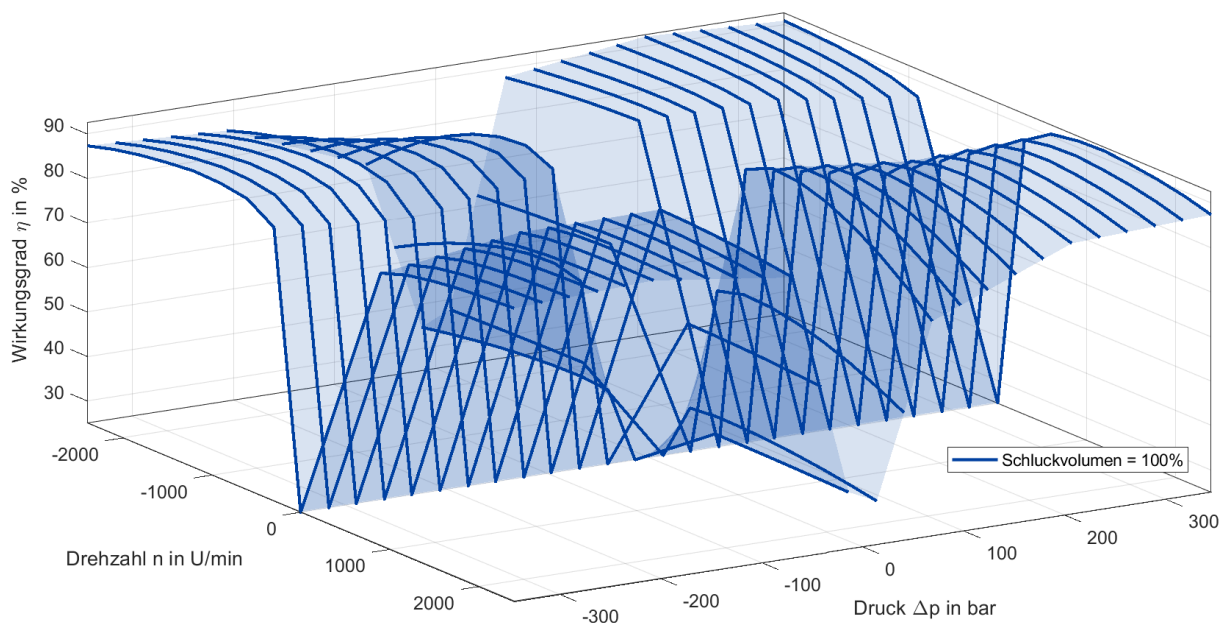


Abbildung 5.8: Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für einen Hydraulikmotor vom Typ Parker P14, dargestellt über alle vier Quadranten und mit linear interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten

Abschließend sei im Zusammenhang mit Wirkungsgradkennfeldern noch anzumerken, dass die Speisepumpe(n) des Hydrauliksystems teilweise direkt in das Gehäuse der Hauptpumpe(n) integriert sind, wie dies auch bei Axialkolbenmaschinen des Typs Parker P14 der Fall ist. Die Speisepumpen befinden sich hier in Tandemanordnung auf derselben Antriebswelle wie die Zylindertrommel der Axialkolbeneinheit (vgl. Anhang B.1). Daher wird davon ausgegangen, dass die Verluste an den Speisepumpen und damit auch der zusätzliche Leistungsbedarf für den Ausgleich der Leckage-Volumenströme im System bereits im Gesamtwirkungsgrad berücksichtigt sind. Das Speisesystem wird deshalb nur in einer stark vereinfachten Form im Berechnungsmodell abgebildet (siehe Kapitel 5.3.4).

5.3 Komponenten und Parametrisierung

Die konkrete Umsetzung des hydraulischen Antriebspfads in der Softwareumgebung MATLAB Simscape ist in Abbildung 5.9 visualisiert. Dabei handelt es sich um einen vereinfachten Modellaufbau, um einen Überblick über die wesentlichen Bestandteile des Hydrauliksystems zu geben. Das vollständige Modell mit allen zur Durchführung von Simulationen zusätzlich benötigten Messstellen ist in Anhang D.1 aufgeführt.

Die zentralen Komponenten des Modells bilden die beiden hydraulischen Maschinen, welche als Schnittstellen zwischen dem hydraulischem Antriebspfad und dem restlichen mechanischen Teil des HyDrive-Triebstrangs fungieren. Die Anbindung erfolgt jeweils über eine der Pumpe vorgelagerte bzw. dem Motor nachgeschaltete Getriebestufe, welche es ermöglicht, das Drehzahlniveau der Maschinen in günstige Wirkungsgradbereiche zu verlagern. Das Übersetzungsverhältnis ist dabei frei einstellbar und wird im Rahmen der Auslegung festgelegt (vgl. Kapitel 5.3.2). Auf die Betrachtung von Wirkungsgraden wird an dieser Stelle verzichtet, da eine Berücksichtigung dieser im Zusammenhang mit den Verlusten im Hauptgetriebe (mechanischer Antriebspfad) als ausreichend erachtet wird.

Um das Wirkungsgradverhalten der hydraulischen Maschinen anhand der zuvor erstellten Kennfelder (vgl. Kapitel 5.2.3) detailliert abbilden zu können, stehen bei manchen der vorgefertigten Modellbausteine in MATLAB Simscape zusätzlich aktivierbare Anschlüsse zur Verfügung. Bei den gewählten Blöcken *Variable Displacement Pump* und *Variable Displacement Motor* können zusätzlich Werte für den volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad vorgegeben werden. Da die erzeugten Wirkungsgradkennfelder lediglich Daten für den Gesamtwirkungsgrad enthalten, wird nur einer dieser Eingänge aktiv genutzt. Abhängig von den aktuellen Werten der Größen Drehzahl, Druck und Verdrängungsvolumen werden hier die entsprechenden Wirkungsgrade der Pumpe bzw. des Motors übergeben. Der andere Eingang ist mittels einer Konstante mit dem Wert 1 – dies entspricht einem Wirkungsgrad von 100% – deaktiviert.



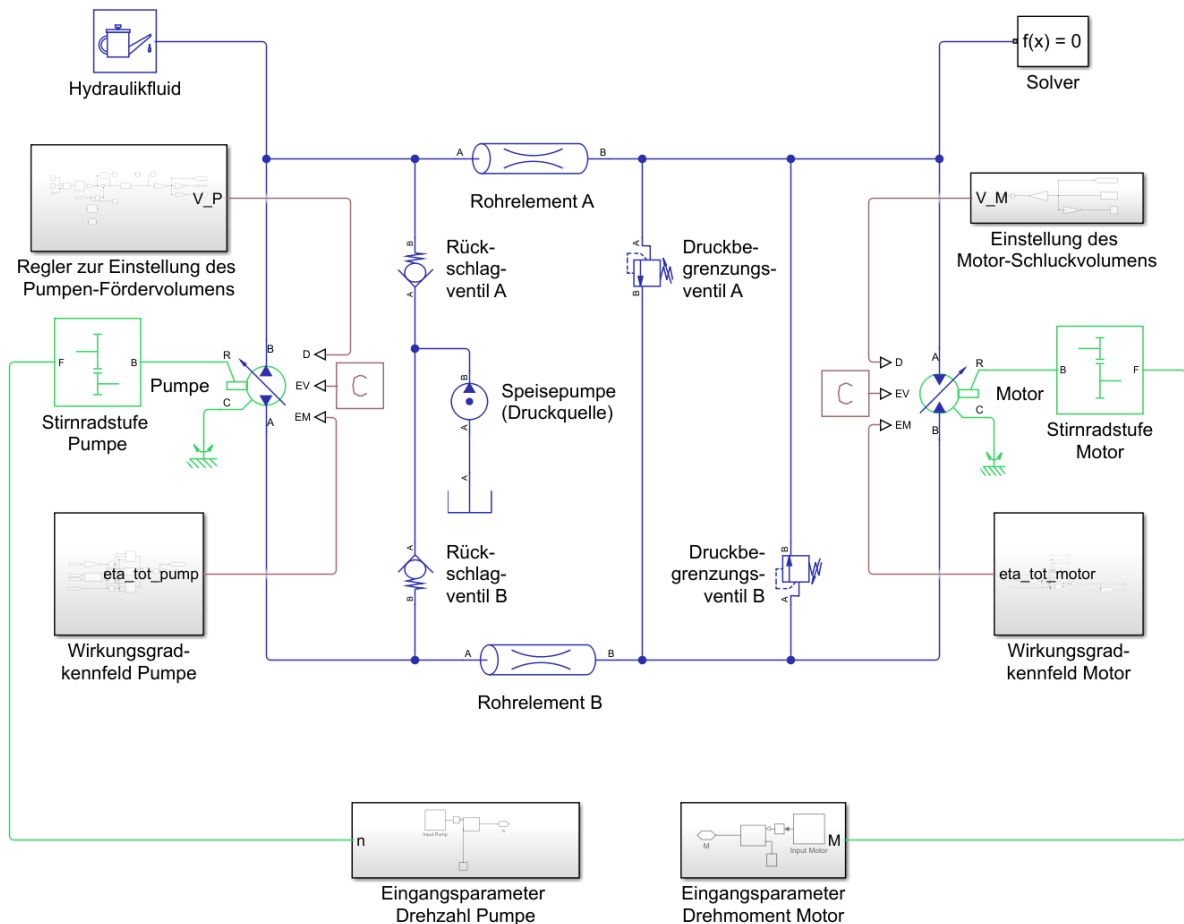


Abbildung 5.9: Umsetzung des hydraulischen Antriebspfads im HyDrive-Triebstrang als Modell in der Softwareumgebung MATLAB Simscape, dargestellt in Form eines vereinfachten Modellaufbaus

Ein weiterer Eingang am Pumpen- bzw. Motor-Block dient der Verstellung des Verdrängungsvolumens. Um das Basiskonzept des Hydrauliksystems mit Primärverstellung im Modell abzubilden, genügt es, lediglich das Fördervolumen der Pumpe über eine Regelschaltung anzusteuern. Mit diesem Regler kann das Fördervolumen stufenlos zwischen Nullhub und dem maximalen Verdrängungsvolumen variiert werden. Das Schluckvolumen des Motors bleibt währenddessen konstant auf seinem Maximalwert. Eine aktive Verstellung ist hier jedoch ebenfalls möglich, sofern eine Sekundärverstellung umgesetzt werden soll (siehe Konzeptvariante 1 und 3, Kapitel 4.3).

Pumpe und Motor sind über die Hauptleitungen A und B miteinander verbunden und bilden einen geschlossenen Hydraulikkreis (vgl. Kapitel 2.3.3). Die Verluste, welche infolge der Fluideigenschaften und der Beschaffenheit der Leitungen (Länge, Krümmen, Abzweigungen, Oberfläche) auftreten, werden pauschal durch je einen entsprechenden Block in den beiden Hauptleitungen berücksichtigt. Dynamische Effekte aufgrund der Kompressibilität und Trägheit des Fluids werden in diesem Zusammenhang vernachlässigt, da ihr Einfluss auf das vorrangig zu untersuchende, stationäre und quasi-stationäre System-

verhalten als gering eingestuft wird. Zwei Verbindungsleitungen mit integrierten Druckbegrenzungsventilen verbinden jeweils Hoch- und Niederdruckseite der Hauptleitungen bei Erreichen des definierten, maximal zulässigen Systemdrucks, um Druckspitzen zu vermeiden bzw. abzubauen.

Das Speisedrucksystem ist im Modell nur in einer stark vereinfachten Form umgesetzt, da angenommen wird, dass Speisepumpe und Hauptpumpe eine konstruktive Einheit bilden und der Leistungsbedarf des Speisedrucksystems dadurch schon in den ermittelten Wirkungsgraden enthalten ist. Eine Konstant-Druckquelle versorgt daher über Rückschlagventile jeweils die Niederdruckseite der Hauptleitungen mit dem erforderlichen Speisedruck. Leckage-Volumenströme werden nicht abgebildet. Die Eigenschaften des verwendeten Hydraulikfluids können über einen separaten Modellbaustein definiert werden.

Um Simulationen mit dem Hydraulik-Berechnungsmodell durchführen zu können, müssen die genannten Modellkomponenten parametrisiert und die notwendigen Rahmenbedingungen initialisiert werden. Diese Aufgaben werden von einem dem Modell zugeordnetes Initialisierungsskript übernommen.

Des Weiteren müssen die Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse an den Wellen von Pumpe und Motor bekannt sein. Ist das Modell des Hydrauliksystems in das Triebstrang-Berechnungsmodells integriert, ergeben sich diese Größen direkt an den Kopplungspunkten zum mechanischen Antriebspfad. In diesem Fall wird die Fördervolumenverstellung an der Pumpe durch einen im Triebstrang-Berechnungsmodell implementierten PI-Regelalgorithmus ausgeführt (vgl. Kapitel 3.4). Dieser stellt die Übersetzung im hydraulischen Antriebspfad so ein, dass sich im Teillastbereich die optimale Schnelllaufzahl am Rotor einstellt und im Volllastbereich die maximale Leistung im Triebstrang begrenzt wird.

Soll das Hydraulik-Berechnungsmodell hingegen isoliert genutzt werden, können in erster Näherung Drehzahl- und Drehmomentkurven als Eingangsparameter genutzt werden, welche mit dem bisherigen Triebstrang-Berechnungsmodell generiert wurden – auch wenn diese Daten durch das Wirkungsgradverhalten des hydraulischen Antriebspfads selbst beeinflusst werden, aber diese Effekte noch nicht enthalten sind. Außerdem ist ein eigener PI-Regler notwendig, um die Fördervolumeneinstellung der Pumpe anzusteuern.

Grundsätzlich wird das Hydraulik-Berechnungsmodell überwiegend quasi-stationär unter Verwendung eines kontinuierlichen Solvers betrieben. Dabei sind die verknüpften Gleichungen der hydraulischen und mechanischen Subsysteme zeitunabhängig. Die Kopplung mit einer Zeitbasis dient bei der Verwendung als isoliertes Modell lediglich dazu, den Verlauf der Drehzahlen und Drehmomente an Pumpe und Motor als Eingangsparameter vorgeben zu können. Ein dynamisches, zeitabhängiges Systemverhalten unter Berücksichtigung von Massenträgheiten sowie der Kompressibilität und Trägheit des Hydraulik-



fluids kann mit dem Hydraulik-Berechnungsmodell nicht abgebildet werden. Die Simulationsumgebung in MATLAB Simscape bietet zwar generell die Voraussetzungen zur Darstellung dynamischer Betriebszustände, eine Implementierung konnte im Bearbeitungsrahmen dieser Arbeit jedoch nicht mehr realisiert werden.

5.3.1 Initialisierungsskript

Die Initialisierung, Parametrisierung und Ausführung des Berechnungsmodells erfolgen über das Skript *init_simscape_hydraulic_system* (vgl. Anhang D.2), welches sämtliche für den Simulationsablauf erforderlichen Schritte steuert – von der Eingabe und Überprüfung der Randbedingungen bis zur Speicherung der Ergebnisse. Lediglich die Berechnungen der Systemgrößen während der Simulation übernimmt das Modell selbst. Dabei laufen Skript und Modell sequenziell nacheinander ab.

Zunächst können vom Nutzer die Simulationszeit, die Art der Leistungsverzweigung (vgl. Kapitel 3.2) sowie die Auslegungswindgeschwindigkeit für den Direktgang (vgl. Kapitel 3.3) als Eingangsparameter festgelegt werden. Darauffolgend werden die Leistungsdaten der Referenz-WEA DTU 10 MW RWT geladen und daraus mithilfe der Eingangsparameter die Drehzahlverhältnisse im Triebstrang ermittelt. Dieser Abschnitt des Skripts baut auf dem Code für das Triebstrang-Berechnungsmodell von Pascal Seifermann [7] auf.

Im nächsten Schritt werden die hydraulischen Referenzmaschinen, die in der Simulation verwendet werden sollen, definiert (vgl. Anhang B). Dazu müssen grundlegende Kenndaten dieser Maschinen vom Benutzer hinterlegt werden. Die entsprechenden Wirkungsgrad-Kennfelder für Pump- und Motorbetrieb werden jeweils über ein separates Skript erstellt und in den Workspace geladen, um während der Simulation im Modell als Lookup-Tabellen ausgewertet werden zu können. Des Weiteren werden die Stoffdaten des zu verwendenden Hydraulikfluids (vgl. Anhang B.2) sowie ein modellspezifischer Sicherheitsfaktor, welcher bei den Auslegungsberechnungen berücksichtigt werden soll, festgelegt.

Im Anschluss erfolgt die Dimensionierung der Hydraulikkomponenten und damit verbunden, die Berechnung der Übersetzungsverhältnisse zwischen Triebstrang und Pumpe bzw. zwischen Motor und Triebstrang. Diese bestimmen die Drehzahlbereiche, in denen die hydraulischen Maschinen betrieben werden. In diesem Zusammenhang wird einerseits sichergestellt, dass Hydraulikpumpe und -motor bei den gegebenen Drehzahlverhältnissen im Triebstrang möglichst in Betriebsbereichen mit hohen Wirkungsgraden arbeiten. Andererseits wird mit einbezogen, dass sich das Drehzahlniveau der hydraulischen Maschinen bei verschiedenen Direktgängen und somit Nennleistungen im Zuge des Skalierens verschiebt, wenn ein vergleichbares Wirkungsgradverhalten über verschiedene Leistungsgrößen angenommen wird. Ausgehend davon werden die charakteristischen



geometrischen und strömungsmechanischen Parameter der Rohrleitungen sowie der Druckbegrenzungs- und Rückschlagventile ermittelt und definiert. Detaillierte Erläuterungen zu diesen Parametrierungsschritten sind in den nachfolgenden Kapiteln aufgeführt. Ein Überblick zu den wichtigsten Parametern des Hydraulik-Berechnungsmodells gibt Tabelle 5.1, wobei sich die angegebenen Werte auf die Umsetzung des Basiskonzepts mit Maschinen der Bauart *Parker P14* und die Verwendung von Hydraulikfluid des Typs *Shell Tellus S2 MX100* beziehen.

Tabelle 5.1: Überblick zu den wichtigsten Parametern des Hydraulik-Berechnungsmodells, dargestellt für das Basiskonzept mit hydraulischen Maschinen vom Typ Parker P14 und Shell Tellus S2 MX100 Hydrauliköl

PARAMETER	WERT	EINHEIT	ANMERKUNG
Hydraulikpumpe			
Fördervolumen V_{Pumpe}	$-V_{\max}$ bis $+V_{\max}$ 0,230 28...341	I/U I/U	Verstellbereich (Regler) Referenz Parker P14 [59] Auslegungswerte Modell*
Volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_{vol,Pumpe}$	100	%	nicht berücksichtigt
Hydraulisch-mech. Wirkungsgrad $\eta_{hm,Motor} = \eta_{ges}$	25...100	%	je nach Betriebspunkt
Optimale kinematische Viskosität des Fluids ν_{opt}	30	cSt	bei Betriebstemperatur
Hydraulikmotor			
Schluckvolumen V_{Motor}	$V_{\max}$ 0,230 18...47	I/U I/U	nicht verstellbar Referenz Parker P14 [59] Auslegungswerte Modell*
Volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_{vol,Motor}$	100	%	nicht berücksichtigt
Hydraulisch-mech. Wirkungsgrad $\eta_{hm,Motor} = \eta_{ges}$	25...100	%	je nach Betriebspunkt
Optimale kinematische Viskosität des Fluids ν_{opt}	30	cSt	bei Betriebstemperatur
Druckniveaus			
Maximaldruck $p_{\max}$	350	bar	Druckbegrenzungsventil
Regelbereich $\Delta p_{\max,Reg}$	15	bar	Druckbegrenzungsventil
Speisedruck p_{Sp}	20	bar	Speisepumpe
Leitungen			
Länge Hauptverbindungsleitung $l_{A,B}$	9,1	m	aus Vorbetrachtungen
Durchmesser Hauptverbindungsleitung $d_{A,B}$	0,12...0,19	m	Auslegungswerte Modell*
Absolute Rohrrauigkeit k	$1,0 \cdot 10^{-5}$	m	für Präzisions-Stahlrohre
Mittlere Strömungsgeschwindigkeit $v_{Fluid,m}$	6	m/s	Richtwert für Auslegung
Hydraulikfluid			
Temperatur bei Dauerbetrieb $T_{Fluid,max}$	65	°C	aus Fachliteratur
Kinematische Viskosität ν	33	cSt	bei 65°C
Dichte ρ	840	kg/m ³	bei 65°C
Kompressionsmodul K	$1,4 \cdot 10^4$	bar	aus Fachliteratur

*Wertebereich ermittelt im Zuge der Dimensionierung verschiedener Triebstrangvarianten mit rotorseitiger Leistungsabnahme (Direktgänge bei $v_{Wind} = 7,4...11,4$ m/s) und generatorseitiger Leistungsabnahme (Direktgänge bei $v_{Wind} = 6,4...11,4$ m/s), vgl. Kapitel 6



Nach Abschluss der vollständigen Parametrisierung wird die Simulation des Modells in MATLAB Simscape gestartet. Alle relevanten Größen – darunter Leistungen, Wirkungsgrade, Drehzahlen, Drücke und Volumenströme werden dabei über die integrierte Simulink-Logging-Struktur erfasst und in einer .mat-Datei gesammelt gespeichert.

5.3.2 Arbeitsmaschinen

Die Dimensionierung der hydraulischen Arbeitsmaschinen erfolgt vorrangig durch das Skript *gethydraulicvalueswitheta* (vgl. Anhang D.3), mit dem die maximal erforderlichen Verdrängungsvolumina bestimmt werden. Grundlage dafür bilden die mithilfe des HyDrive Basic-Modells (vgl. Kapitel 3.4) ermittelten Drehmoment- und Drehzahlverhältnisse an Pumpe und Motor.

Ausgangspunkt für die Auslegung des Motor-Schluckvolumens V_{Motor} ist das höchste Antriebsmoment $M_{Motor,max}$, welches unter Einhaltung des maximal zulässigen Systemdrucks p_{max} erreicht werden muss. Mittels einer Bilanz zwischen der Wellenleistung und der hydraulischen Leistung im Motorbetrieb (siehe Gleichungen (2-10) und (2-13) in Kapitel 2.3.1) lässt sich nachfolgender Ausdruck herleiten:

$$V_{Motor} = \frac{2\pi \cdot M_{Motor,max} \cdot S_{f,V}}{\Delta p_{max,Sp} \cdot \eta_{Motor,ges} \cdot i_{HG}} \quad (5-2)$$

Maßgebend für das resultierende Antriebsmoment $M_{Motor,max}$ ist dabei die Druckdifferenz

$$\Delta p_{max,Sp} = p_{max} - p_{Sp} \quad (5-3)$$

aus dem maximalen Systemdruck p_{max} am Hochdruckanschluss und dem Speisedruck p_{Sp} am Niederdruckanschluss. Wie in Kapitel 5.2.3 gezeigt, variiert der Gesamtwirkungsgrad des Motors $\eta_{Motor,ges}$ in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen und kann daher auch im Bereich der maximalen Drehmomentanforderung bei verschiedenen Auslegungsvarianten des Direktgangs äußerst unterschiedliche Werte annehmen. Zur vorläufigen Dimensionierung wird deshalb näherungsweise ein mittlerer Wirkungsgrad aus dem Hauptbetriebsbereich der Maschine gewählt. Für einen Axialkolbenmotor des Typs Parker P14 kann dieser mit $\eta_{Motor,ges} = 0,83$ angenommen werden. Zusätzlich wird ein modellspezifischer Sicherheitsfaktor von $S_{f,V} = 1,3$ eingeführt, um etwaige Unsicherheiten im Rahmen der Auslegung zu berücksichtigen.

Der in Gleichung (5-3) beschriebene Zusammenhang beinhaltet weiterhin das Übersetzungsverhältnis i_{HG} der Getriebestufe, welche dem Motor nachgeschaltet ist. Um das Schluckvolumen des Motors berechnen zu können, muss dieses zunächst ermittelt werden. Es setzt sich aus zwei Faktoren zusammen:



$$i_{HG} = i_{Betr,Motor} \cdot i_{Skal,Motor} \quad (5-4)$$

Das Betriebs-Übersetzungsverhältnis i_{Betr} gewährleistet, dass die hydraulische Maschine hauptsächlich in günstigen Wirkungsgradbereichen arbeitet. Dazu wird das Drehzahlniveau so angepasst, dass die maximale Betriebsdrehzahl $n_{Betr,max}$, welche sich aus den Randbedingungen des Triebstrangs ergibt, der maximalen Drehzahl $n_{Ref,max}$ der Referenzmaschine entspricht:

$$i_{Betr} = \frac{n_{Ref,max}}{n_{Betr,max}} \quad (5-5)$$

Das Skalierungs-Übersetzungsverhältnis i_{Skal} berücksichtigt hingegen die Verlagerung des konstruktiv bedingten Drehzahlbereichs der hydraulischen Maschine beim Skalieren in eine andere Leistungsklasse. Da die Leistungsanforderungen des HyDrive-Triebstrangs an die Hydraulik (vgl. Abbildung 3.2) von aktuell am Markt verfügbaren Pumpen und Motoren nicht erfüllt werden können, müssen die Eigenschaften der gewählten Referenzbauteile teilweise verändert werden, um das Wirkungsgradverhalten in einen anderen Leistungsbereich übertragen zu können. Dabei wird angenommen, dass die vorliegenden Wirkungsgradkennfelder maßstabsunabhängig sind und bei einer Anpassung der Randbedingungen gemäß der in Tabelle 3.2 aufgeführten Ähnlichkeitsgesetze die relativen Verlustanteile (vgl. Kapitel 2.3.1) unverändert bleiben. Zusätzliche Effekte, die sich im Rahmen einer Skalierung auf den Wirkungsgrad auswirken können, werden in diesem Zusammenhang vernachlässigt.

Während der Druck und die im Wirkungsgradkennfeld prozentual angegebene Einstellung des Verdrängungsvolumens durch eine Skalierung nicht beeinflusst werden, verändert sich die Drehzahl proportional zum Faktor q_n . Dieser gibt das Verhältnis der Drehzahl n_0 vor und n_1 nach dem Skalierungsprozess an und kann in Abhängigkeit des Verdrängungsvolumens dargestellt werden:

$$i_{Skal} = q_n = \frac{n_1}{n_0} = \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^{1/3} \quad (5-6)$$

Das Verdrängungsvolumen V_0 bildet hierbei den Ausgangspunkt der Skalierung und nimmt den Wert an, der in den technischen Daten der Referenzmaschine angegeben ist. Das Verdrängungsvolumen V_1 lässt sich mithilfe des Ausdrucks (5-2) beschreiben. Durch die Verknüpfung mit den Gleichungen (5-4) und (5-6) ergibt sich daraus der nachfolgende Zusammenhang zur Berechnung des Skalierungs-Übersetzungsverhältnisses $i_{Skal,Motor}$ am Motor:



$$i_{Skal,Motor} = \sqrt{\frac{V_{0,Motor} \cdot i_{Betr,Motor} \cdot \Delta p_{max,Sp} \cdot \eta_{Motor,ges}}{2\pi \cdot M_{Motor,max} \cdot S_{f,V}}} \quad (5-7)$$

Über den Volumenstrom Q sind Motor und Pumpe hydraulisch miteinander verbunden. Für einen stationären Betriebszustand gilt:

$$Q_{Motor} = Q_{Pumpe} \quad (5-8)$$

Ausgehend davon ergibt sich unter Beachtung der Gleichungen (2-10), (2-11) und (5-2) zur Berechnung des Fördervolumens V_{Pumpe} der Pumpe:

$$V_{Pumpe} = \frac{V_{Motor} \cdot n_{Motor,max} \cdot i_{HG}}{n_{Pumpe,min} \cdot \eta_{Pumpe,vol} \cdot \eta_{Motor,ges} \cdot i_{GH}} \quad (5-9)$$

Die Dimensionierung erfolgt hier für den hinsichtlich der Volumenstrombereitstellung ungünstigsten Betriebspunkt. In diesem wird die Pumpe bei minimaler Drehzahl $n_{Pumpe,min}$ betrieben und fördert somit den kleinstmöglichen Volumenstrom bei voll ausgenutztem Verdrängungsvolumen, während der Motor zugleich seine Maximaldrehzahl $n_{Motor,max}$ erreicht und dadurch den größtmöglichen Volumenstrom fordert. Da die Pumpendrehzahl nur vom Volumenstrom und nicht von den Druckverhältnissen im Hydraulikkreis abhängt, genügt es, in diesem Zusammenhang lediglich den volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_{Pumpe,vol}$ zu berücksichtigen. Für eine Axialkolbenpumpe des Typs Parker P14 kann dieser näherungsweise mit $\eta_{Pumpe,vol} = 0,9$ angenommen werden. Liegt keine separate Angabe zum volumetrischen Wirkungsgrad vor, kann dafür ersatzweise der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Pumpe,ges}$ der Pumpe herangezogen werden, da entsprechend Gleichung (2-12) gilt:

$$\eta_{Pumpe,vol} \leq \eta_{Pumpe,ges} \quad (5-10)$$

Hierbei ist ebenfalls zu beachten, dass sich die Wirkungsgrade je nach Betriebsbereich verändern und für die Auslegung deshalb ein möglichst repräsentativer Wert aus dem Kennfeld gewählt werden sollte.

Wie der Motor, besitzt auch die Pumpe eine zugehörige Getriebestufe zur Anpassung des Drehzahlbereichs. Die Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses i_{GH} erfolgt dabei vergleichbar zum Vorgehen bei der motorseitigen Getriebestufe:

$$i_{HG} = i_{Betr,Pumpe} \cdot i_{Skal,Pumpe} \quad (5-11)$$



Während das Betriebs-Übersetzungsverhältnis $i_{Betr,Pumpe}$ ebenfalls durch Gleichung (5-5) ermittelt werden kann, ergibt sich für das Skalierungs-Übersetzungsverhältnis $i_{Skal,Pumpe}$ unter Verwendung des Ausdrucks (5-6) nachfolgende Beziehung:

$$i_{Skal,Pumpe} = \sqrt{\frac{V_{0,Pumpe} \cdot i_{Betr,Pumpe} \cdot \eta_{Motor,ges} \cdot n_{Pumpe,min} \cdot \eta_{Pumpe,vol}}{V_{Motor} \cdot n_{Motor,max} \cdot i_{HG}}} \quad (5-12)$$

5.3.3 Arbeitsdruckniveau

Der maximal zulässige Druck im Hydrauliksystem wird in Anlehnung an praxisübliche Werte bei hydraulischen Antriebsmaschinen (vgl. Tabelle 2.4) sowie unter Beachtung der Nenndrücke, welche die ausgewählten Referenzmaschinen (vgl. Kapitel 5.2.1) für den Dauerbetrieb aufweisen, auf $p_{max} = 350$ bar gegenüber Umgebungsdruck festgelegt. Die Einstellung bzw. Regulierung des Druckniveaus erfolgt durch Druckbegrenzungsventile, die beim Überschreiten des eingestellten Maximaldrucks eine Verbindung zwischen Hoch- und Niederdruckseite herstellen und dadurch einen Druckabbau bewirken. Im Hydraulik-Berechnungsmodell wird diese Funktion durch die Bausteine *Pressure Relief Valve (IL)* realisiert (siehe Abbildung 5.9). Neben dem maximalen Systemdruck lassen sich dort der Druckregelbereich, der maximal öffnende Ventilquerschnitt, Leckageverluste sowie strömungsrelevante Parameter definieren.

