

Identifikation und Steuerung des hydraulischen Betriebspunktes von Nassläufer-Umwälzpumpenaggregaten mittels Drehzahlvariation

DISSERTATION

eingereicht zur Erlangung
des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

an der

Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
Technische Universität Dortmund

von

Benedikt Meier, M.Sc.

Greven, Deutschland

Ort der Einreichung: Dortmund

Erster Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram

Zweiter Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht

Tag des Kolloquiums: 01. Dezember 2020

Vorwort

Diese Arbeit ist während meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieur bei der Wilo SE im Rahmen eines Kooperationsprojektes mit dem Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Universität Dortmund entstanden.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram für die Betreuung meines Promotionsvorhabens und die konstruktiven Diskussionen bezüglich meiner Arbeit während der letzten Jahre.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats im Rahmen meines Promotionsverfahrens bedanken.

Ich bedanke mich auch bei der Wilo-Foundation und persönlich bei Frau Evi Hoch und Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bullinger für die Unterstützung des Kooperationsprojektes mit dem Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik.

Ich möchte mich bei Herrn Timo Starkmuth und Herrn Dr.-Ing. Jens Fiedler dafür bedanken, dass sie das Kooperationsprojekt mit dem Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik seitens der Wilo SE unterstützt haben und mir damit im Rahmen meiner Tätigkeit bei der Wilo SE die Möglichkeit zur Promotion gegeben haben.

Bei allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Regelungssystemtechnik bedanke ich mich für die angenehme und kollegiale Atmosphäre.

Zusätzlich möchte ich mich besonders bei Herrn Dr.-Ing. Martin Oettmeier und Herrn Dr.-Ing. Jens Fiedler, neben seiner Unterstützung für das Kooperationsprojekt, für die konstruktiven Diskussionen bezüglich meiner Arbeit während der letzten Jahre bedanken.

Abschließend möchte ich meinen Eltern, insbesondere meiner Mutter, für die Unterstützung während meines Studiums und meines Promotionsvorhabens danken.

Kurzfassung

Der Energiebedarf von Pumpensystem entspricht etwa 8 % bis 9 % des weltweiten elektrischen Energieverbrauchs. Folglich hat die Energieeffizienz von Pumpensystemen einen signifikanten Einfluss auf den weltweiten Energiebedarf.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Betrachtung von Pumpenaggregaten, welche in Wärme- und Kältesystemen eingesetzt werden. In diesem Anwendungsbereich kann der Energieverbrauch durch den Einsatz energieeffizienter Regelungskonzepte im Vergleich zum konventionellen Betrieb des Pumpenaggregates bei konstanter Drehzahl signifikant reduziert werden.

Zum Einsatz energieeffizienter Regelungskonzepte ist die Kenntnis des hydraulischen Betriebspunktes des Pumpenaggregates, welches die Kombination aus Antrieb und Pumpe darstellt, notwendig. Üblicherweise ist die entsprechende Sensorik zur Erfassung der hydraulischen Größen aus Kostengründen nicht vorhanden, weshalb alternative Ansätze entwickelt wurden, um den hydraulischen Betriebspunkt indirekt beispielsweise anhand der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates zu ermitteln.

Diese konventionellen Verfahren besitzen jedoch Einschränkungen, wie die Limitierung des Einsatzes auf einen begrenzten Betriebsbereich des Pumpenaggregates. Um auch bei nicht Vorhandensein der Sensorik zur Erfassung der hydraulischen Größen einen energieeffizienten Betrieb zu ermöglichen, wird in dieser Arbeit ein neues modellbasiertes Verfahren zur Volumenstrombestimmung vorgestellt, welches einen Einsatz über den gesamten Betriebsbereich des Pumpenaggregates ermöglicht.

Der Ansatz dieses Verfahrens beruht auf der Überlagerung der Drehzahl des Pumpenaggregates mit einer sinusförmigen Drehzahlvariation und der Extraktion der resultierenden Leistungsschwankung bei der Anregungsfrequenz. Auf Grundlage der extrahierten Leistungskomponenten erfolgt basierend auf in dieser Arbeit entwickelten und anhand von Messungen validierten Modellen der von der Pumpe generierten Förderhöhe und der Eingangsleistung des Antriebs des Pumpenaggregates eine Bestimmung des hydraulischen Betriebspunktes, welcher durch den geförderten Volumenstrom und die generierte Förderhöhe beziehungsweise den Differenzdruck definiert wird.

Die Ansätze zur energieeffizienten Regelung von Pumpenaggregaten basieren auf der Regelung der generierten Förderhöhe beziehungsweise dem Differenzdruck statt dem Betrieb bei konstanter Drehzahl. Da die Identifikation des hydraulischen Betriebspunktes des Pumpenaggregates in dieser Arbeit auf Grundlage der entwickelten Modelle erfolgt, stehen dem Pumpenaggregat während des Betriebs keine Messwerte zur Regelung der Förderhöhe durch Sensorik zur Erfassung der hydraulischen Größen zur Verfügung. Daher wird neben dem Ansatz zur Identifikation des hydraulischen Betriebspunktes des Pumpenaggregates ebenfalls ein Ansatz zur Steuerung der generierten Förderhöhe basierend auf den entwickelten Modellen vorgestellt, um einen energieeffizienten Betrieb des Pumpenaggregates zu ermöglichen.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	iii
1. Einleitung	1
1.1. Motivation	2
1.2. Konventionelle Verfahren zur Volumenstrombestimmung	5
1.3. Beitrag, Ziel und Gliederung	9
2. Modellierung des hydraulischen Systems	13
2.1. Modellierung der von der Pumpe generierten Förderhöhe	14
2.2. Modellierung des hydraulischen Verhaltens der Rohrnetzes	17
2.3. Modellierung des gesamten hydraulischen Systems	20
3. Parameteridentifikation und Validierung des Modells des hydraulischen Systems	21
3.1. Identifikation und Validierung des Förderhöhenmodells der Pumpe . .	22
3.2. Identifikation und Validierung des Modells des Anlagenverhaltens . . .	29
3.3. Validierung des Modells des gesamten hydraulischen Systems	32
4. Modellierung der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates	34
4.1. Aufbau einer Nassläufer-Umwälzpumpe	34
4.2. Modellierung der Komponenten der Motoreingangsleistung	36
4.3. Gesamtmodell der Motoreingangsleistung	43
5. Parameteridentifikation und Validierung des Modells der Motoreingangsleistung	46
5.1. Parameteridentifikation des Leistungsmodells	46
5.2. Validierung des Leistungsmodells	48
5.3. Validierung des kombinierten Modells des hydraulischen Systems und der Motoreingangsleistung	52
6. Systemanregung durch Drehzahlvariation	58
6.1. Bestimmung der Rotorlage und der Drehzahl des Motors	58
6.2. Auslegung der Drehzahlregelung zur Einprägung der Drehzahlvariation	61
6.3. Einprägung der Drehzahlvariation in Grenzbereichen des Pumpenantriebs	69
7. Identifikation der Systemanregung in der Motoreingangsleistung	72
7.1. Einfluss der Frequenz der Drehzahlanregung und der Rohrnetzparameter	72
7.2. Einfluss der Amplitude der Drehzahlanregung und der Filterung	78
7.3. Kompensation der Drift bei dynamischen Vorgängen	83

8. Identifikation und Steuerung des hydraulischen Betriebspunktes	86
8.1. Modellbasierte Bestimmung des geförderten Volumenstroms	86
8.2. Modellbasierte Bestimmung der generierten Förderhöhe	90
8.3. Steuerung der generierten Förderhöhe	93
9. Zusammenfassung und Ausblick	98
A. Weiterführende Betrachtungen	101
A.1. Einfluss der Fensterfunktion auf die Fourier-Transformation	101
A.2. Einfluss der Medieneigenschaften auf die Volumenstrombestimmung .	103
B. Beschreibung verwendeter Prüflinge und Prüfstände	106
B.1. Daten des Prüflings Stratos MAXO 25/0,5-12 und Beschreibung des verwendeten Prüfstandes	106
B.2. Daten des Prüflings Stratos MAXO 80/0,5-16 und Beschreibung des verwendeten Prüfstandes	110
C. Mathematische Herleitungen	113
C.1. Herleitung des Modells zu Berechnung der Volumenstromschwankung bei der Anregungsfrequenz	113
C.2. Ansatz zur Bestimmung des Einflusses von Störsignalen auf die Fou- rier-Transformation	115
Literatur	116

Nomenklatur

Abkürzungen und Akronyme

E EI	Energieeffizienzindex
MAE	Mean Absolute Error
MAPE	Mean Absolute Percentage Error

Griechische Symbole

α_N	Wählbarer Parameter bei der Auslegung des Drehzahlregelkreises nach dem symmetrischen Optimum
δ	Parameter der Stribeck-Kurve bei der Modellierung des Reibmoments der Radiallager der Motorwelle
ΔB_A	Bandbreite der Fensterfunktion der gleitenden Fourier-Transformation im Frequenzbereich
$\Delta i_{q,a}$	Abweichung zwischen dem von dem PI-Regler der Drehzahlregelung generierten Sollwert $i_{q,r,a}$ des q -Stroms und dem limitierten Sollwert $i_{q,l,a}$ des q -Stroms
Δp	Differenzdruck
$\Delta p_a, \Delta p_b$	Spezifischer Wert des Differenzdrucks
Δp_P	Von der Pumpe generierter Differenzdruck
$\Delta p_{P,t}$	Theoretisch von der Pumpe generierter Differenzdruck
Δp_R	Differenzdruckabfall aufgrund des hydraulischen Widerstands des Rohrnetzes
$\Delta p_{R,a}$	Spezifischer Wert des Differenzdruckabfalls aufgrund des hydraulischen Widerstands des Rohrnetzes
Δt	Zeitliche Dauer im Allgemeinen
Δt_A	Zeitliche Dauer der Fourier-Transformation zur Extraktion der Wechselgrößen bei der Frequenz der Drehzahlanregung
ΔT_h	Abtastrate der hydraulischen Größen bei zeitlich hochaufgelöster Messung
ΔT_m	Abtastrate der internen Motorgrößen bei zeitlich hochaufgelöster Messung
ν_c	Koeffizient der coulombschen Reibung und der stromunabhängigen Hysereseverluste des Leistungsmodells
ν_i	Koeffizient des Reibmomentes des Leistungsmodells aufgrund der Reibung zwischen Laufrad und Fördermedium
ν_m	Kinematische Viskosität des Fördermediums
ν_s	Koeffizient der viskosen Reibung und der stromunabhängigen Wirbelstromverluste des Leistungsmodells
ν_{St}	Parameter der Stribeck-Kurve bei der Modellierung des Reibmoments der Radiallager der Motorwelle

ω	Mechanische Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
ω_0	Gleichanteil der mechanischen Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
ω_1	Amplitude der sinusförmigen Variation der mechanischen Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
ω_{el}	Elektrische Kreisfrequenz des Motors
ω_p	Von der Phasenregelschleife bestimmte mechanische Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
ω_r	Sollwert der mechanischen Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
ω_{St}	Parameter der Stribeck-Kurve bei der Modellierung des Reibmoments der Radiallager der Motorwelle
Ψ_d	Magnetischer Fluss in Richtung der d -Achse des Motors
Ψ_P	Flussverkettung der Permanentmagnete des Motors
$\Psi_{P,\alpha\beta}$	Vektor des durch die Permanentmagnete bedingten magnetischen Rotorflusses im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
$\Psi_{s,max}$	Amplitude des magnetischen Statorflusses des Motors
ρ_m	Massendichte des Fördermediums
σ_g	Breite des Gauß-Fensters im Zeitbereich
τ_A	Zu einem PT ₁ -System analoge Zeitkonstante der Fourier-Transformation zur Extraktion der Wechselanteile bei der Frequenz der Drehzahlanregung
θ	Vektor der zu bestimmenden Modellparameter im Allgemeinen
φ	Phasenwinkel im Allgemeinen
φ_d	Auf die Drehzahlanregung bezogener Phasenwinkel des d -Stroms des Pumpenantriebs bei der Frequenz der Drehzahlanregung
φ_H	Auf die Drehzahlanregung bezogene Phasenverschiebung der Förderhöhe bei der Frequenz der Drehzahlanregung
$\hat{\varphi}_H$	Modellbasiert berechnete, auf die Drehzahlanregung bezogene Phasenverschiebung der Förderhöhe bei der Frequenz der Drehzahlanregung
φ_P	Auf die Drehzahlanregung bezogene Phasenverschiebung der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
φ_Q	Auf die Drehzahlanregung bezogene Phasenverschiebung des Volumenstroms bei der Frequenz der Drehzahlanregung
φ_q	Auf die Drehzahlanregung bezogener Phasenwinkel des q -Stroms des Pumpenantriebs bei der Frequenz der Drehzahlanregung
φ_Z	Phasenwinkel der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes
$\hat{\varphi}_Z$	Modellbasiert berechneter Phasenwinkel der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes
ϑ_{el}	Elektrischen Rotorlagewinkel des Pumpenantriebs
$\vartheta_{el,p}$	Mittels Phasenregelschleife ermittelter elektrischer Rotorlagewinkel des Pumpenantriebs
Ξ_{Im}	Imaginärteil des Differenzenquotienten der Leistung bezüglich

$\Xi_{\text{Im},i}$	der Kreisfrequenz des Pumpenaggregates Um den Einfluss der Phasenströme bereinigter Imaginärteil des Differenzenquotienten der Leistung bezüglich der Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
Ξ_{Re}	Realteil des Differenzenquotienten der Leistung bezüglich der Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
$\Xi_{\text{Re},i}$	Um den Einfluss der Phasenströme bereinigter Realteil des Differenzenquotienten der Leistung bezüglich der Kreisfrequenz des Pumpenaggregates

Lateinische Symbole

g	Gravitationsfeldstärke
A	Verstärkungsfaktor im Allgemeinen
a_h, b_h, c_h	Koeffizienten des Förderhöhenmodells der Pumpe
$a_{h,t}, b_{h,t}$	Modellparameter der theoretisch von der Pumpe generierten Förderhöhe
A_N	Verstärkungsfaktor der Übertragungsfunktion des geschlossenen Drehzahlregelkreises des des Pumpenantriebs
a_n, b_n, c_n	Koeffizienten der Normalform des Leistungsmodells
A_R	Querschnittsfläche eines Abschnitts des Rohrnetzes
a_t, b_t, c_t	Koeffizienten des Leistungsmodells des Pumpenaggregates
B_{Fe}	Magnetische Flussdichte
$B_{\text{Fe,max}}$	Amplitude der magnetischen Flussdichte
d	Stellung des Ventils des Rohrnetzes
d_a, d_b, d_c	Spezifischer Wert der Stellung des Ventils des Rohrnetzes
d_R	Durchmesser eines Abschnitts des Rohrnetzes
$e_{H,k}$	Fehler zwischen Förderhöhenmodell und gemessener Förderhöhe für die Messung k
$e_{H1,r}$	Relative Abweichung der modellierten Amplitude bezogen auf die gemessene Amplitude der Förderhöhenanregung
$e_{\text{PIIm},r}$	Relativer Fehler des modellierten Imaginärteils der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung bezogen auf den gemessenen Imaginärteil
$e_{\text{PRe},r}$	Relativer Fehler des modellierten Realteils der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung bezogen auf den gemessenen Realteil
$e_{Z,r}$	Relativer Fehler des modellierten Betrags der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes bezogen auf den messtechnisch ermittelten Betrag
e_ω	Abweichung zwischen dem Sollwert und dem momentanen Wert der mechanischen Kreisfrequenz des Pumpenantriebs
e_{φ_H}	Absolute Abweichung des modellierten Phasenwinkels bezogen auf den gemessenen Phasenwinkel der Förderhöhenanregung
e_{φ_Q}	Absoluter Fehler des modellierten Phasenwinkels der Volumenschwankung bei der Frequenz der Drehzahlanregung be-

	zogen auf den gemessenen Phasenwinkel
$e_{\varphi Z}$	Absoluter Fehler des modellierten Phasenwinkels der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes bezogen auf den messtechnisch ermittelten Phasenwinkel
e_{ϑ}	Abweichung zwischen dem Eingangswinkel und dem Ausgangswinkel der Phasenregelschleife zur Drehzahlbestimmung
$e_{\Xi,r}$	Relative Abweichung des um den Einfluss der Phasenströme bereinigten Realteils des Differenzenquotienten der Leistung bezüglich der Kreisfrequenz von dem idealen Verlauf
$e_{Q_{1,r}}$	Relativer Fehler der modellierten Amplitude der Volumenstromschwankung bezogen auf den gemessenen Wert der Volumenstromschwankung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
f	Frequenz im Allgemeinen
f_A	Frequenz der Drehzahlanregung
f_{Fe}	Frequenz der Ummagnetisierung des Magnetfeldes
$f_{N,R}$	Ausführungsfrequenz der Drehzahlregelung des Motors
H	Förderhöhe im Allgemeinen
H_0	Gleichanteil der Förderhöhe
H_1	Amplitude der Förderhöhenanregung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
\hat{H}_1	Modellierte Amplitude der Förderhöhenanregung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
H_e	Fehler zwischen der modellbasiert berechneten Förderhöhe und der gemessenen Förderhöhe
$H_{e,P}$	Fehler der modellbasierten Förderhöhenbestimmung basierend auf der stationären Leistungsaufnahme
$H_{e,r}$	Relativer Fehler der modellbasiert bestimmten Förderhöhe bezogen auf die gemessene Förderhöhe
$H_{e,\Xi}$	Fehler der modellbasierten Förderhöhenbestimmung basierend auf der Drehzahlanregung
H_{Fe}	Magnetische Feldstärke
H_{Im}	Imaginärteil der Förderhöhe bei der Frequenz der Drehzahlanregung
H_P	Von der Pumpe generierte Förderhöhe
\hat{H}_P	Modellbasiert berechnete Förderhöhe der Pumpe
$H_{P,0}$	Gleichanteil der von der Pumpe generierten Förderhöhe
$H_{P,k}$	Messwert der Förderhöhe für die Messung k
$\hat{H}_{P,k}$	Anhand des Förderhöhenmodells berechnete Förderhöhe der Pumpe für die Messung k
$H_{P,Im}$	Imaginärteil der von der Pumpe generierten Förderhöhe bei der Frequenz der Drehzahlanregung
$H_{P,Re}$	Realanteil der von der Pumpe generierten Förderhöhe bei der Frequenz der Drehzahlanregung
$H_{P,r}$	Förderhöhenabfall aufgrund der Reibung zwischen Fluid und Pumpengehäuse beziehungsweise Fluid und Schaufelkanal