Zur Bestimmung der maximal öffnenden Ventilquerschnittsfläche $A_{DBV,max}$ wird gemäß [53, S. 283, 285] die Drossel- bzw. Blendenformel (5-13) genutzt:

$$A_{DBV,max} = \frac{Q_{Pumpe,max} \cdot S_{f,DBV}}{\alpha_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{max,Sp}}{\rho_{Fluid}}}} \quad (5-13)$$

Für die Auslegung wird der ungünstigste Betriebsfall (Blockade) angenommen, bei dem näherungsweise der gesamte von der Pumpe maximal bereitgestellte Volumenstrom $Q_{Pumpe,max}$ über das Druckbegrenzungsventil abgeführt werden muss. Die Druckdifferenz $\Delta p_{max,Sp}$ entspricht dabei der Differenz zwischen dem maximalen Systemdruck p_{max} und dem Speisedruck p_{Sp} der Niederdruckseite.

Die Dichte des Hydraulikfluids ρ_{Fluid} wird entsprechend der Spezifikation in Tabelle 5.1 bzw. Anhang B.2 angesetzt. Der Durchflussbeiwert α_D hängt von der konkreten Gestaltung der Drosselstelle ab und liegt in einem Bereich von $\alpha_D = 0,6 \dots 1$ – hier wird dieser mit einem Wert von $\alpha_D = 0,7$ angenommen [52, S. 93]. Um Unsicherheiten in der Auslegung zu berücksichtigen, wird zusätzlich noch ein modellspezifischer Sicherheitsfaktor von $S_{f,DBV} = 1,2$ in Gleichung (5-13) eingebracht.

Der Druckregelbereich definiert das Öffnungsverhalten des Ventils nach Überschreiten des Einstelldrucks. Ein enger Regelbereich bewirkt ein schnelles, nahezu sprunghaftes Öffnen und kann dadurch Druckschwingungen im Hydrauliksystem induzieren. Ein größerer Regelbereich hingegen bewirkt ein weiches Ansprechverhalten des Ventils mit besserer Dämpfung, kann jedoch durch die langsamere Reaktion erhöhte Druckspitzen verursachen. Die Charakteristik des Druckbegrenzungsventils ist daher maßgebend für das dynamische Verhalten des Systemdrucks im Grenzbereich um dessen Maximalwert. Für das Modell wird ein Regelbereich des Druckbegrenzungsventils von $\Delta p_{max,Reg}$ 15 bar definiert. Leckagen werden vernachlässigt (vgl. Kapitel 5.3). Die übrigen Block-Parameter entsprechen weitgehend den Voreinstellungen in MATLAB Simscape.

5.3.4 Speisedrucksystem

Da auf eine Modellierung von Leckageverlusten komplett verzichtet wird, kann das Speisedrucksystem im Hydraulik-Berechnungsmodell auf eine Konstant-Druckquelle reduziert werden, welche über Rückschlagventile jeweils die Niederdruckseite der Hauptleitungen mit dem erforderlichen Speisedruck versorgt (vgl. Kapitel 5.3 und Abbildung 5.9). Das Druckniveau liegt bei geschlossenen Hydrauliksystemen üblicherweise in einem Bereich von $p_{Sp} = 10...30$ bar auf der Niederdruckseite [53, S. 271]. Da manche Pumpen keine selbstansaugenden Eigenschaften aufweisen oder beim Betrieb mit höherer Drehzahl eine niederdruckseitige Vorspannung benötigen, können die zugehörigen Betriebsanweisungen auch Vorgaben zum erforderlichen Speisedruck enthalten [18, S. 223]. Für die als Referenz ausgewählten hydraulischen Maschinen (vgl. Kapitel 5.2.1) empfehlen die Hersteller, sofern dazu Angaben vorhanden sind, betriebspunktabhängig Speisedrücke bis $p_{Sp} = 20$ bar, weshalb dieser Wert als Speisedruckniveau definiert wird.

Die Rückschlagventile gewährleisten, dass der Speisedruck nur an derjenigen Hauptleitung anliegt, die sich im aktuellen Betriebspunkt auf der Niederdruckseite befindet. Zugleich entkoppeln sie das Speisedrucksystem von der Hochdruckseite des Hydraulikkreises. Im Berechnungsmodell werden diese Ventile durch die Blöcke *Check Valve (IL)* repräsentiert. Neben dem Öffnungsdruckbereich entsprechen die Parametrierungsmöglichkeiten hier im Wesentlichen jenen des Blocks *Pressure Relief Valve (IL)*, welcher jeweils die Druckbegrenzungsventile abbildet (siehe Kapitel 5.3.3). Für federbelastete Rückschlagventile liegt der Öffnungsdruckbereich typischerweise zwischen 0,5 und 3 bar [53, S. 157]. Die in MATLAB Simscape hinterlegten Voreinstellungen mit einer Öffnungsdruckdifferenz von minimal $\Delta p_{RSV,min} = 0,3$ bar und maximal $\Delta p_{RSV,max} = 1,2$ bar überschneiden sich hinreichend mit diesem Druckbereich und können daher unverändert beibehalten werden. Die übrigen Parameterwerte, einschließlich der maximalen öffnenden Ventilquerschnittsfläche, werden von den Druckbegrenzungsventilen übernommen.



Da Leckageverluste nicht in Form von Leck-Volumenströmen berücksichtigt werden, tritt in den Hauptleitungen theoretisch kein Verlust an Hydraulikfluid auf. Einige Blöcke in MATLAB Simscape erfordern jedoch zwingend die Vorgabe einer Querschnittsfläche, über die ein Leck-Volumenstrom abfließen kann. Für diese wird ein möglichst kleiner Wert gewählt. Daher bewegt sich der tatsächliche Speise-Volumenstrom auf einem äußerst geringen Niveau, dessen Größenordnung nicht genau bekannt ist. Eine exakte Berechnung der maximalen Öffnungsquerschnittsfläche anhand von Gleichung (5-13) ist unter diesen Bedingungen deshalb nicht zweckmäßig. Zudem spielt die Ventilcharakteristik bei den geringen zu erwartenden Volumenströmen nur eine untergeordnete Rolle. Es wird daher angenommen, dass eine ausreichende Dimensionierung des maximal öffnenden Ventilquerschnitts mit dem in Kapitel 5.3.3 berechneten Wert erfüllt ist. Auf eine separate Auslegung wird an dieser Stelle verzichtet.

5.3.5 Leitungen

Neben den Verlusten der hydraulischen Maschinen, welche mithilfe von Wirkungsgradkennfeldern detailliert dargestellt werden (vgl. Kapitel 5.2), ergeben sich auch Verluste, die unter anderem aufgrund der Beschaffenheit der Leitungen auftreten. Beeinflusst werden diese durch die Leitungslänge, die Art und Anzahl der verwendeten Verzweigungen, Bögen und Krümmer sowie durch die Oberflächenrauigkeit auf der fluidzugewandten Innenseite der Leitungen. Im Berechnungsmodell werden sie pauschal durch je einen *Pipe (IL)*-Block in den beiden Hauptleitungen A und B berücksichtigt (siehe Abbildung 5.9).

Anhaltspunkt für die Länge der Hauptleitungen bildet das im Rahmen von Vorbetrachtungen erstellte 3D-CAD-Modell für einen Entwurf des Triebstrangs (vgl. Kapitel 3.5). Anhand dessen kann eine mittlere Leitungslänge $l_{A,B} = 9,1$ m abgeleitet werden – wohl wissend, dass dies nur eine grobe Abschätzung darstellt und sich die Leitungslängen sowie das Layout des Hydraulikkreises je nach Auslegungsvariante auch ändern können. Die überschlägige Dimensionierung des Leitungsinnendurchmessers $d_{A,B}$ erfolgt mittels des nachfolgenden Ansatzes [18, S. 159]:

$$d_{A,B}(\text{in mm}) = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{Pumpe,max}}(\text{in l/min})}{v_{\text{Fluid,m}}(\text{in m/s})}} \quad (5-14)$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit $v_{\text{Fluid,m}}$ liegt dabei für Druckleitungen mit Maximaldrücken $p_{\text{max}} > 250$ bar im Bereich von $v_{\text{Fluid,m}} = 6 \dots 10$ m/s [52, S. 302]. Mit zunehmender mittlerer Strömungsgeschwindigkeit steigen auch die Strömungsverluste an, weshalb im Sinne einer möglichst verlustarmen Auslegung ein Wert von $v_{\text{Fluid,m}} = 6$ m/s am unteren Rand dieses Bereichs gewählt wird. Mit dem Leitungsdurchmesser kann die Querschnittsfläche $A_{A,B}$ der Leitungen berechnet werden, welche zur Parametrierung des Blocks

Pipe (IL) benötigt wird. Zugleich entspricht der tatsächliche Leitungsdurchmesser auch dem hydraulischen Durchmesser d_{hydr} der Leitung [53, S. 13].

Um Fluidreibungseffekte im Berechnungsmodell abbilden zu können, sind Informationen zu den Oberflächeneigenschaften der Leitungen erforderlich. Für nahtlose Präzisionsstahlrohre nach DIN 2391 bzw. DIN EN 10305 und Stahlrohre nach DIN 2413, wie sie bei Hydraulikanlagen vorrangig Verwendung finden, nimmt die absolute Rohrrauigkeit k Werte von $k = 0,005 \dots 0,01 \dots 0,02$ mm an [53, S. 14]. Ausgehend davon wird ein Rauigkeitswert von $k = 0,01$ mm zur Parametrierung des Modell-Blocks festgelegt. Abweichende Oberflächeneigenschaften von Gussarmaturen und flexiblen Schlauchverbindungen werden in diesem Zusammenhang vernachlässigt.

Lokale Strömungswiderstände durch Verzweigungen, Bögen und Krümmer finden ebenfalls Beachtung. Auch in dieser Hinsicht dient das 3D-CAD-Modell, in Verbindung mit dem in Abbildung 5.9 gezeigten schematischen Aufbau des Hydraulikkreises, zur Orientierung. Es wird vereinfachend angenommen, dass jede Hauptleitung durchschnittlich vier 90°-Bögen und vier 45°-Bögen enthält. Zudem ermöglichen T-Stücke den Zufluss des Speise-Volumenstroms in die Hauptleitungen und beim Öffnen der Druckbegrenzungsventile auch die Verbindung der beiden Hauptleitungen A und B. Deren Einfluss auf die Fluidströmung bleibt jedoch unberücksichtigt, da im regulären Betrieb überwiegend ein eingeschwungener Systemzustand vorherrscht, in dem die Druckbegrenzungsventile geschlossen sind und kein Speisevolumenstrom auftritt. Unter diesen Bedingungen fließt der gesamte Volumenstrom Q_{max} ausschließlich durch die Hauptleitungen.

Verluste infolge lokaler Strömungswiderstände lassen sich mithilfe der äquivalenten Leitungslänge $l_{\text{ä}}$ erfassen. Dabei werden die einzelnen Druckverluste, die an den jeweiligen Formelementen entstehen, in die Länge einer geraden Rohrleitung mit identischem Innendurchmesser und äquivalentem Druckverlustverhalten überführt [53, S. 132]. Auf diese Weise kann ein komplex aufgebautes Leitungssystem durch eine gerade Rohrleitung mit vergleichbaren Eigenschaften substituiert werden, um damit Druck- bzw. Strömungsverluste zu bestimmen. Unter der Annahme einer gleichen mittlerer Strömungsgeschwindigkeit v_m gilt:

$$l_{\text{ä}} = d_{A,B} \cdot \frac{\zeta_{\text{ges}}}{\lambda_R} \quad (5-15)$$

Der Gesamtbeiwert lokaler Strömungswiderstände ζ_{ges} ergibt sich hierbei aus der Summe der lokalen Widerstandsbeiwerte ζ_j einzelner Formelemente F multipliziert mit ihrer Anzahl x_j , wie in Gleichung (5-16) beschrieben. Entsprechend [18, S. 44 f.] können für 90°-Bögen und 45°-Bögen Werte von $\zeta_{90^\circ} = 0,14$ bzw. $\zeta_{45^\circ} = 0,09$ angenommen werden.



$$\zeta_{ges} = \sum_{j=1}^F x_j \cdot \zeta_j \quad (5-16)$$

Der Rohrwiderstandsbeiwert λ_R wird je nach Art der Strömung unterschiedlich ermittelt. Anhaltspunkt dafür, ob eine laminare oder eine turbulente Strömung vorliegt, bietet die dimensionslose Reynoldszahl Re . Diese kann wie folgt berechnet werden [53, S. 13]:

$$Re = \frac{v_{Fluid,m} \cdot d_{hydr}}{\nu} \quad (5-17)$$

Die Werte für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit $v_{Fluid,m}$ und den hydraulischen Durchmesser d_{hydr} werden wie zuvor definiert eingesetzt bzw. berechnet, während die kinematische Viskosität ν des Hydraulikfluids der Spezifikation in Tabelle 5.1 bzw. Anhang B.2 entnommen werden kann.

Befindet sich die Reynoldszahl in einem Bereich $Re \leq 1900$, liegt bei ölhydraulischen Systemen eine laminare Strömung vor [18, S. 42]. In diesem Fall gilt für den Rohrwiderstandsbeiwert $\lambda_{R,l}$ unter der Annahme isothermer Bedingungen [53, S. 15]:

$$\lambda_R = \frac{64}{Re} \quad (5-18)$$

Im Übergangsbereich und bei einer turbulenten Strömung – die Reynoldszahl liegt hier zwischen $Re = 1900$ und $Re = 3000$ bzw. darüber [18, S. 42] – kann der Ausdruck (5-19) nach S. E. Haaland zur Bestimmung des Rohrwiderstandsbeiwerts $\lambda_{R,t}$ herangezogen werden [70]. Dieser stellt eine explizite Näherung der Colebrookeschen Widerstandsformel dar, welche ohne Einschränkungen beim Wertebereich der Reynoldszahl passende Rohrwiderstandsbeiwerte liefert [71, S. 245].

$$\lambda_R = \frac{1}{\sqrt{-1,8 \cdot \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_{A,B}} \right)^{1,11} \right]}} \quad (5-19)$$

5.3.6 Fluid

Die Stoffdaten des im Berechnungsmodell verwendeten Hydraulikfluids sollen, vergleichbar zur Vorgehensweise beim Wirkungsgradverhalten der hydraulischen Maschinen (vgl. Kapitel 5.2.1), weitgehend von einer real verfügbaren Referenz abgeleitet werden. Um in diesem Zusammenhang ein geeignetes Hydraulikfluid auswählen zu können, muss zunächst die Art der Druckflüssigkeit definiert werden.



Für die Übertragung hoher Leistungen in stationären Systemen – Betriebsbedingungen, wie sie auch beim HyDrive-Triebstrang vorliegen – eignen sich insbesondere mineralölbasiert Hydraulikfluide [52, S. 18]. Diese kommen trotz des stetigen Zuwachses an biologisch schnell abbaubaren Alternativen nach wie vor beim überwiegenden Anteil hydraulischer Anwendungen zum Einsatz. Viele Hersteller von Hydraulikkomponenten entwickeln ihre Produkte primär für die Verwendung mit dieser Art Druckflüssigkeit, wie beispielsweise aus [72, S. 8] und [67, S. 17] hervorgeht. Neben den bewährten Eigenschaften (siehe Kapitel 2.3.5) sind hierbei auch die niedrigen Beschaffungskosten ein nicht zu unterschätzender Faktor. Bei einer jährlichen WEA-Betriebsdauer von etwa 5000 Stunden an einem durchschnittlichen Standort [8, S. 864] und einem empfohlenen Ölwechselintervall von ebenfalls annähernd 5000 Betriebsstunden [53, S. 61] wird pro Jahr ein vollständiger Austausch des Hydraulikfluids erforderlich.

Da sich WEA an Onshore-Standorten direkt in der ländlichen Natur und bei Offshore-Standorten unmittelbar über Wasserflächen befinden, besteht im Fall einer Leckage ein besonders hohes Risiko für eine direkte Umweltgefährdung – vor allem bei der Verwendung von Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis. Diesem Risiko kann jedoch mit entsprechenden technischen Maßnahmen begegnet werden (vgl. Kapitel 2.3.4). Baugruppen, die Hydraulikfluid als Betriebsstoff verwenden, sind in der Regel konstruktiv gekapselt und zusätzlich durch die umgebenden Strukturen der Windenergieanlage – wie das Maschinenhaus im Bereich des Triebstrangs oder die Rotornabe beziehungsweise Rotorblätter bei den Pitch-Antrieben – wirksam von der Umgebung isoliert [73, S. 19]. Dadurch wird sichergestellt, dass ausgetretene Flüssigkeitsmengen nicht ungehindert in die Umwelt gelangen können. Das hierbei entstehende Brandrisiko in der Anlage kann durch die Verwendung von Mineralölen mit einem möglichst hohen Flammpunkt reduziert werden.

In Anlehnung an die Herstellervorgaben [72, S. 8] für hydraulische Maschinen des Typs Parker P14 wird ein mineralölbasiertes Hydraulikfluid der Serie *Shell Tellus S2 MX* als Referenzmedium für die Parametrierung des Berechnungsmodells definiert. Die Auswahl der passenden Viskositätsklasse erfolgt dabei auf Grundlage der thermischen und rheologischen Randbedingungen, die sich für den hydraulischen Antriebspfad des HyDrive-Triebstrangs im eingeschwungenen Betriebszustand ergeben. Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge beim Anfahren oder Abstellen bzw. innerhalb des Hydrauliksystems werden an dieser Stelle nicht betrachtet, da von einem isothermen Hydraulikfluid ausgegangen wird (vgl. Kapitel 5.1.2). Zudem wird vereinfachend angenommen, dass sich durch eine entsprechende Auslegung (Wandfläche Vorratstank, Kühler, eventuell Vorwärmer) in allen Betriebspunkten dieselbe dauerhafte Verharrungstemperatur einstellt, auf die alle fluidbezogenen Berechnungen im Modell referenzieren.

Bei stationären Anwendungen befinden sich übliche Temperaturniveaus in einem Bereich von $T_{Fluid,max} = 50...60\text{ °C}$ [52, S. 299]. Wird eine höhere Leistungsdichte gefordert (z.B. in



der Mobilhydraulik, siehe Kapitel 2.3.5) können diese auch etwas darüber liegen. Zusätzlich muss beim HyDrive-Triebstrang je nach Integrationsgrad des Hydrauliksystems gegebenenfalls auch der Wärmeeintrag durch umliegende Triebstrang-Komponenten und das Getriebeöl berücksichtigt werden. Hier werden typischerweise Betriebstemperaturen bis $T_{\text{Trieb,max}} = 70^\circ\text{C}$ erreicht [74]. In diesem Zusammenhang ist eine thermische Angleichung der Betriebstemperaturen innerhalb des Triebstrangs sinnvoll und reduziert zugleich den erforderlichen Kühlaufwand. Daher wird eine Verharrungstemperatur von $T_{\text{Fluid,max}} = 65^\circ\text{C}$ angenommen.

Der zum Dauerbetrieb von Maschinen des Typs Parker P14 definierte zulässige Viskositätsbereich ist mit $\nu_{\text{Betr}} = 10 \dots 160$ cSt angegeben, wobei der optimale Betriebsbereich bei einer kinematischen Viskosität von $\nu_{\text{opt}} = 30$ cSt liegt. Anhand des in Anhang B.2 dargestellten Viskositäts-Temperatur-Diagramms für Hydraulikfluide der Serie Shell Tellus S2 MX kann die Viskositätsklasse VG100 als geeignet für die genannten Betriebsbedingungen identifiziert werden. Bei einem Fluid des Typs Shell Tellus S2 MX100 beträgt die kinematische Viskosität für eine Temperatur von $T_{\text{Fluid,max}} = 65^\circ\text{C}$ etwa $\nu_{\text{real}} = 33$ cSt, womit die Herstellerspezifikation für die hydraulische Maschine angemessen erfüllt wird. Gleichzeitig ist dieser Viskositätswert näherungsweise mit den Anforderungen weiterer Referenzmaschinen – etwa der Bauart *Hägglands CBp* ($\nu_{\text{Betr}} = 40 \dots 150$ cSt) – kompatibel.

Im Berechnungsmodell wird die Charakteristik des Hydraulikfluids mithilfe des Blocks *Isothermal Liquid Properties* abgebildet. Zu diesem Zweck sind neben der kinematischen Viskosität ν auch Angaben zur Dichte ρ und dem Kompressionsmodul K erforderlich. Die Dichte wird standardmäßig für eine Bezugstemperatur von $T_0 = 15^\circ\text{C}$ ermittelt, weshalb der in den Stoffdaten aufgeführte Wert von $\rho_0 = 870 \text{ kg/m}^3$ zunächst an die angenommene System-Verharrungstemperatur von $T_{\text{Fluid,max}} = 65^\circ\text{C}$ angepasst werden muss. Dazu wird nachfolgende Gleichung verwendet [52, S. 24]:

$$\rho_{T_{\text{Fluid,max}}} = \frac{\rho_0}{1 + \alpha_V(T_{\text{Fluid,max}} - T_0)} \quad (5-20)$$

Dabei stellt ρ_0 die Dichte bei der Bezugstemperatur T_0 und α_V den mittleren Volumenausdehnungskoeffizient dar. Letzterer kann für mineralölbasierte Hydraulikfluide im Mittel mit $\alpha_V = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$ angenommen werden [52, S. 24]. Damit ergibt sich die temperaturkorrigierte Dichte zu $\rho_{T_{\text{Fluid,max}}} = 840 \text{ kg/m}^3$.

Der Kompressionsmodul K beschreibt die Elastizität einer Druckflüssigkeit und liegt für luftfreie Mineralöle üblicherweise in einem Bereich von $K = (1,4 \dots 1,6) \cdot 10^4 \text{ bar}$ [52, S. 24]. Die Parametrierung im Modell erfolgt mit einem konservativen Wert von $K = 1,4 \cdot 10^4 \text{ bar}$. Effekte infolge von Kavitation oder Gaseinschlüssen werden in diesem Zusammenhang nicht betrachtet – der Luftgehalt im Fluid wird daher vernachlässigt.



5.4 Wirkungsgradbetrachtungen

Der zentrale Aspekt des Hydraulik-Berechnungsmodells liegt in der umfassenden Untersuchung des Wirkungsgradverhaltens. Die Einzelwirkungsgrade der hydraulischen Maschinen können dabei theoretisch direkt anhand der Wirkungsgradwerte erfasst werden, die während der Simulation mit dem Berechnungsmodell abhängig von Druck, jeweiliger Drehzahl sowie dem eingestellten Förder- bzw. Schluckvolumen kontinuierlich aus Lookup-Tabellen ausgelesen werden, um eben jene hydraulischen Maschinen zu parametrisieren (vgl. Abbildung 5.5). Allerdings muss hier zwischen realem und funktionalem Wirkungsgrad unterschieden werden (vgl. Kapitel 5.2.3): Um instabile Betriebszustände während der Simulation zu vermeiden, sind die aus den Lookup-Tabellen ausgegebenen funktionalen Wirkungsgrade auf einen minimalen Wert von 25% beschränkt. Der reale Wirkungsgrad von Pumpe bzw. Motor muss daher mittels einer Bilanz zwischen mechanischer und hydraulischer Leistung errechnet werden, wie in nachfolgenden Varianten der Gleichung (5-21) jeweils für Pump- und Motorbetrieb dargestellt:

für Pumpe:

für Motor:

$$\eta_{Pumpe} = \frac{P_{hydr,Pumpe}}{P_{mech,Pumpe}} \qquad \eta_{Motor} = \frac{P_{mech,Motor}}{P_{hydr,Motor}} \qquad (5-21)$$

Der Gesamtwirkungsgrad des hydraulischen Antriebspfads im Triebstrang wird ebenfalls über eine Leistungsbilanzierung bestimmt. Diese beschreibt das Verhältnis der vom Motor abgegebenen zur an der Pumpe zugeführten mechanischen Leistung, siehe Gleichung (5-22). Gleichsam stellt dieser Wert das Produkt der Teilwirkungsgrade sämtlicher Komponenten (Pumpe, Motor, Leitungen und Steuerungen, etc.) des Hydrauliksystems dar [53, S. 67]:

$$\eta_{Tr,hydr,ges} = \frac{P_{mech,Motor}}{P_{mech,Pumpe}} = \eta_{Pumpe} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{LS} \qquad (5-22)$$

Für die Anwendung dieser Gleichung ist dabei die aktuelle Wirkrichtung der jeweiligen hydraulischen Maschine (Pump- oder Motorbetrieb) maßgebend. Diese kann sich – je nach Betriebspunkt – verändern (siehe Kapitel 5.2.2).

Die Verlustleistung des Hydrauliksystems ergibt sich aus der folgenden Differenz und repräsentiert die im Hydrauliksystem dissipierte Energie:

$$P_{Verlust} = |P_{mech,Pumpe} - P_{mech,Motor}| \qquad (5-23)$$

Aufgrund der Annahme eines isothermen Hydraulikfluids (vgl. Kapitel 5.1.2) erfolgt keine Modellierung thermischer Effekte – die aus dem System abzuführende Wärmeleistung



wird ausschließlich über die berechnete Verlustleistung betrachtet. Bei der Konstruktion eines realen Hydrauliksystems ist die Abfuhr dieser Wärme durch geeignete Kühleinrichtungen, wie beispielsweise einen Kühlwasserkreislauf mit Wärmetauschern, sicherzustellen [52, S. 300]. Hierauf soll an dieser Stelle jedoch nicht tiefer eingegangen werden.

Um den Gesamtwirkungsgrad des Triebstrangs abbilden zu können, ist es erforderlich, das Hydraulik-Berechnungsmodell mit dem Triebstrang-Berechnungsmodell aus [7] zu verknüpfen (vgl. Kapitel 3.4). Dies kann beispielsweise über eine Verschaltung der beiden Teilemodelle in MATLAB Simscape realisiert werden. Allerdings führt dieser Ansatz zu großen Herausforderungen hinsichtlich stabiler Simulationsvorgänge und der Erzeugung verlässlicher Berechnungsergebnisse.

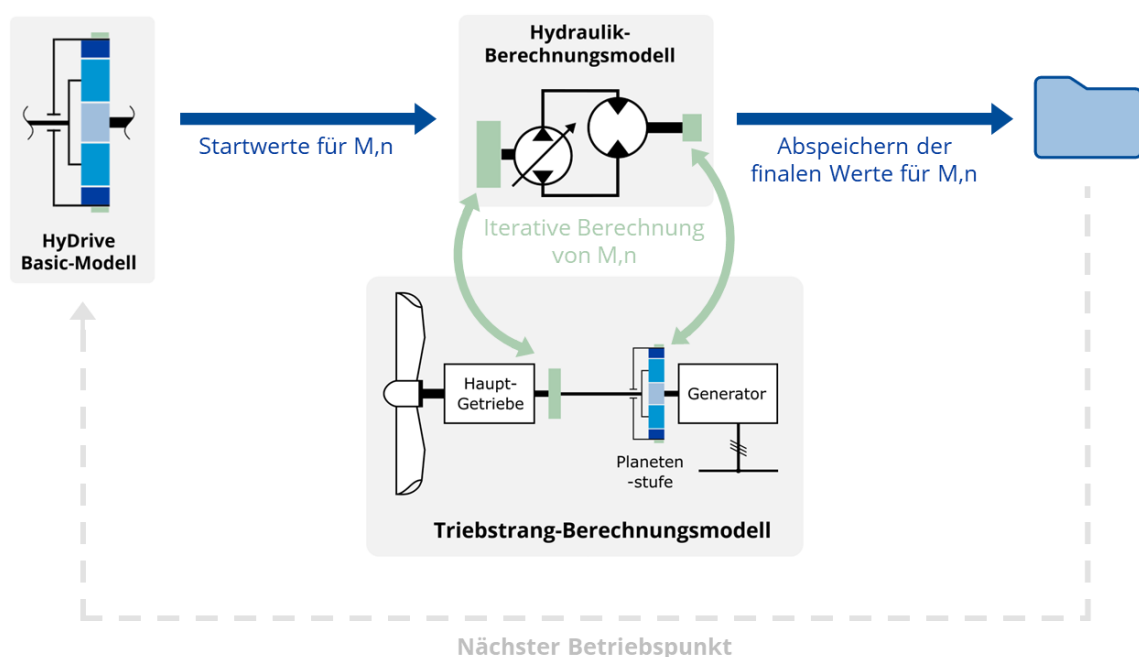


Abbildung 5.10: Iterativer Berechnungsprozess zur Ermittlung der Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse an Pumpe und Motor mithilfe verschiedener Modelle

Eine alternative Vorgehensweise beruht auf einer getrennten Betrachtung der beiden Teilsysteme, wie in Abbildung 5.10 veranschaulicht. Dabei laufen die durchgeführten Simulationen nicht gleichzeitig, sondern zeitlich unabhängig voneinander ab. Eine Kopplung erfolgt nur indirekt über die generierten Ergebnisse, welche in Form von Kennfeldern abgespeichert und wiederum in das jeweils andere Berechnungsmodell eingespeist werden. Als Kopplungsstellen dienen die Drehzahl- und Drehmomentverläufe an Pumpe und Motor. Die Problematik hierbei besteht darin, dass der im jeweiligen Betriebspunkt vorliegende Gesamtwirkungsgrad des Hydrauliksystems direkten Einfluss auf die am Triebstrang zu verzweigende Leistung hat. Bei Rotorseitiger Abnahme führt das zu einem Kreisbezug zwischen vorher abgenommener Leistung und der daraus resultierenden,

geringeren Eingangs- und damit Hohlradleistung der Planetenstufe. Zugleich besteht auch ein Einfluss auf die erreichbaren Drehzahlen am Hydraulikmotor, die mit dem Regler entsprechend der angestrebten Betriebszustände des Triebstrangs eingeregelt werden.

Unter realen Betriebsbedingungen löst sich dieser Kreisbezug dadurch auf, dass sich für einen bestimmten Zeitpunkt nahezu unmittelbar ein Drehmomentgleichgewicht im Triebstrang und damit auch ein bestimmter Gesamtwirkungsgrad für das Hydrauliksystem einstellt. Die Ansteuerung von Betriebspunkten kann davon beeinflusst bzw. eingeschränkt werden, wenn beispielsweise die vorliegenden Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse nicht ausreichen, um die Zielvorgabe des Reglers zu erreichen. Im Berechnungsmodell kann ein solches Verhalten nachempfunden werden, indem ein iterativer Ansatz genutzt wird, um sich diesem Gleichgewichtszustand anzunähern. Die auf diese Weise erstellten Drehzahl- und Drehmomentverläufe können als Eingangsparameter für das Hydraulik-Berechnungsmodell genutzt werden, um zunächst das exakte Wirkungsgradverhalten des hydraulischen Antriebspfads und anschließend des gesamten Triebstrangs zu ermitteln.

Diese Herangehensweise eignet sich im Falle einer rotorseitigen Leistungsabnahme, um die Triebstrang-Betriebspunkte im Bereich geringer Windgeschwindigkeiten näherungsweise zu ermitteln, wenn die anliegende Rotorleistung zu gering ist, um mit dem Hydrauliksystem die gewünschten Drehzahlverhältnisse an der Planetenstufe einzustellen. Für die Drehzahl- und Drehmomentbedingungen bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme funktioniert dieser Ansatz jedoch nicht. Deshalb basiert die Wirkungsgradbetrachtung im Rahmen dieser Arbeit auf Drehzahl- und Drehmomentverläufen, welche mithilfe des HyDrive Basic-Modells (vgl. Kapitel 3.4) generiert und anschließend als Eingangsparameter des Hydraulik-Berechnungsmodells genutzt werden. In diesem Zusammenhang ist zu beachten, dass die mit dem HyDrive Basic-Modell dargestellten Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse die Leistungsverluste des hydraulischen Antriebspfads nicht berücksichtigen. Das Hydraulik-Berechnungsmodell wird mit diesen Eingangsparametern daher teilweise auf Betriebspunkte eingeregelt, die aufgrund der verfügbaren Eingangsleistung am Triebstrang – abzüglich der Verluste im hydraulischen Antriebspfad – nicht ansteuerbar sind. Folglich eignet sich die beschriebene Vorgehensweise für eine Untersuchung des Wirkungsgradverhaltens des hydraulischen Antriebsstrangs, die zu betrachtenden Windgeschwindigkeitsbereiche können dabei jedoch eingeschränkt sein (vgl. Kapitel 6.1).