$H_{P,s}$	Förderhöhenabfall aufgrund von Stoßverlusten innerhalb des Laufrades
$H_{P,t}$	Theoretisch von der Pumpe generierte Förderhöhe
$\hat{H}_{P,\Xi}$	Auf Grundlage der Drehzahlanregung modellbasiert berechnete Förderhöhe
H_r	Sollwert der Förderhöhensteuerung des Pumpenaggregates
H_R	Förderhöhenabfall aufgrund des hydraulischen Widerstandes des Rohrnetzes
$H_{R,0}$	Gleichanteil des Förderhöhenabfalls aufgrund des hydraulischen Widerstands des Rohrnetzes
$H_{R,1}$	Amplitude des Förderhöhenabfalls aufgrund des hydraulischen Widerstands des Rohrnetzes bei der Frequenz der Drehzahlanregung
i_α	Strom in Richtung der α -Achse des Motors im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
$\mathbf{i}_{\alpha\beta}$	Vektor der Ströme im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
i_β	Strom in Richtung der β -Achse des Motors im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
i_d	Strom in Richtung der d -Achse des Motors
$i_{d,0}$	Gleichanteil des d -Stroms des Pumpenantriebs
$i_{d,1}$	Amplitude des d -Stroms des Pumpenantriebs bei der Frequenz der Drehzahlanregung
i_k	Phasenstrom der Phase k des Stators
i_q	Strom in Richtung der q -Achse des Motors
$i_{q,0}$	Gleichanteil des q -Stroms des Pumpenantriebs
$i_{q,1}$	Amplitude des q -Stroms des Pumpenantriebs bei der Frequenz der Drehzahlanregung
$i_{q,l,a}$	Von der Strombegrenzung limitierter Wert des durch den PI-Regler der Drehzahlregelung generierten Sollwerts des q -Stroms
$i_{q,l,b}$	Von der Strombegrenzung limitierter Wert des durch den Resonanzregler der Drehzahlregelung generierten Sollwerts des q -Stroms
$i_{q,r}$	Sollwert des q -Stroms
$i_{q,r,a}$	Von dem PI-Regler der Drehzahlregelung generierter Sollwert des q -Stroms zur Einregelung des Arbeitspunktes
$i_{q,r,b}$	Von dem PI-Regler der Drehzahlregelung generierter Sollwert des q -Stroms zur Einprägung der Drehzahlanregung
J	Massenträgheit bedingt durch die Motorwelle, das Laufrad und die Masse des sich im Laufrad befindlichen Fördermediums
k	Allgemeiner Zähindex
$k_{h,d}$	Proportionalitätsfaktor zwischen Auslegungsvolumenstrom und Kreisfrequenz des Pumpenaggregates
$k_{h,r}$	Koeffizient des Modells des Förderhöhenabfalls aufgrund der Reibung zwischen Fluid und Pumpengehäuse beziehungsweise Fluid und Schaufelkanal

k_{h1}, k_{h2}, k_{h3}	Koeffizienten des Modells zur Berechnung der magnetischen Hystereseverluste des Pumpenantriebs
k_{hy}	Koeffizient des Anteils der Hystereseverluste der magnetischen Verlustleistung
$k_{i,N}$	Integralverstärkung des Drehzahlreglers
$k_{i,p}$	Integralverstärkung des PI-Reglers der Phasenregelschleife zur Drehzahlbestimmung
$k_{p,N}$	Proportionalverstärkung des Drehzahlreglers
$k_{p,p}$	Proportionalverstärkung des PI-Reglers der Phasenregelschleife zur Drehzahlbestimmung
$k_{r,N}$	Verstärkungsfaktor des Resonanzreglers
$k_{St}, \alpha_{St}, \beta_{St}$	Empirische Parameter der Steinmetzgleichung
k_{w1}, k_{w2}, k_{w3}	Koeffizienten des Modells zur Berechnung der Wirbelstromverluste des Pumpenantriebs
k_{wi}	Koeffizient des Anteils der Wirbelstromverluste der magnetischen Verlustleistung
L_d	Induktivität in Richtung der d -Achse des Motors
L_H	Hydraulische Induktivität des Rohrnetzes
$L_{H,r}$	Anhand der Rohrnetzgeometrie des Prüfstands bestimmte hydraulische Induktivität
L_P	Hydraulische Induktivität der Pumpe
L_q	Induktivität in Richtung der q -Achse des Motors
l_R	Länge eines Abschnitts des Rohrnetzes
L_s	Induktivität des Stators des Motors
M	Drehmoment im Allgemeinen
M_J	Differenz zwischen dem Antriebsmoment und dem Lastmoment des des Pumpenantriebs
M_L	Lastmoment des Motors
$M_{L,1}$	Änderung des Lastmomentes aufgrund der Drehzahlanregung
M_m	Antriebsmoment des Motors
M_R	Gesamtes Reibmoment aufgrund der Reibung der Radiallager des Motors, der Saughalsdichtung der Pumpe und der Reibung zwischen Laufrad und Fördermedium
$M_{r,a}$	Von dem PI-Regler der Drehzahlregelung generierter Sollwert des Drehmomentes zur Einregelung des Arbeitspunktes
$M_{r,b}$	von dem Resonanzregler der Drehzahlregelung generierter Sollwert des Drehmomentes zur Einprägung der Drehzahlanregung
$M_{R,I}$	Reibmoment aufgrund der Reibung zwischen Fördermedium und Laufrad
$M_{R,S}$	Reibmoment der Radiallager der Motorwelle
M_r	Von dem Drehzahlregler generierter Sollwert des Drehmomentes
N	Drehzahl des Pumpenaggregates
\hat{N}	Anhand der Phasenregelschleife ermittelte Drehzahl des Motors
n	Anzahl Messwerte

N_0	Gleichanteil der Drehzahl des Pumpenaggregates
N_1	Amplitude der sinusförmigen Drehzahlanregung des Pumpenaggregates
\hat{N}_1	Anhand des Modells des Drehzahlregelkreises prädizierte Amplitude der Drehzahlanregung
$N_{1,MV}$	Mittels Fourier-Transformation extrahierte Amplitude der Drehzahl bei der Frequenz der Drehzahlanregung bei Verwendung einer Vorfilterung
$N_{1,OV}$	Mittels Fourier-Transformation extrahierte Amplitude der Drehzahl bei der Frequenz der Drehzahlanregung ohne Verwendung einer Vorfilterung
$N_{1,r}$	Sollwert der Amplitude der Drehzahlanregung
n_A	Anzahl der Anregungsperioden über welche die Fourier-Transformation zur Extraktion der Wechselgrößen bei der Frequenz der Drehzahlanregung durchgeführt wird
N_a, N_b, N_c	Spezifischer Wert der Drehzahl des Pumpenaggregates
N_Q	Gleichanteil der Drehzahl, welcher durch Mittelwertbildung über die identische Anzahl an Anregungsperioden wie die Fourier-Transformation der Wechselgrößen ermittelt wurde
N_r	Sollwert der Drehzahl des Motors
n_s	Anzahl der Abtastwerte pro Anregungsperiode der Drehzahlanregung
P	Leistung im Allgemeinen
p	Absolutdruck
$P_{0,r}$	Durch die Drehzahlanregung bedingte relative Abweichung des Gleichanteils der Motoreingangsleistung von der Motoreingangsleistung ohne Drehzahlanregung
$P_{Cu,k}$	Verlustleistung der Phase k aufgrund des ohmschen Widerstands der Statorwicklungen
P_{Cu}	Akkumulierte elektrische Verlustleistung der Phasen des Motors aufgrund des ohmschen Widerstands der Statorwicklung
p_D	Absolutdruck auf der Druckseite der Pumpe
P_{Fe}	Eisenverlustleistung des Pumpenantriebs
p_{Fe}	Eisenverlustleistung des Pumpenantriebs pro Volumenelement
p_g	geodätischer Druck
P_h	Von dem Pumpenaggregat bereitgestellte hydraulische Leistung
P_{hy}	Verlustleistung aufgrund der Hystereseverluste des Pumpenantriebs
P_{Im}	Imaginärteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
\hat{P}_{Im}	Modellierter Imaginärteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
$P_{Im,d}$	Imaginärteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung aufgrund des von dem d -Strom des Motors abhängigen Eisenverluste

$P_{Im,q}$	Imaginärteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung aufgrund des von dem q -Strom des Motors abhängigen Eisenverluste
P_j	Leistungsaufnahme des Pumpenantriebs aufgrund einer Änderung der Drehzahl des Pumpenaggregates
P_L	Maximal zulässige Leistungsaufnahme des Antriebs des Pumpenaggregates
P_m	Motoreingangsleistung
p_m	Polpaarzahl des Motors
$P_{m,0}$	Gleichanteil der Motoreingangsleistung
$P_{m,1}$	Amplitude der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
$P_{m,a}, P_{m,b}, P_{m,c}$	Spezifischer Wert der Motoreingangsleistung
$P_{N,1}$	Anteil der Amplitude der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung, welcher durch die Änderung der Drehzahl hervorgerufen wird
$P_{N,i}$	Terme des Leistungsmodells des Pumpenaggregates, welche keine direkte Abhängigkeit von dem Volumenstrom besitzen
$P_{Q,1}$	Anteil der Amplitude der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung, welcher durch die Änderung des Volumenstroms hervorgerufen wird
P_R	Verlustleistung aufgrund von Reibung innerhalb des Pumpenaggregates
P_{Re}	Realteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
\hat{P}_{Re}	Modellbasiert berechneter Realteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung
$P_{Re,d}$	Realteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung aufgrund des von dem d -Strom des Motors abhängigen Eisenverluste
$P_{Re,q}$	Realteil der Motoreingangsleistung bei der Frequenz der Drehzahlanregung aufgrund des von dem q -Strom des Motors abhängigen Eisenverluste
p_S	Absolutdruck auf der Saugseite der Pumpe
p_{st}	Systemdruck innerhalb des Rohrnetzes
P_{wi}	Verlustleistung aufgrund der Wirbelstromverluste des Pumpenantriebs
Q	Volumenstrom
\hat{Q}	Modellbasiert berechneter Volumenstrom
Q_0	Gleichanteil des Volumenstroms
Q_1	Amplitude des Volumenstroms bei der Frequenz der Drehzahlanregung
Q_a, Q_b, Q_c	Spezifischer Wert des Volumenstroms
Q_d	Auslegungsvolumenstrom der Pumpe
Q_e	Fehler zwischen dem modellbasiert berechneten Volumenstrom

	und dem gemessenen Volumenstrom
$Q_{e,P}$	Fehler der modellbasierten Volumenstrombestimmung basierend auf der stationären Leistungsaufnahme
$Q_{e,E}$	Fehler der modellbasierten Volumenstrombestimmung basierend auf der Drehzahlanregung
Q_i	Volumenstrom durch das Laufrad der Pumpe
Q_L	Leckagestrom innerhalb der Pumpe
Q_m	Gemessener Volumenstrom
Q_{max}	Maximaler Volumenstrom des Pumpenaggregates gemäß Datenblatt
\hat{Q}_E	Modellbasiert bestimmter Volumenstrom basierend auf der Drehzahlanregung
R_e	Reynoldszahl
R_H	Hydraulischer Widerstand des Rohrnetzes
$R_{H,l}$	Hydraulischer Widerstand des Rohrnetzes bei laminarer Strömung
$R_{H,t}$	Hydraulischer Widerstand des Rohrnetzes bei turbulenter Strömung
$R'_{H,t}$	Differentieller hydraulischer Widerstand des Rohrnetzes bei turbulenter Strömung
$R_{P,1}$	Pumpeninnenwiderstand zur Charakterisierung des Druckabfalls innerhalb des Laufrades der Pumpe
$R_{P,2}$	Pumpeninnenwiderstand zur Charakterisierung des Druckabfalls zwischen Laufradaustritt und Druckstutzen der Pumpe
$R_{P,3}$	Pumpeninnenwiderstand zur Charakterisierung des Druckabfalls innerhalb des Pfades des Leckagestroms der Pumpe
R_s	Ohmscher Widerstand der Statorwicklung des Motors
s	Komplexer Frequenzparameter der Laplace-Transformation
t	Zeit
T_A	Periodendauer der Drehzahlanregung
$T_{A,a}, T_{A,b}, T_{A,c}$	Spezifische Anregungsperiode der Drehzahlanregung
T_{Fe}	Ummagnetisierungszeit
T_I	Approximierte Ersatzzeitkonstante des Stromregelkreises
T_m	Temperatur des Fördermediums
$T_{N,R}$	Abtastzeit des Drehzahlreglers
T_p	Ersatzzeitkonstante der Phasenregelschleife zur Drehzahlbestimmung
u_a	Absolutgeschwindigkeit des Fördermediums am Laufradaustritt
$u_{a,n}$	Zur Laufradgeschwindigkeit orthogonale Komponente der Absolutgeschwindigkeit des Fördermediums beim Austritt aus dem Laufrad
$u_{a,t}$	Zur Laufradgeschwindigkeit tangentielle Komponente der Absolutgeschwindigkeit des Fördermediums beim Austritt aus dem Laufrad
u_e	Absolutgeschwindigkeit des Fördermediums am Laufradein-

	tritt
$u_{e,t}$	Zur Laufradgeschwindigkeit tangentielle Komponente der Absolutgeschwindigkeit des Fördermediums beim Eintritt in das Laufrad
$u_{e,n}$	Zur Laufradgeschwindigkeit orthogonale Komponente der Absolutgeschwindigkeit des Fördermediums beim Eintritt in das Laufrad
$u_{G,\alpha\beta}$	Vektor der Gegeninduktionsspannung, welche aufgrund des magnetischen Flusses der Permanentmagnete des Rotor induziert wird im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
u_k	Vektor der Eingangsgrößen des jeweiligen Modells für die Messung k
u_α	Umrichterausgangsspannung in Richtung der α -Achse des Motors im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
$u_{\alpha\beta}$	Vektor der Umrichterausgangsspannungen im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
u_β	Umrichterausgangsspannung in Richtung der β -Achse des Motors im durch die Clarke-Transformation bestimmten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem
$V(\theta)$	Bei der Ermittlung der Modellparameter verwendete Gütefunktion
v_a	Geschwindigkeit des Laufrades am Laufradaustritt
v_e	Geschwindigkeit des Laufrades am Laufradeintritt
v_m	Mittlere Fließgeschwindigkeit des Fördermediums
w_a	Geschwindigkeit des Fördermediums relativ zur Laufradgeschwindigkeit beim Austritt aus dem Laufrad
w_e	Geschwindigkeit des Fördermediums relativ zur Laufradgeschwindigkeit beim Eintritt in das Laufrad
Z_H	Betrag der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes
\hat{Z}_H	Modellbasiert berechneter Betrag der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes

Mathematische Operatoren und Darstellungen

$\frac{\Delta y}{\Delta x}$	Differenzenquotient der Variable y bezüglich der Variable x
$\frac{dy}{dx}$	Differentialquotient der Variable y bezüglich der Variable x
$\text{Re}\{x\}$	Realteil der Variable x
$\text{Im}\{x\}$	Imaginärteil der Variable x
j	Imaginäre Einheit
x	Skalare Variable x
\mathbf{x}	Variablenvektor \mathbf{x}
\underline{x}	Komplexe Variable \underline{x}
\bar{x}	Mittelwert der Variable x
$ x $	Betrag der Variable x

Nichtlineare Funktionen und Übertragungsfunktionen

$G_I(s)$	Zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion des Stromregelkreises des Pumpenantriebs
$G_L(\omega)$	Nichtlineare Funktion zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Lastmoment und mechanischer Kreisfrequenz des Motors
$G_L(s)$	Aus der Linearisierung der nichtlinearen Funktion $G_L(\omega)$ resultierende zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion zwischen Lastmoment und mechanischer Kreisfrequenz des Motors
$G_N(s)$	Zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion des geschlossenen Drehzahlregelkreises des Pumpenantriebs
$G_{N,R}(s)$	Zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion des Drehzahlreglers des Pumpenantriebs
$G_{N,Re}(s)$	Zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion des Resonanzreglers
$G_{N,Re}(z)$	Zeitdiskrete Übertragungsfunktion des Resonanzreglers
$G_{N,PI}(s)$	Zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion des PI-Reglers der Drehzahlregelung
$G_{PLL}(s)$	Zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion zwischen der von der Phasenregelschleife ermittelten mechanischen Kreisfrequenz und der realen Kreisfrequenz des Motors

1

Einleitung

Durch Elektromotoren angetriebene Systeme stellen laut Schätzungen mit einem Anteil von 43 % bis 46 % den größten Beitrag am weltweiten elektrischen Energieverbrauch dar [WB11]. Pumpensysteme sind dabei für nahezu 20 % der durch Elektromotoren verbrauchten Energie verantwortlich [Sar15]. Demzufolge entspricht der Energiebedarf von Pumpensystemen etwa 8 % bis 9 % des weltweiten elektrischen Energieverbrauches [Sto15]. Folglich hat die Energieeffizienz von Pumpensystemen einen signifikanten Einfluss auf den weltweiten Energiebedarf, welcher aufgrund der Verknappung von Ressourcen eine zunehmende Relevanz besitzt.

Des Weiteren stellt die Energieeffizienz insbesondere im Bereich von Pumpen einen wichtigen Faktor bei der Betrachtung der Kosten über den Lebenszyklus des Produktes dar. Die Lebenszykluskosten eines Pumpenaggregates, welches die Kombination aus Antrieb und Hydraulik darstellt, setzen sich aus Faktoren wie den Anschaffungs-, Wartungs-, Reparatur- und Energiekosten zusammen. Da die üblichen Lebenszykluskosten einer Pumpe zu etwa 64 % durch den Energieverbrauch bedingt sind [BB14], kann durch eine erhöhte Energieeffizienz eine signifikante Reduktion der Lebenszykluskosten erzielt werden.

Daher wird in Kapitel 1.1 die Motivation zur Identifikation und Regelung beziehungsweise Steuerung des hydraulischen Betriebspunktes von Umwälzpumpenaggregaten insbesondere in Bezug auf die Energieeffizienz erläutert, wobei die Reduktion des Energieverbrauches im Vergleich zu dem konventionellen Betrieb des Pumpenaggregates bei konstanter Drehzahl aufgezeigt wird. Da bei Kenntnis der Drehzahl des Pumpenaggregates nur die Bestimmung des Volumenstroms zur Identifikation des hydraulischen Betriebspunktes notwendig ist, werden in Kapitel 1.2 konventionelle Verfahren zur Volumenstrombestimmung vorgestellt, welche als Stand der Technik anzusehen sind. Des Weiteren werden deren Einschränkungen, wie beispielsweise die Beschränkung der Anwendbarkeit auf einen begrenzten Betriebsbereich des Pumpenaggregates, erläutert. Darauf folgend werden in Kapitel 1.3 der Beitrag und das Ziel dieser Arbeit definiert, deren Kern die Entwicklung eines neuen Verfahrens zur Volumenstrombestimmung ist, welches nicht die Einschränkungen der konventionellen Ansätze aufweist. Abschließend wird der inhaltliche Aufbau dieser Arbeit vorgestellt.

1.1. Motivation

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Betrachtung von Umwälzpumpen, welche in Wärme- und Kälteanlagen eingesetzt werden. Wie in diesem Kapitel verdeutlicht wird, ist bei Anlagen dieses Typs die Kenntnis des hydraulischen Betriebspunktes der jeweiligen Pumpe notwendig, um einen energieeffizienten Betrieb zu ermöglichen. Der hydraulische Betriebspunkt wird durch den von der Pumpe generierten Differenzdruck und dem geförderten Volumenstrom definiert. Üblicherweise ist die entsprechende Sensorik zur Ermittlung dieser Größen jedoch aus Kostengründen nicht vorhanden [Mei+19a].

Um dennoch einen energieeffizienten Betrieb des Pumpenaggregats zu ermöglichen, wurden alternative Ansätze zur indirekten Bestimmung des hydraulischen Betriebspunktes beispielsweise anhand von Messgrößen wie der Leistungsaufnahme des Antriebs der Pumpe entwickelt [HV05]. Diese Ansätze bieten den Vorteil, dass Kosten für die Sensorik zur Erfassung der hydraulischen Größen vermieden werden und dennoch ein energieeffizienter Betrieb ermöglicht wird.

Auch bei vorhandener Sensorik zur Erfassung des hydraulischen Betriebspunktes bietet die indirekte Bestimmung Vorteile. Im Bereich von Wärme- und Kältesystemen können raue Umgebungsbedingungen unter anderem aufgrund von hohen Temperaturen des geförderten Mediums oder hohen Systemdrücken innerhalb des Rohrnetzes vorliegen, welche die Ausfallwahrscheinlichkeit der hydraulischen Sensoren erhöhen können. Bei vorhandener Sensorik kann durch den zusätzlichen Einsatz der indirekten Verfahren eine redundante Bestimmung des hydraulischen Betriebspunktes und somit eine erhöhte Ausfallsicherheit des Systems erzielt werden.

Neben der indirekten Bestimmung des hydraulischen Betriebspunktes zur Ermöglichung des energieeffizienten Betriebs von Umwälzpumpen in Wärme- und Kältesystemen ist auch die hohe Relevanz der Verfahren in weiteren Anwendungsbereichen zu erwähnen. Beispielsweise ist bei dem Einsatz von Umwälzpumpen in künstlichen Herzen die Kenntnis des Volumenstroms des Blutes von hoher Bedeutung, um die Blutzirkulation innerhalb physiologischer Grenzbereiche zu halten [Kit+00]. Auch in diesem Anwendungsgebiet ist der Verzicht auf Sensorik zur Erfassung der hydraulischen Größen wünschenswert, da diese einerseits die Biokompatibilität verschlechtert [Tan+03] und andererseits die Kosten bei im Vergleich zu indirekten Verfahren verringerter Zuverlässigkeit erhöht [Fun+02]. Des Weiteren erhöht die Sensorik den Platzbedarf des künstlichen Herzens, wobei Volumenstromsensoren mit vergleichsweise geringem Platzbedarf den Nachteil einer weiteren Reduktion der Verlässlichkeit aufweisen [Pai+10].

Wie in Kapitel 1.2 bei der Darstellung des Stands der Technik indirekter Verfahren zur Volumenstrombestimmung erläutert wird, weisen die konventionellen Verfahren diverse Einschränkungen auf, so dass diese beispielsweise nur in einem beschränkten Betriebsbereich eingesetzt werden können oder die Kenntnis über Eigenschaften des jeweiligen Rohrnetzes voraussetzen. Daher wird in dieser Arbeit ein Verfahren vorgestellt, welches keine initialen Kenntnisse über die Eigenschaften des verwendeten Rohrnetzes benötigt und des Weiteren eine Volumenstrombestimmung über den gesamten Betriebsbereich der Pumpenaggregate ermöglicht.

Der prinzipielle Ansatz des Verfahrens den Volumenstrom mittels Variation der Drehzahl und Auswertung der resultierenden Leistungsschwankung zu bestimmen wurde bereits veröffentlicht [SF15], so dass die Erarbeitung der theoretischen Grundlagen und die Optimierung der Signalqualität des Ansatzes im Fokus dieser Arbeit stehen. Wie in Kapitel 2.1 gezeigt wird, kann basierend auf einem Modell anhand des geförderten Volumenstroms und der Drehzahl des Pumpenaggregates der von der Pumpe generierte Differenzdruck berechnet werden, so dass durch den vorgestellten Ansatz zur Volumenstrombestimmung auch die Bestimmung des Differenzdrucks und daraus resultierend die Bestimmung des hydraulischen Betriebspunktes ermöglicht wird. Da der Fokus auf der Betrachtung von Umwälzpumpen für Heizungs- und Kälteanlagen liegt, wird im Folgenden die Betriebsweise einer solchen Anlage exemplarisch anhand von Abbildung 1.1 für einen Heizkreislauf skizziert, bevor erläutert wird wie durch Kenntnis des hydraulischen Betriebspunktes der Pumpe eine erhöhte Energieeffizienz erzielt werden kann.

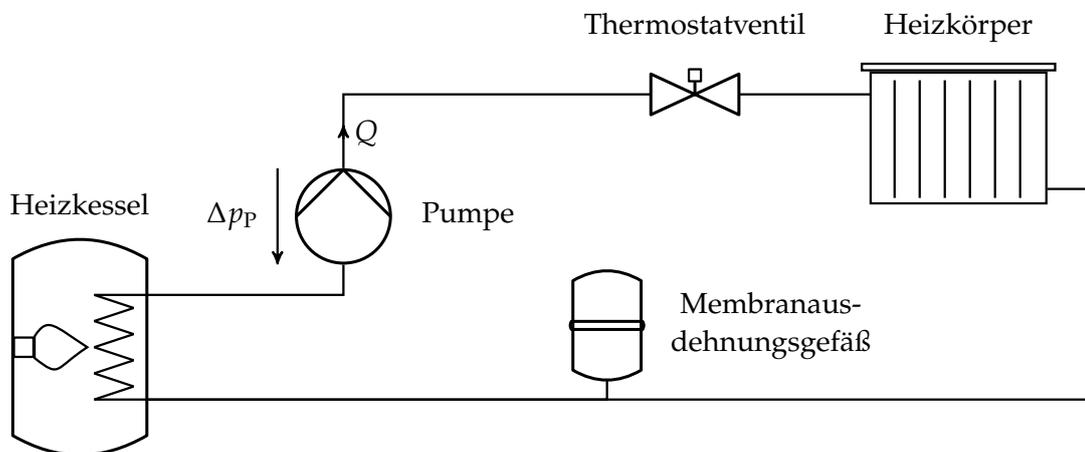


Abbildung 1.1.: Exemplarische Darstellung eines vereinfachten Heizkreislaufs

Das im Rohrnetz befindliche Fördermedium wird durch einen Brenner im Heizkessel erhitzt. Das Pumpenaggregat stellt den Differenzdruck Δp_P zwischen Druck- und Saugseite der Pumpe bereit. In Abhängigkeit des hydraulischen Widerstandes des Rohrnetzes wird aufgrund des Differenzdrucks ein Volumenstrom Q gefördert, so dass durch das erwärmte Fördermedium ein Wärmetransport zum Heizkörper erfolgt. Da es sich um ein geschlossenes System handelt, ist ein Membranausdehnungsgefäß innerhalb des Rohrnetzes verbaut. Dieses dient dazu Änderungen des Systemdrucks beispielsweise aufgrund von Änderungen der Medientemperatur und daraus resultierender Expansion oder Kontraktion des Mediums zu kompensieren.

Bei Anwendungen wie in Abbildung 1.1 stellt der Einsatz einer Drosselregelung einen üblichen Ansatz dar [Aho11]. Bei diesem Ansatz wird das Pumpenaggregat bei konstanter Drehzahl betrieben. Die Regelung des Volumenstroms und der damit verbundenen Wärmeabgabe des Heizkörpers erfolgt mittels eines Thermostatventils. In Abhängigkeit der aktuellen und der gewünschten Raumtemperatur wird die Ventilposition angepasst, wodurch eine Änderung des hydraulischen Widerstands der Anlage und somit des Volumenstroms und der resultierenden Wärmeabgabe des Heizkörpers erfolgt.

Bei Kenntnis des hydraulischen Betriebspunktes ist ein energieeffizienterer Einsatz des Pumpenaggregates möglich. Im Vergleich zu dem Betrieb bei konstanter Drehzahl erfolgt eine bedarfsgerechte Anpassung der Drehzahl, welche im Allgemeinen energieeffizienter als eine Drosselregelung ist [Fer+11].

Anhand von Abbildung 1.2 wird erläutert wie durch Anpassung der Pumpendrehzahl der Energiebedarf gesenkt werden kann.¹

Es wird der Verlauf des von der Pumpe generierten Differenzdrucks Δp_P in Abhängigkeit des geförderten Volumenstroms Q für die Drehzahl $N = N_a$ und für die geringere Drehzahl $N = N_b$ des Pumpenaggregats dargestellt. Des Weiteren wird der Verlauf des Differenzdrucks Δp_R , welcher aufgrund des hydraulischen Widerstandes des Rohrnetzes benötigt wird, für die drei unterschiedlichen Stellungen $d = d_a$, $d = d_b$ und $d = d_c$ des in der Anlage verbauten Ventils in Abhängigkeit des Volumenstroms aufgezeigt. Der hydraulische Arbeitspunkt ergibt sich aus dem Schnittpunkt der jeweiligen Pumpenkennlinie $\Delta p_P(Q, N)$ mit der jeweiligen Anlagenkennlinie $\Delta p_R(Q, d)$.

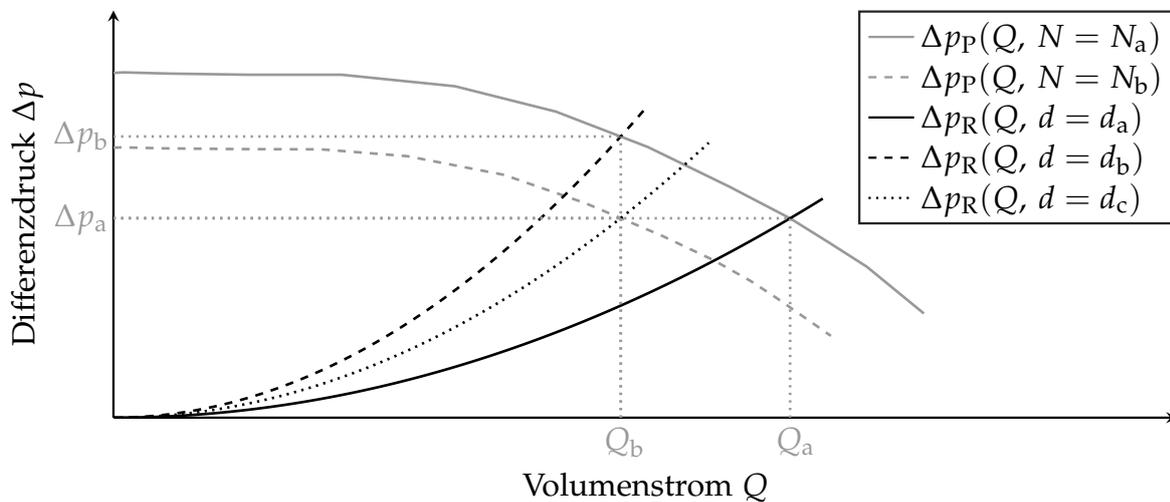


Abbildung 1.2.: Darstellung der Bestimmung des hydraulischen Arbeitspunktes durch den Schnittpunkt der Pumpenkennlinie $\Delta p_P(Q, N)$ und der Anlagenkennlinie $\Delta p_R(Q, d)$

Der initiale hydraulische Arbeitspunkt ist durch den Volumenstrom $Q = Q_a$ und den Differenzdruck $\Delta p = \Delta p_a$ bei der Ventilstellung $d = d_a$ und der Drehzahl $N = N_a$ definiert. Durch Veränderung der Ventilstellung zu $d = d_b$ erfolgt eine Verschiebung des Arbeitspunktes zu dem geringeren Volumenstrom $Q = Q_b$ und dem Differenzdruck $\Delta p = \Delta p_b$. Somit wird aufgrund des geringeren Volumenstroms die Wärmeabgabe des Heizkörpers gesenkt. Der selbe Volumenstrom und damit eine äquivalente Wärmeabgabe des Heizkörpers kann jedoch auch bei der Ventilstellung $d = d_c$ durch Anpassung der Drehzahl auf den Wert $N = N_b$ erzielt werden. In diesem Fall muss nur der geringere Differenzdruck $\Delta p = \Delta p_a$ statt dem Differenzdruck $\Delta p = \Delta p_b$ bereitgestellt werden. Da die hydraulische Leistung, welche aufgrund des hydraulischen Arbeitspunktes vom Pumpenaggregat bereitgestellt werden muss, sich proportional zu dem Differenzdruck verhält, kann durch die bedarfsgerechte Anpassung der Drehzahl eine Reduzierung des Energieverbrauchs des Pumpenaggregats erzielt werden.

¹Die in dieser und nachfolgenden Abbildungen dargestellten Kennlinien wurden anhand von Stützstellen, zwischen denen linear interpoliert wurde, erzeugt.

An diesem Beispiel wird verdeutlicht, dass durch die Wahl eines entsprechenden Regelungskonzeptes der Energiebedarf von Pumpensystemen gesenkt werden kann. Zu diesem Zweck wird der Drehzahlregelung des Pumpenantriebs beispielsweise eine Differenzdruckregelung überlagert, welche den Sollwert für die Drehzahlregelung generiert. Da der Differenzdruck bei Pumpen, welche mit konstanter Drehzahl betrieben werden, bei sinkenden Volumenstrom üblicherweise einen tendenziell steigenden Verlauf besitzt, ist ein häufiger Ansatz die Drehzahl mit sinkendem Volumenstrom abzusenken, um unabhängig vom geförderten Volumenstrom einen konstanten Differenzdruck zu generieren [CIB00].

Ein weiterer Ansatz, um eine bedarfsgerechte Bereitstellung des Differenzdrucks zu erzielen, ist die Drehzahl so anzupassen, dass der Differenzdruck mit sinkendem Volumenstrom ebenfalls abgesenkt wird. Auf einer solchen Regelkurve basiert auch die Berechnung des Energieeffizienzindex (EEI) einer Pumpe, welcher von der europäischen Union als ein Maß für die Energieeffizienz eines Pumpenaggregates definiert wurde [Eur12]. Da seit dem 01.08.2015 innerhalb der europäischen Union nur Nassläufer-Umwälzpumpen mit einem Energieeffizienzindex mit einem geringeren Wert als 0,23 in Umlauf gebracht werden dürfen [Eur09], ergibt sich neben der Motivation der Kostenersparnis durch einen reduzierten Energieverbrauch folglich innerhalb der europäischen Union auch eine gesetzliche Notwendigkeit den hydraulischen Betriebspunkt auch bei nicht Vorhandensein entsprechender Sensorik bestimmen zu müssen.

1.2. Konventionelle Verfahren zur Volumenstrombestimmung

In diesem Abschnitt werden bekannte Verfahren zur Bestimmung des geförderten Volumenstroms erläutert und deren Einschränkungen aufgezeigt.

Prozessbasierte Bestimmung des Volumenstromes

Bei der prozessbasierten Bestimmung des Volumenstroms erfolgt die Berechnung des Volumenstroms Q basierend auf einer Druckmessung und der Kenntnis des von dem jeweiligen Prozess abhängigen Verlaufes des Absolutdrucks $p(Q)$. Bei offenen Rohrnetzen ist der Absolutdruck p von dem geodätischen Druck p_g , dem Volumenstrom Q und von dem prozessspezifischen hydraulischen Widerstand R_H , welcher durch die Eigenschaften der Rohrnetzes und des Fördermediums bestimmt wird, abhängig [Leo16]:

$$p(Q) = R_H Q |Q| + p_g. \quad (1.2.1)$$

Bei geschlossenen Rohrnetzsystemen, wie im Bereich von Wärme- und Kälteanlagen, lässt sich Gleichung (1.2.1) vereinfachen zu dem Zusammenhang zwischen dem aufgrund des Rohrwiderstandes abfallenden Differenzdrucks Δp_R und dem Volumenstrom Q :

$$\Delta p_R(Q) = R_H Q^2. \quad (1.2.2)$$

Falls das Rohrnetz ein Ventil besitzt, hängt die Variable R_H neben den Medieneigenschaften und der Rohrnetzgeometrie auch von der Ventilstellung d ab. Zur Ver-

deutlichung des Zusammenhangs zwischen Differenzdruck und Volumenstrom nach Gleichung (1.2.2) wird in Abbildung 1.3 der Verlauf des Differenzdruckabfalls Δp_R aufgrund des Rohrnetzwidestandes für das selbe Rohrnetz bei zwei unterschiedlichen Ventilstellungen $d = d_a$ und $d = d_b$ über den Volumenstrom dargestellt.

Um den Volumenstrom anhand der aus Gleichung (1.2.2) resultierenden Prozesskurve zu ermitteln, wird diese invertiert, so dass mittels des gemessenen Differenzdrucks $\Delta p = \Delta p_{R,a}$ der Volumenstrom $Q = Q_a$ bestimmt werden kann. Wie aus Gleichung (1.2.2) hervorgeht, steigt der Differenzdruck monoton mit steigendem Volumenstrom, so dass bei Kenntnis des Differenzdrucks und der Anlagenkennlinie eine eindeutige Bestimmung des Volumenstroms möglich ist.