Verluste, welche aufgrund der mechanischen Übersetzungsstufen im Triebstrang auftreten und die Eingangsleistung an der Planetenstufe beeinflussen, werden im HyDrive Basic-Modells pauschal mit einem Wert von $\eta_{Tr, mech, ges} = 97\%$ angesetzt. Dieser Wert ergibt sich in Anlehnung an den in [64] angegebenen Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{Getr, Gen, RWT} = 94\%$ für Getriebe und Generator der DTU 10 MW RWT, wenn angenommen wird, dass beide Baugruppen den gleichen Einzelwirkungsgrad aufweisen:



$$\eta_{Tr,mech,ges} = \sqrt{\eta_{Getr,RWT} \cdot \eta_{Gen,RWT}} = \sqrt{\eta_{Getr,Gen,RWT}} \quad (5-24)$$

Damit werden sowohl die Verluste des Getriebes und der Planetenstufe selbst als auch die der beiden Stirnradstufen, welche der Hydraulikpumpe vor- bzw. dem Hydraulikmotor nachgeschaltet sind, berücksichtigt. Um den Gesamtwirkungsgrad des HyDrive-Triebstrangs annähernd zu bestimmen, muss die Antriebsleistung, welche sich abzüglich aller mechanischen und hydraulischen Verluste einstellt, noch mit dem Wirkungsgrad des Generators verrechnet werden, siehe Gleichung (5-25). Dafür wird entsprechend des Ausdrucks (5-24) wiederum ein Wert von $\eta_{Gen} = 97\%$ eingesetzt.

$$\eta_{Tr,ges} = (P_{Rotor} - P_{Verlust,hydr}) \cdot \eta_{Gen} \quad (5-25)$$

Mögliche Verluste eines dem Generator nachgeschalteten Frequenzumrichters sind hier nicht zu beachten, da dieser beim HyDrive-Triebstrangkonzept entfällt. Abbildung 5.11 veranschaulicht die beschriebene, vereinfachte Wirkungsgradbetrachtung:

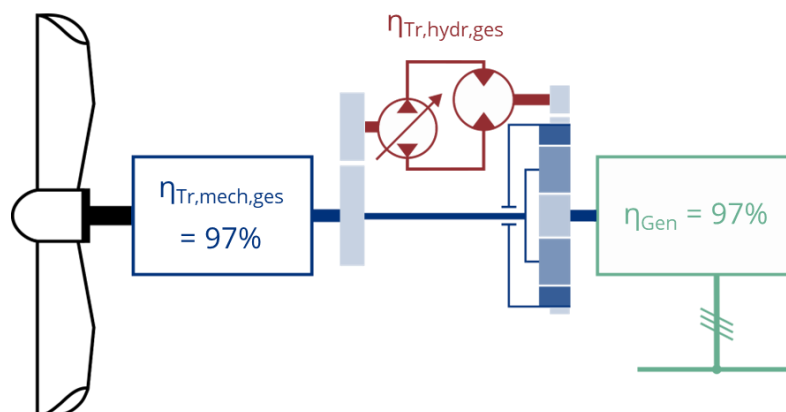


Abbildung 5.11: Veranschaulichung der Wirkungsgrade verschiedener Baugruppen des HyDrive-Triebstrangs

Neben den Leistungswirkungsgraden ist, insbesondere hinsichtlich wirtschaftlicher Interessen, letztendlich allerdings eine Betrachtung der gesamten WEA auf Energieebene maßgebend [8, S. 876]. Eine Art energetischer Wirkungsgrad lässt sich berechnen, indem für die Windverhältnisse an einem bestimmten Standort die jährliche Energieproduktion der WEA (AEP, vgl. Kapitel 2.1) mit der Energiemenge in Verhältnis gesetzt wird, die aufgrund der am Rotor anliegenden Leistung in einem Jahr hätte erzeugt werden können, siehe Gleichung (5-26). Dabei wird ausschließlich auf die Divergenz der erzeugten Energiemenge eingegangen, die sich durch den Triebstrang der WEA ergibt. Zeitliche beschränkte Abschaltungen zum Artenschutz [8, S. 648], aufgrund von Schlagschattenwurf [9, S. 514 f.] oder Eisabwurf [8, S. 648], sowie eine nächtliche Leistungsrosselung zur Reduktion von Schallemissionen [8, S. 634 f.] spielen hierbei keine Rolle.

$$\eta_{Tr,ges,energ}(\bar{v}_{Wind,Ref}) = \frac{AEP(P_{Gen}, \bar{v}_{Wind,Ref})}{AEP(P_{Rotor}, \bar{v}_{Wind,Ref})} \quad (5-26)$$

Die mittlere jährliche Windgeschwindigkeit $v_{Wind,Ref}$ ist dabei standortabhängig. Liegen keine repräsentativen Messdaten für die Windgeschwindigkeiten, kann alternativ eine Rayleigh-Verteilung herangezogen werden, um die Windverhältnisse exemplarisch darzustellen (vgl. Kapitel 2.1).

6 AUSWERTUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE

Im Rahmen der Untersuchungen liegt der Fokus auf dem quasistationären Verhalten des Hydrauliksystems und somit auf der Betrachtung eingeschwungener Betriebszustände. Transiente Vorgänge sowie die Regelgüte spielen lediglich eine untergeordnete Rolle und sollen daher nicht berücksichtigt werden. Deshalb werden die Signale der Eingangsparameter um einen zeitlichen Vorlauf erweitert. Die einzelnen Eingangsgrößen verharren in diesem Zeitraum bei ihrem Startwert. Erst anschließend beginnt die aktive Aufzeichnung der Berechnungsergebnisse, wodurch das Einschwingverhalten des Systems nicht in den erzeugten Daten erfasst wird. Grundlage für die nachfolgend dargestellten und erläuterten Berechnungsergebnisse bilden Simulationen, welche eine Zeitreihe mit konstant ansteigenden Windgeschwindigkeiten als Eingangsparameter verwenden.

6.1 Variation des Direktgangs

In Anlehnung an Abbildung 3.2 soll zunächst betrachtet werden, in welchen Größenordnungen sich die mittels des hydraulischen Antriebspfads übertragene Leistung bei verschiedenen Auslegungsvarianten des Direktgangs bewegt. Abbildung 6.1 zeigt die an der Pumpen- bzw. Motorwelle anliegende mechanische Leistung $P_{mech, ein}$, welche dem Hydrauliksystem zugeführt wird, in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} . Die Darstellung umfasst sowohl die Verläufe für eine rotorseitige als auch eine generatorseitige Leistungsabnahme mit Direktgängen, die auf Windgeschwindigkeiten von $v_{Wind, Di, min} = 4,4 \text{ m/s}$ bis $v_{Wind, Di, max} = 11,4 \text{ m/s}$ ausgelegt sind. Damit umfassen die Direktgangvarianten – gestaffelt in 1 m/s-Intervallen – nahezu den gesamten Leistungsbereich der Referenz-WEA *DTU 10 MW RWT* vom Aufstarten bei $v_{Wind, Cut-in} = 4 \text{ m/s}$ bis zum Erreichen der Nennleistung bei $v_{Wind, Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ (vgl. Tabelle 3.1).

Sowohl für ein rotorseitige als auch eine generatorseitige Leistungsabnahme ergibt sich bei allen dargestellten Direktgangvarianten für die zugeführte Leistung $P_{mech, ein}$ ein Verlauf, der mit zunehmender Windgeschwindigkeit zunächst leicht ansteigt und dann bis zum Erreichen der jeweiligen Auslegungswindgeschwindigkeit des Direktgangs auf einen Wert von $P_{mech, ein, Di} = 0 \text{ kW}$ absinkt. Ist der Direktgang auf die Nennwindgeschwindigkeit von $v_{Wind, Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ ausgelegt, verbleibt die Leistung im Hydrauliksystem auch bei weiter zunehmender Windgeschwindigkeit auf diesem Niveau – die Leistungsübertragung im Triebstrang erfolgt rein mechanisch. Bei den übrigen Auslegungsvarianten kehrt sich oberhalb der Direktgangwindgeschwindigkeit der Leistungsfluss zwischen Pumpe und Motor um. Infolgedessen nimmt $P_{mech, ein}$ negative Werte an.

Im Rahmen dieser Vorbetrachtung wird deutlich, dass bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme die Auslegung des Direktgangs auf niedrige Windgeschwindigkeiten von 5,4 m/s



oder geringer nicht realisierbar ist. In diesem Windgeschwindigkeitsbereich übersteigt die für den Betrieb des hydraulischen Antriebspfads benötigte Leistung $P_{mech, ein}$ die Nennleistung der Referenz-WEA DTU 10 MW RWT von $P_{Nenn} = 10$ MW. Bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme tritt dieser Fall nicht auf – die Spreizung der Leistungswerte ist hier weniger stark ausgeprägt.

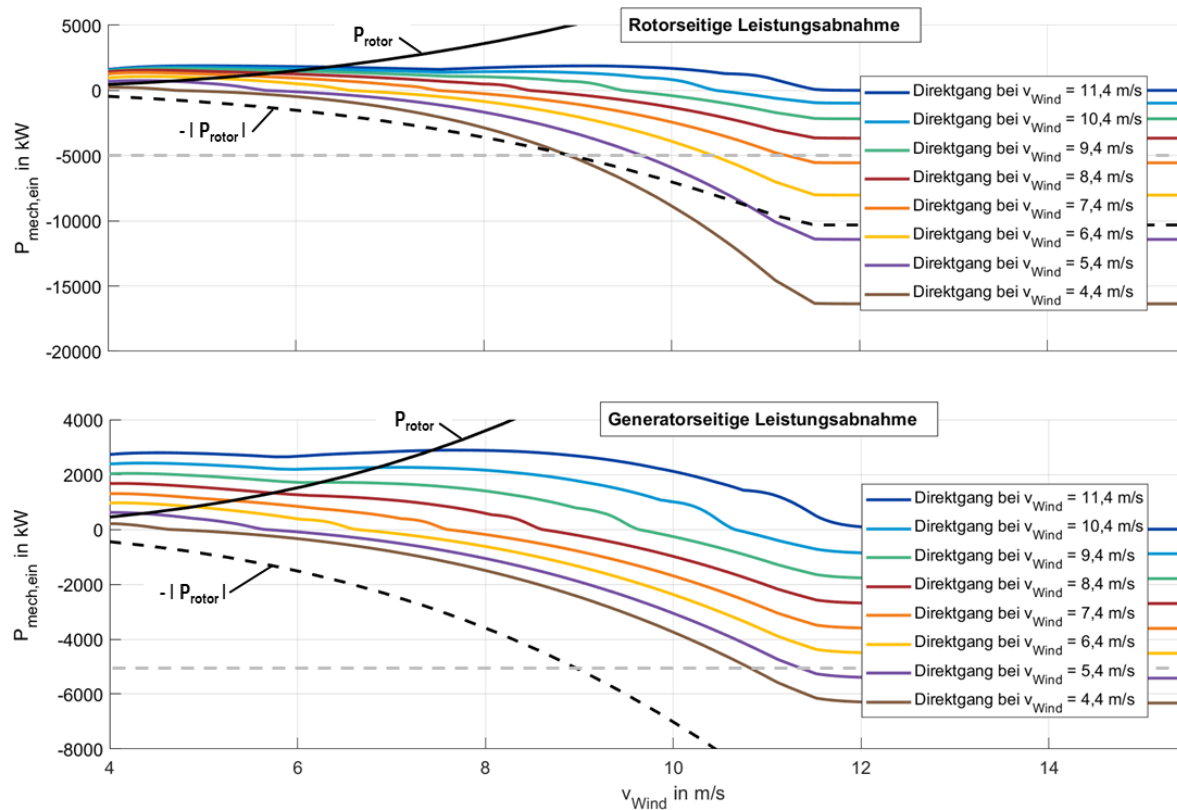


Abbildung 6.1: Mechanische Eingangsleistung $P_{mech, ein}$ über der Windgeschwindigkeit v_{Wind} bei rotorseitiger (oben) und generatorseitiger Leistungsabnahme (unten), dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von 4,4 bis 11,4 m/s, sowie der Verlauf der im Triebstrang zur Verfügung stehenden Leistung P_{Tr} und deren negativer Betrag $-|P_{Tr}|$

Grundlegendes Auslegungsziel bei leistungsverzweigten Getrieben ist es, den Leistungsanteil, welcher mittels des drehzahlvariablen Antriebspfads übertragen wird, möglichst gering zu halten (vgl. Kapitel 2.2.4). Daher sollen im weiteren Verlauf der Untersuchungen lediglich Direktgänge betrachtet werden, bei denen maximal ca. 50% der WEA-Nennleistung dem hydraulischen Antriebspfad zugeführt werden. Dieser Leistungsbereich ist in den Darstellungen in Abbildung 6.1 jeweils durch eine graue, gestrichelte horizontale Linie bei $P_{mech, ein} = 5000$ kW gekennzeichnet.

Zusätzlich ist die Leistung P_{Tr} , welche infolge der Windverhältnisse am Rotor als Eingangsleistung zur Verfügung steht, sowie deren negativer Betrag $-|P_{Tr}|$ aufgeführt. Anhand dieser Verläufe lässt sich erkennen, dass bei geringen Windgeschwindigkeiten die bereitgestellte Leistung nicht ausreicht, um die geforderten Drehmoment- und Drehzahlver-

hältnisse am Hydraulikmotor zu erreichen. Die Ursache dafür liegt - wie in Kapitel 5.4 erläutert - darin, dass die entsprechenden Drehzahl- und Drehmomentwerte an Pumpe und Motor mit dem HyDrive Basic-Modell ermittelt werden und dieses das Wirkungsgradverhalten des Hydrauliksystems nicht berücksichtigt. Daher sind die mit dem Hydraulik-Berechnungsmodell generierten Ergebnisse auf Grundlage dieser Eingangsparameter ausschließlich bei Windgeschwindigkeiten gültig, bei denen gilt: $P_{Tr} > P_{mech, ein}$.

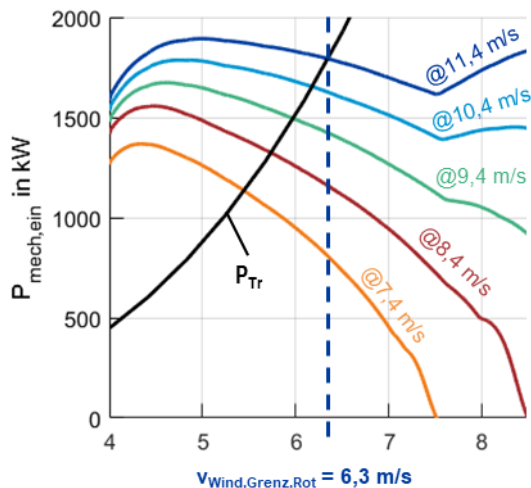


Abbildung 6.2: Eingangsleistung $P_{mech, ein}$ über der Windgeschwindigkeit v_{Wind} bei **rotorseitiger** Leistungsabnahme, dargestellt als Ausschnitt für einen Bereich, in dem Schnittpunkte mit der im Triebstrang verfügbaren Leistung P_{Tr} vorliegen

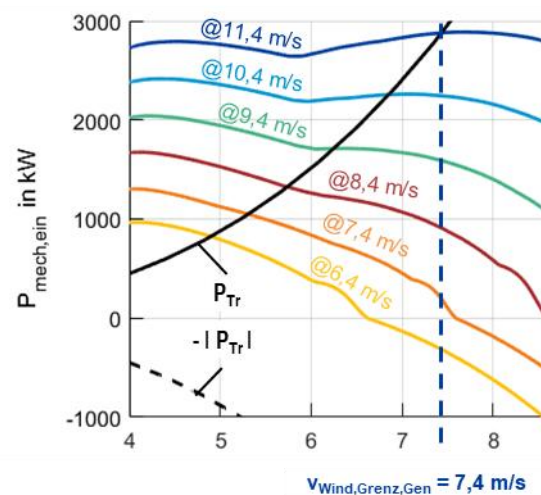


Abbildung 6.3: Eingangsleistung $P_{mech, ein}$ über der Windgeschwindigkeit v_{Wind} bei **generatorseitiger** Leistungsabnahme, dargestellt als Ausschnitt für einen Bereich, in dem Schnittpunkte mit der im Triebstrang verfügbaren Leistung P_{Tr} vorliegen

Die exakten Windgeschwindigkeitswerte, ab denen diese Forderung erfüllt ist, können mithilfe der Ausschnitts-Darstellungen in Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3 abgeleitet werden. Maßgebend hierbei sind jeweils die auf Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind, Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ ausgelegten Direktgangvarianten. Bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme ergibt sich der Schnittpunkt zwischen $P_{mech, ein}$ und P_{Tr} für diese Direktgangvariante bei einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind, Grenz, Rot} = 6,3 \text{ m/s}$, siehe Abbildung 6.4. Vergleichbar dazu kann bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme ein Windgeschwindigkeitswert von $v_{Wind, Grenz, Gen} = 7,4 \text{ m/s}$ identifiziert werden, ab dem die Berechnungsergebnisse als valide zu betrachten sind, siehe Abbildung 6.3.

6.1.1 Rotorseitige Leistungsabnahme

In Abbildung 6.4 sind der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr, ges}$ sowie die Verlustleistung $P_{Verlust}$ des Hydrauliksystems für verschiedene Direktgänge im Bereich von $v_{Wind, Di} = 7,4 \dots 11,4 \text{ m/s}$ und den Fall, dass eine rotorseitige Leistungsabnahme vorliegt, visualisiert. Um das Verhalten dieser beiden Größen in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit besser nachvollziehen zu



können, sind in Abbildung 6.5 zusätzlich die Verläufe der Einzelwirkungsgrade η_{Pumpe} bzw. η_{Motor} sowie der Drehzahlen n_{Pumpe} bzw. n_{Motor} von Pumpe und Motor aufgetragen – der Übersicht halber beispielhaft für eine Auslegung des Direktgangs auf eine Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 9,4$ m/s. Außerdem sind der Druckverlauf $p_{Hauptleitung}$ in der Hochdruck-Hauptleitung und die prozentuale Ansteuerung des Pumpen-Fördervolumens V_{Pumpe} aufgeführt. Eine differenzierte Darstellung der Leistungsverhältnisse an den An- bzw. Abtriebswellen der hydraulischen Maschinen P_{Pumpe} bzw. P_{Motor} ist mit Abbildung 6.6 gegeben. Die Bereiche mit ungültigen Simulationsergebnissen – hier entsprechend Abbildung 6.2 bis zu einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,Grenz,Rot} = 6,3$ m/s – sind jeweils in grau gekennzeichnet und durch eine gestrichelte schwarze Linie von den gültigen Daten getrennt.

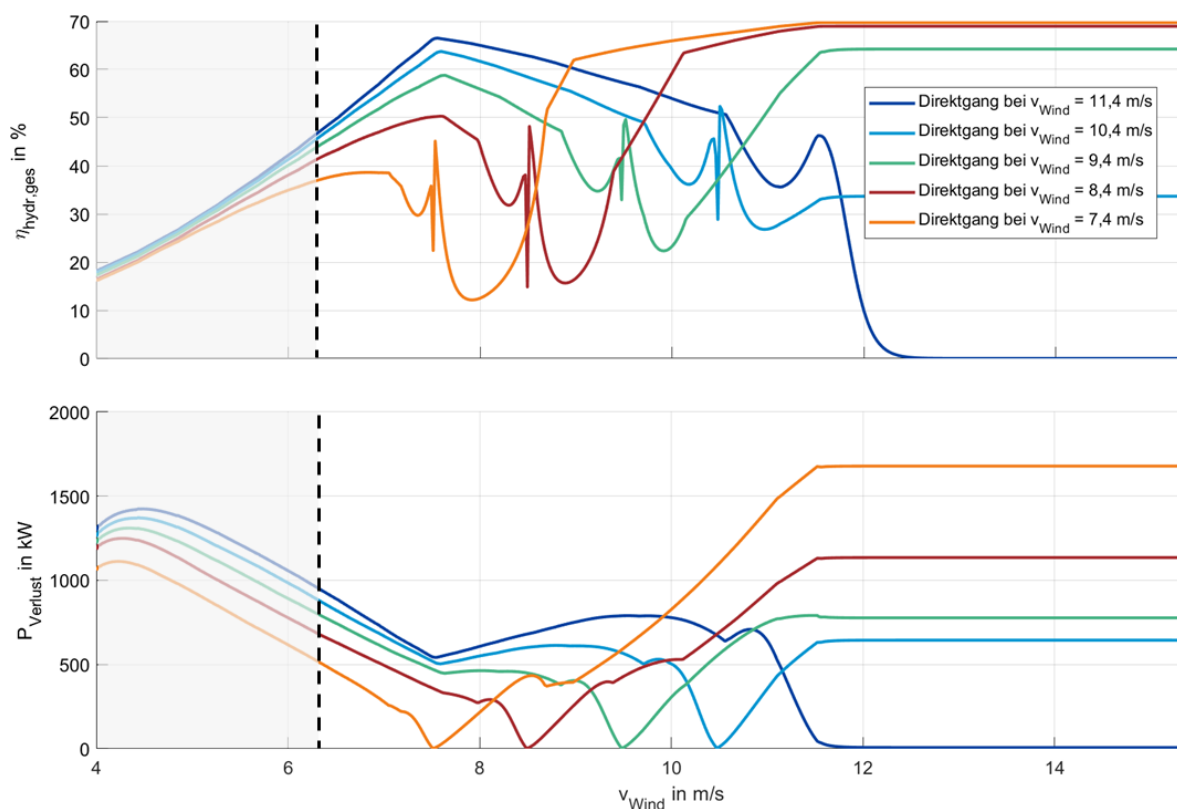


Abbildung 6.4: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{Verlust}$ des hydraulischen Antriebspfads in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt für Direktgänge bei Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} = 7,4 \dots 11,4$ m/s und eine **rotorseitige Leistungsabnahme**

In Bezug auf den Gesamtwirkungsgrad des Hydrauliksystems lässt sich bei allen gezeigten Direktgangvarianten ein charakteristisches Verhalten in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit beobachten, welches sich durch lokale Minima im Bereich der jeweiligen Auslegungswindgeschwindigkeit auszeichnet. Dieses Verhalten wird maßgebend durch den Einzelwirkungsgrad des Hydraulikmotors bestimmt, wie aus Abbildung 6.5 hervorgeht. Der Einfluss der Pumpe hingegen wird lediglich signifikant, wenn diese in den Randbereichen ihres Betriebskennfelds arbeitet.

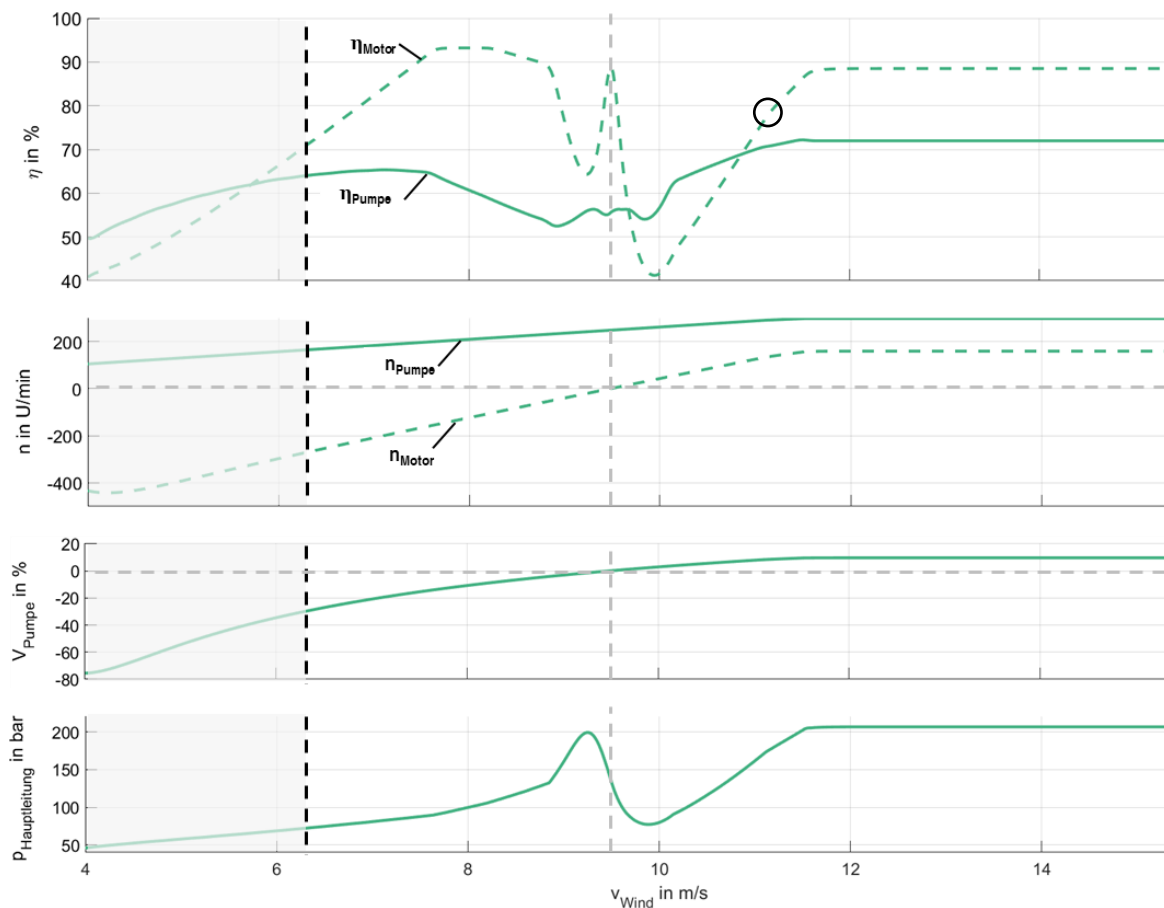


Abbildung 6.5: Einzelwirkungsgrade η_{Pumpe} bzw. η_{Motor} und Drehzahlen n_{Pumpe} bzw. n_{Motor} der Pumpe und des Motors sowie das prozentuale Pumpen-Fördervolumen V_{Pumpe} und der Systemdruck $p_{Hauptleitung}$ in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , exemplarisch dargestellt für einen Direktgang bei $v_{Wind,Di} = 9,4$ m/s und eine **rotorseitige Leistungsabnahme**

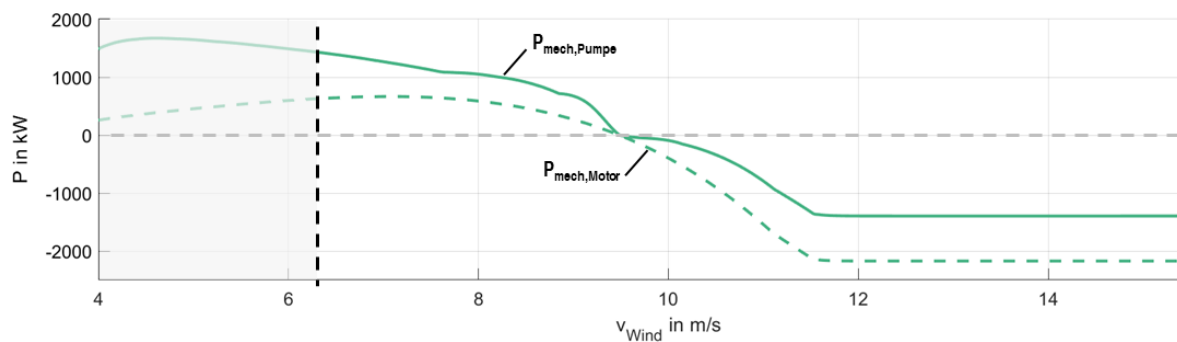


Abbildung 6.6: Wellenleistungen $P_{mech,Pumpe}$ der Pumpe und $P_{mech,Motor}$ des Motors in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , exemplarisch dargestellt für einen Direktgang bei $v_{Wind,Di} = 9,4$ m/s sowie eine **rotorseitige Leistungsabnahme**

In Abbildung 6.5 ist zu erkennen, dass sich der Pumpenwirkungsgrad η_{Pumpe} mit zunehmender Windgeschwindigkeit in einem Bereich bis ca. $v_{Wind} = 7,5 \text{ m/s}$ zunächst leicht degressiv verhält. Beim Wirkungsgrad des Motors η_{Motor} dagegen ist in diesem Windgeschwindigkeitsbereich aufgrund des zunehmenden Systemdrucks $p_{Hauptleitung}$ ein starker Anstieg zu beobachten, der prägend für den Verlauf des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ ist.

Bei einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind} = 7,5 \text{ m/s}$ sinkt die prozentuale Einstellung des Fördervolumens V_{Pumpe} auf einen derart geringen Betrag ab, dass die Pumpe in den Randbereich ihres Betriebskennfelds übergeht, der sich durch einen ausgeprägten Wirkungsgradabfall kennzeichnet (vgl. Abbildung 5.7). Dieses Verhalten wird auch im Verlauf des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ sichtbar, wobei sich der Übergang in Form einer Knickstelle äußert, siehe Abbildung 6.4. Ab diesem Betriebspunkt bleibt der Wirkungsgrad des Motors auf einem hohen Niveau, bis sich die Motordrehzahl einem Wert von $n_{Motor} = 0 \text{ U/min}$ so weit annähert, dass auch der Motor Betriebspunkte im Randbereich seines Betriebskennfelds erreicht (vgl. Abbildung 5.8). Ab einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind} = 8,8 \text{ m/s}$ ist daher ein markantes Absinken des Motorwirkungsgrads η_{Motor} zu beobachten, welches im Verlauf des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ ebenfalls deutlich zu erkennen ist und dort durch eine zweite Knickstelle eingeleitet wird.

Der Motorwirkungsgrad η_{Motor} sowie der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ weisen anschließend ein lokales Minimum auf. Daraus resultiert ein starker Anstieg des Drucks $p_{Hauptleitung}$, da mit abnehmendem Wirkungsgrad η_{Motor} eine höhere Leistung übertragen werden muss, um das gewünschte Motordrehmoment bereitstellen zu können, siehe Gleichung (2-13) und (5-1). Der erhöhte Leistungsbedarf ist im Verlauf der Pumpen-Eingangsleistung $P_{mech,Pumpe}$ in Abbildung 6.6 erkennbar.

Beim Erreichen der jeweiligen Auslegungswindgeschwindigkeit des Direktgangs – für die in Abbildung 6.5 dargestellte Variante liegt diese bei $v_{Wind} = 9,4 \text{ m/s}$ – zeigen die Wirkungsgradverläufe von η_{Pumpe} , η_{Motor} und $\eta_{hydr,ges}$ ausgeprägte positive und negative Spitzenwerte. Da im Direktgang prinzipiell keine Leistung durch das Hydrauliksystem übertragen wird und somit $P_{mech,Pumpe} \approx P_{mech,Motor} \approx 0 \text{ kW}$ gilt, sollten die Wirkungsgrade theoretisch einem unendlich hohen Wert entgegenstreben, siehe Gleichung (5-22). In der Simulation wird dieser Zustand jedoch nicht erreicht. Das Leistungsverhältnis, welches den Ausgangspunkt zur Ermittlung des jeweiligen Wirkungsgrades bildet, wird hier maßgeblich durch die Schnelligkeit und Güte der Regelung beeinflusst. Je nach Regelverhalten ergeben sich dabei hohe positive oder negative Spitzenwerte. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass die Simulationsumgebung MATLAB Simscape für einige Hydraulikkomponenten die Definition von Leckagen erfordert (siehe Kapitel 5.3.4). Deshalb muss dem Hydrauliksystem auch im Betriebspunkt des Direktgangs grundsätzlich ein Minimum an Leistung zugeführt werden, um die Leckageverluste auszugleichen, damit ein konstantes Bremsmoment am Motor aufgebracht werden kann und dieser im Stillstand verbleibt.



Mit Überschreiten der Direktgangwindgeschwindigkeit wechselt das Verdrängungsvolumen V_{Pumpe} der Pumpe vom negativen in den positiven Bereich, wodurch der Motor reverteert wird (vgl. Abbildung 6.5). Zugleich kehrt sich der Leistungsfluss im Hydrauliksystem um (vgl. Abbildung 6.6), sodass der Motor in den Pumpbetrieb und die Pumpe in den Motorbetrieb übergeht. Damit verändert sich auch das Wirkungsgradverhalten der beiden hydraulischen Maschinen, da diese nun in anderen Quadranten betrieben werden (vgl. Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2).

Nimmt die Windgeschwindigkeit weiter zu, sinken der Motorwirkungsgrad η_{Motor} und damit auch der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ zunächst aufgrund des geringen Drehzahl-niveaus beim Anfahren des Motors deutlich ab. Zugleich verstärkt ein Abfallen des Systemdrucks $p_{Hauptleitung}$ diese Tendenz. Infolgedessen erreichen die Kennlinien der Wirkungsgrade bei einer Windgeschwindigkeit von etwa $v_{Wind} = 9,9 \text{ m/s}$ jeweils erneut ein lokales Minimum. Dieses ist jedoch – verglichen mit dem vorherigen – stärker ausgeprägt, was auf höhere Pumpendrehzahlen und den Betriebsartwechsel bei Pumpe und Motor zurückzuführen ist.

Ab einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind} = 10,1 \text{ m/s}$ ist das Fördervolumen V_{Pumpe} so weit angestiegen, dass die Pumpe den Randbereich ihres Betriebskennfelds verlässt. Dies ist anhand einer entsprechenden Knickstelle im Verlauf des Pumpenwirkungsgrads η_{Pumpe} (vgl. Abbildung 6.5) und des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ (vgl. Abbildung 6.4) zu erkennen. Infolge der mit der Windgeschwindigkeit zunehmenden Motordrehzahl n_{Motor} ist ein vergleichbares Verhalten auch für den Wirkungsgrad η_{Motor} des Motors zu beobachten. Die Knickstelle, welche den Übergang aus dem Randbereich kennzeichnet, tritt hier bei einer Windgeschwindigkeit von $\eta_{hydr,ges} = 11,1 \text{ m/s}$ auf (siehe kreisförmige Markierung).

Oberhalb der Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ weisen die Leistungen $P_{mech,Pumpe}$ und $P_{mech,Motor}$ sowie die Drehzahlen n_{Pumpe} und n_{Motor} an Pumpe und Motor ein konstant hohes Niveau auf. Folglich treten in diesem Windgeschwindigkeitsbereich auch an der Einstellung des Fördervolumens V_{Pumpe} sowie bei den Wirkungsgraden η_{Pumpe} , η_{Motor} und $\eta_{hydr,ges}$ keine Veränderungen mehr auf.

Das zuvor beschriebene Verhalten des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ sowie die Zusammenhänge mit den in Abbildung 6.5 sowie Abbildung 6.6 aufgeführten Größen gelten grundsätzlich für alle der in Abbildung 6.4 gezeigten Direktgangvarianten, dazu siehe Anhang E.1. Auch bei der auf Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ ausgelegten Direktgangvariante folgt der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ dem charakteristischen Verlauf, allerdings nur bis zum Erreichen der Auslegungswindgeschwindigkeit. Bei allen Windgeschwindigkeiten darüber hinaus verbleibt der Triebstrang im Betriebspunkt des Direktgangs: Es wird keine Leistung an der Welle des Hydraulikmotors abgegeben ($P_{Motor} = 0 \text{ kW}$), wodurch der Gesamtwirkungsgrad einen Wert von $\eta_{hydr,ges} = 0\%$ annimmt.



Unterschiede zeigen sich jedoch hinsichtlich der konkreten Werte der Wirkungsgrade, wie Tabelle 6.1 zu entnehmen ist. Dort ist das arithmetische Mittel des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ für den Betrieb in Teillast ($v_{Wind} = 6,3...11,4$ m/s), bei Volllast ($v_{Wind} = 11,4...25,0$ m/s) und über den gesamten Betriebsbereich der WEA ($v_{Wind} = 6,3...25,0$ m/s) für die bisher betrachteten Direktgangvarianten mit rotorseitiger Leistungsabnahme aufgelistet. Zudem sind die Übersetzungsverhältnisse i_{GH} und i_{HG} der Stirnradstufen zur Anbindung von Pumpe und Motor an den mechanischen Teil des Triebstrangs aufgeführt (vgl. Kapitel 5.3.2). Diese definieren den Drehzahlbereich, in dem die hydraulischen Maschinen betrieben werden und wirken sich dadurch indirekt auf deren Wirkungsgradverhalten aus.

Tabelle 6.1: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{Verlust}$ des Hydrauliksystems, arithmetisch gemittelt für den WEA-Betrieb bei Teillast, Volllast und im gesamten Betriebsbereich, sowie die Übersetzungsverhältnisse i_{gh} und i_{hg} der Stirnradstufen zur Anbindung von Pumpe und Motor, ermittelt für verschiedene Direktgänge bei einer **rotorseitigen Leistungsabnahme**

	BETRIEBSBEREICH DER WEA			DIREKTGANG	ÜBERSETZUNGEN	
	bei Teillast	bei Volllast	Gesamt	bei v_{wind} in m/s	i_{GH}	i_{HG}
Mittlerer Gesamtwirkungsgrad (%)	48,3	69,7	58,7	7,4	1,53	3,33
	47,2	69,0	58,1	8,4	1,45	3,47
	46,1	64,2	55,0	9,4	1,31	3,02
	49,5	33,7	37,6	10,4	1,20	2,72
	55,6	-	-	11,4	1,12	2,52
Mittlere Verlustleistung (kW)	612	1678	1348	7,4	1,53	3,33
	487	1134	934	8,4	1,45	3,47
	485	777	687	9,4	1,31	3,02
	523	644	607	10,4	1,20	2,72
	689	(8)	219	11,4	1,12	2,52

Im Teillastbereich zeigt sich der beste mittlere Wirkungsgrad $\eta_{hydr,ges} = 55,5$ % für die Auslegung des Direktgangs auf Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Nenn} = 11,4$ m/s. Bei Volllast und insgesamt erzielt dagegen die Direktgangvariante mit einer Auslegungswindgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 7,4$ m/s mit $\eta_{hydr,ges} = 69,7$ % bzw. $\eta_{hydr,ges} = 58,7$ % die höchsten Werte. Für diese Betriebsbereiche ist ein direkter Vergleich mit der Direktgangauslegung bei $v_{Wind,Nenn} = 11,4$ m/s nicht zielführend. Aufgrund der Wirkungsgrad-Definition in Gleichung (5-22) stellt sich hier ein Wert von $\eta_{hydr,ges} = 0\%$ ein, obgleich der Wirkungsgrad des gesamten Triebstrangs zunimmt, wenn das Hydrauliksystem nicht aktiv an der Leistungsübertragung beteiligt ist. Daher ist es in diesem Zusammenhang sinnvoller, die Verlustleistung $P_{Verlust}$ zu betrachten (vgl. Abbildung 6.4). Dadurch lässt sich außerdem der maßgebliche Einfluss des mit der Windgeschwindigkeit variierenden Leistungsanteils, der hydraulisch übertragen wird, besser erfassen.



Äußerst niedrige Wirkungsgrade $\eta_{hydr,ges}$, wie sie beispielsweise bei Windgeschwindigkeiten direkt unter- und oberhalb der Auslegungswindgeschwindigkeit des jeweiligen Direktgangs vorliegen, haben aufgrund der in diesen Betriebspunkten sehr geringen Leistungen $P_{mech,ein}$ quantitativ gesehen vernachlässigbare Auswirkungen auf die im Hydrauliksystem auftretenden Verluste (vgl. Abbildung 6.1). Vielmehr sind diese aufgrund des damit verknüpften Druckanstiegs (vgl. Abbildung 6.5) für die Dimensionierung der Hydraulikkomponenten entscheidend, um eine dauerhafte Überschreitung des maximal zulässige Systemdrucks zuverlässig zu vermeiden. Auch in Windgeschwindigkeitsbereichen über $v_{Wind,Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ wird das Verhalten der Verluste $P_{Verlust}$ stärker durch den Verlauf der Eingangsleistung $P_{mech,ein}$ geprägt als durch den des Wirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$.

Im Teillastbereich weist die Direktgangvariante bei einer Auslegungswindgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 9,4 \text{ m/s}$ mit einem Wert von $P_{Verlust} = 485 \text{ kW}$ die niedrigste mittlere Verlustleistung auf. Bei Volllast und bezogen auf den gesamten Betriebsbereich der WEA kann wiederum die Direktgangauslegung bei Nennwind $v_{Wind,Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ mit mittleren Verlusten von $P_{Verlust} = 8 \text{ kW}$ bzw. $P_{Verlust} = 219 \text{ kW}$ als effizienteste Variante identifiziert werden. Da der hydraulische Antriebspfad bei diesem Direktgang ab Erreichen der Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ vollständig deaktiviert ist, sollte die mittlere Verlustleistung im Volllastbereich theoretisch $P_{Verlust} = 0 \text{ kW}$ betragen. Allerdings ist auch in diesem Betriebspunkt, wie bereits zuvor erwähnt, eine minimale Leistungszufuhr zur Kompensation von Leckagen notwendig, wodurch sich ein Wert von $P_{Verlust} > 0 \text{ kW}$ einstellt.

6.1.2 Generatorseitige Leistungsabnahme

Vergleichbar zu Abbildung 6.4 im vorherigen Kapitel sind in Abbildung 6.7 die Verläufe des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ und der Verlustleistung $P_{Verlust}$ des Hydrauliksystems für verschiedene Direktgänge im Bereich von $v_{Wind,Di} = 6,4 \dots 11,4 \text{ m/s}$ veranschaulicht – in diesem Fall allerdings für eine generatorseitige Leistungsabnahme. Bereiche mit ungültigen Simulationsergebnissen sind in grau dargestellt – in diesem Fall entsprechend Abbildung 6.3 bis zu einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,Grenz,Gen} = 7,4 \text{ m/s}$.

Das Verhalten der Größen $\eta_{hydr,ges}$ und $P_{Verlust}$ weist in seinen Grundzügen jeweils deutliche Ähnlichkeiten mit den in Abbildung 6.4 dargestellten Kennlinien auf. Deshalb soll an dieser Stelle auf eine ausführliche Erläuterung verzichtet und vorrangig auf die Unterschiede eingegangen werden, die sich zwischen rotorseitiger und generatorseitiger Leistungsabnahme ergeben. In dieser Hinsicht ist insbesondere anzuführen, dass die Drehzahl der Pumpe n_{Pumpe} nun nicht mehr an die Rotordrehzahl gekoppelt, sondern mit der Drehzahl des Generators verknüpft ist und dadurch unabhängig von der Windgeschwindigkeit einen konstanten Wert annimmt.



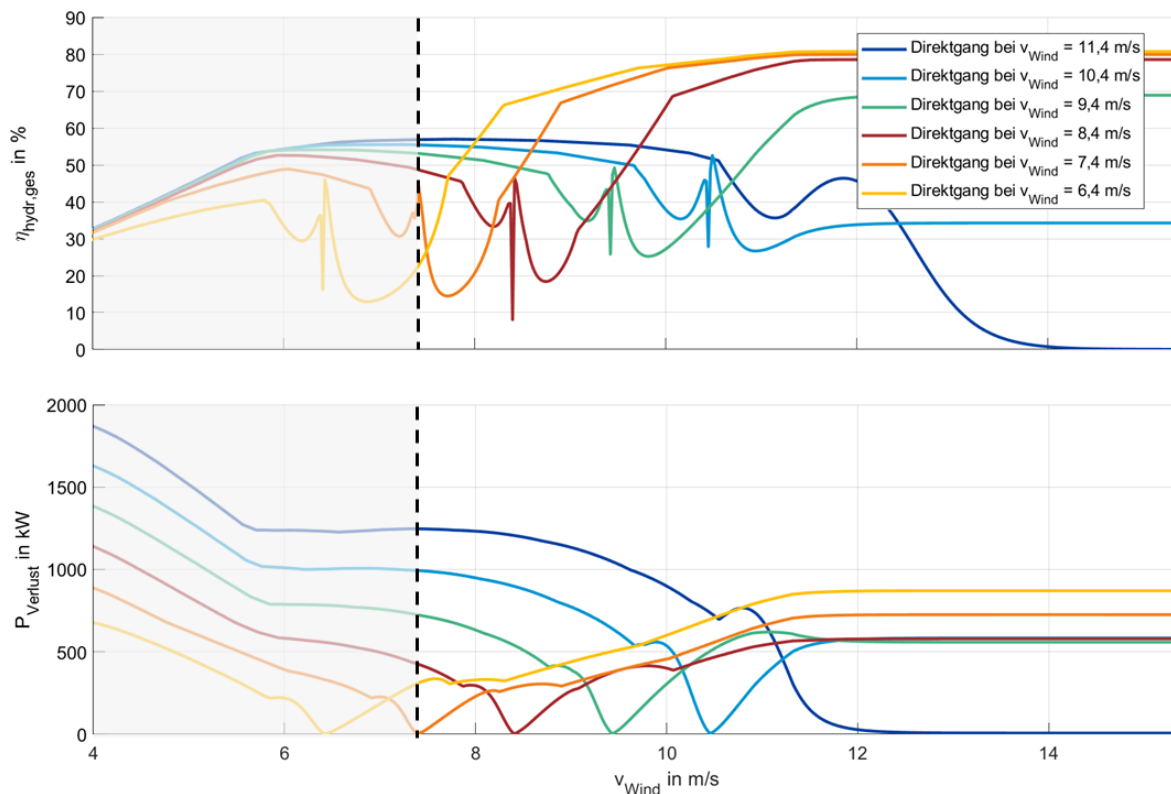


Abbildung 6.7: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{Verlust}$ des hydraulischen Antriebspfads in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt für Direktgänge bei Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} = 6,4 \dots 11,4$ m/s und eine **generatorseitige Leistungsabnahme**

Um einen quantitativen Vergleich zu vereinfachen, sind in Abbildung 6.8 die Verläufe des Gesamtwirkungsgrads $\eta_{hydr,ges}$ sowie der Verlustleistung $P_{Verlust}$ exemplarisch für die Direktgänge bei Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} = 8,4$ m/s, $10,4$ m/s und $11,4$ m/s jeweils für eine rotorseitige (Rot) und generatorseitige (Gen) Leistungsabnahme dargestellt. Es ist zu beobachten, dass der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme im Windgeschwindigkeitsbereich unterhalb des jeweiligen Direktgangs ein konstantes bzw. zu höheren Windgeschwindigkeiten hin leicht abfallendes Niveau aufweist. Bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme dagegen steigt dieser im selben Abschnitt zunächst an, um nach einer Knickstelle im Verlauf wieder abzunehmen (vgl. Kapitel 6.1.1). Im Bereich um die Auslegungswindgeschwindigkeit des Direktgangs verhalten sich beide Varianten nahezu identisch. Bei Windgeschwindigkeiten oberhalb dieses Bereichs zeigen sich je nach Direktgang deutliche Differenzen. Die Direktgänge mit einer Auslegungswindgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 6,4 \dots 8,4$ m/s erreichen bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme im Volllastbereich ab $v_{Wind,Nenn} = 11,4$ m/s jeweils höhere Gesamtwirkungsgrade $\eta_{hydr,ges}$ von etwa +10% gegenüber jenen bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme. Dagegen stellen sich bei den Direktgangvarianten, welche auf $v_{Wind,Di} = 10,4$ und $11,4$ m/s ausgelegt sind, vergleichbare Wirkungsgradwerte ein. Auffällig ist, dass sich der Verlauf des Gesamtwirkungsgrads bei einer Direktgang-Auslegung auf $v_{Wind,Di} = 11,4$ m/s über ein unerwartet großes Windgeschwindigkeitsintervall seinem

Endwert von $\eta_{hydr,ges} \approx 0\%$ annähert. Dieses Verhalten kann auf eine nicht optimal eingestellte Regelung zurückgeführt werden. Auf die Verlustleistung $P_{Verlust}$ hat das in den betrachteten Betriebspunkten jedoch keine relevanten Auswirkungen.

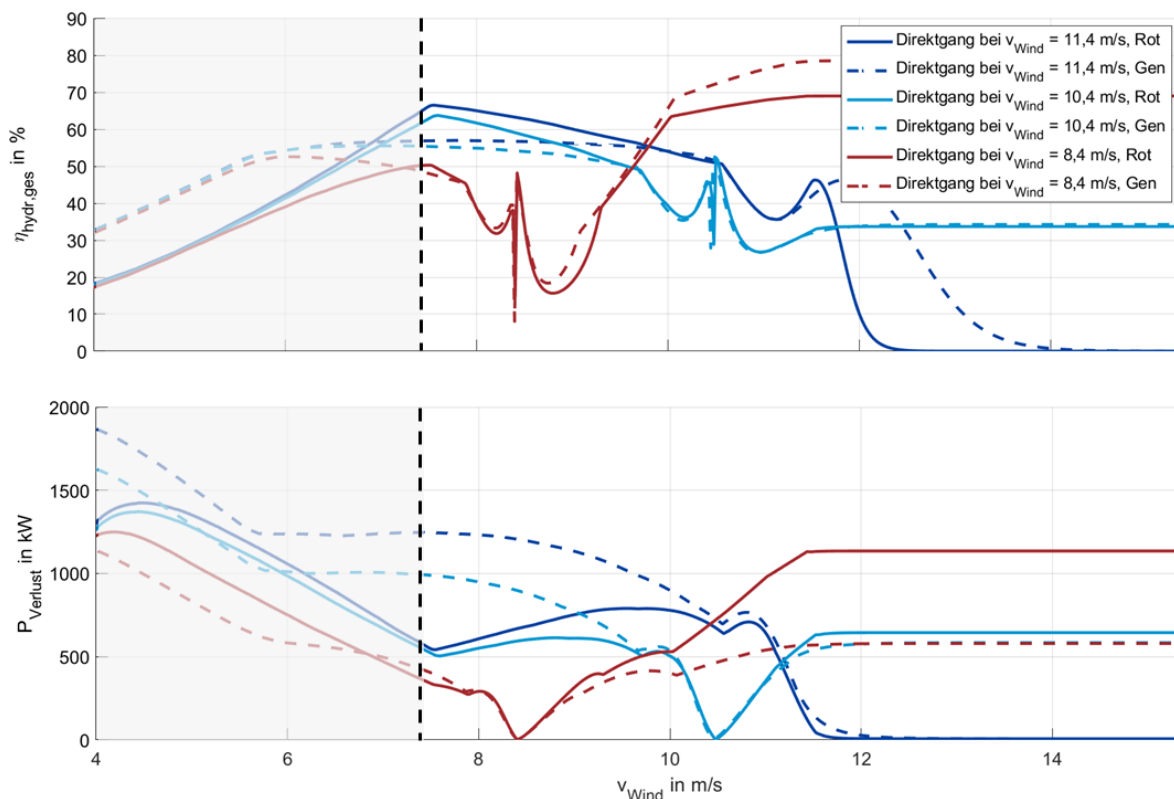


Abbildung 6.8: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{Verlust}$ des hydraulischen Antriebspfads in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , beispielhaft dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} = 8,4$ m/s, $10,4$ m/s und $11,4$ m/s für eine **rotorseitige (Rot)** sowie **generatorseitige (Gen)** Leistungsabnahme

Die Verlustleistung $P_{Verlust}$ liegt bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme und bei Windgeschwindigkeiten unterhalb des jeweiligen Direktgangs grundsätzlich höher als jene Verlustleistungen, die sich bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme im gleichen Abschnitt ergeben. Bei Windgeschwindigkeiten oberhalb des jeweiligen Direktgangs zeigt sich ein dazu gegensätzliches Verhalten.

Die konkreten Werte für den Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und die Verlustleistung $P_{Verlust}$ sind – arithmetisch gemittelt über die Betriebsbereiche Teillast ($v_{Wind} = 7,4 \dots 11,4$ m/s), Volllast ($v_{Wind} = 11,4 \dots 25,0$ m/s) sowie den gesamten Windgeschwindigkeitsbereich ($v_{Wind} = 7,4 \dots 25,0$ m/s) – in Tabelle 6.2 aufgeführt. Bei einem Vergleich mit den Werten in Tabelle 6.1 zeichnet sich der Trend ab, dass die Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} < 9,4$ m/s bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme allgemein höhere Gesamtwirkungsgrade erzielen als bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme – ausgenommen des Direktgangs bei Nennwind $v_{Wind,Nenn} = 11,4$ m/s. Dies lässt sich

auch für die Verlustleistung beobachten. Dabei ist allerdings zu beachten, dass ein quantitativer Vergleich zwischen den beiden Arten der Leistungsverzweigung an dieser Stelle kritisch zu bewerten ist, weil sich die Windgeschwindigkeitsbereiche mit gültigen Berechnungsergebnissen bei einer rotorseitigen ($v_{Wind} = 6,3...25 \text{ m/s}$) und generatorseitigen Leistungsabnahme ($v_{Wind} = 7,4...25 \text{ m/s}$) zwar überschneiden, jedoch unterschiedlich groß sind (vgl. Kapitel 6.1). Daher ist die Betrachtung von Mittelwerten, wie sie Tabelle 6.2 zu entnehmen sind, zweckmäßig um die einzelnen Direktgangvarianten untereinander zu vergleichen, weniger jedoch für eine Gegenüberstellung der verschiedenen Ausführungen der Leistungsabnahme.

Tabelle 6.2: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{Verlust}$ des Hydrauliksystems, arithmetisch gemittelt für den WEA-Betrieb bei Teillast, Volllast und im gesamten Betriebsbereich, sowie die Übersetzungsverhältnisse i_{gh} und i_{hg} der Stirnradstufen zur Anbindung von Pumpe und Motor, ermittelt für verschiedene Direktgänge bei einer **generatorseitigen Leistungsabnahme**

	BETRIEBSBEREICH DER WEA			DIREKTGANG	ÜBERSETZUNGEN	
	bei Teillast	bei Volllast	Gesamt	bei $v_{wind} \text{ (m/s)}$	i_{GH}	i_{HG}
Mittlerer Gesamtwirkungsgrad (%)	69,1	80,7	77,7	6,4	0,58	2,55
	60,5	79,9	74,8	7,4	0,64	4,13
	51,6	78,5	71,5	8,4	0,61	4,04
	44,3	68,8	62,3	9,4	0,55	3,32
	45,8	34,2	37,2	10,4	0,51	2,85
	52,3	-	-	11,4	0,47	2,52
Mittlerer Verlustleistung (kW)	529	870	781	6,4	0,58	2,55
	394	725	638	7,4	0,64	4,13
	354	579	520	8,4	0,61	4,04
	460	560	534	9,4	0,55	3,32
	621	582	593	10,4	0,51	2,85
	981	(11,8)	267	11,4	0,47	2,52

Aufgrund der großen Diskrepanz der Drehzahl-niveaus an Rotor- und Generatorwelle (vgl. Abbildung 3.1) unterscheiden sich auch die zusätzlich in Tabelle 6.2 gelisteten Übersetzungsverhältnisse i_{GH} und i_{HG} der Stirnradstufen zu jenen, die bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme erforderlich sind. Das gilt insbesondere für die Pumpenseite (i_{GH}). Die Drehzahlen, die sich im Betrieb an Pumpe und Motor einstellen, bewegen sich jedoch bei beiden Bauarten in einem ähnlichen Bereich.



6.2 Einordnung in den Gesamtkontext

Der hydraulische Antriebspfad übernimmt im Rahmen des HyDrive-Triebstrangs bei optimaler Dimensionierung lediglich den kleineren Anteil der Leistungsübertragung. Die übrige Leistung wird über einen rein mechanischen Antriebspfad mit Getriebestufen geführt (vgl. Kapitel 3.2). Der HyDrive-Triebstrang selbst ist wiederum nur Teil eines Gesamttriebstrangs, welcher der Energiewandlung von der Windenergie am Rotorblatt bis zur elektrischen Energie am Generator dient (vgl. Kapitel 2.2). Letztendlich ist daher nicht nur das Verhalten des hydraulischen Antriebspfads von Interesse, sondern das Zusammenspiel aller Triebstrang-Komponenten und die daraus resultierenden Eigenschaften der WEA hinsichtlich der Erzeugung elektrischer Energie.

Zur Einordnung der bisherigen Betrachtungen in den übergeordneten Kontext der WEA ist in Abbildung 6.9 der Wirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ des gesamten HyDrive-Triebstrangs sowohl für eine rotorseitige (oben) als auch für eine generatorseitige Leistungsabnahme (unten) visualisiert. Abgebildet sind die Wirkungsgradverläufe für Direktgangvarianten mit Auslegungs-Windgeschwindigkeiten im Bereich von $v_{Wind,Di} = 6,4... \text{ bzw. } 7,4...11,4 \text{ m/s}$. Die Leistungsverluste des Generators sind darin bereits enthalten – siehe Gleichung (5-25). Abschnitte mit ungültigen Ergebnissen sind jeweils in grau dargestellt, bis zu einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,Grenz,Rot} = 6,3 \text{ m/s}$ bei rotorseitiger und $v_{Wind,Grenz,Gen} = 7,4 \text{ m/s}$ bei generatorseitiger Leistungsabnahme (vgl. Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3).

Grundsätzlich lässt sich anhand Abbildung 6.9 für alle gezeigten Direktgangvarianten ein konsistentes Wirkungsgradverhalten des Triebstrangs in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit beobachten, welches in dieser Art auch in [19] für Triebstränge mit (anteilig) hydraulischer Leistungsübertragung ermittelt wurde. Dafür kennzeichnend ist das degressive Verhalten mit einem steilen Anstieg im Bereich niedriger Windgeschwindigkeiten sowie einer asymptotischen Annäherung an den maximalen bzw. finalen Wirkungsgradwert bei hohen Windgeschwindigkeiten [19, S. 29]. Beim HyDrive-Triebstrang wird dieses charakteristische Verhalten im Windgeschwindigkeitsbereich direkt unterhalb des jeweiligen Direktgangs durch eine markante Wirkungsgradzunahme überlagert. Die im Verlauf zu beobachtenden Krümmungsänderungen markieren dabei den Übergang der hydraulischen Maschinen – insbesondere des Motors – in den Randbereich ihres Betriebskennfelds (siehe Erläuterungen in Kapitel 6.1.1). Der maximale Triebstrangwirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ wird im Direktgang selbst erreicht, da das Hydrauliksystem in diesem Betriebspunkt nicht an der Leistungsübertragung beteiligt ist. Aufgrund der in Kapitel 5.4 getroffenen Annahmen beträgt dieser höchstens $\eta_{Tr,ges,max} \leq 94\%$.

Im Anschluss sinkt die Effizienz des Triebstrangs bei Windgeschwindigkeiten direkt oberhalb des jeweiligen Direktgangs wieder ab, bevor sich der Verlauf nach erneuten Krümmungswechseln – hier Verlassen die hydraulischen Maschinen den Randbereich ihres



Betriebskennfelds – auf einem finalen Wert stabilisiert. Eine Ausnahme bildet dabei die Direktgangvariante mit Auslegung auf die Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$. Diese weist ab Erreichen der Nennwindgeschwindigkeit ihren Bestwirkungsgrad auf.

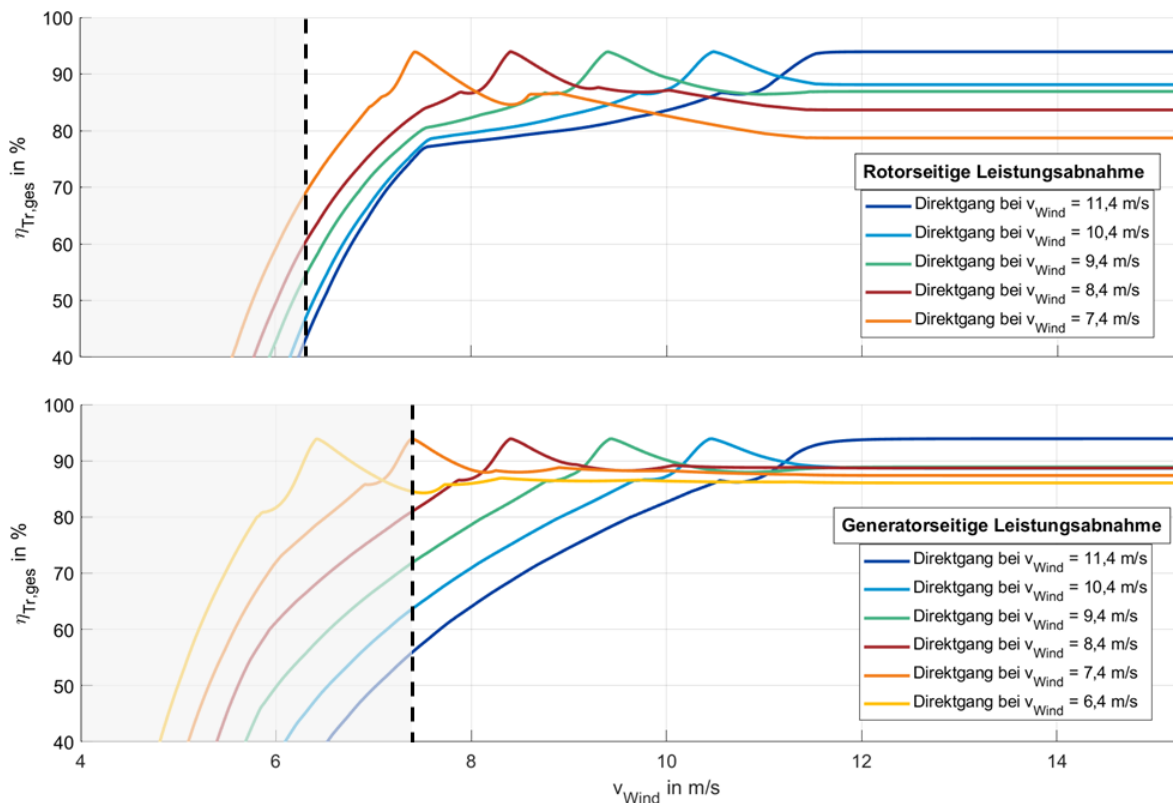


Abbildung 6.9: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ des HyDrive-Triebstrangs in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind} = 6,4 \dots$ bzw. $7,4 \dots 11,4 \text{ m/s}$ bei einer rotorseitigen (oben) und generatorseitigen Leistungsabnahme (unten)

Während das Verhalten des Triebstrangwirkungsgrads $\eta_{Tr,ges}$ im Windgeschwindigkeitsbereich direkt um den jeweiligen Direktgang für eine rotorseitige und generatorseitige Leistungsabnahme weitgehend identisch ist, lassen sich bei Windgeschwindigkeiten unter- und oberhalb davon wesentliche Unterschiede erkennen. Dies wird besonders durch die in Abbildung 6.10 gezeigte Gegenüberstellung der Wirkungsgradkennlinien deutlich. Hierfür sind exemplarisch die Wirkungsgradverläufe der Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} = 8,4 \text{ m/s}$, $10,4 \text{ m/s}$ und $11,4 \text{ m/s}$ dargestellt. Ein vollständiger Vergleich für alle Direktgangvarianten ist in Anhang E.2 aufgeführt.