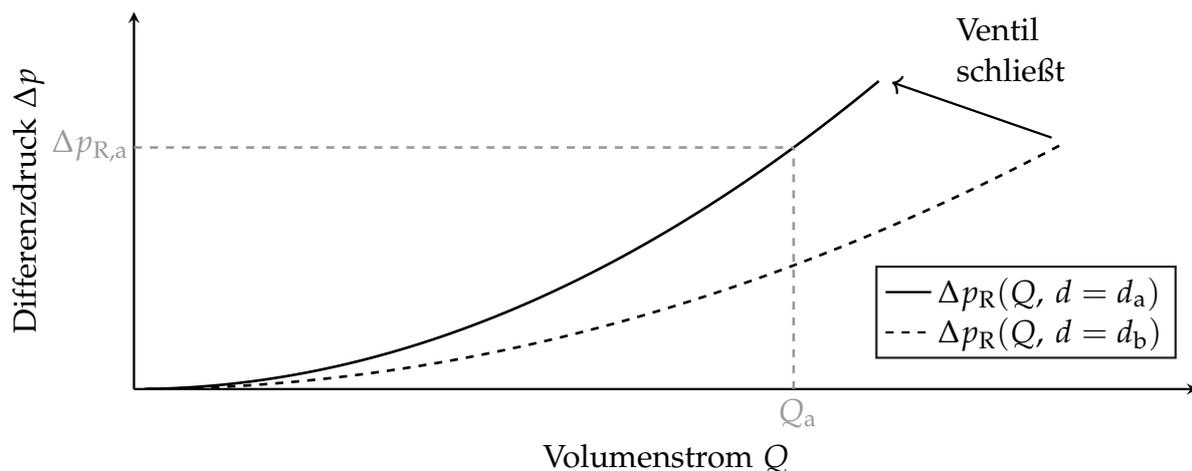


Abbildung 1.3.: Darstellung der Bestimmung des Volumenstroms $Q = Q_a$ basierend auf der Kenntnis der Anlagenkennlinie $\Delta p_R(Q, d)$ und des Differenzdrucks $\Delta p = \Delta p_{R,a}$

Die Messung des Drucks ist im Vergleich zu einer Volumenstrommessung preisgünstiger, jedoch auch nicht standardmäßig in einer Pumpe vorhanden, wodurch zusätzliche Kosten durch die Sensorik zur Druckmessung entstehen [Leo16]. Des Weiteren ist die Kenntnis des Rohrnetzwidestandes R_H der jeweiligen Anlage für die Volumenstrombestimmung notwendig. Dieser hängt jedoch von der Beschaffenheit des Rohrnetzes ab und variiert je nach Anwendung. Zusätzlich weist der Rohrnetzwidestand auch ein zeitvariantes Verhalten auf, da sich Ventilstellungen, welche den Parameter R_H beeinflussen, während des Betriebs ändern können, wodurch die Prozesskurve $\Delta p_R(Q, d)$ variiert und damit die Volumenstrombestimmung verfälscht wird. Folglich ist dieses Verfahren auf Prozesse mit bekannten Parametern beschränkt, insofern keine weitere Sensorik zur Prozessidentifikation vorhanden ist.

Pumpenbasierte Bestimmung des Volumenstromes

Die pumpenbasierte Bestimmung des Volumenstroms ist abhängig von den Eigenschaften des jeweiligen Pumpenaggregates, jedoch im Gegensatz zu der prozessbasierten Volumenstrombestimmung unabhängig von der spezifischen Anwendung. Dies bietet den Vorteil, dass eine Parametrierung der Volumenstrombestimmung unabhängig von der Anwendung durch den Hersteller des Pumpenaggregates vorgenommen werden kann [LM13].

Die pumpenbasierte Volumenstrombestimmung kann basierend auf der Leistungsaufnahme und der Drehzahl des Pumpenantriebs erfolgen. Da heutige drehzahlgeregelte Antriebe die Leistungsaufnahme und Drehzahl mit hoher Genauigkeit bestimmen können, wird keine zusätzliche Sensorik für die Bestimmung des hydraulischen Betriebspunktes benötigt [Tam+14].

In Abbildung 1.4 wird exemplarisch der gemessene Verlauf der Motoreingangsleistung P_m eines Pumpenaggregates in Abhängigkeit des Volumenstroms für die in dieser Reihenfolge abfallenden Drehzahlen $N = N_a$, $N = N_b$ und $N = N_c$ dargestellt.

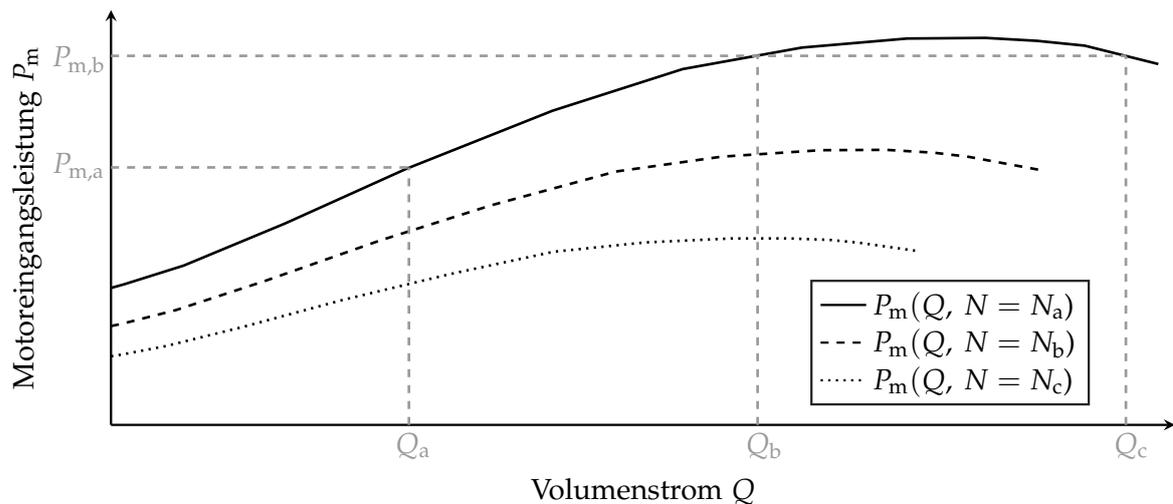


Abbildung 1.4.: Darstellung der Motoreingangsleistung P_m in Abhängigkeit des Volumenstroms für die Drehzahlen $N = N_a$, $N = N_b$ und $N = N_c$

Bei Kenntnis der elektrischen Motoreingangsleistung $P_m = P_{m,a}$ und der Drehzahl $N = N_a$ kann basierend auf den Leistungskennlinien des Pumpenaggregats für diesen Betriebspunkt der Volumenstrom $Q = Q_a$ bestimmt werden.

Der Nachteil dieses Ansatzes ist, dass die Leistungskennlinien von Pumpenaggregaten eine Rückkrümmung wie in Abbildung 1.4 aufweisen können, wodurch die Leistungsaufnahme bei hohen Volumenströmen wieder sinkt. Aufgrund der Rückkrümmung liegt eine Mehrdeutigkeit der Volumenstrombestimmung bei hohen Volumenströmen vor, da sich bei identischer Leistungsaufnahme $P_m = P_{m,b}$ die beiden möglichen Volumenströme $Q = Q_b$ und $Q = Q_c$ ergeben. Des Weiteren entstehen im flachen Bereich der Leistungskennlinien schon bei geringen Toleranzen der Leistungsmessung signifikante Fehler bei der Bestimmung des Volumenstroms [Aho+10].

Eine weitere Methode ist die Grenzkurvenmethode, welche den Volumenstrom basierend auf der Drehzahl und dem Statorstrom ermittelt [LM13]. Bei diesem Ansatz kann analog zur der Leistungsaufnahme jedoch ebenfalls eine Mehrdeutigkeit der Volumenstrombestimmung vorliegen.

Zusammenfassend bieten die pumpenbasierten Methoden den Vorteil, dass keine Kenntnis der Rohrnetzeigenschaften notwendig ist. Jedoch kann der Betriebsbereich, in dem diese Verfahren eingesetzt werden können, beschränkt sein [Leo16].

Hybride Bestimmung des Volumenstromes

Ein weiterer Ansatz zur Volumenstrombestimmung ist die hybride Methode, welche die Ansätze prozess- und pumpenbasierter Methoden kombiniert [Aho+12].

Bei der hybriden Methode wird in dem Bereich, in welchem eine eindeutige Volumenstrombestimmung anhand der Motoreingangsleistung möglich ist, eine pumpenbasierte Methode verwendet.

Wie bereits erläutert, kann anhand des ermittelten Volumenstroms und der Drehzahl der von der Pumpe generierte Differenzdruck bestimmt werden. In stationären Arbeitspunkten entspricht der bereitgestellte Differenzdruck Δp_P der Pumpe der Summe des Druckabfalls Δp_R durch das Rohrnetz und des geodätischen Drucks p_g nach Gleichung (1.2.1), so dass für offene Rohrnetze gilt:

$$\Delta p_P = R_H Q |Q| + p_g = \Delta p_R + p_g. \quad (1.2.3)$$

Durch die pumpenbasierte Bestimmung des Differenzdrucks und des Volumenstroms für verschiedene Arbeitspunkte können der geodätische Druck p_g und der Rohrnetz-widerstand R_H identifiziert werden.

In dem Betriebsbereich, in welchem der Einsatz eines pumpenbasierten Verfahrens eine Mehrdeutigkeit besitzt, wird eine Kombination aus pumpenbasierter und prozessbasierter Methode verwendet, wie anhand von Abbildung 1.5 verdeutlicht wird.

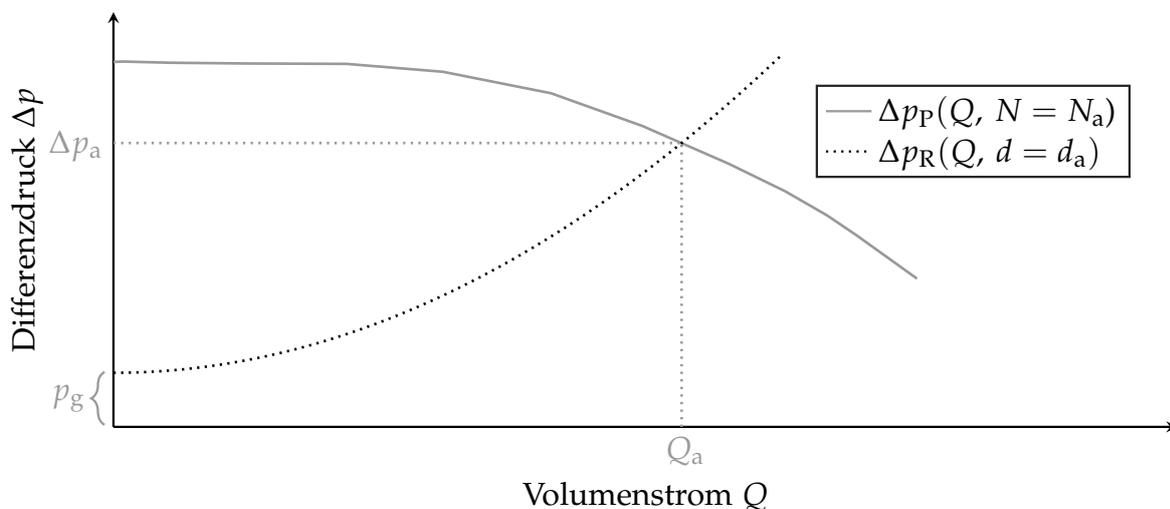


Abbildung 1.5.: Darstellung der Bestimmung des Volumenstroms $Q = Q_a$ durch Kenntnis der Pumpenkennlinie $\Delta p_P(Q, N)$ und Anlagenkennlinie $\Delta p_R(Q, d)$

Da der hydraulische Betriebspunkt durch den Schnittpunkt der Pumpen- und der Anlagenkennlinie definiert wird, kann durch Kenntnis des Verlaufes des Differenzdrucks $\Delta p_P(Q, N)$ der Pumpe bei der Drehzahl $N = N_a$ und Kenntnis der für die Ventilstellung $d = d_a$ identifizierten Anlagenkennlinie $\Delta p_R(Q, d = d_a)$, welche um den geodätischen Druck p_g verschoben ist, der hydraulische Arbeitspunkt bestimmt werden.

Durch den hybriden Ansatz kann folglich eine Volumenstrombestimmung über den gesamten Betriebsbereich erfolgen. Die Einschränkung dieses Ansatzes liegt darin,

dass die Bestimmung der Anlagenkennlinie nur im eindeutigen Bereich der leistungs-basierten Volumenstrombestimmung möglich ist. Da es sich um ein zeitvariantes Sys-tem handelt, können sich Ventilstellungen während des Betriebs der Pumpe ändern, so dass bei der Volumenstrombestimmung im mehrdeutigen Bereich des leistungs-basierten Verfahrens ein inkorrekt Rohnetzwidestand zu Grunde gelegt und die Volumenstrombestimmung verfälscht werden kann. Des Weiteren kann dieser An-satz nur für offene Systeme oder für geschlossene Systeme, bei denen ein Vordruck beispielsweise durch eine zweite Pumpe erzeugt wird, verwendet werden. Denn bei geschlossenen Systemen ohne Vordruck wäre ein Wechsel des Arbeitspunktes vom eindeutigen Bereich der Leistungskennlinie in den mehrdeutigen Bereich nur durch Änderung der Rohrnetzeigenschaften, wie beispielsweise einer Ventilstellung, möglich, so dass bei diesen Systemen wiederum keine Volumenstrombestimmung im mehr-deutigen Bereich der Leistungskennlinie stattfinden kann.

1.3. Beitrag, Ziel und Gliederung

Das Ziel dieser Arbeit ist es ein pumpenbasiertes Verfahren zur Volumenstrombestim-mung zu entwickeln, wodurch nur die Kenntnis der Eigenschaften des jeweiligen Pumpenaggregates jedoch nicht der Beschaffenheit des Rohrnetzes notwendig ist.

In der Literatur konnte durch Überlagerung der Drehzahl des Pumpenaggregates mit einer sinusförmigen Anregung und der Auswertung der resultierenden Leistungs-schwankung des Pumpenaggregates bereits eine Volumenstrombestimmung im mehr-deutigen Bereich der stationären Leistungskennlinie durchgeführt werden [SF15].

Im Vergleich zu konventionellen pumpenbasierten Verfahren ermöglicht dieses Ver-fahren einen Einsatz innerhalb des gesamten Betriebsbereiches der Pumpe, so dass das Verfahren im Gegensatz zu konventionellen Ansätzen weder die Einschränkung eines begrenzten Betriebsbereich noch die Notwendigkeit zur Kenntnis der anwen-dungsabhängigen Rohrnetzeigenschaften besitzt.

Der Beitrag dieser Arbeit ist die Untersuchung der theoretischen Grundlagen des An-satzes der Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation. Dies erfolgt durch die Entwicklung eines Leistungsmodells des verwendeten Pumpenaggregates und die Entwicklung hydraulischer Modelle der Pumpe und des zugehörigen Rohrnetzes. Anhand dieser Modelle wird eine theoretische Analyse des Ansatzes durchgeführt und auf Grundlage des Leistungsmodells des Pumpenaggregates wird ein Ansatz zur modellbasierten Volumenstrombestimmung basierend auf dem Konzept der Vo-lumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation hergeleitet. Des Weiteren sollen im Rahmen dieser Arbeit Optimierungen des Ansatzes erzielt werden, so dass eine hinreichende Genauigkeit der Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation erzielt werden kann, während die Amplitude der Drehzahlanregung möglichst gering ausfällt, um unerwünschte Beeinflussungen des hydraulischen Systems zu vermeiden.

Die Grundlage des vorgestellten Verfahrens bildet, wie bei konventionellen pumpenba-sierten Ansätzen, die Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates. Das neue Verfahren basiert jedoch nicht auf der stationären Leistungsaufnahme, sondern es erfolgt eine Auswertung der dynamischen Anteile der Leistung.

In Abbildung 1.6 wird der Differentialquotient $\frac{dP_m}{d\omega}$ der Motoreingangsleistung P_m bezüglich der mechanischen Kreisfrequenz ω der Pumpe analog zu der Leistungsaufnahme aus Abbildung 1.4 für das selbe Pumpenaggregat und die identischen Drehzahlen $N = N_a$, $N = N_b$ und $N = N_c$ über den Volumenstrom dargestellt.

Die Volumenströme $Q = Q_a$ und $Q = Q_c$ besitzen den selben Wert wie die Volumenströme $Q = Q_a$ und $Q = Q_c$ der mehrdeutigen Leistungskennlinien aus Abbildung 1.4.

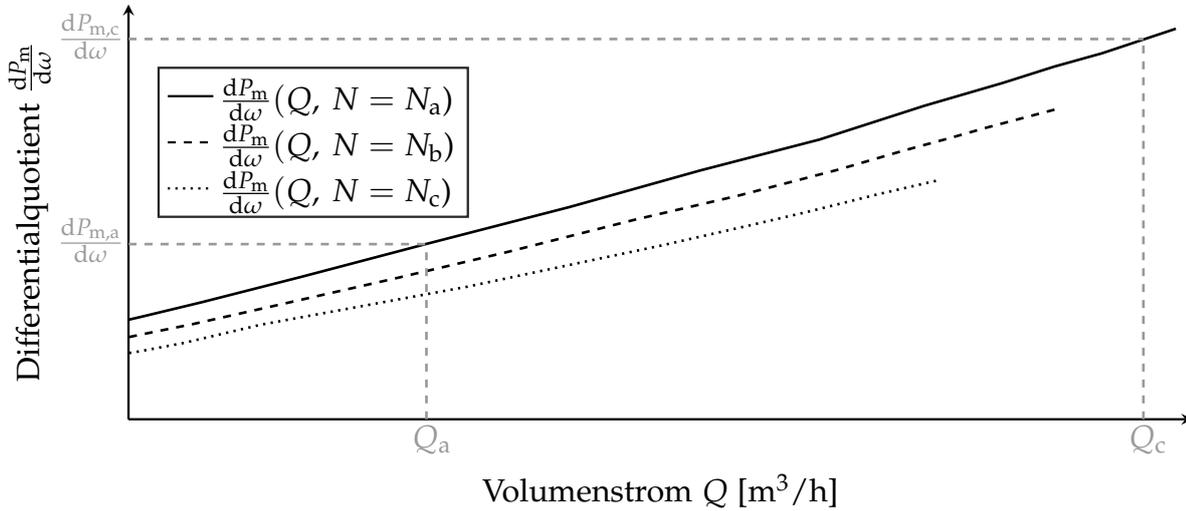


Abbildung 1.6.: Darstellung der Abhängigkeit des Differentialquotienten $\frac{dP_m}{d\omega}$ der Motoreingangsleistung P_m bezüglich der mechanischen Kreisfrequenz ω der Pumpe von dem geförderten Volumenstrom Q für die Pumpendrehzahlen $N = N_a$, $N = N_b$ und $N = N_c$

Wie ersichtlich ist, besitzt der Differentialquotient $\frac{dP_m}{d\omega}$ im Gegensatz zu der stationären Leistungsaufnahme bei konstanter Drehzahl einen über den Volumenstrom monoton steigenden Verlauf. Im Gegensatz zu dem leistungsbasierten Verfahren kann sowohl für den Differentialquotienten $\frac{dP_m}{d\omega} = \frac{dP_{m,a}}{d\omega}$ der Volumenstrom $Q = Q_a$ als auch für den Differentialquotienten $\frac{dP_m}{d\omega} = \frac{dP_{m,c}}{d\omega}$ der Volumenstrom $Q = Q_c$, welcher bereits innerhalb des mehrdeutigen Bereiches des konventionellen Verfahrens liegt, bestimmt werden kann. Folglich erlaubt der Differentialquotient $\frac{dP_m}{d\omega}$ eine eindeutige Bestimmung des Volumenstroms über den gesamten Betriebsbereich der Pumpe.