Für die Direktgangvarianten mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} = 9,4 \text{ m/s}$, $10,4 \text{ m/s}$ und $11,4 \text{ m/s}$ zeigt sich bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme im Windgeschwindigkeitsbereich unterhalb des jeweiligen Direktgangs ein zunächst steiler Anstieg des Triebstrangwirkungsgrads $\eta_{Tr,ges}$, der bei $v_{Wind} = 7,6 \text{ m/s}$ abrupt abflacht. Anschließend ist nur noch eine moderate Zunahme des Wirkungsgrads mit der Windgeschwindigkeit zu

beobachten, die einem Verlauf mit veränderter Krümmung folgt. Bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme ist der Wirkungsgradanstieg in Relation zur Windgeschwindigkeit weniger stark ausgeprägt. Dadurch ergeben sich in diesem Windgeschwindigkeitsbereich bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme höhere Triebstrangwirkungsgrade als bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme. Oberhalb der jeweiligen Direktgang-Windgeschwindigkeit verhält sich der Wirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ für beide Ausführungen der Leistungsabnahme annähernd deckungsgleich.

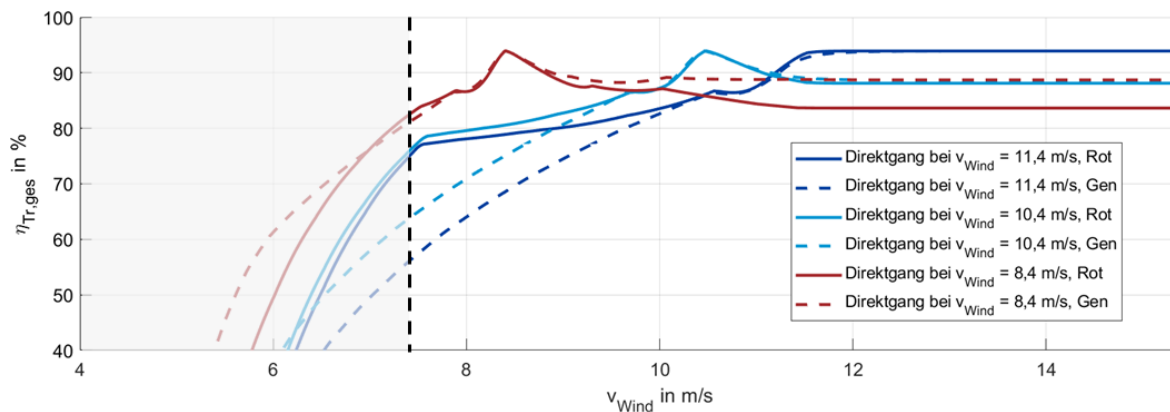


Abbildung 6.10: Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ des HyDrive-Triebstrangs, beispielhaft dargestellt für Direktgänge mit Auslegungswindgeschwindigkeiten von $v_{Wind,Di} = 8,4 \text{ m/s}$, $10,4 \text{ m/s}$ und $11,4 \text{ m/s}$ für eine **rotorseitige (Rot)** sowie **generatorseitige (Gen)** Leistungsabnahme

Bei Direktgängen im Bereich von $v_{Wind,Di} = 6,4 \dots 8,4 \text{ m/s}$ liegen deutlich unterhalb der Auslegungswindgeschwindigkeit kaum gültige Berechnungsergebnisse vor (vgl. grauer Bereich in Abbildung 6.10), weshalb vorrangig das Wirkungsgradverhalten oberhalb des jeweiligen Direktgangs relevant ist. In diesem Windgeschwindigkeitsbereich stabilisiert sich der Triebstrangwirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme je nach Auslegung des Direktgangs auf einem Niveau von $\eta_{Tr,ges} \geq 86\%$. Bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme dagegen sinkt der Triebstrangwirkungsgrad bis zum Erreichen der Nennwindgeschwindigkeit von $v_{Wind,Nenn} = 11,4 \text{ m/s}$ stetig ab – je nach Direktgangvariante bis auf einen Wert von $\eta_{Tr,ges} = 79\%$ (siehe Abbildung 6.9). Daher können bei diesen Auslegungsvarianten mit einer generatorseitigen Leistungsabnahme über einen großen Windgeschwindigkeitsbereich höhere Wirkungsgrade erzielt werden als mit einer rotorseitigen Leistungsabnahme.

Quantitativ erfasst sind diese Erkenntnisse in Tabelle 6.3. Hier ist der Leistungswirkungsgrad des Triebstrangs in Form arithmetischer Mittelwerte für verschiedene Betriebsbereiche der WEA aufgeführt. Da die Windgeschwindigkeitsbereiche mit gültigen Berechnungsergebnissen für eine rotor- und generatorseitige Leistungsabnahme unterschiedlich groß sind, erfolgt die Berechnung der Mittelwerte für die rotorseitige Ausführung über zwei verschiedene Windgeschwindigkeitsbereiche: Im oberen Abschnitt der Tabelle sind

die mittleren Triebstrangwirkungsgrade für den gesamten Bereich $v_{Wind} = 6,3...25$ m/s mit gültigen Ergebnissen aufgelistet, um bei der Mittelwertbildung eine möglichst große Spanne an Windgeschwindigkeiten zu berücksichtigen. Dagegen beziehen sich die Werte im mittleren Bereich der Tabelle auf ein angepasstes Windgeschwindigkeitsintervall von $v_{Wind} = 7,4...25$ m/s, für das auch bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme gültige Daten vorliegen. Dadurch ist ein direkter quantitativer Vergleich zwischen einer rotor- und generatorseitigen Leistungsabnahme möglich. Der Windgeschwindigkeitsbereich, über den die Mittelwertbildung jeweils erfolgt, ist in eckigen Klammern angegeben.

Hinsichtlich der Leistungsverluste im Triebstrang zeigt die Auslegung des Direktgangs auf Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Nenn} = 11,4$ m/s bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme das günstigste Wirkungsgradverhalten. Für den gesamten Betriebsbereich ergibt sich, gemittelt über ein Windgeschwindigkeitsintervall von $v_{Wind} = 7,4...25$ m/s, ein durchschnittlicher Leistungswirkungsgrad von $\eta_{Tr,ges} = 90,9\%$. Bei Volllast erreicht diese Direktgangvariante mit $\eta_{Tr,ges} = 93,9\%$ nahezu den maximal möglichen Triebstrangwirkungsgrad, während sich im Teillastbetrieb mit $\eta_{Tr,ges} = 82,2\%$ der niedrigste Wert unter den betrachteten Direktgangvarianten einstellt. Der höchste mittlere Triebstrangwirkungsgrad im Teillastbereich mit einem Wert von $\eta_{Tr,ges} = 87,0\%$ kann bei rotorseitiger Leistungsabnahme mit einer Direktgangauslegung auf eine Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 8,4$ m/s erzielt werden. Allerdings nimmt der mittlere Volllastwirkungsgrad bei dieser Auslegungsvariante lediglich einen Wert von $\eta_{Tr,ges} = 83,6\%$ an und bleibt damit deutlich unter dem Niveau des Direktgangs bei Nennwindgeschwindigkeit. Wird im Rahmen dieser Betrachtungen der vollständige Windgeschwindigkeitsbereich $v_{Wind} = 6,3...25$ m/s mit gültigen Ergebnissen berücksichtigt, verringern sich die genannten Wirkungsgradwerte je nach Auslegung des Direktgangs um bis zu 4,7%.

Auch bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme erzielt der auf $v_{Wind,Nenn} = 11,4$ m/s ausgelegte Direktgang bezogen auf gesamten Betriebsbereich den höchsten mittleren Leistungswirkungsgrad. Dieser liegt mit $\eta_{Tr,ges} = 89,3\%$ jedoch leicht unter dem Wert, der für die gleiche Direktgangvariante bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme erreicht wird. Gleiches gilt für den mittleren Teillastwirkungsgrad ($\eta_{Tr,ges} = 76,4\%$). Der mittlere Triebstrangwirkungsgrad im Volllastbereich hingegen nimmt bei beiden Ausführungen der Leistungsabnahme den Wert von $\eta_{Tr,ges} = 93,9\%$ an. Einen zweckmäßigen Kompromiss bezüglich der Auslegung stellt bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme der Direktgang bei einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 8,4$ m/s dar. Dieser ermöglicht – bezogen auf die weiteren untersuchten Direktgangvarianten – mit einem mittleren Wirkungsgrad von jeweils $\eta_{Tr,ges} = 88,7\%$ sowohl im Teillast- als auch im Volllastbereich einen effizienten Betrieb.



Tabelle 6.3: Leistungswirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ des Triebstrangs, arithmetisch gemittelt für den WEA-Betrieb bei Teillast, Volllast und im gesamten Betriebsbereich, sowie energetischer Wirkungsgrad $\eta_{Tr,energ}$ des Triebstrangs, ermittelt für Windverhältnisse Onshore ($v_{Wind,m} = 7,5 \text{ m/s}$) und Offshore ($v_{Wind,m} = 10 \text{ m/s}$)

	DIREKTGANG	LEISTUNGSWIRKUNGSGRAD			ENERG. WIRKUNGSGRAD	
	bei $v_{wind} \text{ (m/s)}$	bei Teillast (%) [6,3...11,4 m/s]	bei Volllast (%) [11,4...25 m/s]	Gesamt (%) [6,3...25 m/s]	Onshore (%) [6,3...25 m/s]	Offshore (%) [6,3...25 m/s]
Rotorseitiger Leistungsabgriff	7,4	83,7	78,7	80,2	81,5	80,4
	8,4	84,0	83,6	83,7	85,0	84,5
	9,4	82,7	86,9	85,6	86,4	86,7
	10,4	80,4	88,1	85,7	86,3	87,2
	11,4	77,7	93,9	88,9	87,5	90,0
		[7,4...11,4 m/s]	[11,4...25 m/s]	[7,4...25 m/s]	[7,4...25 m/s]	[7,4...25 m/s]
Rotorseitiger Leistungsabgriff	7,4	84,4	78,7	80,2	80,9	80,0
	8,4	87,0	83,6	84,5	85,4	84,7
	9,4	86,6	86,9	86,8	87,2	87,1
	10,4	85,1	88,1	87,3	87,3	87,8
	11,4	82,2	93,9	90,9	88,7	90,7
Generatorseitiger Leistungsabgriff	6,4	86,2	86,1	86,1	86,2	86,2
	7,4	88,5	87,4	87,7	87,8	87,6
	8,4	88,7	88,7	88,7	88,9	88,9
	9,4	86,0	88,9	88,1	88,2	88,5
	10,4	82,1	88,7	87,0	86,7	87,7
	11,4	76,4	93,9	89,3	87,3	89,4

Im Rahmen der bisherigen Wirkungsgradbetrachtungen bleibt insbesondere durch die Verwendung gemittelter Werte unberücksichtigt, dass die verschiedenen Windgeschwindigkeiten nicht gleichverteilt sind, sondern abhängig von den standortspezifischen Bedingungen mit einer stark variierenden Häufigkeit auftreten. Dadurch haben jene Betriebspunkte der WEA besonders großen Einfluss auf den Energieertrag, die aufgrund der örtlichen Windgeschwindigkeitsverteilung besonders häufig angefahren werden und zugleich durch eine nennenswerte Leistungsabgabe wesentlich zur Energieerzeugung beitragen. Dies wird anhand der Darstellungen in Abbildung 6.11 deutlich.

In beiden Histogrammen ist die jährlich produzierte Energiemenge E_A , differenziert nach der Windgeschwindigkeit, in Form eines Histogramms veranschaulicht. Jeder Balken repräsentiert dabei einen Windgeschwindigkeitsbereich (Klasse bzw. BIN) der Breite $v_j = 0,5 \text{ m/s}$ [12, Kap. 8.5]. Die verschiedenfarbig markierten Segmente innerhalb eines Balkens spiegeln jeweils die Energieanteile wider, welche aufgrund der hydraulisch und mechanisch übertragenen Leistung in einem Windgeschwindigkeits-BIN erzeugt werden bzw.



infolge der Triebstrangverluste nicht zur Energieproduktion zur Verfügung stehen. Folglich beschreibt der gesamte Balken die Energiemenge, die aufgrund der am Rotor anliegenden Leistung hätte bereitgestellt werden können, während der tatsächliche Ertrag an elektrischer Energie durch die blau gefärbten Balken dargestellt wird.

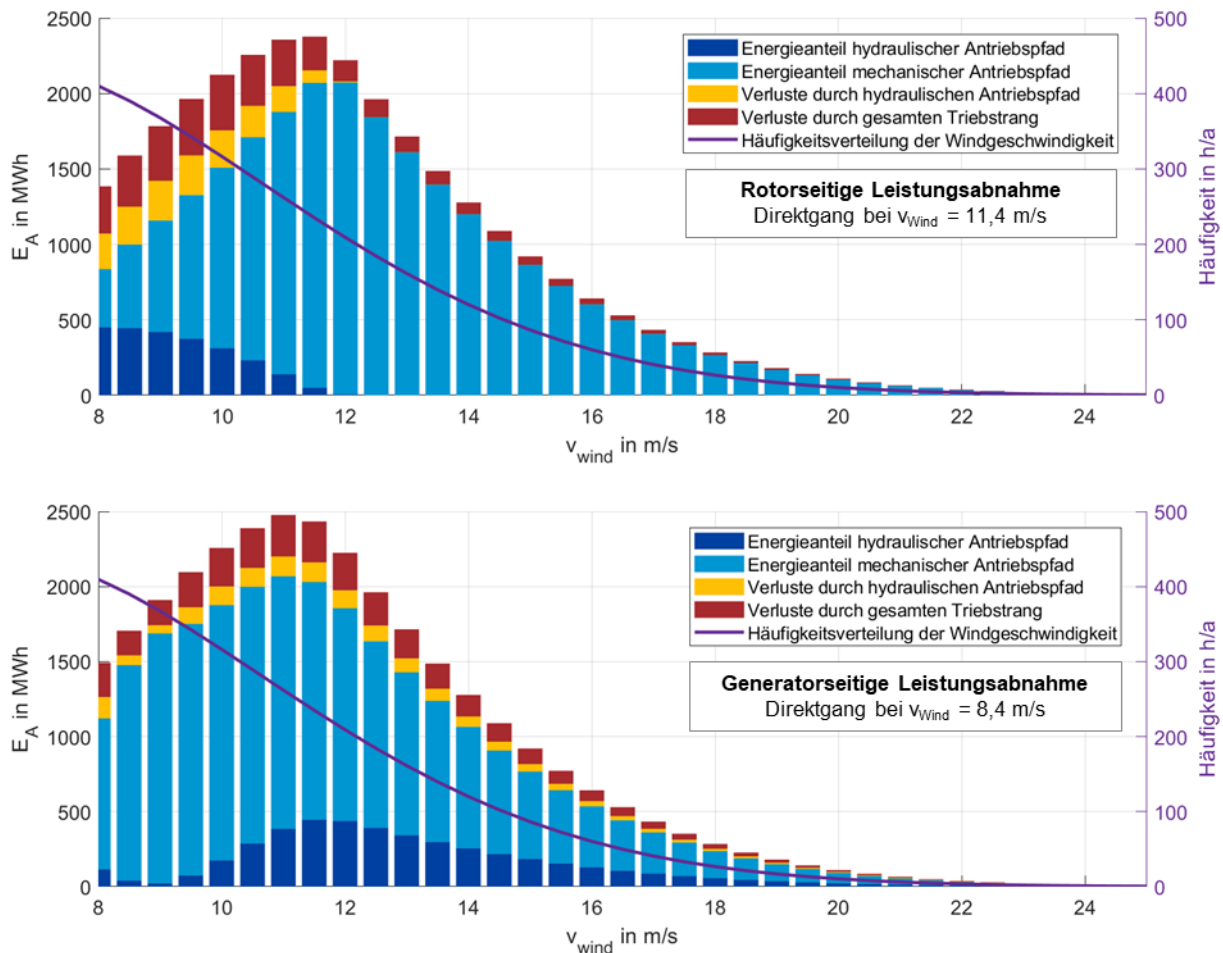


Abbildung 6.11: Jährliche Energieproduktion E_A in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , differenziert nach den Anteilen bzw. Verlusten des mechanischen und hydraulischen Antriebspfads für einen Direktgang bei $v_{Wind,Di} = 11,4$ m/s und rotorseitige Leistungsabnahme (oben) sowie einen Direktgang bei $v_{Wind,Di} = 8,4$ m/s und generatorseitige Leistungsabnahme (unten); ermittelt für eine mittlere Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,m} = 7,5$ m/s und Berechnungsergebnisse in einem Intervall von $v_{Wind} = 7,4 \dots 25$ m/s; dargestellt zusammen mit Windgeschwindigkeitsverteilung

Alle (Verlust-)Leistungskurven, die zur Berechnung der einzelnen Energiemengen erforderlich sind, werden mithilfe des Hydraulik-Berechnungsmodells generiert. Die Häufigkeit der einzelnen Windgeschwindigkeiten ist in Stunden pro Jahr auf der Sekundärachse aufgetragen. Grundlage dafür bildet eine Rayleigh-Verteilung (siehe Kapitel 2.1) für eine mittlere jährliche Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,m} = 7,5$ m/s in Rotornabenhöhe. Beide Darstellungen basieren auf Berechnungsergebnissen in einem Windgeschwindigkeitsintervall von $v_{Wind} = 7,4 \dots 25$ m/s und sind daher auch quantitativ direkt vergleichbar. Allerdings wird dadurch nur ein Bereich der Windgeschwindigkeitsverteilung abgebildet.



Die obere Darstellung in Abbildung 6.11 zeigt die jährliche Energieproduktion E_A für eine rotorseitige Leistungsabnahme in Kombination mit einer Direktgangauslegung auf Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Nenn} = 11,4$ m/s. Der Energieanteil, welcher auf Basis der hydraulisch übertragenen Leistung erzeugt wird, erreicht sein Maximum bei dieser Auslegungsvariante im Windgeschwindigkeits-BIN von $v_{Wind,BIN} = 8$ m/s und nimmt anschließend kontinuierlich ab. Mit Überschreiten der Nennwindgeschwindigkeit – das bedeutet ab dem Windgeschwindigkeits-BIN von $v_{Wind,BIN} = 11,5$ m/s – ist die Energieerzeugung nur noch von der mechanisch übertragenen Leistung abhängig. Die höchsten Klassenenergieerträge befinden sich bei dieser Triebstrang-Konfiguration und unter den gegebenen Windbedingungen in einem Windgeschwindigkeitsbereich von $v_{Wind} = 10,5 \dots 13$ m/s, wobei das Maximum von $E_{A,BIN} = 2070$ MWh im Windgeschwindigkeits-BIN von $v_{Wind,BIN} = 12$ m/s auftritt.

In der unteren Darstellung in Abbildung 6.11 sind die jährlich erzeugten Energiemengen E_A für eine generatorseitige Leistungsabnahme sowie einen Direktgang mit einer Auslegungswindgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 8,4$ m/s visualisiert. Bei dieser Direktgangvariante befindet sich der Beitrag des hydraulischen Antriebspfads an der Energieerzeugung im Bereich um die Direktgangwindgeschwindigkeit zunächst auf einem niedrigen Niveau, nimmt mit ansteigender Windgeschwindigkeit deutlich zu und erreicht sein Maximum im Windgeschwindigkeits-BIN $v_{Wind,Bin} = 11,5$ m/s, um danach wieder moderat abzufallen. Prinzipiell sollte im Bereich der Auslegungswindgeschwindigkeit des Direktgangs kein Energieanteil dem hydraulischen Antriebspfad zugordnet werden, infolge der Klassenbreite kann dies hier jedoch nicht exakt dargestellt werden. Im Vergleich zu der im oberen Teil von Abbildung 6.11 dargestellten Triebstrang-Konfiguration mit Direktgang bei Nennwindgeschwindigkeit verschieben sich die höchsten Klassenerträge hier zu geringeren Windgeschwindigkeiten. Zudem werden in mehr Windgeschwindigkeits-BINs hohe Energiemengen $E_{A,BIN} \geq 1600$ MWh erzeugt. Das Maximum tritt hier im BIN bei $v_{Wind,BIN} = 11$ m/s auf, beträgt jedoch ebenfalls $E_{A,BIN} = 2070$ MWh.

Der jährliche Energiebetrag E_A , der insgesamt und unter Berücksichtigung aller auftretenden Windgeschwindigkeiten erzeugt wird, ergibt sich durch Summieren der für die einzelnen Windgeschwindigkeits-BINs aufgeführten Energiemengen (AEP, vgl. Kapitel 2.1). Ausgehend davon kann eine energetische Wirkungsgradbetrachtung vorgenommen werden, welche den Einfluss der lokalen Windbedingungen am jeweiligen Standort mit einbezieht. Die Berechnung erfolgt entsprechend Gleichung (5-26), indem der Betrag, der in einem Jahr tatsächlich produzierten Energiemenge mit dem Energiebetrag ins Verhältnis gesetzt wird, der aufgrund der vorliegenden Rotorleistung im gleichen Zeitraum potenziell hätte erzeugt werden können. Dabei wird ausschließlich der Triebstrang selbst betrachtet. Energieeinbußen infolge zeitlich begrenzter Abschaltungen der WEA (siehe Kapitel 5.4) spielen in diesem Zusammenhang keine Rolle.

Der energetische Wirkungsgrad, ermittelt für repräsentative Onshore- und Offshore-Windverhältnisse, ist für alle betrachteten Direktgangvarianten sowie für eine rotor- und generatorseitige Leistungsabnahme in Tabelle 6.3 auf S. 100 aufgeführt. Die Berechnung der jährlichen Energieproduktion basiert auch hier auf Rayleigh-Verteilungen, welche die Häufigkeitsverteilung der Windgeschwindigkeiten für beide Standort-Typen beispielhaft darstellen. Als Eingangsparameter dient dabei jeweils die mittlere jährliche Windgeschwindigkeit in Rotornabenhöhe. Diesbezüglich wird sich an den Werten orientiert, die in der Norm DIN EN IEC 61400-1 als Umgebungsbedingungen zur Auslegung verschiedener WEA-Klassen definiert sind. Für einen Onshore-Standort wird eine mittlere jährliche Windgeschwindigkeit von $v_{Wind,m} = 7,5 \text{ m/s}$ angenommen. Dies entspricht dem Wert, der nach DIN EN IEC 61400-1 zur Auslegung einer WEA der Klasse I [63, Kap. 6.2] zu verwenden ist und mit dem die typischen Windverhältnisse an einem küstennahen oder guten Binnenlandstandort in Deutschland beschrieben werden können [8, S. 650]. Die mittlere Windgeschwindigkeit des Offshore-Standorts wird auf einen Wert von $v_{Wind,m} = 10 \text{ m/s}$ festgelegt – der Angabe, welche in DIN EN IEC 61400-1 für eine WEA der Klasse III ausgewiesen wird [63, Kap. 6.2]. Umgebungsbedingungen, welche durch diese mittlere Windgeschwindigkeit repräsentiert werden, sind beispielsweise in der deutschen Nordsee vorzufinden [8, S. 647].

Wie es sich bereits bei der Betrachtung der Leistungswirkungsgrade abgezeichnet hat, so zeigt sich auch hinsichtlich des energetischen Wirkungsgrads der Direktgang bei Nennwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Di} = 11,4 \text{ m/s}$ für eine rotorseitigen Leistungsabnahme als beste Auslegungsvariante. An einem generischen Onshore-Standort kann mit dieser Direktgangvariante – bezogen auf Berechnungsergebnisse in einem Windgeschwindigkeitsintervall von $v_{Wind} = 7,4 \dots 25 \text{ m/s}$ – ein energetischer Wirkungsgrad von $\eta_{energ} = 88,7\%$ erreicht werden (vgl. Abbildung 6.11). Für einen Offshore-Standort beträgt dieser $\eta_{energ} = 90,7\%$. Basiert die Berechnung des energetischen Wirkungsgrads auf Daten in einem Windgeschwindigkeitsbereich von $v_{Wind} = 6,3 \dots 25 \text{ m/s}$, verringern sich die genannten Werte auf $\eta_{energ} = 87,5\%$ bzw. $\eta_{energ} = 90,0\%$. Bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme weist die Direktgangvariante mit einer Auslegungswindgeschwindigkeit von $v_{Wind,Di} = 8,4 \text{ m/s}$ den höchsten energetischen Wirkungsgrad von $\eta_{energ} = 88,9\%$ auf, sowohl unter den exemplarischen Windverhältnissen an einem Onshore-Standort (vgl. Abbildung 6.11) als auch an einem Offshore-Standort.

Grundsätzlich ist zu den Wirkungsgradbetrachtungen anzumerken, dass eine Beurteilung der untersuchten Auslegungsvarianten des Triebstrangs (Direktgang, Leistungsabnahme) dadurch eingeschränkt ist, dass für Windgeschwindigkeiten von $v_{Wind} \leq 6,3 \text{ m/s}$ bzw. $v_{Wind} \leq 7,4 \text{ m/s}$ keine validen Berechnungsergebnisse vorliegen. Im Rahmen der bisherigen Erläuterungen hat sich gezeigt, dass hinsichtlich der verwendeten Datengrundlage eine Erweiterung des Windgeschwindigkeitsbereichs in Richtung geringerer Windge-



schwindigkeiten ($v_{Wind} = 6,3...25$ m/s anstatt $7,4...25$ m/s) tendenziell zu geringeren Gesamtwirkungsgraden führt. Bei einer Betrachtung des gesamten Betriebsbereichs der Referenz-WEA von $v_{Wind,Cut-in} = 4$ m/s bis $v_{Wind,Cut-out} = 25$ m/s ist daher zu erwarten, dass sich die mittleren Leistungswirkungsgrade und Verlustleistungen des Hydrauliksystems (vgl. Tabelle 6.1 und Tabelle 6.2) sowie die mittleren Leistungswirkungsgrade und energetischen Wirkungsgrade des Triebstrangs (vgl. Tabelle 6.3) teils deutlich verändern – nicht nur quantitativ, sondern auch hinsichtlich des effizientesten Direktgangs unter den betrachteten Varianten.



7 FAZIT UND AUSBLICK

Mithilfe des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Hydraulik-Berechnungsmodells lässt sich der hydraulische Antriebspfad des HyDrive-Triebstrangs in vereinfachter Form für unterschiedliche konzeptionelle Varianten und konstruktive Ausführungen abbilden. Mögliche Parameter zur Variation sind:

- Die Auslegungs-Windgeschwindigkeit des Direktgangs
- Die Bauart und Anzahl der verwendeten Pumpen und Motoren, sowie deren Ansteuerung (Primär- und/oder Sekundärverstellung)
- Die Kopplungspunkte zwischen mechanischem und hydraulischem Antriebspfad (z.B. rotorseitige oder generatorseitige Leistungsabnahme)

Ausgangspunkt für die Darstellung des Systemverhaltens bilden die maßgebenden fluidmechanischen Eigenschaften der einzelnen Hydraulikkomponenten, welche im Modell durch entsprechende mathematisch-physikalische Zusammenhänge beschrieben werden. Damit ist es möglich, das grundlegende Verhalten des hydraulischen Antriebspfads bei verschiedenen Betriebsbedingungen zu untersuchen und daraus näherungsweise auch Rückschlüsse auf die Eigenschaften des Gesamttriebstrangs zu ziehen.

Exemplarische Untersuchungen, deren Grundlage ein Hydrauliksystem in der Konfiguration des Basiskonzepts bildet, zeigen, dass alle betrachteten Direktgangvarianten einen ähnlichen, charakteristischen Verlauf des Hydraulik-Wirkungsgrads aufweisen – sowohl für eine rotorseitige als auch eine generatorseitige Leistungsabnahme. Kennzeichnend für diesen Verlauf ist vor allem ein ausgeprägter Wirkungsgradabfall im Bereich der Auslegungs-Windgeschwindigkeit des Direktgangs. Dieses Verhalten resultiert primär aus den niedrigen Wirkungsgraden der hydraulischen Maschinen bei kleinen Drehzahlen und Verdrängungsvolumina nahe Null, wie sie bei der Drehrichtungsumkehr am Hydraulikmotor auftreten. Unsicher ist, wie realitätsgetreu dieser Wirkungsgradbereich mit dem Modell nachgebildet werden kann. Um einem instabilen Systemverhalten vorzubeugen, erfordert es die Simulationsumgebung in MATLAB Simscape, die Wirkungsgrade bei sehr geringen Drehzahlen, Drücken und Verdrängungsvolumina – anders als aus der Fachliteratur zu entnehmen – mit einem Wert > 0 zu definieren. In diesem Zusammenhang wäre eine Validierung der Berechnungsergebnisse anhand von Messdaten eines realen Aufbaus des Hydrauliksystems – beispielsweise einem Demonstrator oder Labormodell – hilfreich.

Die erzielten Gesamtwirkungsgrade im hydraulischen Antriebspfad unterscheiden sich je nach Direktgangvariante und Windgeschwindigkeit teils erheblich. Im Teillastbereich der Referenz-WEA werden im Mittel Werte von 44,3% bis 69,1% erreicht, während die



mittleren Wirkungsgrade im Volllastbereich zwischen 33,7% bis 80,7% liegen. Verbesserungspotential besteht hier insbesondere bei der Effizienz der hydraulischen Maschinen. Hauptargument für die Auswahl der Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen, welche als Referenz für das Modell herangezogen wurden, waren die umfangreichen Betriebskennfelder für Pump- und Motorbetrieb. Die Auslegung auf hohe Leistungen sowie der Umstand, dass es sich hierbei um am Markt verfügbare Komponenten handelt, stützen diese Entscheidung. In Bezug auf die erreichbaren Wirkungsgrade stellt dieser Maschinentyp jedoch eher eine konservative Annahme dar. Axialkolbenmaschinen in Schrägachsen- bzw. Floating-Cup-Bauweise zeigen in diesem Zusammenhang ein günstigeres Verhalten. Für letztere Bauart existieren bisher jedoch lediglich Prototypen für geringe Verdrängungsvolumina. Alternativ ermöglicht die Umsetzung eines Mehrmaschinenkonzepts eine systemübergreifende Effizienzsteigerung durch Teillastabschaltung.

Allerdings beeinflusst das Wirkungsgradverhalten des Hydrauliksystems die Betriebseigenschaften der WEA nicht in unmittelbarer Weise, da der hydraulisch übertragene Leistungsanteil je nach Windgeschwindigkeit und Auslegung des Direktgangs variiert. Zudem unterliegt die am Rotor anliegende Leistung ebenfalls Schwankungen in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit. Daher verursachen beispielsweise die niedrigen Wirkungsgrade im Windgeschwindigkeitsbereich des Direktgangs keine besonders gravierenden Verluste im Hydrauliksystem, weil die übertragene Leistung hier äußerst gering ist. Vielmehr sind die Wirkungsgrade in diesen Betriebspunkten maßgebend für die konstruktive Auslegung, da gewährleistet werden muss, dass der maximale zulässige Systemdruck im Betrieb nicht (dauerhaft) überschritten wird. Hinsichtlich der Effizienz der WEA ist folglich jedoch die Verlustleistung der Hydraulik und daraus resultierend, der Gesamtwirkungsgrad des Triebstrangs entscheidend.

In Bezug auf die übertragene Leistung ergeben sich für den HyDrive-Triebstrang mittlere Gesamtwirkungsgrade von 76,4% bis 88,7% bei Teillast und von 78,7 bis 93,9 % im Volllastbereich. Da die verschiedenen Windgeschwindigkeiten im Betriebsbereich der WEA nicht gleichverteilt, sondern den örtlichen Bedingungen des jeweiligen Standorts entsprechend unterschiedlich häufig pro Jahr auftreten, ist auch eine auf die jährlich produzierte Energiemenge bezogene Wirkungsgradbetrachtung von großer Relevanz. Für einen guten Binnenlandstandort ergibt sich beispielsweise der beste energetische Wirkungsgrad bei einer rotorseitigen Leistungsabnahme zu 87,5%. An einem typischen Offshore-Standort steigt dieser Wert bei derselben Direktgang-Variante, ausgelegt auf die Nennwindgeschwindigkeit der WEA von 11,4 m/s, weiter auf 90%. Bei einer generatorseitigen Leistungsabnahme zeigt sich die Auslegung des Direktgangs auf eine Windgeschwindigkeit von 8,4 m/s energetisch am günstigsten. Hier wird sowohl für den beispielhaften On-shore- als auch den Offshore Standort ein energetischer Wirkungsgrad von 88,9 % erreicht.



Generell ist ein direkter Vergleich zwischen den Triebstrang-Varianten mit rotorseitiger und generatorseitiger Leistungsabnahme nur eingeschränkt möglich und mit Vorsicht zu bewerten. Bedingt durch die Herausforderungen bei der Umsetzung des gesamten Triebstrang-Berechnungsmodells in MATLAB Simscape sind die erzeugten Ergebnisse bei beiden Varianten zwar für sich überschneidende, aber unterschiedlich gespreizte Windgeschwindigkeitsbereiche gültig.

Ausgehend davon ist kritisch zu beurteilen, inwieweit die Simulationsumgebung MATLAB Simscape für die Untersuchung des HyDrive-Triebstrangs geeignet ist. Obwohl der hydraulische Antriebspfad damit zufriedenstellend umgesetzt werden konnte, führen die Anforderungen komplexerer Modelle, wie beispielsweise des gesamten HyDrive-Triebstrangs inklusive detailliert abgebildetem Hydrauliksystem, zu erheblichen Herausforderungen im Hinblick auf stabile Simulationsvorgänge und die Generierung verlässlicher Berechnungsergebnisse. Infolgedessen konnten in dieser Arbeit lediglich quasistatische Betrachtungen durchgeführt werden, obwohl die Simulationsumgebung sowie das erstellte Modell grundsätzlich auch eine Untersuchung dynamischer Betriebszustände zulassen. Im Fokus weiterführender Untersuchungen sollte daher die Optimierung des Hydraulik-Berechnungsmodells stehen, sodass auch transiente Lastfälle unter Berücksichtigung der fluiddynamischen Trägheit analysiert werden können – idealerweise Weise im Zusammenspiel mit dem Triebstrang-Berechnungsmodell. Gegebenenfalls kann es dafür notwendig sein, in eine andere, speziell auf die Modellierung von Triebsträngen bzw. WEA abgestimmte Simulationsumgebung zu wechseln.

Abschließend ist anzumerken, dass eine hydraulische Übersetzung hohe Leistungsdichten bei kompakter Bauform ermöglicht und dadurch generell als drehzahlvariabler Antrieb für leistungsverzweigte Getriebe prädestiniert ist. Allerdings bestehen nach wie vor Herausforderungen in der Verwendung von hydraulischen Maschinen, die einerseits auf die Leistungsbereiche von WEA ausgelegt sind – es handelt sich hierbei fast ausschließlich um Sonderentwicklungen – und andererseits ein äußerst günstiges Wirkungsgradverhalten mit geringen volumetrischen Verlusten aufweisen. Eine optimale Auslegung des Hydrauliksystems ist in diesem Zusammenhang daher entscheidend und sollte ebenfalls ausführlicher betrachtet werden, um das bereits genannte Verbesserungspotential ausschöpfen zu können.



LITERATURVERZEICHNIS

- [1] International Energy Agency (IEA), „Global Energy Review 2025“, März 2025. Zugriffen: 3. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/5b169aa1-bc88-4c96-b828-aaa50406ba80/GlobalEnergyReview2025.pdf>
- [2] F. Otto u. a., „When risks become reality: extreme weather in 2024“, Imperial College London, London, Dez. 2024. doi: 10.25561/116443.
- [3] Bedarff, Hildegard und Jakobeit; Cord, „Klimawandel, Migration und Konflikt - Ursachen. Auswirkungen. Auswege.“, Greenpeace, Universität Hamburg, Hamburg, Mai 2025. Zugriffen: 4. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://www.greenpeace.de/publikationen/Klimawandel_Migration_und_Konflikt.pdf
- [4] Prognos AG, Öko-Institut e. V., und Wuppertal Institut für Klima, Umwelt, Energie gGmbH, „Klimaneutrales Deutschland 2045. Wie Deutschland seine Klimaziele schon vor 2050 erreichen kann - Zusammenfassung im Auftrag von Stiftung Klimaneutralität, Agora Energiewende und Agora Verkehrswende“, Agora Energiewende, Berlin, Juni 2021. Zugriffen: 4. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://www.agora-energiewende.de/fileadmin/Projekte/2021/2021_04_KNDE45/A-EW_209_KNDE2045_Zusammenfassung_DE_WEB.pdf
- [5] Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz der Bundesrepublik Deutschland, „Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland im Jahr 2024 - Grafiken und Diagramme unter Verwendung aktueller Daten der Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat)“, Berlin, Feb. 2025. Zugriffen: 4. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://www.bundeswirtschaftsministerium.de/Redaktion/DE/Downloads/Energie/entwicklung-der-erneuerbaren-energien-in-deutschland-2024.pdf?__blob=publicationFile&v=12
- [6] K. Liu u. a., „Application and analysis of hydraulic wind power generation technology“, *Energy Strategy Reviews*, Bd. 48, S. 101117, Juli 2023, doi: 10.1016/j.esr.2023.101117.
- [7] P. Seifermann, „Simulation und Labormodell für eine Windenergieanlage mit hydraulischer Leistungsverzweigung“, Hamburg, Masterthesis, Sep. 2024.
- [8] E. Hau, *Windkraftanlagen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016. doi: 10.1007/978-3-662-53154-9.



- [9] R. Gasch und J. Twele, Hrsg., *Windkraftanlagen: Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*, 7th ed. 2011. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011. doi: 10.1007/978-3-8348-8193-9.
- [10] F. Bottiglione, G. Mantriota, und M. Valle, „Power-Split Hydrostatic Transmissions for Wind Energy Systems“, *Energies*, Bd. 11, Nr. 12, S. 3369, Dez. 2018, doi: 10.3390/en11123369.
- [11] Kyling, Hans, „Der Triebstrang“, in *Einführung in die Windenergietechnik*, 3., Überarbeitete Auflage., A. Schaffarczyk, Hrsg., in Hanser eLibrary. , München: Hanser, 2022, S. 221–278. doi: 10.3139/9783446473225.
- [12] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN IEC 61400-12-1 (VDE 0127-12-1):2025-01 Windenergieanlagen - Teil 12-1: Messung des Leistungsverhaltens von Windenergieanlagen*, Berlin., 1. Januar 2025.
- [13] Zhao, Feng, „Global Wind Market Development: Supply Side Data 2024“, Global Wind Energy Council, Brüssel, Apr. 2025. Zugriffen: 13. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://marketintelligence.gwec.net/wp-content/uploads/2025/05/GWEC-Supply-Side-Data-2024_-final.pdf
- [14] Gaertner, Evan u. a., „Definition of the IEA 15-Megawatt Offshore Reference Wind“, National Renewable Energy Laborator, Golden, CO, USA, März 2020. Zugriffen: 8. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.nrel.gov/docs/fy20osti/75698.pdf>
- [15] A. R. Nejad u. a., „Wind turbine drivetrains: state-of-the-art technologies and future development trends“, *Wind Energ. Sci.*, Bd. 7, Nr. 1, S. 387–411, Feb. 2022, doi: 10.5194/wes-7-387-2022.
- [16] Flender International GmbH, „Rekord: Turbinenantrieb mit 300 Nm/kg Drehmomentdichte“, konstruktionspraxis. Zugriffen: 3. Dezember 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/revo-antriebskonzept-effizienzsteigerung-windturbinen-a-c6f2acf9729f1e86cba4eeb576838d7f/>
- [17] H. Wittel, C. Spura, und D. Jannasch, „Maschinenelemente. Band 1: Normung, Berechnung, Gestaltung / Herbert Wittel, Christian Spura, Dieter Jannasch“, 26. Auflage., Wiesbaden [Heidelberg]: Springer Vieweg, 2023.
- [18] H. J. Matthies und K. T. Renius, *Einführung in die Ölhydraulik: Für Studium und Praxis*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. doi: 10.1007/978-3-658-35673-6.



- [19] J. B. Schmitz, *Konzipierung und Vermessung hydrostatischer Windkraftgetriebe*. in Reihe Fluidtechnik D, no. 80. Aachen: Shaker, 2015.
- [20] W. Rampen, „Gearless Transmissions for Large Wind Turbines: The history and Future of Hydraulic Drives.“, in *DEWEK 2006, the international technical conference: 8th German Wind Energy Conference: [22nd to 23rd November 2006, Bremen]*, Bremen: Deutsches Windenergie-Institut, Nov. 2006.
- [21] W. Chen, X. Wang, F. Zhang, H. Liu, und Y. Lin, „Review of the application of hydraulic technology in wind turbine“, *Wind Energy*, Bd. 23, Nr. 7, S. 1495–1522, Juli 2020, doi: 10.1002/we.2506.
- [22] S. C. Rybak und Bendix Corp. Sylmar, „Description of the 3 MW SWT-3 wind turbine at San Geronio Pass, California“. NASA - Lewis Research Center Large Horizontal-Axis Wind Turbines, 1. Januar 1982. Zugegriffen: 2. Juni 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19830010987>
- [23] N. F. B. Diepeveen, *On the application of fluid power transmission in offshore wind turbines*. S.l.: s.n., 2013.
- [24] Bosch Rexroth AG, „Capture the power of wind with Hägglunds hydraulic solutions“, 6. März 2024. Zugegriffen: 15. April 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.youtube.com/watch?v=nFejCppwVRM>
- [25] K. Korane, „Hydraulics harnesses offshore wind“, FluidPowerWorld. Zugegriffen: 7. April 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.fluidpowerworld.com/hydraulics-harnesses-offshore-wind/>
- [26] TKI Wind Op Zee, „Hydrautrans“, Offshore Wind Innovators. Zugegriffen: 22. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.offshorewindinnovators.nl/members/companies-hydrautrans>
- [27] WindTECH International, „INNAS and Hydrautrans develop hydraulic transmission for offshore wind turbines“, WindTECH International Website. Zugegriffen: 22. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.windtech-international.com/product-news/innas-and-hydrautrans-develop-hydraulic-transmission-for-offshore-wind-turbines>
- [28] WindSmart, „WindSmart’s Hydraulic Drive Train System for Wind Turbines Eliminates the Gearbox and Enables Variable Operating Speeds“, WindSmart Website. Zugegriffen: 22. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.windsmart.ca/the-windsmart-system/>



- [29] WindSmart, „WindSmart Offers Innovative Wind Turbine Technology“, WindSmart Website. Zugriffen: 22. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.wind-smart.ca/about-us/>
- [30] K.E.Thomsen, O. G. Dahlhaug, M. O. K. Niss, und S. K. Haugset, „Technological Advances in Hydraulic Drive Trains for Wind Turbines“, *Energy Procedia*, Bd. 24, S. 76–82, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.06.089.
- [31] Y. Lin, L. Tu, H. Liu, und W. Li, „Hybrid Power Transmission Technology in a Wind Turbine Generation System“, *IEEE/ASME Trans. Mechatron.*, Bd. 20, Nr. 3, S. 1218–1225, Juni 2015, doi: 10.1109/TMECH.2014.2328629.
- [32] DOT B.V., Diepeveen, Niels, S. Mulders, und J. van der Tempel, „Field tests of the DOT500 prototype hydraulic wind turbine“, *11. internationales Fluidtechnisches Kolloquium Aachen 2018 - Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme, RWTH Aachen*, S. 531–537, 2018.
- [33] Rijdsdienst voor Ondernemend Nederland, „DOT3000 Power Train System“. Zugriffen: 26. Mai 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://projecten.topsectorenergie.nl/projecten/dot3000-power-train-system-33170>
- [34] Molly, Hans, „Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung“, *Grundlagen der Landtechnik*, Bd. 15, Nr. 2, S. 47–54, 1965.
- [35] C. Rossi, P. Corbelli, und G. Grandi, „Electric Driven Continuously Variable Transmission for Wind Energy Conversion System“.
- [36] Q. Liu, R. Appunn, und K. Hameyer, „A Study of a Novel Wind Turbine Concept with Power Split Gearbox“, *Journal of international Conference on Electrical Machines and Systems*, Bd. 2, Nr. 4, S. 478–485, Dez. 2013, doi: 10.11142/jicems.2013.2.4.478.
- [37] Q. Liu, R. Appunn, und K. Hameyer, „Wind Turbine With Mechanical Power Split Transmission to Reduce the Power Electronic Devices: An Experimental Validation“, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, Bd. 64, Nr. 11, S. 8811–8820, Nov. 2017, doi: 10.1109/TIE.2016.2622666.
- [38] Bauch-Panetzky, Dieter, Seidel, Detlev, Ueffing, Norbert, Okla, Omar, und Reinke, Eva, „Windkraftanlage zur Erzeugung elektrischer Energie“, EP 1283359 A1
- [39] Hehenberger, Gerald, „Triebstrang einer Windkraftanlage“, WO 2006/010190 A1



- [40] Hehenberger, Gerald, „Drehzahlvariabel angetriebene elektrische Energieerzeugungsanlage mit konstanter Ausgangsfrequenz, insbesondere Windkraftanlage“, WO 2010/121783 A1
- [41] W. Engels, T. Obdam, und F. Savenije, „Current developments in wind - 2009. Going to great lengths to improve wind energy“, ECN - Energy research Centre of the Netherlands, Petten, ECN-E-09-096, Dez. 2009. Zugriffen: 25. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://publications.tno.nl/publication/34629005/Eq4l65/e09096.pdf>
- [42] „Wind Turbine Gearbox Technologies“, in *Fundamental and Advanced Topics in Wind Power*, InTech, 2011. doi: 10.5772/18717.
- [43] U. Giger, „The Windbrücke and multigenerator system for alpine sites“. Competence Center Erneuerbare Energien und Energieeffizienz, University of Strathclyde, Renewable Dynamics, 15. Oktober 2025. Zugriffen: 3. Dezember 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://reposit.haw-hamburg.de/bitstream/20.500.12738/18331/1/MRS_Seminar_2025_6_5_Urs_Giger.pdf
- [44] P. Schleuniger, A. Sabatella, H. Gysin, und B. Dobmann, „Innovatives Antriebskonzept von Windenergieanlagen“, FHNW Fachhochschule Nordwestschweiz, Institut für Automation, Windisch, Schlussbericht, Nov. 2017. Zugriffen: 3. Dezember 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.aramis.admin.ch/Default?DocumentID=45840&Load=true>
- [45] J. Calverley, D. Williams, P. W. Murrel, und D. J. Thomas, „Hydromechanical variable-ratio gearing“, 2092687, 18. August 1982
- [46] R. Hicks, M. Hall, und P. Llangammarch Wells, „Variable Ratio Gear“, 2004109157, 16. Dezember 2004
- [47] Dr. A. Basteck und Voith Turbo Wind GmbH & Co. KG, „Elektromechanischer Hochleistungsantrieb für Windenergieanlagen der Multi-Megawatt-Klasse“, Abschlussbericht des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit der Bundesrepublik Deutschland. Zugriffen: 7. April 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://edocs.tib.eu/files/e01fb08/58525236X.pdf>
- [48] J. Löhle, „Hart am Wind“, *Perspectives - Das Magazin für Antriebstechnik*, Bd. 2, Nr. 2011, S. 39–47.
- [49] W. Chen, Y. Lin, W. Li, H. Liu, L. Tu, und H. Meng, „Study on speed and torque control of a novel hydromechanical hybrid transmission system in wind turbine“, *IET Renewable Power Gen*, Bd. 13, Nr. 9, S. 1554–1564, Juli 2019, doi: 10.1049/iet-rpg.2018.6105.



- [50] M. E. Ibrahim, M. L. Shaltout, und S. A. Kassem, „Extremum-seeking control for energy-harvesting enhancement of wind turbines with hydromechanical drivetrains“, *Wind Energy*, Bd. 23, Nr. 11, S. 2113–2135, Nov. 2020, doi: 10.1002/we.2548.
- [51] A. Aittaleb, M. Sallaou, und H. Zaghar, „Optimal Design of Continuously Variable Power-Split Transmissions for the Wind Energy Conversion System“, *SAE J. STEEP*, Bd. 1, Nr. 2, S. 13-01-02-0006, Aug. 2020, doi: 10.4271/13-01-02-0006.
- [52] N. Gebhardt und J. Weber, Hrsg., *Hydraulik – Fluid-Mechatronik: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Messtechnik und virtuelles Engineering*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2020. doi: 10.1007/978-3-662-60664-3.
- [53] G. Bauer und M. Niebergall, *Ölhydraulik: Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. doi: 10.1007/978-3-658-27027-8.
- [54] P. Achten und S. Eggenkamp, „Barrel tipping in axial piston pumps and motors“. Zugegriffen: 14. August 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.innas.com/floating-cup/>
- [55] Georges Vael, P. Achten, T. van den Brink, und Innas BV, „Efficiency of a Variable Displacement Open Circuit Floating Cup Pump“, in *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden*, Linköping, 4.06 2009. Zugegriffen: 14. August 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.innas.com/floating-cup/>
- [56] D. Helgersen, „Digital Displacement Pumps“, *Fluid Power Journal*. Zugegriffen: 14. Oktober 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://fluidpowerjournal.com/digital-displacement-pumps/>
- [57] M. Umay, T. Noguchi, M. Uchida, M. Shibata, Y. Kawai, und R. Notomi, „Wind Power Generation - Development status of Offshore Wind Turbines“, Bd. 50, Nr. 3, S. 29–35, Sep. 2013, Zugegriffen: 14. August 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.mhi.com/technology/review/sites/g/files/jwhtju2326/files/tr/pdf/e503/e503029.pdf>
- [58] K. A. Mortensen und K. H. Henriksen, „Efficiency Analysis of a Radial Piston Pump Applied in a 5MW Wind Turbine with Hydraulic Transmission“, Aalborg University, Aalborg, Mai 2011. [Online]. Verfügbar unter: https://projekter.aau.dk/projekter/files/52660571/Combined_report.pdf
- [59] Parker Hannifin Corporation, „Dension GOLD CUP - Piston Pumps & Motors for open & closed circuits, Application Handbook“. [Online]. Verfügbar unter:



- <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Hydraulic-Pump-Division/Gold-Cup-Files/Gold-Cup-Application-Handbook.pdf>
- [60] J. Yu, Z. Cao, M. Cheng, und R. Pan, „Hydro-mechanical power split transmissions: Progress evolution and future trends“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Bd. 233, Nr. 3, S. 727–739, Feb. 2019, doi: 10.1177/0954407017749734.
- [61] DIN Deutsches Institut für Normung e. V, *Fluidtechnik – Allgemeine Regeln und sicherheitstechnische Anforderungen an Hydraulikanlagen und deren Bauteile (ISO 4413:2010); Deutsche Fassung EN ISO 4413:2010*, Berlin., 1. April 2011.
- [62] A. C. Mahato und S. K. Ghoshal, „Various power transmission strategies in wind turbine: an overview“, *Int. J. Dynam. Control*, Bd. 7, Nr. 3, S. 1149–1156, Sep. 2019, doi: 10.1007/s40435-019-00543-8.
- [63] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN IEC 61400-1 VDE 0127-1:2019-12 Windenergieanlagen - Teil 1: Auslegungsanforderungen*, Berlin., 1. Dezember 2019.
- [64] C. Bak, F. Zahle, R. Bitsche, A. Yde, L. C. Henriksen, und A. Nata, „Description of the DTU 10 MW Reference Wind Turbine“.
- [65] P. Jamieson und M. Branney, „Multi-Rotors; A Solution to 20 MW and Beyond?“, *Energy Procedia*, Bd. 24, S. 52–59, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.06.086.
- [66] Dr. ir. W. Post, „Determination of the steady-state performance of a 28 [cm³] Innas Variable Floating Cup Pump (FCV28)“, Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Control Systems Technology Group, Eindhoven, März 2010. Zugegriffen: 14. August 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.innas.com/floating-cup/>
- [67] Bosch Rexroth AB, „Radial piston hydraulic motor Hägglunds CBp“. Zugegriffen: 24. April 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.boschrexroth.com/de/de/media-details/3a00a9f1-4619-488b-9963-662ecf152d3c>
- [68] Danfoss Power Solutions GmbH & Co. OHG, „Digital Displacement DDP096 pump and DPC12 controller - Technical Information“. Oktober 2023. Zugegriffen: 14. August 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://assets.danfoss.com/documents/354712/BC306384089197en-000202.pdf>
- [69] The MathWorks Inc., „Methods for Approximating Function Values - Interpolation Methods“, MATLAB Help Website. Zugegriffen: 27. Oktober 2025. [Online]. Verfügbar

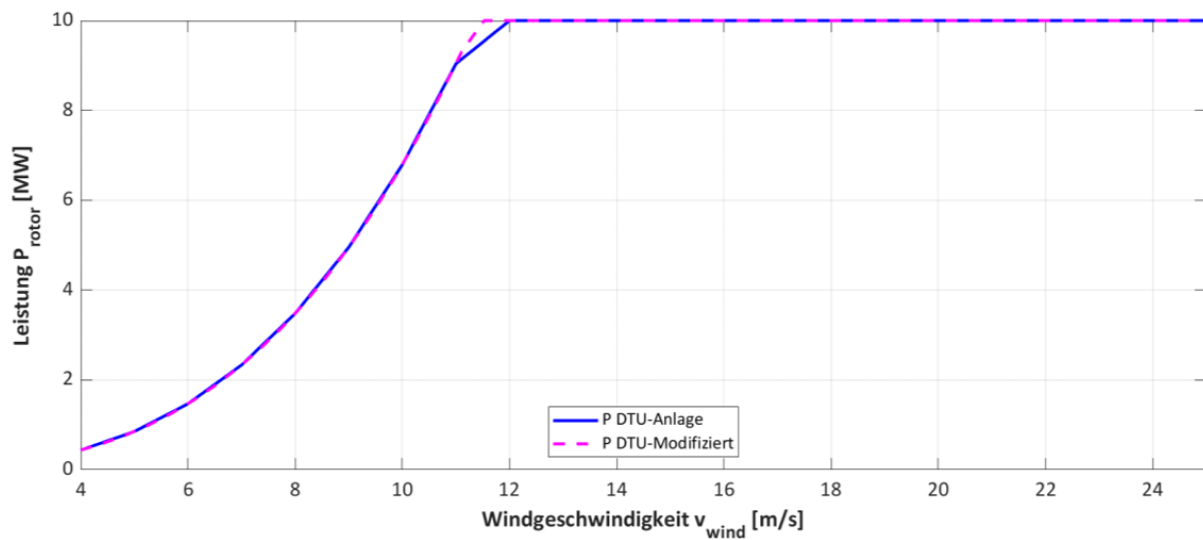


- unter: <https://de.mathworks.com/help/releases/R2024b/simulink/ug/methods-for-estimating-missing-points.html#bqi6gig>
- [70] S. E. Haaland, „Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow“, *ASME - Journal of Fluids Engineering*, Nr. 105, S. 89–90, März 1983, Zugegriffen: 27. September 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://ia800108.us.archive.org/view_archive.php?archive=/24/items/wikipedia-scholarly-sources-corpus/10.1115.zip&file=10.1115%252F1.3240948.pdf
- [71] J. Spurk und N. Aksel, *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019. doi: 10.1007/978-3-662-58764-5.
- [72] Parker Hannifin Corporation, „Denison GOLD CUP - Piston Pumps & Motors for open & closed circuits, Product Catalogue“. Zugegriffen: 13. August 2025. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Hydraulic-Pump-Division/Gold-Cup-Files/BW_Inside_Pages_ParkerGoldCup_Catalog_\(HR\).pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Hydraulic-Pump-Division/Gold-Cup-Files/BW_Inside_Pages_ParkerGoldCup_Catalog_(HR).pdf)
- [73] MHI Vestas Offshore Wind A/S, „Allgemeine Beschreibung MV0W 9-MW-Plattform“. 17. Oktober 2018. Zugegriffen: 14. August 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://www.uvp-verbund.de/documents-ige-ng/igc_mv/D4CA77FD-E592-4C94-BFC8-FC82F537DC5B/01.%20General%20Description_9%20MW_Platform.pdf
- [74] W. M. Needelman, M. A. Barris, G. L. Lavallee, und Donaldson Co. Inc., „Contamination Control for Wind Turbine Gearboxes“, *Power Engineering - Factor this*. Zugegriffen: 13. November 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.power-eng.com/coal/contamination-control-for-wind-turbine-gearboxes/>

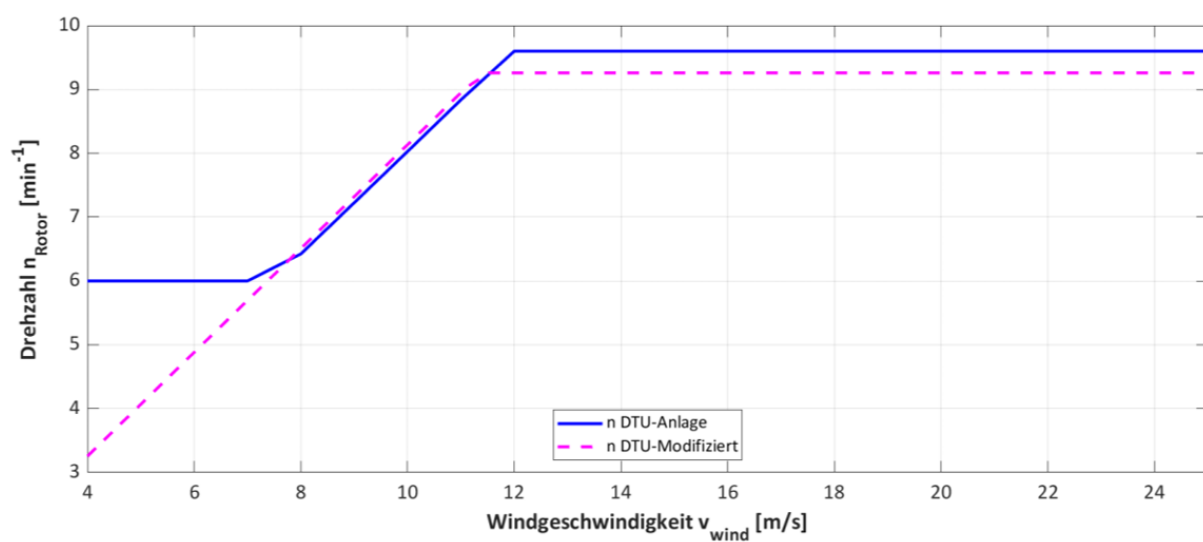


A ANHANG

A.1 Leistungskurve und Drehzahlen



Leistungskurve für die elektrische Ausgangsleistung am Generator der DTU 10 MW RWT, dargestellt in originaler und für die Untersuchungen am HyDrive-Triebstrang modifizierter Version



Rotordrehzahlverlauf der DTU 10 MW RWT in originaler und für die Betrachtungen am HyDrive-Triebstrang modifizierter Version [7, S. 15]

Übersicht über die Drehzahlverhältnisse an Hydraulikpumpe und -motor für Varianten des HyDrive-Triebstrangs mit verschiedenen Direktgängen und Leistungsabgriffen

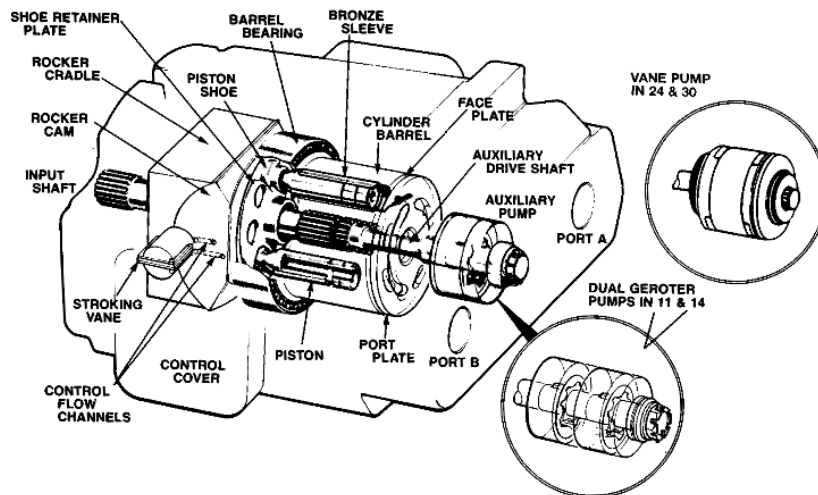
	DIREKTGANG	HYDRAULIKPUMPE		HYDRAULIKMOTOR	
	bei v_{wind} in m/s	n_{min} in U/min	n_{max} in U/min	n_{min} in U/min	n_{max} in U/min
Rotorseitiger Leistungsabgriff	4,4	65,89	187,50	-22,77	396,60
	5,4	65,89	187,50	-64,85	276,86
	6,4	65,89	187,50	-93,78	194,54
	7,4	65,89	187,50	-114,89	134,47
	8,4	65,89	187,50	-130,97	88,70
	9,4	65,89	187,50	-143,64	52,67
	10,4	65,89	187,50	-153,86	23,56
	11,4	65,89	187,50	-162,14	0,00
Generatorseitiger Leistungsabgriff	4,4	750,00	750,00	-22,77	396,60
	5,4	750,00	750,00	-64,85	276,86
	6,4	750,00	750,00	-93,78	194,54
	7,4	750,00	750,00	-114,89	134,47
	8,4	750,00	750,00	-130,97	88,70
	9,4	750,00	750,00	-143,64	52,67
	10,4	750,00	750,00	-153,86	23,56
	11,4	750,00	750,00	-162,14	0,00

Anmerkung: Es entsprechen die Pumpendrehzahl der Abtriebswellendrehzahl des Hauptgetriebes und die Motordrehzahl der Hohlraddrehzahl an der Planetenstufe (das Übersetzungsverhältnis der Anbindung von Pumpe und Motor beträgt hier jeweils 1,0)