Um den Differentialquotienten während des Betriebs bestimmen zu können, wird dieser durch den Differenzenquotienten approximiert. Zu diesem Zweck wird dem Gleichanteil ω_0 der mechanischen Kreisfrequenz ω des Pumpenaggregates eine sinusförmige Anregung mit der Amplitude ω_1 überlagert. Wie in Abbildung 1.7 dargestellt wird, resultiert aus der Anregung auch eine sinusförmige Überlagerung der Motoreingangsleistung P_m mit der Amplitude $P_{m,1}$ um den Gleichanteil $P_{m,0}$. Zwischen der Kreisfrequenzanregung und der bei der Anregungsfrequenz resultierenden Leistungsvariation liegt die Phasenverschiebung φ_P vor. Durch Extraktion der Kreisfrequenz und der Leistung bei der Anregungsfrequenz kann der Differenzialquotient $\frac{dP_m}{d\omega}$ durch den Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ approximiert werden

$$\frac{dP_m}{d\omega} \approx \frac{(P_{m,0} + P_{m,1}) - P_{m,0}}{(\omega_0 + \omega_1) - \omega_0} = \frac{P_{m,1}}{\omega_1} = \frac{\Delta P_m}{\Delta \omega} \quad (1.3.1)$$

und es kann basierend auf dem Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ eine Volumenstrombestimmung während des Betriebs des Pumpenaggregates erfolgen.

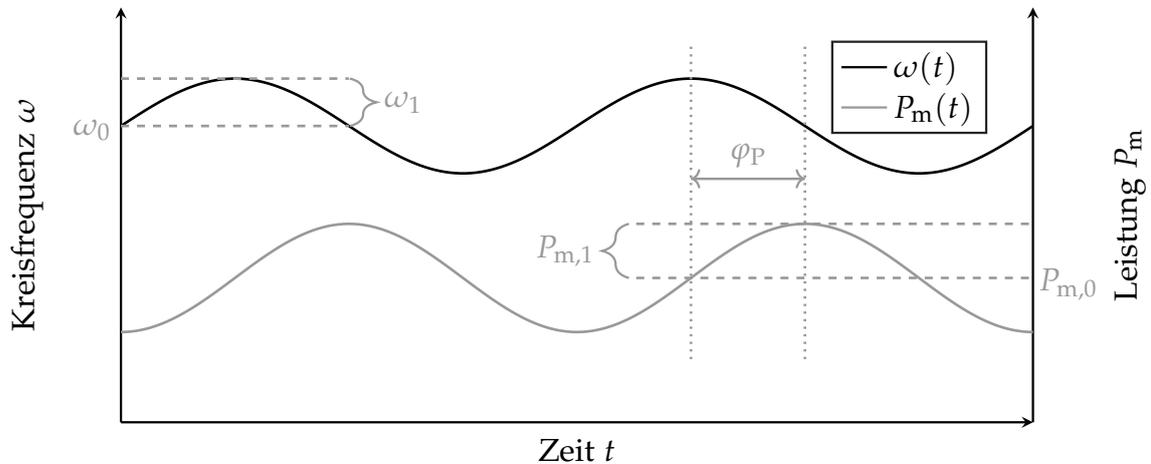


Abbildung 1.7.: Exemplarische Darstellung des Verlaufs der mechanischen Kreisfrequenz $\omega(t)$ des Pumpenaggregates und der resultierenden Motoreingangsleistung $P_m(t)$ bei Überlagerung der Kreisfrequenz mit einer sinusförmigen Anregung in Abhängigkeit der Zeit t

Aufgrund der Kreisfrequenz- beziehungsweise Drehzahlanregung werden Druckschwankungen und daraus resultierende Volumenstromschwankungen erzeugt, welche eine unerwünschte Systembeeinflussung darstellen. Daher besteht die Zielsetzung dieser Arbeit darin einerseits die Amplitude der Drehzahlanregung und somit die Systembeeinflussung zu minimieren und andererseits ein hinreichendes Signal-Rausch-Verhältnis des Nutzsignals zur Volumenstrombestimmung zu erzielen.

Inhalt und Gliederung

Die folgende Auflistung bildet eine Übersicht der Gliederung und des Inhalts der einzelnen Kapitel dieser Arbeit.

In Kapitel 2 erfolgt die Modellierung der Komponenten des hydraulischen Systems, so dass im Verlauf der Arbeit eine Analyse des Einflusses der Beschaffenheit des hydraulischen Systems auf das Verfahren zur Volumenstrombestimmung ermöglicht wird. Die Modellierung der von der Pumpe generierten Förderhöhe und des Förderhöhenabfalls an dem Rohrnetz wird separat durchgeführt, bevor die Modelle zu einem Gesamtmodell des hydraulischen Systems kombiniert werden.

In Kapitel 3 werden die in Kapitel 2 vorgestellten hydraulischen Modelle separat voneinander an dem Experimentalsystem durch Messungen validiert. Nach der Validierung der Einzelmodelle wird die Validierung des kombinierten Modells des hydraulischen Systems durchgeführt, um die Güte des Gesamtmodells zu bewerten.

Kapitel 4 beschreibt den Aufbau einer Nassläufer-Umwälzpumpe. Auf Grundlage des erläuterten Aufbaus wird die Modellierung der einzelnen Komponenten der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates vollzogen. Diese Komponenten werden zu einem Gesamtmodell der Motoreingangsleistung zusammengefasst. Da die Bestimmung des Volumenstroms basierend auf der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates bei der Anregungsfrequenz der Drehzahlanregung erfolgt, wird aus dem allgemeinen

Leistungsmodell das Modell der Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz abgeleitet, so dass auf Grundlage des Modells in nachfolgenden Kapiteln ein Ansatz zur modellbasierten Volumenstrombestimmung hergeleitet werden kann.

In Kapitel 5 werden die Parameter des Leistungsmodells anhand einer stationären Messung ohne Drehzahlanregung identifiziert, bevor die Validierung des Leistungsmodells für den Fall einer sinusförmigen Drehzahlanregung erfolgt, um die Güte des Modells für die Volumenstrombestimmung sicherzustellen. Darauffolgend wird die Validierung des Leistungsmodells an einem weiteren Prüfling mit bezogen auf den ersten Prüfling abweichenden Eigenschaften der Leistungsaufnahme durchgeführt, um die Generalisierbarkeit des Modells aufzuzeigen. Des Weiteren erfolgt die Validierung der Kombination des hydraulischen Modells aus Kapitel 2 mit dem Leistungsmodell, so dass nachgewiesen wird, dass das Modell eine hinreichende Güte besitzt, um den Einfluss der Eigenschaften des Rohrnetzes auf die Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates und infolgedessen die Volumenstrombestimmung zu analysieren.

Kapitel 6 erläutert den Ansatz zur Bestimmung der Drehzahl des Pumpenaggregates und zur Einprägung der zur Volumenstrombestimmung gewünschten Drehzahlanregung. Da das Pumpenaggregat keinen Drehzahlsensor besitzt, wird ein Verfahren zur lagegeberlosen Drehzahlbestimmung eingesetzt. Basierend auf den in Kapitel 2 und Kapitel 4 entwickelten Modellen wird anhand einer theoretischen Analyse und nachfolgenden Messung nachgewiesen, dass die ursprüngliche Reglerstruktur zur Einprägung der Drehzahlanregung ungeeignet ist. Zur korrekten Einprägung der Drehzahlanregung wird ein verbessertes Reglerkonzept entwickelt und messtechnisch validiert.

In Kapitel 7 werden die Anregungsfrequenz und die Anregungsamplitude der Drehzahlanregung gewählt. Zu diesem Zweck erfolgt auf Grundlage der entwickelten Modelle eine Analyse des Einflusses der Anregungsfrequenz auf den Wechselanteil der Leistung bei der Anregungsfrequenz, welcher zur Volumenstrombestimmung genutzt werden soll. Dies ermöglicht eine Anregungsfrequenz zu wählen, um eine Volumenstrombestimmung über den gesamten Betriebsbereich des Pumpenaggregates zu ermöglichen und den Einfluss der Beschaffenheit des Rohrnetzes zu minimieren. Die Amplitude der Drehzahlanregung und die Filterzeitkonstante werden darauf folgend gewählt, um eine hinreichende Signalqualität bei akzeptabler Dynamik der Filterung der Leistung, welche sich entsprechend in der Volumenstrombestimmung widerspiegelt, zu ermöglichen.

In Kapitel 8 erfolgt auf Grundlage der Ergebnisse der vorherigen Kapitel die Herleitung eines modellbasierten Ansatzes zur Volumenstrombestimmung basierend auf der Drehzahlanregung. Zur Bewertung der Güte des neuen modellbasierten Ansatzes wird dieser mit dem konventionellen Ansatz basierend auf der stationären Leistungsaufnahme verglichen. Des Weiteren wird die von der Pumpe generierte Förderhöhe modellbasiert anhand des ermittelten Volumenstroms berechnet, so dass der hydraulische Betriebspunkt des Pumpenaggregates identifiziert werden kann. Abschließend wird ein Ansatz zur Steuerung der von dem Pumpenaggregat generierten Förderhöhe vorgestellt, um einen energieeffizienten Betrieb zu ermöglichen.

Kapitel 9 fasst die Ergebnisse dieser Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf sich an diese Arbeit anschließende weiterführende Forschungsthemen.

2

Modellierung des hydraulischen Systems

Die Basis für die Bestimmung des Volumenstroms bildet eine genaue Modellierung des hydraulischen Systems, welche es erlaubt in nachfolgenden Kapiteln (vgl. Kapitel 7) Einflüsse der Eigenschaften des Rohrnetzes auf die Volumenstrombestimmung zu analysieren.

Zur Modellierung des hydraulischen Systems wird dieses in zwei Komponenten unterteilt, so dass das hydraulische Verhalten der Pumpe in Kapitel 2.1 und das hydraulische Verhalten des Rohrnetzes in Kapitel 2.2 unabhängig voneinander modelliert werden können, bevor die Modelle in Kapitel 2.3 zu einem Gesamtmodell des hydraulischen Systems kombiniert werden. Die Identifikation der Modellparameter und die Validierung der Modelle erfolgt in Kapitel 3.

Die Modellierung erfolgt analog zu einem elektrischen Netzwerk und kann an einem Ersatzschaltbild wie in Abbildung 2.1 illustriert werden.

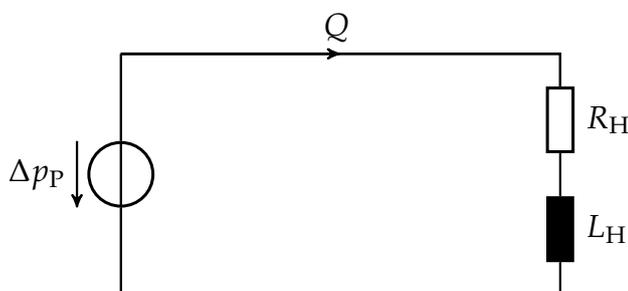


Abbildung 2.1.: Darstellung des Ersatzschaltbildes des hydraulischen Systems, bestehend aus einer Pumpe und einem Rohrnetz, analog zu einem elektrischen Netzwerk

Die Pumpe, welche den Differenzdruck Δp_P bereitstellt, wird analog zu einer Spannungsquelle in einem elektrischen Netzwerk betrachtet. Der Differenzdruck entspricht der Differenz zwischen dem Absolutdruck p_S auf der Saugseite und dem Absolutdruck p_D auf der Druckseite der Pumpe. Der aus dem Differenzdruck resultierende Volumenstrom Q stellt die Analogie zum elektrischen Strom dar und hängt von den Eigenschaften der hydraulischen Anlage ab, welche beispielsweise durch die Länge des Rohrnetzes beeinflusst werden. Das Rohrnetz wird durch die Kombinationen eines hydraulischen Widerstandes R_H und einer hydraulischen Induktivität L_H modelliert.

2.1. Modellierung der von der Pumpe generierten Förderhöhe

Im Folgenden wird ein Modell der von der Pumpe generierten Förderhöhe H_P vorgestellt, da bei der Betrachtung von Pumpenaggregaten üblicherweise diese Größe statt dem von der Pumpe generierten Differenzdruck Δp_P verwendet wird. Eine Konversion von Differenzdruck zu Förderhöhe kann mittels der Gravitationsfeldstärke g und der Massendichte ρ_m des jeweiligen Fördermediums durchgeführt werden [Ise11]:

$$H_P = \frac{p_D - p_S}{\rho_m g} = \frac{\Delta p_P}{\rho_m g}. \quad (2.1.1)$$

Für die Gravitationsfeldstärke wird ein konstanter Wert $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$ angenommen [Her+17].

Die in dieser Arbeit verwendeten Pumpen sind Nassläufer-Umwälzpumpen, welche als Kreiselpumpe konstruiert sind. Daher wird zunächst der Aufbau einer Kreiselpumpe, welcher exemplarisch in Abbildung 2.2 dargestellt ist, erläutert.

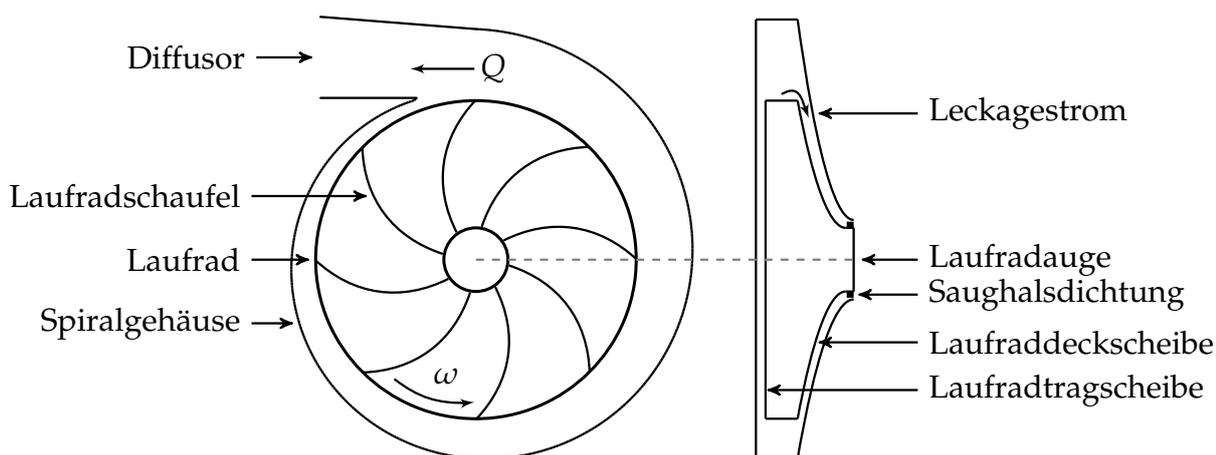


Abbildung 2.2.: Exemplarische Darstellung des Aufbaus einer Kreiselpumpe

Das Laufrad, welches durch den Motor des Pumpenaggregates angetrieben wird, rotiert mit der mechanischen Kreisfrequenz ω beziehungsweise Drehzahl N . Aufgrund der Rotationskräfte wird ein Differenzdruck zwischen dem äußeren Rand des Laufrades und dem Laufradauge generiert. Dieser Differenzdruck hat bei einem geschlossenen hydraulischen System, welches nicht durch geschlossene Ventile abgesperrt ist, einen Volumenstrom Q des Fördermediums zur Folge, welcher von der Saugseite der Pumpe in das Laufradauge eintritt. Das Fördermedium strömt zwischen den Laufradschaufeln zum Äußeren des Laufrades und tritt in das Spiralgehäuse ein. Um mögliche Leckageströme zwischen dem Laufrad und dem Pumpengehäuse zu minimieren, wird eine Saughalsdichtung in Form einer Gleitringdichtung verwendet. Unter der Annahme, dass die Leckageströme vernachlässigbar klein sind, akkumuliert sich der Volumenstrom, welcher zwischen den einzelnen Laufradschaufeln austritt, innerhalb des Spiralgehäuses zu dem Volumenstrom Q , der die Pumpe auf der Druckseite durch den Diffusor verlässt.

Die Ursache für die Generierung des Differenzdrucks ist die Änderung des Drehimpulses des Fluids innerhalb des Laufrades [Kal05]. Anhand der Eulerschen Turbinengleichung kann das auf die Laufradschaufeln wirkende Impulsmoment berechnet werden. Da dieses Impulsmoment auch dem Moment, welches an das Fluid übertragen wird, entspricht, kann die dem Fluid zugeführte Leistung bestimmt werden [Gül13] und daraus resultierend der theoretisch generierte Differenzdruck beziehungsweise die Förderhöhe ermittelt werden [Kal05].