B ANHANG

B.1 Parker P14 Axialkolbenmaschine

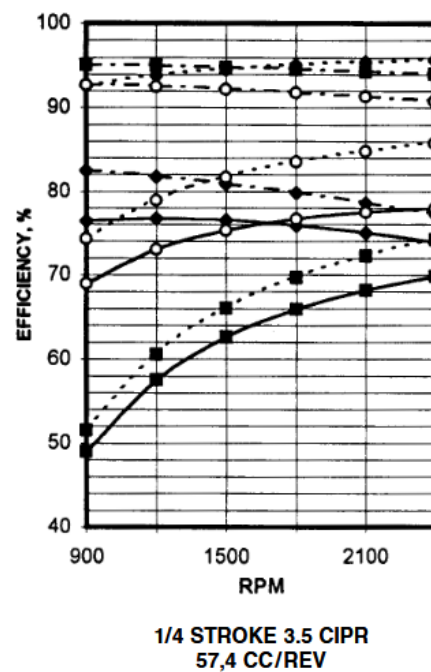
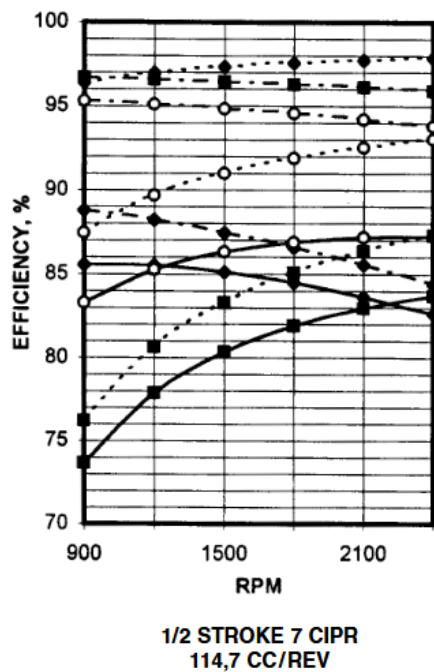
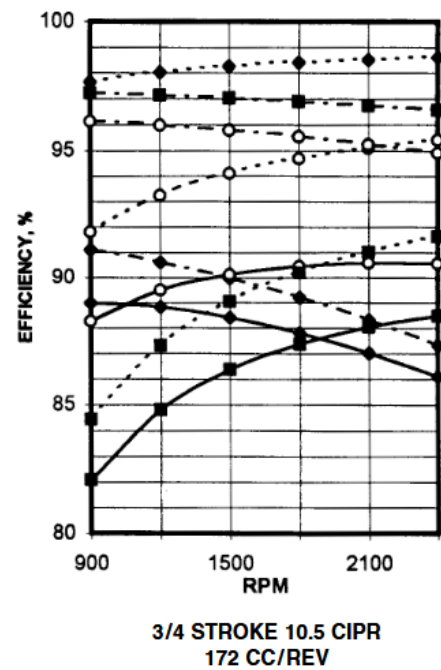
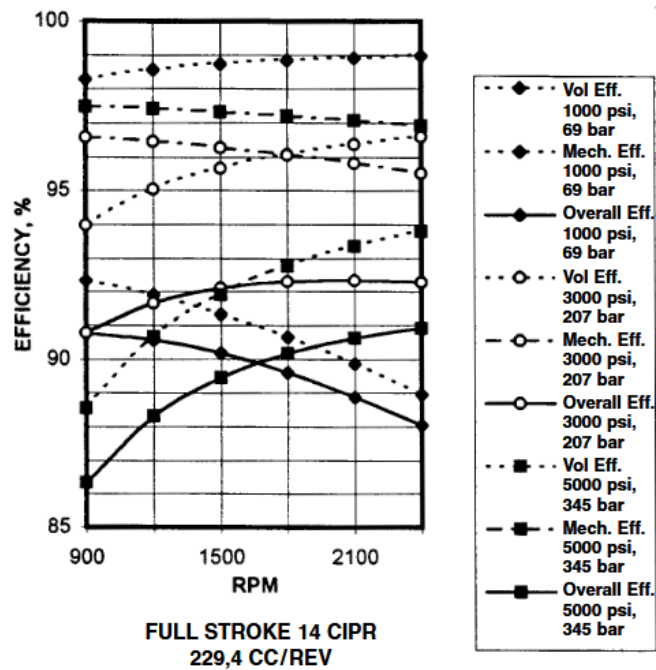


Series		Terms	P14
Displacement	Max. displacement	in ³ /rev.	14.00
		cm ³ /rev.	229,5
Pressure	Continuous	psi	5000
		bar	350
	Intermittent	psi	6000 ⁷⁾
		bar	420 ⁷⁾
Speed (Pump)	max. @ full stroke	rpm	2400
	(Motor) max. @ full stroke	rpm	2400
	(Motor) max. @ 50% stroke	rpm	2800
Flow (Pump) theo.at max.displ.@ 1500 rpm		gpm	91
		lpm	344
	@1800 rpm	gpm	109
		lpm	413
Displacement	(Internal aux. pump)		P24S³⁾
		in ³ /rev.	2.81 ⁶⁾
		cm ³ /rev.	46,1
Flow (Internal aux. pump)	@1500 rpm	gpm	6.5
		lpm	24,6
	@1800 rpm	gpm	7.8
		lpm	29,5

Darstellungen und technische Daten, entnommen aus [59]

PERFORMANCE CURVES

Series 14
Variable volume pump

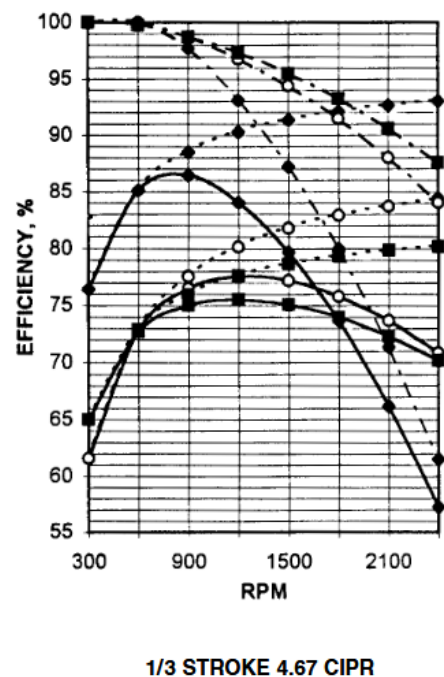
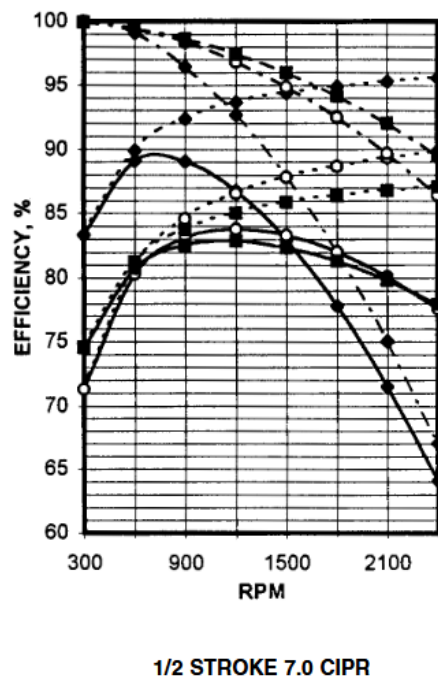
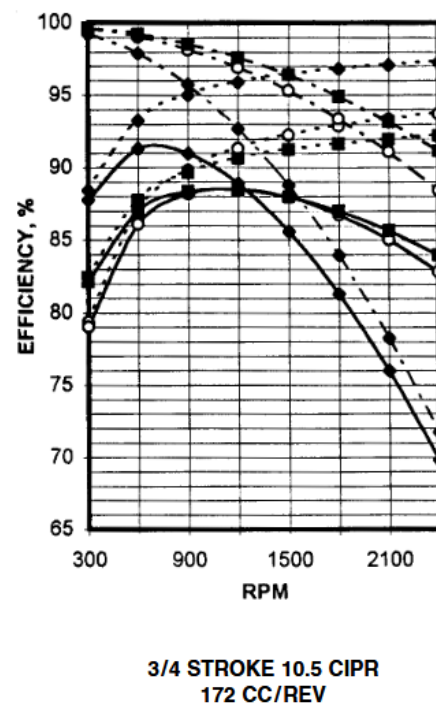
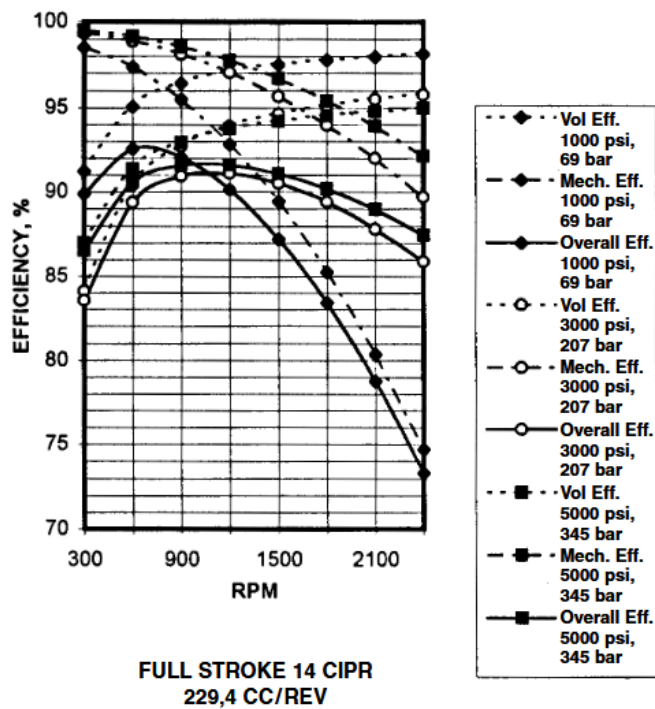


Wirkungsgradkennfelder der Axialkolbenmaschine Parker P14 im Pumpbetrieb [59]



PERFORMANCE CURVES

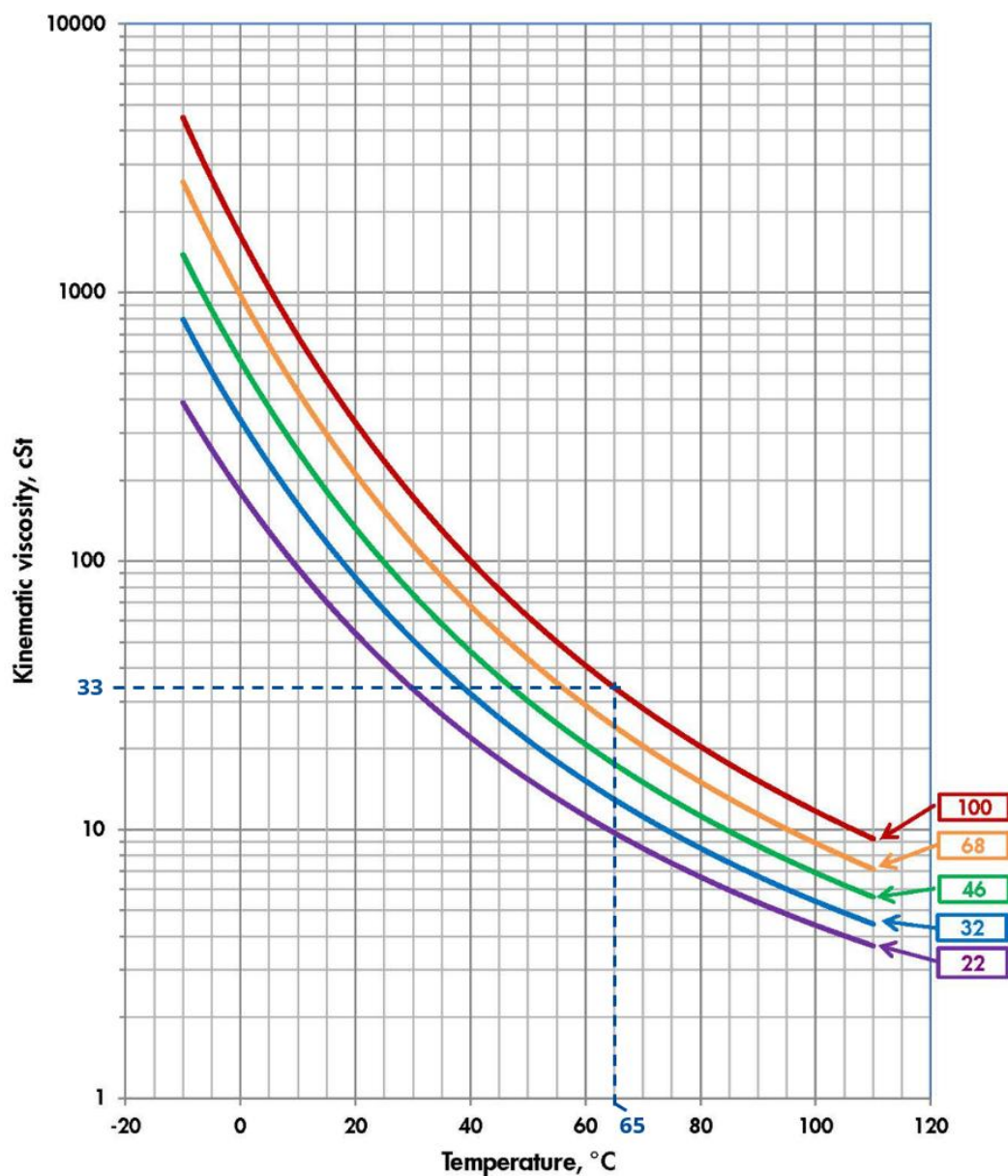
Series 14
Variable volume motor



Wirkungsgradkennfelder der Axialkolbenmaschine Parker P14 im Motorbetrieb [59]

B.2 Hydraulikfluid SHELL Tellus S2 MX100

EIGENSCHAFTEN	METHODE	TEMPERATUR	SHELL TELLUS S2 MX100
Kinematische Viskosität	ASTM D445	bei 0 °C	1800 cSt
		bei 40 °C	100 cSt
		bei 100 °C	11,7 cSt
Viskositätsindex	ISO 2909	-	105
Flammpunkt	ISO 2592	-	240 °C
Dichte	ISO 12185	15 °C	870 kg/m ³

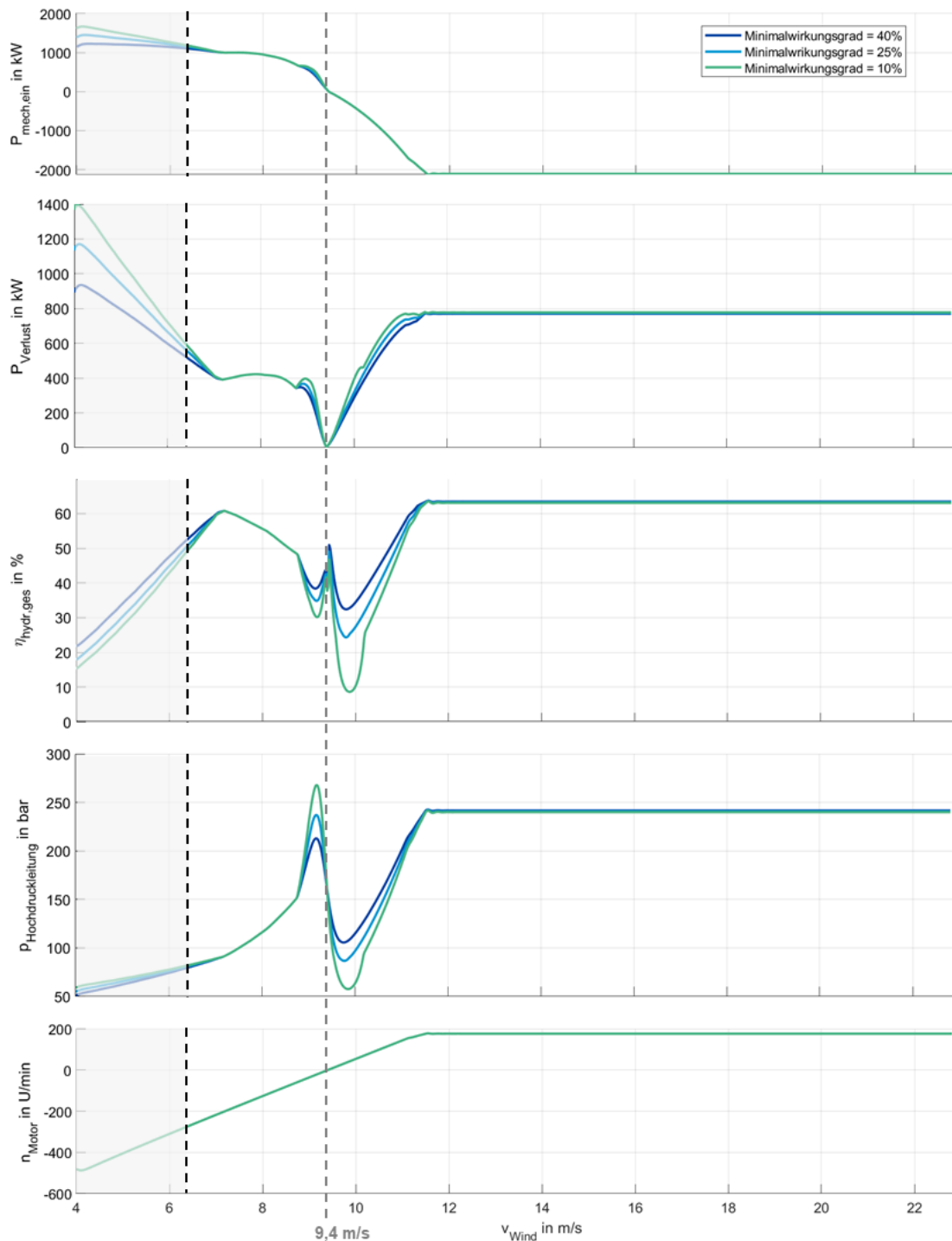


Dynamische Viskosität über Temperatur, dargestellt für SHELL Tellus S2 MX Hydrauliköle auf Mineralölbasis



C ANHANG

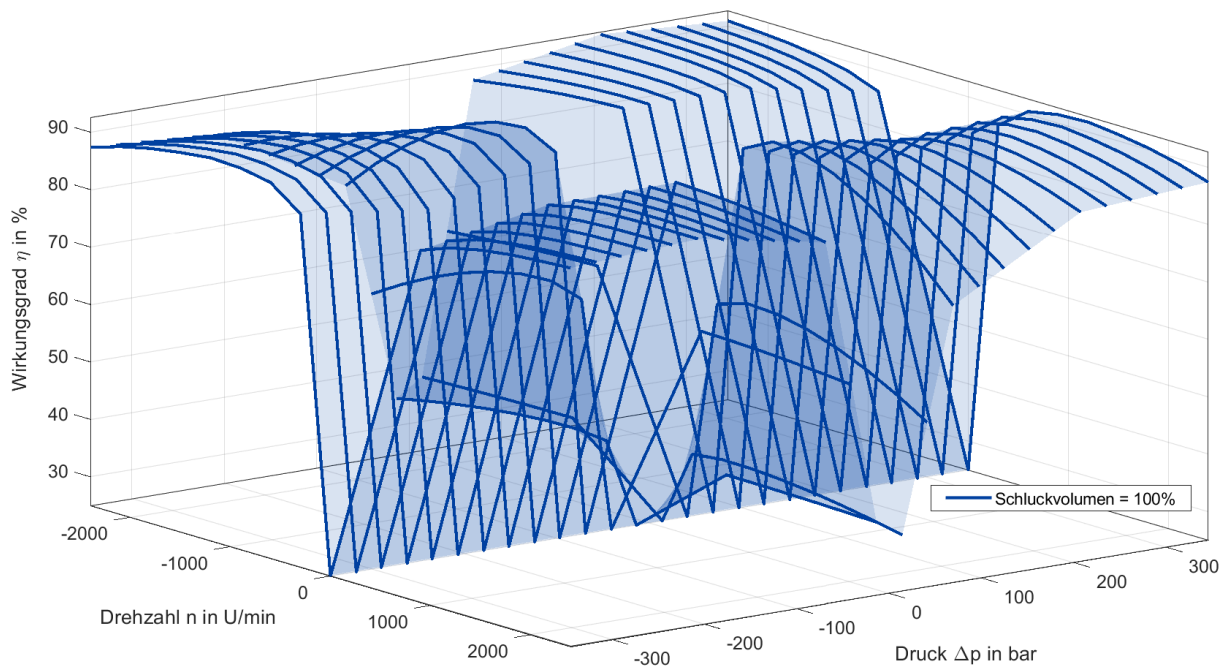
C.1 Einfluss verschiedener Minimalwirkungsgrade



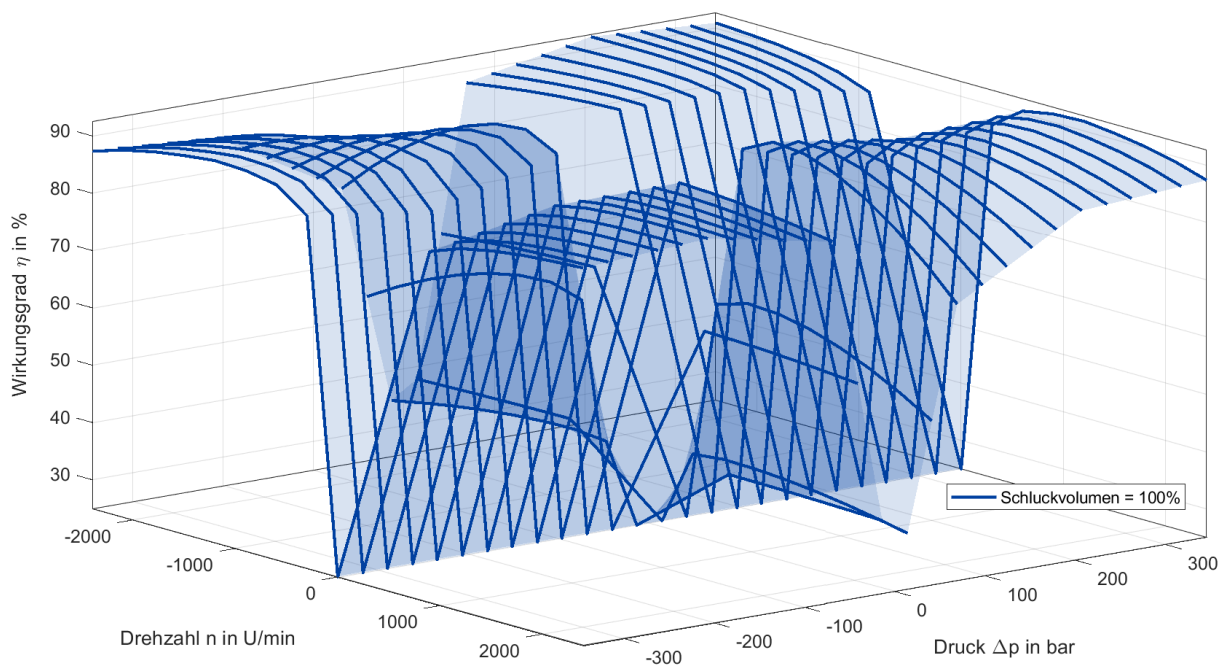
Verschiedene Kenngrößen des Hydrauliksystems in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt im Rahmen einer Vorbetrachtung für Kennfelder mit Minimalwirkungsgraden von 40%, 25% und 10% (rotorseitige Leistungsabnahme, Direktgang bei 9,4 m/s, Bereich ungültiger Ergebnisse in grau)



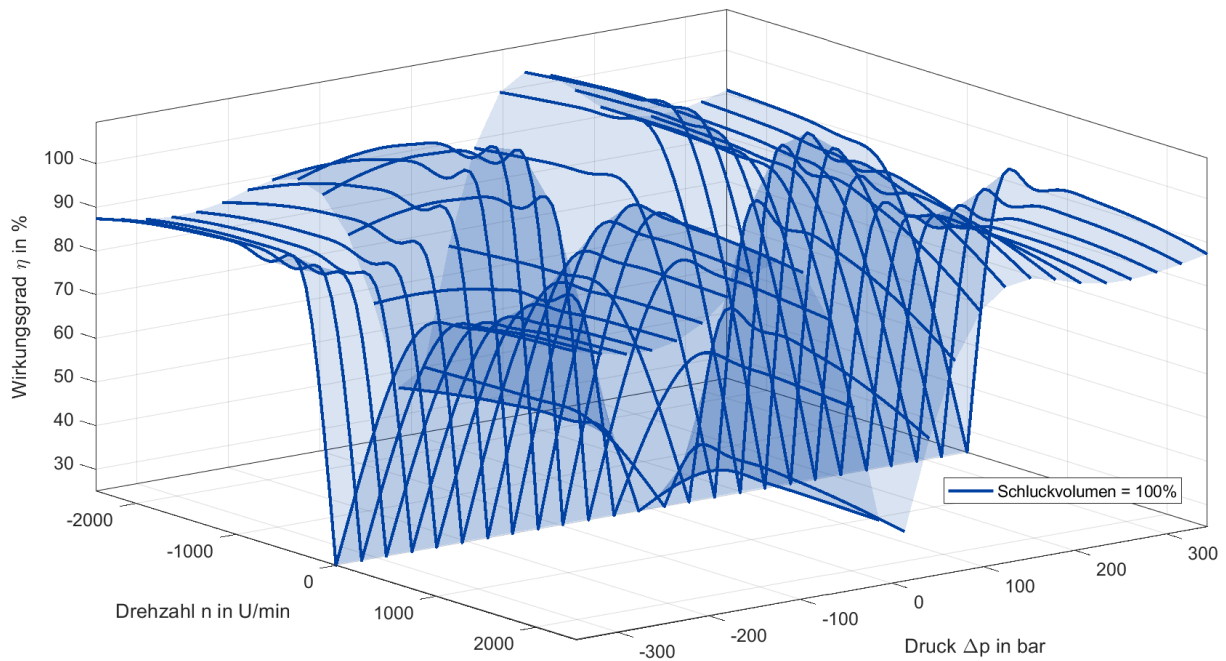
C.2 Einfluss verschiedener Interpolationsmethoden



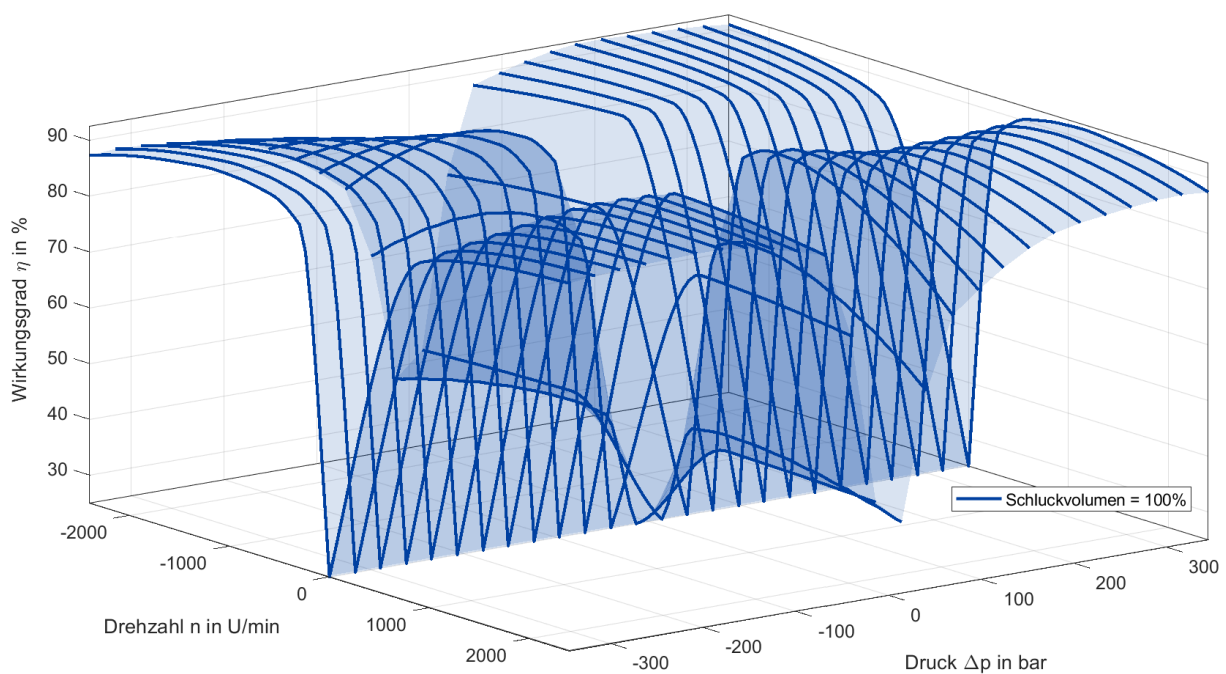
Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für einen Hydraulikmotor vom Typ Parker P14, dargestellt über alle vier Quadranten, mit linear interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten



Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für einen Hydraulikmotor vom Typ Parker P14, dargestellt über alle vier Quadranten, mit interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten nach dem Linear-Lagrange-Verfahren



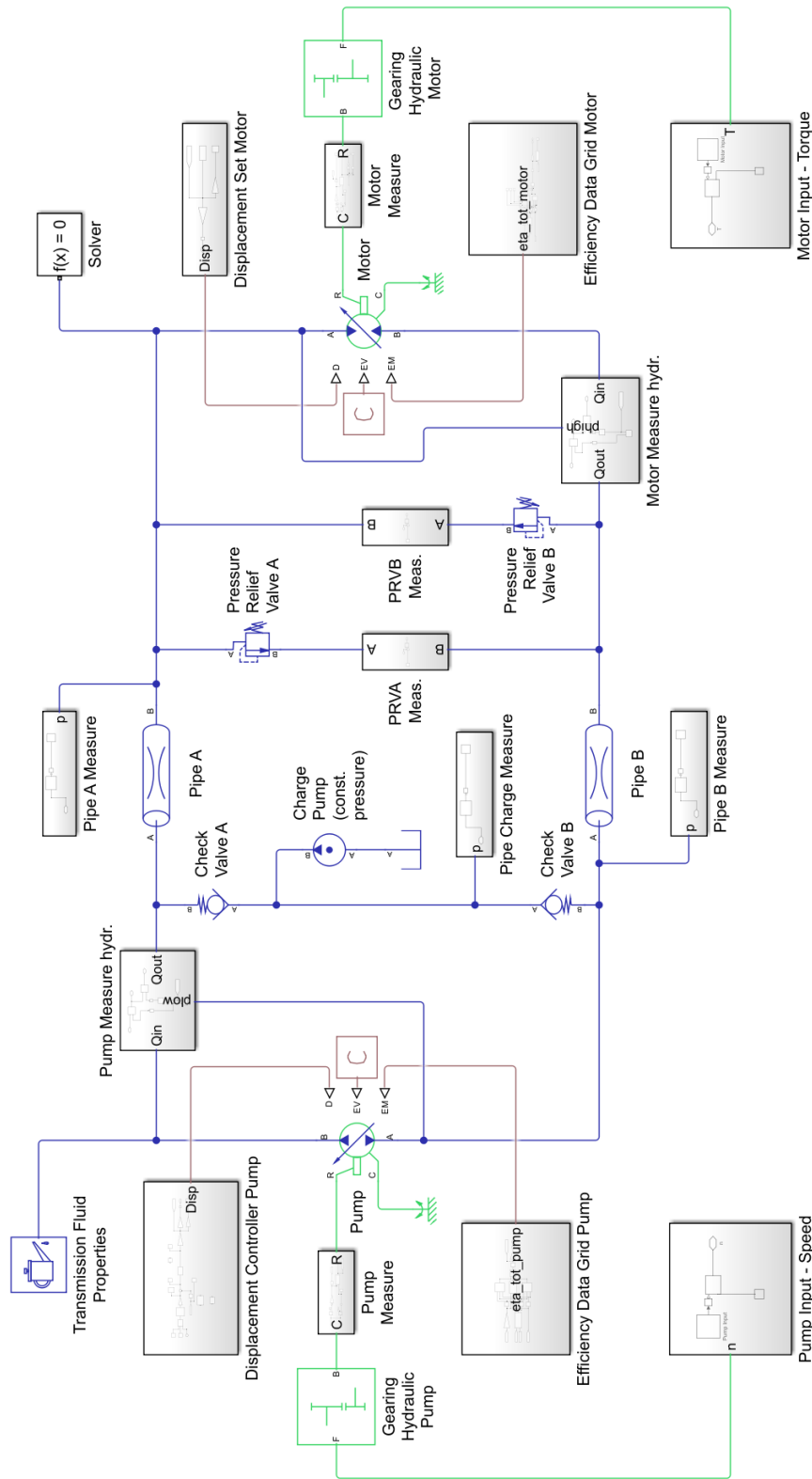
Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für einen Hydraulikmotor vom Typ Parker P14, dargestellt über alle vier Quadranten, mit durch kubische Splines interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten



Vollständiges Wirkungsgradkennfeld für einen Hydraulikmotor vom Typ Parker P14, dargestellt über alle vier Quadranten, mit durch Akima-Splines interpolierten bzw. extrapolierten Datenpunkten

D ANHANG

D.1 Hydraulik-Berechnungsmodell in MATLAB Simscape



Aufbau des Hydraulik-Berechnungsmodells in MATLAB-Simscape, in vollständiger Ausführung mit allen „Messstellen“ zu Datenerfassung