Die theoretisch generierte Förderhöhe lässt sich in Abhängigkeit der Parameter $a_{h,t}$ und $b_{h,t}$, welche von der Konstruktionsweise der Pumpe abhängen, der Kreisfrequenz ω und dem Volumenstrom Q_i , welcher das Laufrad der Pumpe durchströmt, beschreiben. Bei Vernachlässigung der Leckageströme entspricht der Volumenstrom Q_i dem Volumenstrom Q , welcher aus der Pumpe austritt, und die theoretisch generierte Förderhöhe $H_{P,t}$ lässt sich folgendermaßen berechnen [Kal05]:

$$H_{P,t}(\omega, Q) = a_{h,t} \omega^2 - b_{h,t} \omega Q_i = a_{h,t} \omega^2 - b_{h,t} \omega Q. \quad (2.1.2)$$

Aufgrund der Reibung zwischen dem geförderten Fluid und dem Pumpengehäuse beziehungsweise dem Fluid und dem Laufradschaufelkanal wird die zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe verfügbare Förderhöhe und die bereitgestellte hydraulische Leistung reduziert, wobei der Förderhöhenabfall $H_{P,r}$ in Abhängigkeit des Koeffizienten $k_{h,r}$ quadratisch zum Volumenstrom ansteigt [Wol02]:

$$H_{P,r} = k_{h,r} Q^2. \quad (2.1.3)$$

Des Weiteren existiert bei jeder Drehzahl der Pumpe ein Volumenstrom Q_d , auf den die Pumpe strömungsmechanisch ausgelegt wurde. Bei Volumenströmen, welche sich von diesem Wert unterscheiden, entsteht ein zusätzlicher Förderhöhenabfall $H_{P,s}$ durch Stoßverluste innerhalb des Laufrades, da das Medium nicht tangential zu den Schaufeln des Laufrades fließt. Die Stoßverluste können wie folgt modelliert werden, wobei der Volumenstrom Q_d sich in Abhängigkeit der Kreisfrequenz ω und der Konstante $k_{h,d}$ ausdrücken lässt [Kal05]:

$$H_{P,s} = (Q - Q_d)^2 = (Q - k_{h,d} \omega)^2. \quad (2.1.4)$$

Unter Berücksichtigung der beschriebenen Einflüsse kann die von der Pumpe bereitgestellte Förderhöhe H_P modelliert werden [Kal05]:

$$H_P(\omega, Q) = a_h \omega^2 + b_h \omega Q - c_h Q^2. \quad (2.1.5)$$

Die Koeffizienten a_h , b_h und c_h sind von der Konstruktionsweise der jeweiligen Pumpe abhängig.

Des Weiteren erfolgt aufgrund der Trägheit des Mediums innerhalb der Pumpe eine Reduzierung der bereitgestellten Förderhöhe bei einem zeitlichen Anstieg des Volumenstroms beziehungsweise eine Erhöhung der Förderhöhe bei einer Reduzierung des Volumenstroms.

Zur Berücksichtigung dieses Effekts wird das Modell um einen Term erweitert, welcher den Einfluss der hydraulischen Induktivität L_P der Pumpe bei einer zeitlichen

Änderung $\frac{dQ}{dt}$ des Volumenstroms abbildet [Tsu+95]:

$$H_P(\omega, Q) = a_h \omega^2 + b_h \omega Q - c_h Q^2 - L_P \frac{dQ}{dt}. \quad (2.1.6)$$

Das neue Verfahren zur Volumenstromermittlung basiert auf der Auswertung dynamischer Leistungsanteile, welche durch die Einprägung einer sinusförmigen Drehzahlanregung erzeugt werden. Um das Verhalten des hydraulischen Systems bei der Anregungsfrequenz analysieren zu können, wird im Folgenden die von der Pumpe generierte Förderhöhe bei der Anregungsfrequenz modelliert.

Zu diesem Zweck wird der Gleichanteil N_0 der Drehzahl mit einer sinusförmigen Anregung mit der Amplitude N_1 und der Anregungsfrequenz f_A beziehungsweise Periodendauer T_A überlagert. Somit ergibt sich die von der Zeit t abhängige Drehzahl

$$N(t) = N_0 + N_1 \sin(2 \pi f_A t) \quad (2.1.7)$$

beziehungsweise die Kreisfrequenz

$$\omega(t) = \frac{2 \pi}{60} N(t) = \omega_0 + \omega_1 \sin(2 \pi f_A t) \quad (2.1.8)$$

mit dem Gleichanteil ω_0 und der Amplitude ω_1 .

Aufgrund der Drehzahlvariation entstehen Druckschwankungen, welche in einer Variation des Volumenstroms resultieren. Der Volumenstrom wird daher durch Überlagerung des Gleichanteils Q_0 mit einer sinusförmigen Anregung mit der Amplitude Q_1 und der Phasenverschiebung φ_Q bezogen auf die Drehzahlanregung abgebildet:

$$Q(t) = Q_0 + Q_1 \sin(2 \pi f_A t + \varphi_Q). \quad (2.1.9)$$

Der zeitliche Verlauf der durch die sinusförmige Anregung überlagerten Drehzahl und der resultierenden Volumenstromschwankung wird in Abbildung 2.3 exemplarisch dargestellt.

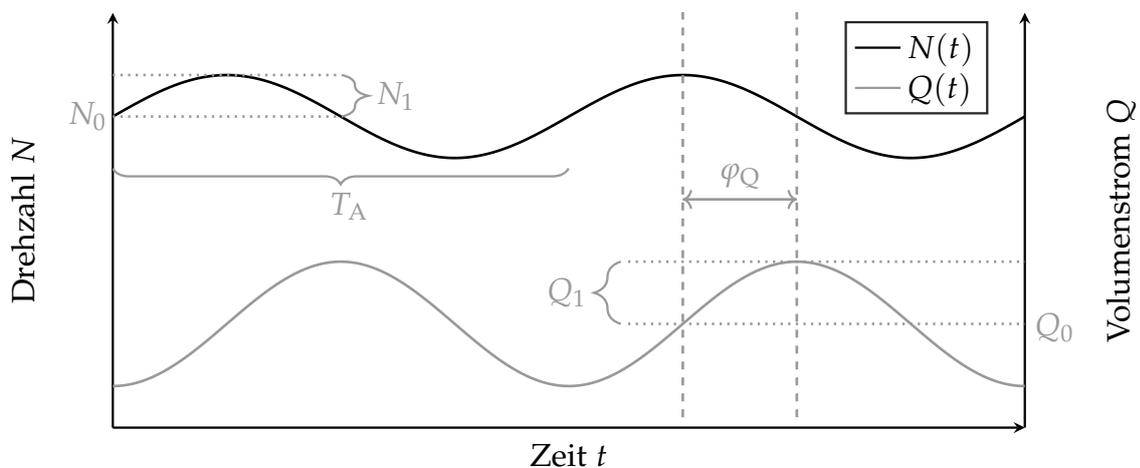


Abbildung 2.3.: Exemplarische Darstellung des Verlaufes der Drehzahl N und dem resultierenden Volumenstrom Q bei Überlagerung der Drehzahl mit einer sinusförmigen Anregung in Abhängigkeit der Zeit t

Die mögliche Ausbildung von Harmonischen der Anregungsfrequenz wird in Gleichung (2.1.9) nicht berücksichtigt, da zur Volumenstrombestimmung in den nachfolgenden Kapiteln nur die Grundschiwingung der Anregungsfrequenz genutzt wird.

Durch die Variation der Kreisfrequenz und des Volumenstroms ergibt sich eine Variation der Förderhöhe bei der Anregungsfrequenz. Um den Realteil $H_{P,Re}$ und den Imaginärteil $H_{P,Im}$ der von der Pumpe generierten Förderhöhe bei der Anregungsfrequenz zu ermitteln, wird eine Fourier-Transformation des Förderhöhenmodells aus Gleichung (2.1.6) über die Dauer T_A einer Anregungsperiode durchgeführt [But00]:

$$H_{P,Re} = \frac{2}{T_A} \int_0^{T_A} H_P(Q, \omega) \sin(2 \pi f_A t) dt, \quad (2.1.10)$$

$$H_{P,Im} = \frac{2}{T_A} \int_0^{T_A} H_P(Q, \omega) \cos(2 \pi f_A t) dt. \quad (2.1.11)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (2.1.8) für die Kreisfrequenz ω und Gleichung (2.1.9) für den Volumenstrom Q , erhält man den Real- und Imaginärteil des Förderhöhenmodells bei der Anregungsfrequenz:

$$H_{P,Re} = 2 a_h \omega_0 \omega_1 + b_h Q_0 \omega_1 + Q_1 \cos(\varphi_Q) (b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) + 2 \pi f_A L_P Q_1 \sin(\varphi_Q), \quad (2.1.12)$$

$$H_{P,Im} = (b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) Q_1 \sin(\varphi_Q) - 2 \pi f_A L_P Q_1 \cos(\varphi_Q). \quad (2.1.13)$$

Wie ersichtlich ist, weist der Realteil der Förderhöhenanregung im Gegensatz zu dem Imaginärteil einen vom Volumenstrom unabhängigen Term auf. Für den Fall, dass kein Volumenstrom gefördert wird, sollte die Förderhöhenanregung somit zeitlich synchron zu der Drehzahlanregung verlaufen. Hingegen wird bei einem vorhanden Volumenstrom eine Phasenverschiebung der Förderhöhenanregung gegenüber der Drehzahlanregung erwartet.

2.2. Modellierung des hydraulischen Verhaltens der Rohrnetzes

Nachdem das hydraulische Verhalten der Pumpe modelliert wurde, soll im Folgenden das hydraulische Verhalten des Rohrnetzes, in welchem das Pumpenaggregat verbaut ist, modelliert werden.

Aufgrund der Reibungsverluste zwischen dem gefördertem Medium und den Rohrwänden entsteht ein Förderhöhenabfall H_R innerhalb der Anlage, welcher von der Höhe des Volumenstroms abhängt.

Falls eine laminare Strömung des Fördermediums vorliegt, gilt [Ake+06]

$$H_R = R_{H,l} Q, \quad (2.2.1)$$

wobei $R_{H,l}$ den laminaren Strömungswiderstand darstellt, welcher von der Geometrie des Rohrnetzes und den Eigenschaften des Mediums abhängt.

Bei Kenntnis der Länge l_R und des Durchmessers d_R eines Abschnitts des Rohrnetzes und der kinematischen Viskosität ν_m des Fördermediums kann der Widerstand des Rohrnetzabschnitts berechnet werden [Mun+09]:

$$R_{H,l} = \frac{128 \nu_m l_R}{g \pi d_R^4}. \quad (2.2.2)$$

Für den Fall turbulenter Strömung liegt folgender Zusammenhang vor [Gri+03]:

$$H_R = R_{H,t} Q^2. \quad (2.2.3)$$

Die Variable $R_{H,t}$ repräsentiert den hydraulischen Widerstand des Rohrnetzes bei turbulenter Strömung.

Um eine Abschätzung zu treffen, ob die Strömung laminares oder turbulentes Verhalten aufweist, kann die Reynoldszahl R_e anhand der kinematischen Viskosität ν_m des Mediums, dem Rohrdurchmesser d_R und der mittleren Fließgeschwindigkeit v_m beziehungsweise des Volumenstroms Q berechnet werden [Rab09]:

$$R_e = \frac{v_m d_R}{\nu_m} = \frac{4 Q}{\pi d_R \nu_m}. \quad (2.2.4)$$

Das Rohrnetz, welches in Kapitel 3 zur Validierung der hydraulischen Modelle genutzt wird, besteht aus drei Abschnitten. Die Anschlussstücke für die Pumpe besitzen die Nennweite DN 30. Der Großteil des Rohrnetzes besteht aus Rohren der Nennweite DN 40. Der dritte Abschnitt besteht aus einer hydraulischen Weiche mit einer Nennweite von DN 80. Da der hydraulische Widerstand bei turbulenter Strömung mit der fünften Potenz des Durchmessers [Moh+08] beziehungsweise bei laminarer Strömung mit der vierten Potenz des Rohrdurchmessers sinkt [Pfi76], ist der Rohrabschnitt mit der Nennweite DN80 als untergeordneter Einfluss auf den Rohrnetzwidestand anzusehen.

Bei der Medientemperatur $T_m = 20^\circ\text{C}$ liegt die kinematische Viskosität von Wasser bei $\nu_m = 1,005 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [GB89]. Entsprechend besitzt die Reynoldszahl bei der Rohrinnweite DN 40 beziehungsweise DN 30 bei einem Volumenstrom von $Q = 0,27 \text{ m}^3/\text{h}$ bereits einen Wert von $R_e = 2375$ beziehungsweise $R_e = 3167$. In der Praxis kann ab einer Reynoldszahl von $R_e = 2320$ von turbulenter Strömung ausgegangen werden [Sig08]. Daher ist die Annahme turbulenter Strömung für den Großteil des Betriebsbereiches der verwendeten Pumpe, welche laut Datenblatt für einen maximalen Volumenstrom von $Q_{\max} = 12 \text{ m}^3/\text{h}$ vorgesehen ist, gerechtfertigt und es wird im Folgenden zur Berechnung des Förderhöhenabfalls aufgrund des hydraulischen Widerstands der Anlage Gleichung (2.2.3) verwendet.

Da für die Betrachtung der Förderhöhen- und Volumenstromanregung das Kleinsignalverhalten des Systems relevant ist, wird basierend auf Gleichung (2.2.3) die Amplitude $H_{R,1}$ des Förderhöhenabfalls bedingt durch den hydraulischen Widerstand bei der Frequenz der Drehzahlanregung mittels einer Fourier-Transformation analog zu dem Förderhöhenmodell der Pumpe bestimmt, wobei der Förderhöhenabfall in Phase

mit der Volumenstromanregung ist:

$$H_{R,1} = \underbrace{2 R_{H,t}}_{R'_{H,t}} Q_0 Q_1. \quad (2.2.5)$$

Die Variable $R'_{H,t}$ stellt den differentiellen Widerstand des Rohrnetzes in dem jeweiligen Arbeitspunkt dar.

Der Gleichanteil $H_{R,0}$ des Förderhöhenabfalls kann durch Mittelwertbildung von Gleichung (2.2.3) über eine Anregungsperiode bestimmt werden:

$$H_{R,0} = R_{H,t} \left(Q_0^2 + \frac{1}{2} Q_1^2 \right). \quad (2.2.6)$$

Liegt eine Abweichung zwischen der von der Pumpe generierten Förderhöhe H_P und dem Förderhöhenabfall H_R aufgrund des hydraulischen Widerstands des Rohrnetzes vor, so führt dies zu einer Änderung des Volumenstroms. Die zeitliche Änderung $\frac{dQ}{dt}$ des Volumenstroms hängt von der hydraulischen Induktivität L_H des Rohrnetzes ab, welche durch die Massenträgheit des Mediums bedingt ist [Wu+14]:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{L_H} (H_P - H_R). \quad (2.2.7)$$

Die hydraulische Induktivität eines Rohres kann in Abhängigkeit der Länge l_R des Rohres, der Rohrquerschnittsfläche A_R und der Gravitationsfeldstärke g bestimmt werden [Ale17]:

$$L_H = \frac{l_R}{g A_R}. \quad (2.2.8)$$

Im Frequenzbereich können die Förderhöhen- und Volumenstromanregung als komplexe Zahlen \underline{H}_1 und \underline{Q}_1 betrachtet werden. Durch Einsetzen von \underline{H}_1 für H_P und Gleichung (2.2.5) für H_R in Gleichung (2.2.7) kann der anlagenabhängige Zusammenhang zwischen der Förderhöhenanregung und der resultierenden Volumenstromschwankung hergeleitet werden:

$$\underline{Z}_H = \frac{\underline{H}_1}{\underline{Q}_1} = 2 R_{H,t} Q_0 + j 2 \pi f_A L_H = R'_{H,t} + j 2 \pi f_A L_H. \quad (2.2.9)$$

Der Parameter j stellt die imaginäre Einheit dar. Die komplexe Variable \underline{Z}_H spiegelt den Zusammenhang zwischen Förderhöhenanregung \underline{H}_1 und resultierender Volumenstromschwankung \underline{Q}_1 analog zu dem Zusammenhang zwischen angelegter Spannung und resultierendem Strom in einem elektrischen Netzwerk wieder. Daher wird die Variable \underline{Z}_H im Folgenden analog zu der elektrischen Impedanz als hydraulische Impedanz des Rohrnetzes bezeichnet.

Wie anhand des Modells ersichtlich ist, sorgt der differentielle Widerstand $R'_{H,t}$ für einen Volumenstromanteil, der in Phase mit der Förderhöhenanregung ist. Die hydraulische Induktivität L_H führt jedoch zu einer Verzögerung der aus der Förderhöhenanregung resultierenden Volumenstromschwankung.

2.3. Modellierung des gesamten hydraulischen Systems

Nachdem die von der Pumpe generierte Förderhöhe und der von dem Rohrnetz abhängige Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Förderhöhe modelliert wurden, erfolgt die Kombination dieser Modelle zu einem Gesamtmodell des hydraulischen Systems bei der Anregungsfrequenz.

Durch Umformung von Gleichung (2.2.9) erhält man den Förderhöhenabfall des Rohrnetzes in Abhängigkeit des Volumenstroms bei der Anregungsfrequenz:

$$\underline{H}_1 = (2 R_{H,t} Q_0 + j 2 \pi f_A L_H) \underbrace{Q_1 (\cos(\varphi_Q) + j \sin(\varphi_Q))}_{\underline{Q}_1}. \quad (2.3.1)$$

Die von der Pumpe generierte Förderhöhenanregung entspricht dem Förderhöhenabfall des Rohrnetzes. Durch Gleichsetzen der von der Pumpe generierten Förderhöhenanregung nach Gleichung (2.1.12) und Gleichung (2.1.13) mit dem Förderhöhenabfall des Rohrnetzes nach Gleichung (2.3.1) können der Phasenwinkel φ_Q und die Amplitude Q_1 der Volumenstromanregung anhand der Modellparameter der Pumpe und des Rohrnetzes bestimmt werden:

$$\tan(\varphi_Q) = \frac{2 \pi f_A (L_H + L_P)}{b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0 - 2 R_{H,t} Q_0}, \quad (2.3.2)$$

$$Q_1 = \frac{2 a_h \omega_0 + b_h Q_0}{(2 R_{H,t} Q_0 - b_h \omega_0 + 2 c_h Q_0) \cos(\varphi_Q) - 2 \pi f_A (L_H + L_P) \sin(\varphi_Q)} \omega_1. \quad (2.3.3)$$

Eine detaillierte Herleitung von Gleichung (2.3.2) und Gleichung (2.3.3) ist Anhang C.1 zu entnehmen.

Durch Kombination von Gleichung (2.3.2) und Gleichung (2.3.3) kann der Zusammenhang zwischen dem komplexwertigen Volumenstrom \underline{Q}_1 und der Amplitude ω_1 der Kreisfrequenzanregung bestimmt werden:

$$\underline{Q}_1 = \frac{2 a_h \omega_0 + b_h Q_0}{2 R_{H,t} Q_0 - (b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) + j 2 \pi f_A (L_H + L_P)} \omega_1. \quad (2.3.4)$$

Entsprechend kann bei Kenntnis der Parameter des Förderhöhenmodells der Pumpe und des Rohrnetzmodells für jeden Arbeitspunkt, welcher durch den Gleichanteil Q_0 des Volumenstroms und den Gleichanteil ω_0 der Kreisfrequenz festgelegt wird, die Volumenstromanregung in Abhängigkeit der Amplitude ω_1 der Kreisfrequenzanregung bestimmt werden.

Die Induktivität L_P der Pumpe und die Induktivität L_H des Rohrnetzes überlagern sich bei der Bestimmung der Volumenstromanregung nach Gleichung (2.3.4) additiv. Unter der Annahme, dass das Rohrnetz aufgrund seiner Länge eine weit größere hydraulische Induktivität als die Pumpe besitzt, kann bei fehlender Kenntnis der hydraulischen Induktivität der Pumpe auch eine Vernachlässigung dieses Wertes erfolgen.

3

Parameteridentifikation und Validierung des Modells des hydraulischen Systems

Nachdem in Kapitel 2 das hydraulische System modelliert wurde, folgt in diesem Kapitel die Identifikation der Modellparameter und die Validierung der hydraulischen Modelle. In Kapitel 3.1 werden die Koeffizienten des Förderhöhenmodells der Pumpe anhand einer stationären Messung identifiziert bevor eine Validierung des Förderhöhenmodells bei der Anregungsfrequenz stattfindet. In Kapitel 3.2 werden die Parameter des Rohrnetzmodells identifiziert und das Rohrnetzmodell wird wie das Modell der Pumpe bei der Anregungsfrequenz validiert. Abschließend wird in Kapitel 3.3 das Modell des gesamten hydraulischen Systems, bestehend aus Pumpe und Rohrnetz, bei der Anregungsfrequenz validiert.

Zur Validierung der hydraulischen Modelle wird die Nassläufer-Umwälzpumpe Stratos MAXO 25/0,5-12 der Firma Wilo verwendet. Eine detaillierte Beschreibung des Prüflings ist Anhang B.1 zu entnehmen.

Eine schematische Darstellung des Prüfstandes, in welchem die Messungen an dem Prüfling erfolgen, ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

Der Prüfstand besteht aus einem Rohrnetz mit Sensorik, welche auch transiente hydraulische Vorgänge erfassen kann. Der Prüfstand besitzt den Differenzdrucksensor 266MST der Firma ABB zur Erfassung des Differenzdrucks zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe bei stationären Messungen. Da kommerziell verfügbare Differenzdrucksensoren üblicherweise nicht für dynamische Messungen geeignet sind [Bak16], befindet sich zusätzlich auf der Saug- und Druckseite der Pumpe jeweils ein hochdynamischer Absolutdrucksensor des Typs XTM-190M der Firma Kulite Semi-Conductor. Anhand der Messwerte der Absolutdrücke p_S und p_D der Saug- und Druckseite ist somit auch eine Bestimmung des Differenzdrucks bei dynamischen Vorgängen möglich. Der Prüfstand besitzt zwei Volumenstromsensoren. Der Volumenstromsensor ProcessMaster FEP500 der Firma ABB wird zur Bestimmung des Volumenstroms bei stationären Messungen verwendet. Der Volumenstromsensor Optiflux 5300 der Firma Krohne wird zur Volumenstrombestimmung bei dynamischen Vorgängen verwendet.

Des Weiteren ist ein Ventil in dem Prüfstand verbaut, so dass mittels der Ventilstellung der hydraulische Widerstand des Rohrnetzes variiert werden kann. An den Prüfstand sind eine hydraulische Weiche und ein variables Rohrnetz angeschlossen.

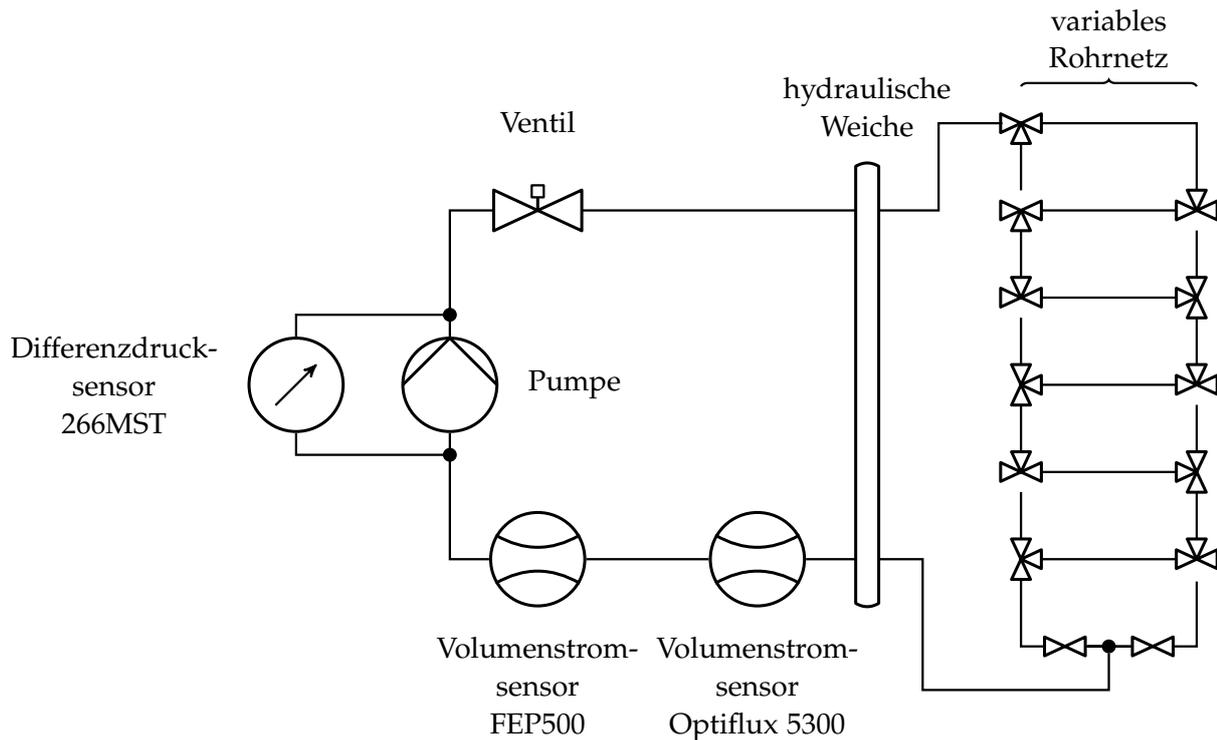


Abbildung 3.1.: Schematische Darstellung des Aufbaus des verwendeten Prüfstands

Da die hydraulische Weiche einen geringen hydraulischen Widerstand besitzt, kann dieser Zweig verwendet werden, um möglichst hohe Volumenströme zu erreichen. Das variable Rohrnetz besteht aus sechs Rohren, welche mittels 3-Wege-Ventilen in verschiedenen Kombinationen, wie Parallelschaltung oder Reihenschaltung, verschaltet werden können. Dies ermöglicht Untersuchungen bei verschiedenen Rohrnetzgeometrien, welche, wie bei der Modellierung des Rohrnetzes in Kapitel 2.2 gezeigt wurde, einen maßgeblichen Einfluss auf den hydraulischen Widerstand und die hydraulische Induktivität des Rohrnetzes besitzt.

Die Ermittlung der Eingangsleistung, der Phasenströme und der Drehzahl des Pumpenantriebs erfolgt anhand der internen Sensorik des Prüflings.

Eine detaillierte Beschreibung des Prüfstandes und der Randbedingungen, wie der Temperatur des Fördermediums, ist Anhang B.1 zu entnehmen.

3.1. Identifikation und Validierung des Förderhöhenmodells der Pumpe

Die Bestimmung der Koeffizienten des Förderhöhenmodells erfolgt für den verwendeten Prüfling basierend auf einer stationären Kennfeldmessung, so dass der dynamische Einfluss durch die hydraulische Induktivität der Pumpe vorerst vernachlässigt wird. Es werden sequentiell 18 verschiedene Werte für die Drehzahl N des Pumpenaggregates vorgegeben. Die höchste Drehzahl, bei der eine Messung erfolgt, entspricht der

maximal zulässigen Drehzahl des Antriebs. Die übrigen Drehzahlen werden so gewählt, dass bei geschlossenem Ventil des Prüfstandes und damit einem Volumenstrom von $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ näherungsweise äquidistante Schrittweiten der Förderhöhe zwischen den Drehzahlen vorliegen. Bei jeder Drehzahl wird das Ventil des Prüfstandes von einer vollkommen geöffneten Position in bestimmten Schritten weiter geschlossen, um den Volumenstrom zu reduzieren. Es wird bei jeder Ventilstellung der Volumenstrom und die zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe generierte Förderhöhe gemessen. Für jeden Arbeitspunkt, welcher durch die jeweilige Drehzahl und den Volumenstrom definiert ist, erfolgt eine Erfassung der Messwerte über einen Zeitraum $\Delta t = 60 \text{ s}$ in zeitlichen Abständen von einer Sekunde. Das variable Rohrnetz ist während der Messung abgesperrt, so dass der Volumenstrom nur über die hydraulische Weiche fließt.

Zur Ermittlung der Koeffizienten des Modells wird die Gütefunktion $V(\boldsymbol{\theta})$ definiert:

$$V(\boldsymbol{\theta}) = \sum_{k=1}^n \left(\underbrace{\boldsymbol{\theta}^T \mathbf{u}_k - H_{P,k}}_{e_{H,k}} \right)^2. \quad (3.1.1)$$

Bei dieser Gütefunktion wird für jede Messung k der Fehler $e_{H,k}$ zwischen der gemessenen Förderhöhe $H_{P,k}$ und dem Förderhöhenmodell gemäß Gleichung (2.1.5) über alle n Messungen bestimmt. Der Vektor $\boldsymbol{\theta}$ stellt den zu bestimmenden Vektor der Modellparameter a_h , b_h und c_h dar. Der Vektor \mathbf{u}_k stellt den Regressor dar und enthält die Eingangsgrößen des Modells für die jeweilige Messung.

Die Bestimmung der Modellparameter erfolgt durch Minimierung der Summe der Quadrate des Fehlers $e_{H,k}$ über alle n Messungen. Bei der Minimierung der Gütefunktion wird die Methode der kleinsten Quadrate mit der Nebenbedingung verwendet, dass alle ermittelten Koeffizienten positiv sind [LH95]. Dieser Ansatz wird im Folgenden bei jeder Bestimmung von Modellkoeffizienten verwendet. Somit lässt sich die Bestimmung nicht physikalischer Parameter, wie beispielsweise negativer Reibungskoeffizienten, vermeiden. Da der Koeffizient b_h des Förderhöhenmodells durch verschiedene physikalische Effekte beeinflusst wird, kann dieser positive oder negative Werte annehmen. Die in dieser Arbeit verwendeten Prüflinge verzeichnen beim Öffnen des Ventils und damit ansteigendem Volumenstrom initial einen Anstieg der generierten Förderhöhe, weshalb für diese Prüflinge nur positive Werte für b_h möglich sind, da sonst kein Anstieg der Förderhöhe mit steigendem Volumenstrom stattfinden würde.

Da die Förderhöhe gemäß der Affinitätsgesetze bei konstanter Ventilstellung proportional zum Quadrat der Drehzahl steigt [Vih+13], wird bei der Parameteridentifikation eine Regularisierung durchgeführt, in dem sowohl die Elemente des Regressors \mathbf{u}_k als auch der Wert des Regressanden $H_{P,k}$ jeweils durch die quadrierte Kreisfrequenz dividiert werden. Dies vermeidet eine signifikant höhere Gewichtung großer Drehzahlen im Vergleich zu kleinen Drehzahlen.

Die für jeden Arbeitspunkt gemittelten Messwerte der Förderhöhe und die nach Gleichung (2.1.5) modellierte Förderhöhe sind in Abhängigkeit der Drehzahl beziehungsweise der entsprechenden Kreisfrequenz des Pumpenaggregates und des geför-

erten Volumenstroms in Abbildung 3.2 dargestellt.

Wie ersichtlich ist, überlagern sich die Kennlinien der höheren Drehzahlen mit zunehmenden Volumenstrom. Dieser Effekt ist dadurch bedingt, dass der Pumpenantrieb interne Mechanismen besitzt, welche die vorgegebene Drehzahl reduzieren, um beispielsweise ein Überschreiten der zulässigen Maximalleistung zu verhindern. Des Weiteren kann bei geringen Volumenströmen der erläuterte initiale Anstieg der Förderhöhe mit steigendem Volumenstrom beobachtet werden, der durch einen positiven Wert des Modellkoeffizienten b_h hervorgerufen wird.

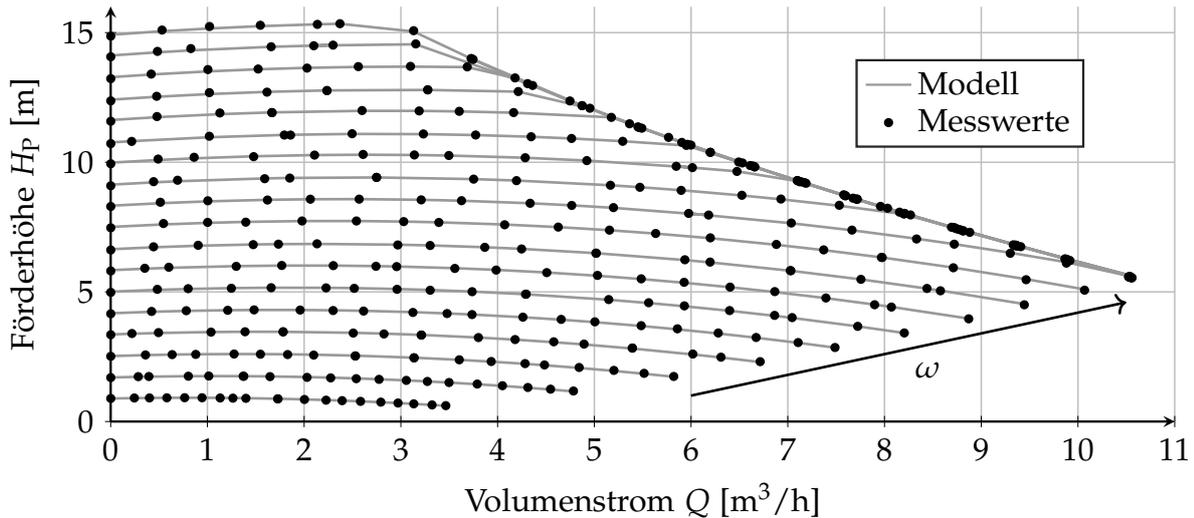


Abbildung 3.2.: Darstellung des Kennfeldes der generierten Förderhöhe H_P der Stratos MAXO 25/0,5-12 in Abhängigkeit der Kreisfrequenz ω und des Volumenstroms Q

Zur quantitativen Bewertung der Modellgüte wird der Mittelwert $MAPE$ (Mean Absolute Percentage Error) des vorzeichenbereinigten relativen Fehlers $|e_{Hr,k}|$ zwischen dem modellierten Wert $\hat{H}_{P,k}$ und dem gemessenen Wert $H_{P,k}$ der Förderhöhe für die Messung k über alle n Messungen gebildet [Myt+16]:

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \underbrace{\left| \frac{\hat{H}_{P,k} - H_{P,k}}{H_{P,k}} \right|}_{|e_{Hr,k}|} 100\%. \quad (3.1.2)$$

Die Verwendung eines relativen Fehlermaßes bietet den Vorteil, dass Arbeitspunkte mit einem geringen Wert der Förderhöhe in gleichem Maß wie hohe Werte der Förderhöhe gewichtet werden. Mit einem Wert von $MAPE = 0,29\%$ besteht nur eine marginale Abweichung zwischen modellierten und gemessenen Werten der Förderhöhe. Der maximale Wert der vorzeichenbereinigten relativen Abweichung zwischen Modell und Messung liegt bei $|e_{Hr,k}| = 1,3\%$. Somit existieren keine Arbeitspunkte, welche signifikant erhöhte Modellfehler aufweisen, und das Modell weist insgesamt eine hohe Modellgüte auf.

Zur Validierung des Förderhöhenmodells der Pumpe bei der Anregungsfrequenz nach Gleichung (2.1.12) und Gleichung (2.1.13) wird eine Messung analog zu der in Abbildung 3.2 dargestellten Kennfeldmessung durchgeführt. Die Drehzahl wird jedoch in jedem Arbeitspunkt mit einer sinusförmigen Drehzahlanregung überlagert. Als Sollwert $N_{1,r}$ der Anregungsamplitude wird $N_{1,r} = 120 \text{ min}^{-1}$ gesetzt, was 10,9 % des geringsten gemessenen Wertes des Gleichanteils der Drehzahl von $N_0 = 1100 \text{ min}^{-1}$ entspricht. Diese Anregungsamplitude wurde gewählt, um einerseits keine zu hohe Auslenkung aus dem jeweiligen Arbeitspunkt zu erzeugen und andererseits eine hinreichend hohe Druckschwankung zu generieren, so dass der Einfluss von Ungenauigkeiten der Messsensorik gering ausfällt.

Bei hohen Anregungsfrequenzen entstehen aufgrund der Trägheit des Fördermediums nur sehr geringe Volumenstromschwankungen, so dass dieser Einfluss auf das Modell nicht validiert werden kann. Daher wird als Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ verwendet, da bei dieser Frequenz bei dem verwendeten Prüfstand noch eine hinreichend große Volumenstromschwankung vorliegt. Für jeden Arbeitspunkt werden über einen Zeitraum von $\Delta t = 120 \text{ s}$ die Förderhöhe, der Volumenstrom und die Kreisfrequenz mit hoher zeitlicher Auflösung erfasst. Die Ermittlung der hydraulischen Größen erfolgt mittels der dynamischen Sensorik des Prüfstandes. Die Abtastrate ΔT_h des Volumenstroms und der Förderhöhe beträgt $\Delta T_h = 3 \text{ ms}$ und die Abtastrate ΔT_m der internen Motorgrößen, wie Kreisfrequenz und Leistung, beträgt $\Delta T_m = 375 \mu\text{s}$. Durch Anwendung der Fourier-Transformation werden die Gleichanteile und Wechselanteile bei der Anregungsfrequenz für diese Größen ermittelt.