D.2 Initialisierungsskript *init_simscape_hydraulic_system*

```

%% Header und Hinweise
%Leistung:      kW
%Drehmoment:    Nm
%Drehzahl:      U/min
%Volumen:       m^3
%Volumenstrom:  m^3/s

%% Initialisierung
clc;
close all;
clear;

%hier müssen die grundlegenden Parameter eingetragen werden
%% Startwerte

%Simulationszeit
t_sim = 5000; %in s

%Schnittweite
stepsize = 0.1;

%Input als Zeitsignal oder nur ein Zeitpunkt davon?
switch_input_time = 0; % 0 = Zeitsignal, 1 = Zeitpunkt
time_input = 0; % Zeitpunkt des Inputsignals in s

%Windgeschwindigkeit im Direktgang
%Wert zwischen 4 und 25 m/s eintragen!
v.direct = 11.4; % in m/s

%Abnahmeseite der Leistung
pto = 0; % Rotor = 0, Generator = 1

%% Referenzdaten WEA (Abschnitt übernommen von Pascal Seifermann)

[Bladed,IEA] = opensteadypowercurve(); % Lädt csv-Datei mit Anlagendaten

lambda = Bladed.lambda; %S chnelllaufzahl (DTU Daten)
R = 178.3 / 2; % Radius Rotor in m
n.max = max(Bladed.n.rotor); % Maximale Rotordrehzahl = n_nenn
n.min = min(Bladed.n.rotor); % Minimale Rotordrehzahl
v.nenn = 11.4; % Nennwindgeschwindigkeit
v.in = min(Bladed.v); % Cut-in Windgeschwindigkeit
v.max = max(Bladed.v); % Cut-out Windgeschwindigkeit
n.Sonne = 750; % Generatordrehzahl in U/min

%Bestimmung der Rotordrehzahl im gewählten Direktgang
if v.direct >= v.in && v.direct < v.nenn % Liegt v.direct in Nennlast, dann wird aus
lambda = vtip/vwind und n = omega * r die Direktgangdrehzahl errechnet
    n.direct = (lambda/(2*pi()*R))*v.direct*60;
elseif v.direct >= v.nenn && v.direct <= v.max % Liegt die Windgeschwindigkeit über
Nennwind, dann Nenndrehzahl
    n.direct = n.max;
end

%% Referenzdaten Hydraulik

%Referenzpumpe
n_pump_max = 2400; % max. Drehzahl der Referenzpumpe / Bereich hoher Wirkungsgrade, in U/min
V_pump_ref_max = 0.0002295; % maximales Fördervolumen der Referenzpumpe eintragen, in m^3/U
eta_vol_pump_avg = 0.90; % durchschnittlicher vol. Wirkungsgrad Hydraulikpumpe aus Kennfeld
Parker P14 Gold CUP Pumpe

```



```

% Wirkungsgrad-Kennfeld => passendes Kennfeld einstellen
create_datagrid_parker_p14_pump;

%Variablen Wirkungsgrad-Kennfeld zuordnen => passende Variablen eintragen
eta_tot_pump = eta_tot_parker_p14_pump;
n_bp_pump = n_bp_parker_p14_pump;
Vset_bp_pump = Vset_bp_parker_p14_pump;
dp_bp_pump = dp_bp_parker_p14_pump;

%Referenzmotor
n_motor_max = 2400; %max. Drehzahl des Referenzmotors / Bereich hoher Wirkungsgrade, in U/min
V_motor_ref_max = 0.0002295; %max. Schluckvolumen des Referenzmotors eintragen, in m^3/U
eta_tot_mot_avg = 0.83; % durchschnittlicher Gesamtwirkungsgrad Hydraulikmotor aus Kennfeld
Parker P14 Gold CUP Motor

% Wirkungsgrad-Kennfeld => passendes Kennfeld einstellen
create_datagrid_parker_p14_motor;

%Variablen Wirkungsgrad-Kennfeld zuordnen => passende Variablen eintragen
eta_tot_motor = eta_tot_parker_p14_motor;
n_bp_motor = n_bp_parker_p14_motor;
Vset_bp_motor = Vset_bp_parker_p14_motor;
dp_bp_motor = dp_bp_parker_p14_motor;

%Sicherheitsfaktor/Puffer für Auslegung
sf_eta = 1.3;

%Kenndaten Hydraulikfluid (Verharrungszustand: 65°C Fluidtemperatur)
rho_fluid = 840; % in kg/m^3
iso_bulk_mod = 1.4*10^4; % in bar
nu_kin = 33; % in cST
vol_frac_entr_air = 0; % kein Luftgehalt berücksichtigt
rho_air = 1.04; % in kg/m^3

%% Übersetzungsverhältnisse

%Setze Startwert für beste Wirkungsgrade => vgl. Referenzmaschinen
if pto == 0 % wenn Abnahmeseite Rotor
    n_pump_max_abs = 187.50;
else % wenn Abnahmeseite Generator
    n_pump_max_abs = n.Sonne;
end
n_motor_max_abs = getrpmsmotor(v.direct,pto);
i.W_P = n_pump_max/n_pump_max_abs; % Anpassung Drehzahlniveau
i.HR_M = n_motor_max_abs/n_motor_max; % Anpassung Drehzahlniveau, Definition 1/i!

%Weitere Übersetzungsverhältnisse (Variablen für Funktion aus Gesamtmodell)
i.stand = -1/3; % Standuebersetzung 3. PG
i.s = 1 - i.stand^-1; % i2s des variablen Planetengetriebes
i.ges = n.Sonne/n.direct; %Gesamtübersetzung des Triebstrangs
i.PG_1 = sqrt(i.ges/i.s); % i.s = feste Übersetzung der schnellen Stufe
i.PG_2 = i.PG_1; % Übersetzungsverhältnisse der ersten beiden Stufen

%% Grundlegende Faktoren
rpmtorad = (2*pi())/60; % Umrechnung U/min in rad/s
radtorpm = 60 / (2*pi()); % Umrechnung rad/s in U/min
revtorad = 1/(2*pi()); % Umrechnung Umdrehung in rad
radtoev = 2*pi(); % Umrechnung rad in Umdrehung
m3tocm3 = 1e6; % Umrechnung Volumen m^3 in cm^3
m3tol = 1e3; % Umrechnung Volumen m^3 in l
percenttofac = 1e-2; % Umrechnung Prozent in Faktor (Wirkungsgrade)

```



```

%% Parametrisierung System

%Maximaler Systemdruck (Dauerbetrieb)
p_sys_max = 350; % in bar

%Speisedruck
dp_charge = 20; % in bar

%Druckdifferenz über hydraulische Maschinen
dp_hl_max = p_sys_max - dp_charge;

%Vorauslegung der Hydraulik über zusätzliche Funktionen
gethydraulicvalueswitheta
V_pump_max = V.th_p; % max. Fördervolumen nach Vorauslegung, in m^3/U
V_motor_max = V.th_m; % max. Schluckvolumen nach Vorauslegung, in m^3/U

%Variablen der Übersetzungsverhältnisse auf aktuelles Modell übertragen
i_gh = i.W_P; % Übersetzungsverhältnis Getriebe-Hydraulik (pto)
i_hg = 1/i.HR_M; % Übersetzungsverhältnis Hydraulik-Getriebe

%Druckbegrenzungsventile Hochdruckkreis

    %Druckregulationsbereich nach Öffnen
    prv_p_reg_range = 15; % in bar

    %Durchflussbeiwert
    prv_Cd = 0.7;

    %Kritische Reynoldszahl (Übergang laminar => turbulent)
    prv_Rey_crit = 150;

    %Glättungsfaktor (Regeldynamik)
    prv_smooth = 0.05;

    %Maximaler Durchflussquerschnitt
    prv_A_open_max = (V_pump_max*n_pump_max_abs)/(prv_Cd*sqrt((2*dp_hl_max*1e5)/rho_fluid)*60);
    % in m^2

    prv_A_open_max = prv_A_open_max*1.2; % Sicherheitsfaktor für ausreichenden Querschnitt

%Rückschlagventile Niederdruckkreis

    %min. Druckdifferenz für Ventilöffnung
    cv_dp_open_min = 0.3; % in bar

    %max. Druckdifferenz für Ventilöffnung
    cv_dp_open_max = 1.2; % in bar

    %für
    %Durchflussbeiwert
    %Kritische Reynoldszahl (Übergang laminar => turbulent)
    %Glättungsfaktor (Regeldynamik)
    %Maximaler Durchflussquerschnitt (auf jeden Fall groß genug, da Q_dbv >>> Q_rsv)
    %siehe Parametrisierung Druckbegrenzungsventile Hochdruckkreis

%Verbindungsleitungen/Rohrströmung

    %Maximale mittlere Fluidgeschwindigkeit in den Leitungen (für Auslegung)
    vFluid_max=6; % in m/s

    %Obergrenze Reynoldszahl für laminare Strömung
    Rey_up_laminar = 1900;

    %Untergrenze Reynoldszahl für turbulente Strömung
    Rey_low_turbulent = 3000;

```



```

%Länge der Verbindungsleitungen Pumpe - Motor und umgekehrt (Annahme: gleich lang)
l_pipe = 9.1; % in m

%Durchmesser Hauptleitungen abhängig von Qmax (aus V_pump_max, n_pump_max_abs)
d_pipe = (4.607*sqrt(V_pump_max*1000*n_pump_max_abs)/vFluid_max)/1000; %in m

%Querschnittsfläche Leitung
A_pipe = ((d_pipe^2)*pi())/4; % in m^2

%absolute Leitungsrauhigkeit
abs_rough = 1e-5; % in m

%äquivalente hydraulische Länge lokaler Strömungswiderstände (Biegungen, Krümmer etc.)
zeta_tot = (4*0.14)+(4*0.09); % in m, für 4 90°-Bögen und 4 45°-Bögen
Rey = (vFluid_max*d_pipe)/(nu_kin*1e-6); % Reynoldszahl
if Rey <= Rey_up_laminar % laminare Strömung
    lambda_pipe = 64/Rey;
else % turbulente Strömung, also meistens der Fall
    lambda_pipe = (-1.8*log10((abs_rough/(3.7*d_pipe))^1.11 + 6.9/Rey) )^(-2);
% Haaland-Formel
end
l_loc_res = (d_pipe*zeta_tot)/lambda_pipe; % in m

%initialer Druck für die Simulation
p_init_pipe = 20; % in bar
mf_init_pipe = 0; % in kg/s

%% Inputdaten aus Gesamtmodell (Drehzahlen, Drehmomente Pumpe & Motor)

%Zeitpuffer für Einschwingverhalten
addrows = 5; % Anzahl zusätzlicher Punkte für Einschwingen
dt = 0.2; % Zeitabstand [s] zwischen den Punkten

%Zeitachse aus Simulation
curve_t_sim = M_max.hohlrad_s(:,1);

%Pumpe
if pto == 0 % wenn Abnahmeseite Rotor
    curve_n_pump = n_max.steg_s(:,2); % in U/min
    curve_M_pump = M_max.steg_s(:,2); % in kNm
else % wenn Abnahmeseite Generator
    curve_n_pump = repmat(n_max.Sonne(1,1), 51, 1); % in U/min,
    aus Wert Generatornennndrehzahl erstellt
    curve_M_pump = M_max.sonne_s(:,2); % in kNm
end

%Motor
curve_M_motor = M_max.hohlrad_s(:,2); % in kNm
curve_n_motor = n_max.hohlrad_s(:,2); % in U/min

%Rotor
curve_n_rotor = n_max.steg_s(:,2); % in U/min
curve_P_rotor = P_max.rotor_s(:,2); % in kW

%Windgeschwindigkeit
curve_v_wind = n_max.v_wind(:,1); % in m/s

%Einschwingwerte vorn anfügen
%Startwerte bestimmen
n_pump_0 = curve_n_pump(1);
M_pump_0 = curve_M_pump(1);
M_motor_0 = curve_M_motor(1);
n_motor_0 = curve_n_motor(1);
n_rotor_0 = curve_n_rotor(1);
P_rotor_0 = curve_P_rotor(1);
v_wind_0 = curve_v_wind(1);

```



```

%Zusätzliche Werte vorn anfügen (Startwerte)
curve_n_pump = [repmat(n_pump_0, addrows, 1); curve_n_pump];
curve_M_pump = [repmat(M_pump_0, addrows, 1); curve_M_pump];
curve_M_motor = [repmat(M_motor_0, addrows, 1); curve_M_motor];
curve_n_motor = [repmat(n_motor_0, addrows, 1); curve_n_motor];
curve_n_rotor = [repmat(n_rotor_0, addrows, 1); curve_n_rotor];
curve_P_rotor = [repmat(P_rotor_0, addrows, 1); curve_P_rotor];
curve_v_wind = [repmat(v_wind_0, addrows, 1); curve_v_wind];

%Zeitachse verlängern
t_start = 0; % Startzeit
t_orig = curve_t_sim; % Originale Zeitachse
t_pre = (0:dt:(addrows-1)*dt); % Einschwingzeitpunkte
t_full = [t_pre; t_orig + t_pre(end) + dt]; % Zeitachse mit Einschwingpuffer
curve_t_sim = t_full;

%% Start der Simulation
simOut = sim('Simscape_Hydraulic_System_S_V115', ...
    'StopTime', num2str(t_sim), ... % Simulationszeit angeben
    'ReturnWorkspaceOutputs', 'on', ... % logout nach SimOut
    'SaveOutput', 'on', ...
    'SaveFormat', 'StructureWithTime'); % für kompatible Speicherung (opt.)

%% Daten in den Arbeitsspeicher laden
logsout = simOut.logsout;

%Popup-Fenster mit Abfrage für Benennung Datei
prompt = {'Bitte Name für diese Simulation eingeben (z. B. 10_MW):'};
dlgtitle = 'Simulationsbezeichnung';
dims = [1 50];
definput = {' '};
answer = inputdlg(prompt, dlgtitle, dims, definput);

if isempty(answer)
    disp('Abgebrochen - Simulation nicht benannt, keine Daten gespeichert.');
```

```

    return;
end

simName = matlab.lang.makeValidName(answer{1});
disp(['Simulation wird unter dem Namen "' simName '" gespeichert.']);

%Signale definieren
signalNames = { ...
    'n_rotor', 'v_wind', 'Vset_pump_mes', 'Vset_pump_PI_mes', ...
    'dp_table_input_motor_mes', 'displ_table_input_motor_mes', ...
    'n_table_input_motor_mes', 'eta_tot_motor_mes', 'eta_tot_motor_tab_raw', ...
    'eta_tot_motor_tab', 'P_hydr_motor_mes', ...
    'eta_tot_pump_motor_mes', 'displ_table_input_pump_mes', ...
    'n_table_input_pump_mes', 'dp_table_input_pump_mes', ...
    'eta_tot_pump_mes', 'eta_tot_pump_tab_raw', ...
    'eta_tot_pump_tab', 'P_hydr_pump_mes', 'P_tot_mech_mes', ...
    'eta_tot_ges_mes', 'T_motor_mes', 'P_mech_motor_mes', 'P_rotor', ...
    'P_tot_loss_mes', 'n_motor_mes', 'dp_motor_mes', ...
    'Q_motor_mes', 'Q_PRV_AtoB_mes', 'Q_PRV_BtoA_mes', ...
    'p_Pipe_A_mes', 'p_Pipe_B_mes', 'p_Pipe_Charge_mes', ...
    'T_pump_mes', 'P_mech_pump_mes', 'n_pump_mes', ...
    'dp_pump_mes', 'Q_pump_mes', 'Vset_motor_mes'};

%% Struktur zum Speichern vorbereiten
data = struct();
data.(simName) = struct(); % eigene Simulationsebene

for i = 1:numel(signalNames)
    try
        sig = logsout.find(signalNames{i});
        data.(simName).(signalNames{i}).time = sig.Values.Time;
    
```



```

        data.(simName).(signalNames{i}).value = sig.Values.Data;
    catch
        warning('Signal "%s" wurde nicht gefunden.', signalNames{i});
    end
end

%Zeitbasis
if isfield(data.(simName), 'v_wind')
    data.(simName).time = data.(simName).v_wind.time;
end

%% Einschwingbereich entfernen
%Hier dieselben Parameter wie beim Anfügen der Einschwingbereichs verwenden
addrows = 5;      % Anzahl Einschwingpunkte
dt = 0.2;         % Zeitabstand der Einschwingpunkte [s]
t_sim = 100;      % wird im Hauptskript weiter oben definiert

%Dauer des Einschwingbereichs
t_offset = addrows * dt * (t_sim / 10); % gemäß Zusammenhang: t_sim/10 * curve_t_sim

disp(['Einschwingzeit von ', num2str(t_offset), ' s wird beim Speichern entfernt.']);

%Alle Signale prüfen und Einschwingbereich entfernen
fields = fieldnames(data.(simName));

for f = 1:numel(fields)
    s = data.(simName).(fields{f});

    % Nur bearbeiten, wenn das Feld eine Struktur mit .time und .value ist
    if isstruct(s) && isfield(s, 'time') && isfield(s, 'value')
        % Nur Punkte behalten, deren Zeit >= t_offset ist
        mask = s.time >= t_offset;
        if any(mask)
            s.time = s.time(mask) - t_offset; % Zeit neu normieren, damit alles bei 0 startet
            s.value = s.value(mask, :);
            data.(simName).(fields{f}) = s;
        else
            warning('Signal "%s" enthält keine Daten nach t_offset (%.2f s).', fields{f}, t_offset);
        end
    end
end

%Zeitbasis ebenfalls anpassen (falls vorhanden)
if isfield(data.(simName), 'time')
    mask = data.(simName).time >= t_offset;
    data.(simName).time = data.(simName).time(mask) - t_offset;
end

%% Speicherprozess
choice = questdlg( ...
    sprintf('Simulation "%s" speichern?', simName), ...
    'Speichern bestätigen', ...
    'Ja', 'Nein', 'Ja');

if strcmp(choice, 'Ja')
    saveName = sprintf('simdata_%s.mat', simName);
    save(saveName, 'data');
    disp(['☒ Simulationsdaten gespeichert als: ' saveName]);
else
    disp('✗ Speicherung abgebrochen.');
```



D.3 Auslegungsskript *gethydraulicvalueswitheta*

```

%% Starte das HyDrive Basic-Modell und extrahiere P_max, M_max und n_max
[P_max, M_max, n_max] = Berechnung_Leistungswerte(pto, v.direct, i);

%% Bestimmen der Maximalwerte am Hohlrad/Motor
M_max.max = max(abs(M_max.hohlrad_s(:,2)));
n_max.max = max(abs(n_max.hohlrad_s(:,2)));

%% Auswahl des Leistungsabgriffs (rotorseitig/generatorseitig)
if pto == 0
    n_max.pump = min(n_max.steg_s(:,2));
else
    n_max.pump = max(n_max.sonne_s(:,2));
end

%% Berechnung der Skalierungsfaktoren zu den Referenzmaschinen
und der Verdrängungsvolumina zur Vorauslegung

%Konvention zur Kompatibilität der Variablen mit dem
Triebstrang-Berechnungsmodell von Pascal Seifermann
%i_hg = 1/i.HR_M
%i_gh = i.W_P

%Motor
f_scal_motor = sqrt((V_motor_ref_max*dp_hl_max*1e5*eta_tot_mot_avg)/(M_max.max*1000*2*pi()*
sf_eta*i.HR_M)); %für Motor
i.HR_M = 1/(f_scal_motor*(1/i.HR_M)); %Berücksichtigung Skalierungsfaktor, Definition 1/i!
V.th_m = (M_max.max*1000*2*pi*i.HR_M*sf_eta)/(dp_hl_max*1e5*eta_tot_mot_avg); %max. Schluckvolu-
men Motor aus M_max Motor, in m^3

%Pumpe
f_scal_pump = sqrt((V_pump_ref_max*n_max.pump*eta_vol_pump_avg*eta_tot_mot_avg*i.W_P*
i.HR_M)/(V.th_m*(abs(n_max.max)))); %für Pumpe
i.W_P = f_scal_pump*i.W_P; %Berücksichtigung Skalierungsfaktor
V.th_p = V.th_m *(abs(n_max.max))/(n_max.pump*i.W_P*i.HR_M*eta_vol_pump_avg*
eta_tot_mot_avg); %max. Fördervolumen Pumpe bei n_max Pumpe, in m^3

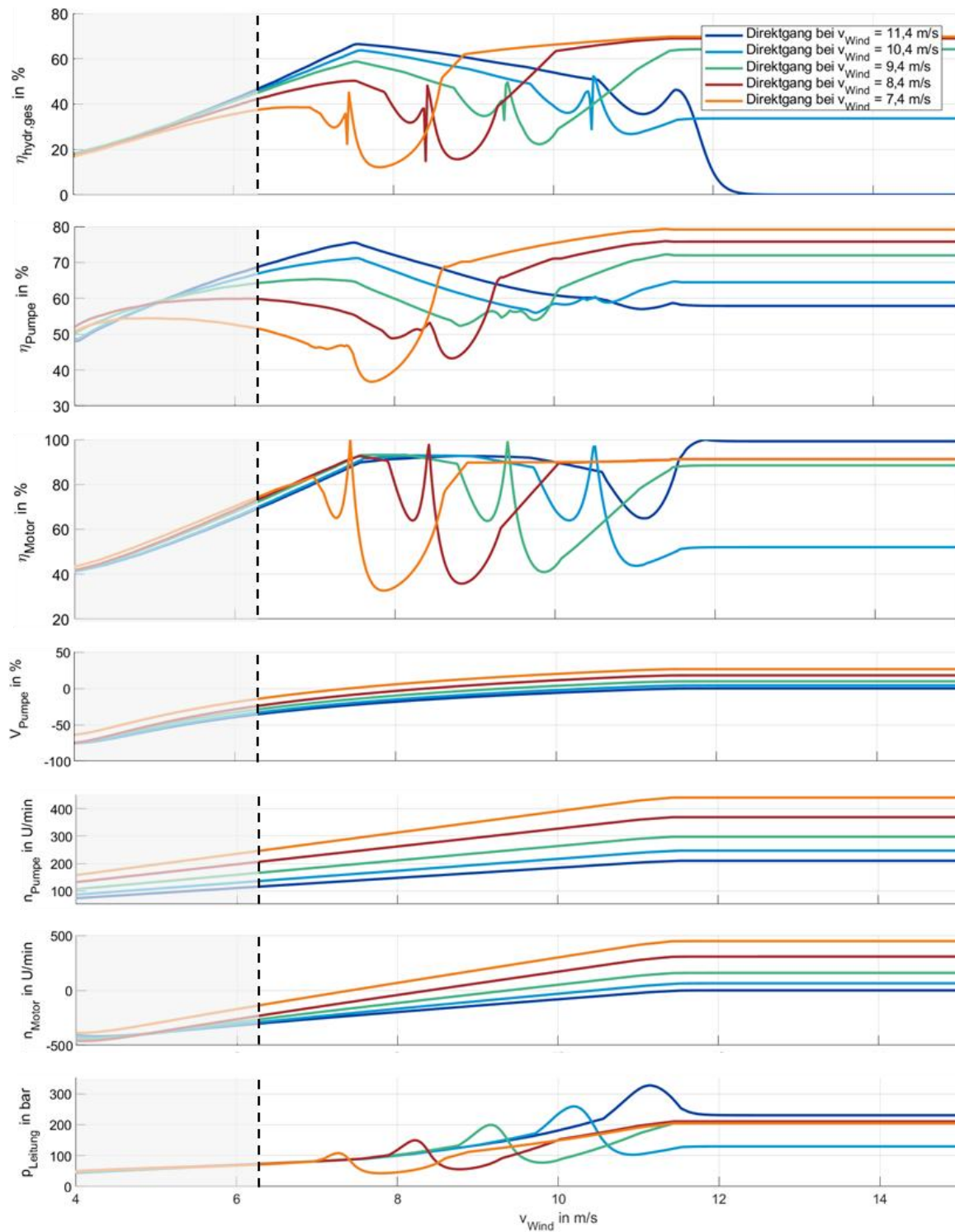
i.hyd_max = V.th_p/V.th_m; %hydraulisches Übersetzungsverhältnis

```



E ANHANG

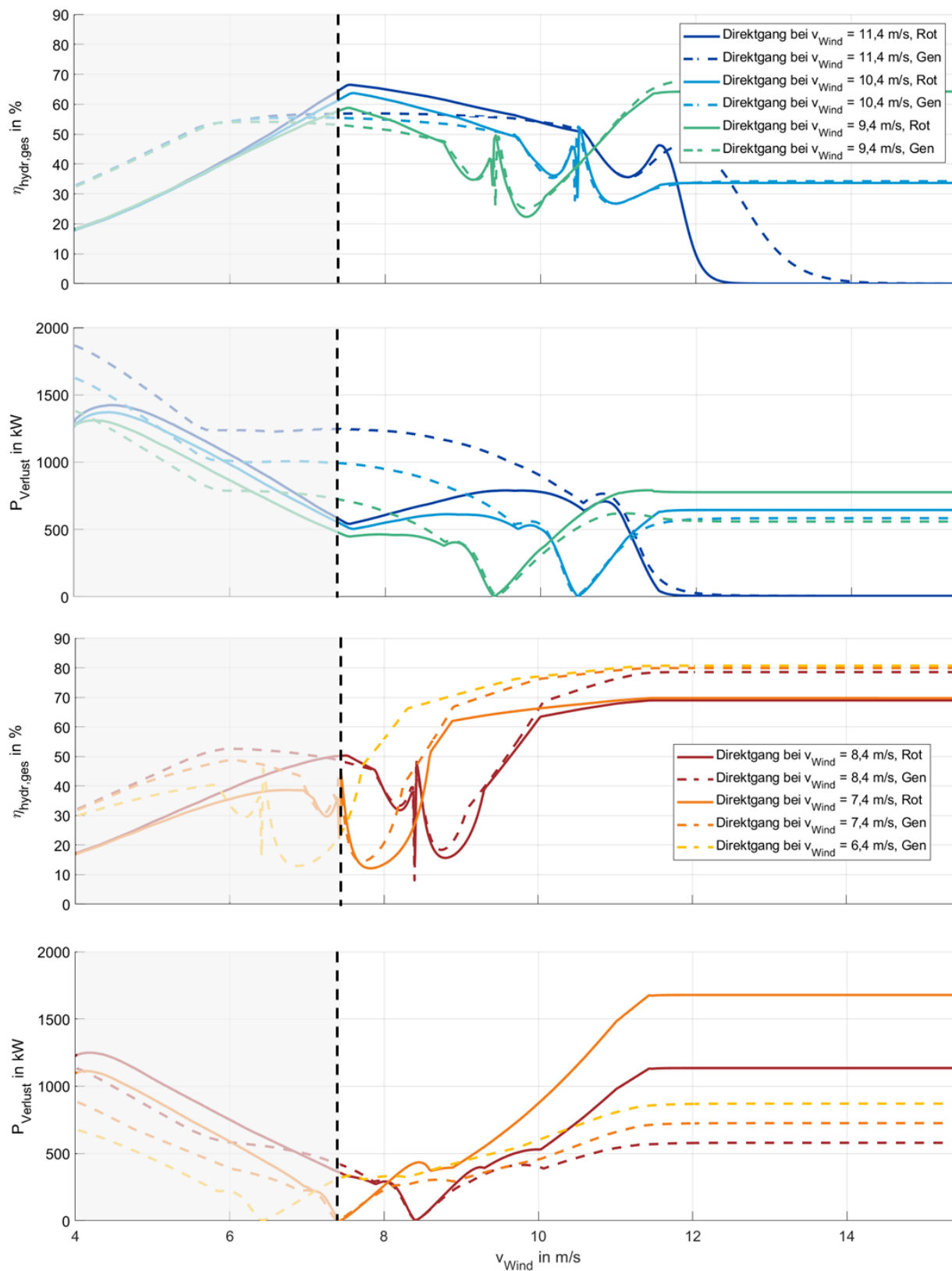
E.1 Direktgangvariation bei rotorseitiger Leistungsabnahme



Verschiedene Kenngrößen des Hydrauliksystems in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , dargestellt für Direktgänge im Bereich $v_{Wind} = 7,4 \dots 11,4$ m/s und eine rotorseitige Leistungsabnahme (Bereich ungültiger Ergebnisse in grau)

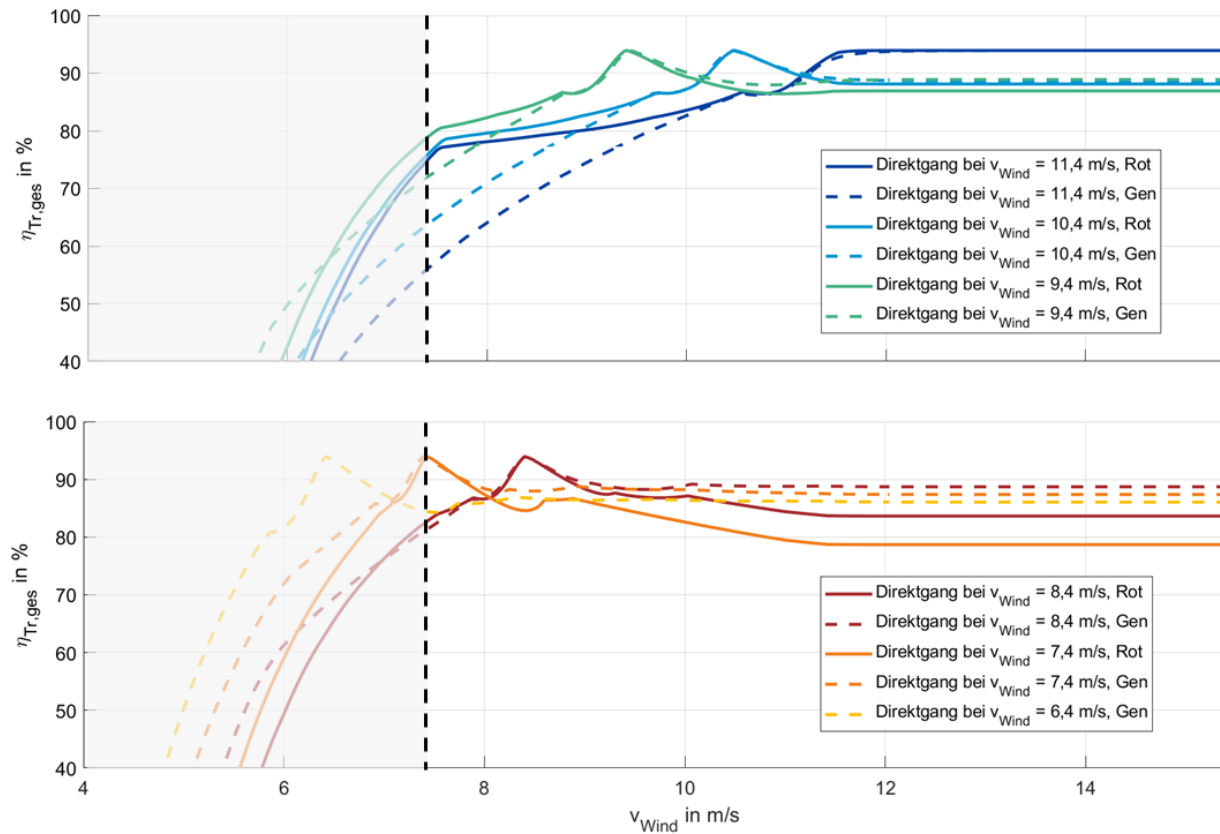


E.2 Wirkungsgradvergleich bei Variation der Leistungsabnahme



Gesamtwirkungsgrad $\eta_{hydr,ges}$ und Verlustleistung $P_{Verlust}$ des hydraulischen Antriebspfads in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , vergleichend dargestellt für alle untersuchten Direktgänge, sowohl für eine rotor-seitige (Rot) als auch eine generatorseitige (Gen) Leistungsabnahme





Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Tr,ges}$ des HyDrive-Triebstrangs in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit v_{Wind} , vergleichend dargestellt für alle untersuchten Direktgänge, sowohl für eine rotorseitige (Rot) als auch eine generatorseitige (Gen) Leistungsabnahme