Die ermittelte Amplitude H_1 und der auf die Drehzahlanregung bezogene Phasenwinkel φ_H der Förderhöhenanregung werden in Abbildung 3.3 in Abhängigkeit der Gleichanteile N_0 und Q_0 der Drehzahl und des Volumenstroms dargestellt.

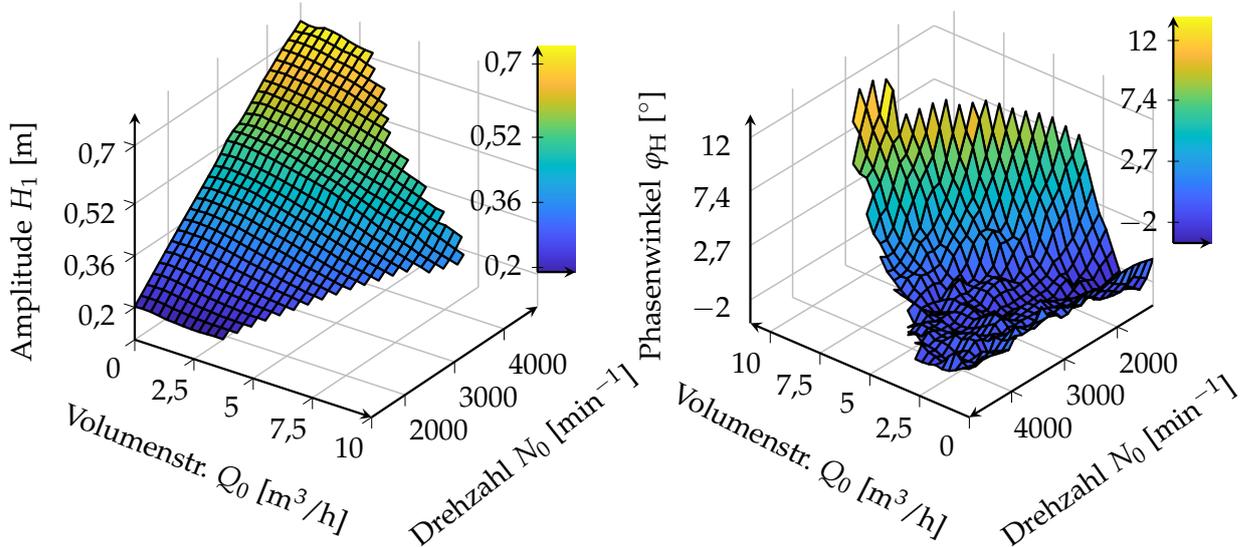


Abbildung 3.3.: Darstellung der Amplitude H_1 (links) und des Phasenwinkels φ_H (rechts) der gemessenen Förderhöhenanregung der Stratos MAXO 25/0,5-12 bei der Frequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteil Q_0 des Volumenstroms

Eine zu Abbildung 3.3 analoge Darstellung der Amplitude Q_1 und des Phasenwinkels φ_Q der Volumenströmschwankung ist in Abbildung 3.4 zu finden.

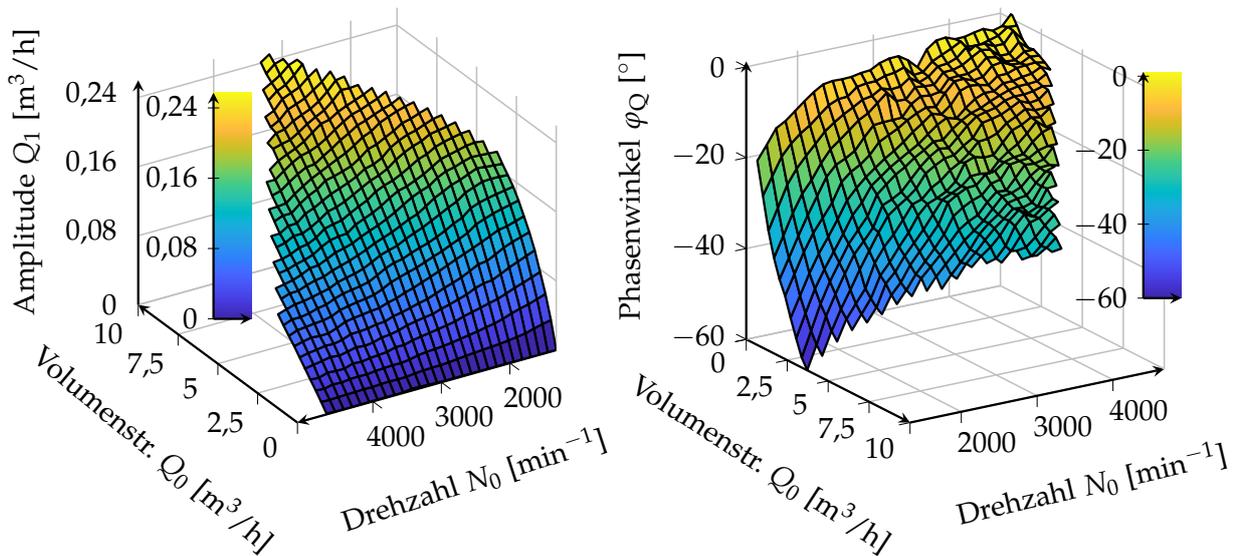


Abbildung 3.4.: Darstellung der Amplitude Q_1 (links) und des Phasenwinkels φ_Q (rechts) der gemessenen Volumenströmanregung bei der Frequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenströms

Die Anregungsamplitude H_1 der Förderhöhenanregung verzeichnet mit steigender Drehzahl N_0 eine stetige Zunahme. Dieses Verhalten entspricht dem Förderhöhenmodell nach Gleichung (2.1.12) und Gleichung (2.1.13). Denn für den Fall, dass das Ventil des Prüfstandes geschlossen ist und somit $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ und $Q_1 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ gilt, besteht laut Modell ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Kreisfrequenz ω_0 beziehungsweise der Drehzahl N_0 und der Förderhöhenamplitude H_1 , wie durch die Messung aus Abbildung 3.3 bestätigt wird. Diesem vom Volumenstrom unabhängigen Anteil werden beim Öffnen des Ventils die vom Volumenstrom abhängigen Terme überlagert. Diese haben, wie in Abbildung 3.3 erkennbar ist, im Vergleich zu der Drehzahlabhängigkeit einen weit geringeren Einfluss auf die Amplitude der Förderhöhenanregung.

Der Phasenwinkel der Förderhöhenanregung besitzt bei geringen Volumenströmen einen Wert im Bereich $\varphi_H = 0^\circ$. Dies entspricht dem gemäß Modell erwartetem Verhalten, da nach Gleichung (2.1.13) der Imaginärteil der Förderhöhenanregung proportional zur Amplitude Q_1 ist, welche bei niedrigen Werten des Volumenströms Q_0 vergleichsweise gering ist. Somit ist in diesem Bereich der Realteil der Förderhöhenanregung, welche nach Gleichung (2.1.12) einen von Q_0 und Q_1 unabhängigen Term besitzt, dominant und die Förderhöhenanregung erfolgt damit nahezu synchron zu der Drehzahlanregung. Bei steigendem Volumenstrom sinkt der Phasenwinkel der Förderhöhenanregung in geringem Maße, bevor mit weiter steigendem Volumenstrom ein signifikanter Anstieg verzeichnet werden kann, so dass die Förderhöhenanregung bezogen auf die Drehzahlanregung voreilt.

Bei Vergleich dieses Verhaltens mit dem Verlauf des Phasenwinkels φ_Q der Volumenströmschwankung kann festgestellt werden, dass der Wert von φ_Q mit steigendem

Volumenstrom Q_0 sinkt, wodurch tendenziell eine zunehmende Phasenverschiebung zwischen Förderhöhenanregung und resultierender Volumenstromanregung zu verzeichnen ist. Dieser Effekt ist auf die Eigenschaften des Rohrnetzes zurückzuführen und wird im Rahmen der Validierung des Rohrnetzmodells in Kapitel 3.2 näher erläutert. Die Volumenstromamplitude besitzt bei geschlossenem Ventil und damit $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ ebenfalls den Wert $Q_1 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$. Durch das Öffnen des Ventils und damit ansteigendem Volumenstrom Q_0 nimmt aufgrund des geringeren hydraulischen Widerstands der Anlage der Wert der Amplitude Q_1 stetig zu.

Da die Bestimmung der Modellparameter anhand einer stationären Messung erfolgte, wurde der Term mit dem Koeffizienten L_P , welcher von der zeitlichen Änderung des Volumenstroms abhängt, vorerst vernachlässigt. Zur Bestimmung des Parameters L_P wird anhand des gemessenen Phasenwinkels φ_H und der Amplitude H_1 der Imaginärteil H_{Im} der Förderhöhenanregung ermittelt. Gemäß Gleichung (2.1.13) gilt:

$$H_{Im} - (b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) Q_1 \sin(\varphi_Q) = -L_P 2 \pi f_A Q_1 \cos(\varphi_Q). \quad (3.1.3)$$

Entsprechend wird der gemessene Imaginärteil H_{Im} um die Anteile der bereits bekannten Modellparameter b_h und c_h bereinigt und es wird analog zu der vorherigen Parameterbestimmung eine Bestimmung der hydraulischen Induktivität L_P durch Minimierung der Fehlerquadrate durchgeführt.

Zur quantitativen Bewertung des Modells der Förderhöhenanregung aus Gleichung (2.1.12) und Gleichung (2.1.13) werden basierend auf diesen Gleichungen für jeden Arbeitspunkt die Amplitude \hat{H}_1 und der Phasenwinkel $\hat{\varphi}_H$ der modellierten Förderhöhenanregung berechnet. Der relative Fehler $e_{H_{1,r}} = \frac{\hat{H}_1 - H_1}{H_1}$ der Amplitude und der absolute Fehler $e_{\varphi_H} = \hat{\varphi}_H - \varphi_H$ des Phasenwinkels der modellierten Förderhöhenanregung sind in Abbildung 3.5 dargestellt.

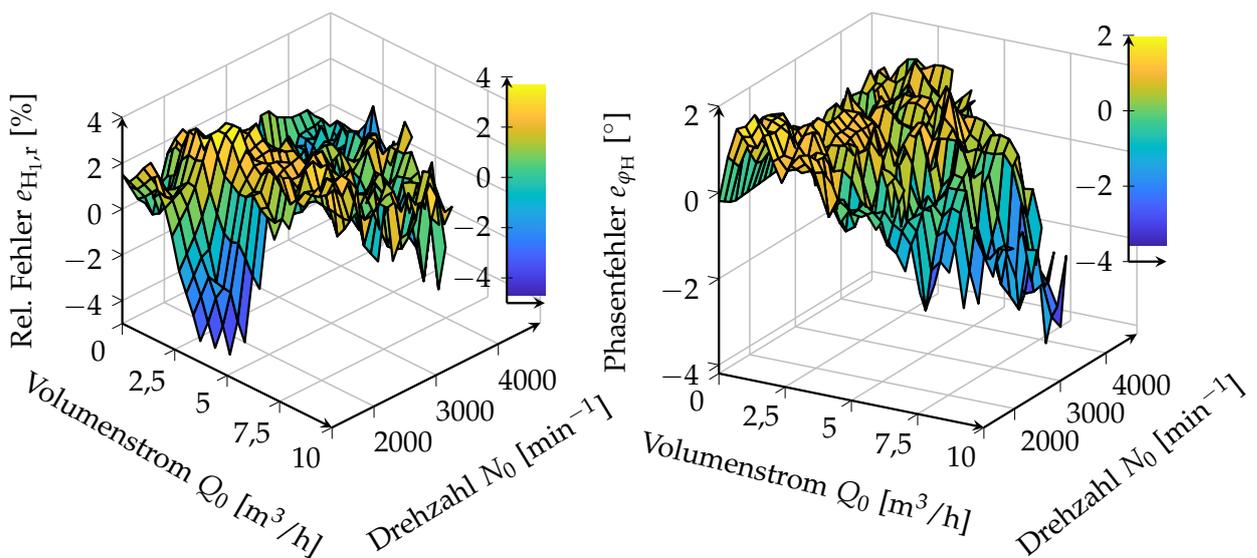


Abbildung 3.5.: Darstellung des relativen Fehlers $e_{H_{1,r}}$ der Amplitude (links) und des absoluten Fehlers e_{φ_H} des Phasenwinkels (rechts) der modellierten Förderhöhenanregung bezogen auf die gemessene Förderhöhenanregung der Stratos MAXO 25/0,5-12 bei der Frequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Für den Fehler des Phasenwinkels wurde im Gegensatz zu der Amplitude ein absolutes statt einem relativen Fehlermaß gewählt, da der Phasenwinkel bei geringen Volumenströmen im Bereich $\varphi_H = 0^\circ$ liegt und bereits geringe Messfehler zu hohen Werten bei einer relativen Fehlerbetrachtung führen würden.

Bei geringen Volumenströmen besitzen der Amplitudenfehler und der Phasenfehler, abgesehen von vereinzelt Ausreißern, betragsmäßig geringe Werte, so dass das Modell diesen Bereich mit hoher Güte abbildet. Bei steigendem Volumenstrom ist bei geringen Drehzahlen sowohl ein betragsmäßiger Anstieg des Amplitudenfehlers $e_{H_{1,r}}$ als auch des Phasenfehlers e_{φ_H} zu verzeichnen.

Auffallend ist, dass bei den geringsten Drehzahlen bei hohen Volumenströmen ein betragsmäßig signifikanter Anstieg des Amplitudenfehlers durch erhöhte negative Fehler auftritt, so dass der Fehler auf einen betragsmäßig maximalen Wert von $|e_{H_{1,r}}| = 4,7\%$ ansteigt. Bezüglich des Phasenfehlers ist in diesem Bereich kein erhöhter Fehler feststellbar.

Der Phasenfehler verzeichnet jedoch bei hohen Volumenströmen einen betragsmäßigen Anstieg durch erhöhte negative Fehler. Dies ist dadurch zu begründen, dass der Phasenwinkel in diesem Bereich äußerst sensitiv auf Änderungen des Volumenstroms reagiert. Um dies zu verdeutlichen wird der gemessene Phasenwinkel φ_H aus Abbildung 3.3 in Abbildung 3.6 aus einer anderen Perspektive dargestellt.

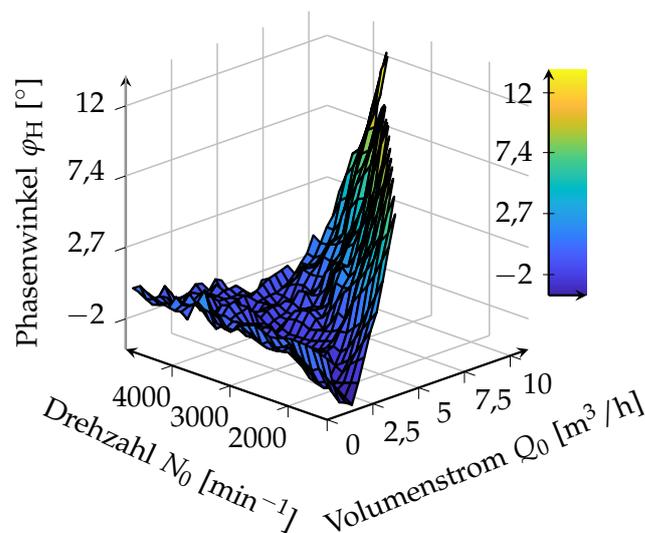


Abbildung 3.6.: Darstellung des Phasenwinkels φ_H der gemessenen Förderhöhenanregung der Stratos MAXO 25/0,5-12 bei der Frequenz $f_A = 1,3$ Hz in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Wie ersichtlich ist, findet bei hohen Volumenströmen bereits bei geringen Änderungen der Volumenstroms eine signifikante Änderung des Phasenwinkels statt, so dass bezüglich des Volumenstroms eine hohe Sensitivität in diesem Bereich besteht. Entsprechend wirken sich Abweichungen der volumenstromabhängigen Terme des Förderhöhenmodells von dem Verhalten der realen Pumpe beziehungsweise Messfehler bei der Bestimmung der Volumenstromschwankung in diesem Bereich verstärkt aus, so dass das Modell den signifikanten Anstieg des Phasenwinkels der Förderhöhenanregung mit einer im Vergleich zum übrigen Kennfeld verringerten Güte abbildet.

Der Koeffizient L_P des Förderhöhenmodells kann nicht basierend auf der stationären Messung bestimmt werden, weshalb der Parameter basierend auf den Messdaten bei der Anregungsfrequenz nachträglich bestimmt wurde. Bei Vergleich der mittleren Fehler des Modells unter Berücksichtigung von L_P mit dem Fall, dass der Parameter nicht berücksichtigt worden wäre, lässt sich durch die Bestimmung der hydraulischen Induktivität L_P eine nicht zu vernachlässigende Verbesserung des Modells erzielen. Der Mittelwert des vorzeichenbereinigten relativen Fehlers der Förderhöhenamplitude sinkt im Vergleich zur Vernachlässigung der hydraulischen Induktivität der Pumpe von $MAPE = 2,7\%$ auf $MAPE = 1,6\%$. Der Mittelwert MAE (Mean Absolute Error) des Betrags $|e_{\varphi_H}|$ des Phasenfehlers wird von $MAE = 1,7^\circ$ auf $MAE = 0,9^\circ$ reduziert, so dass für das Modell aufgrund der über das gesamte Kennfeld betrachtet geringen Fehler eine zufriedenstellende Modellgüte erzielt wird.

3.2. Identifikation und Validierung des Modells des Anlagenverhaltens

Um das hydraulische Modell des Rohrnetzes nach Gleichung (2.2.9) zu validieren, wird die messtechnisch ermittelte hydraulische Impedanz mit der modellierten hydraulischen Impedanz verglichen.

Zur Bestimmung des Modells der hydraulischen Impedanz müssen die anlagenabhängigen Parameter $R_{H,t}$ und L_H bestimmt werden, wobei der hydraulische Widerstand $R_{H,t}$ für jeden Arbeitspunkt individuell ermittelt werden muss, da dieser aufgrund der sich ändernden Ventilstellung während einer Kennfeldmessung variiert.

Der hydraulische Widerstand kann nicht anhand der Geometrie des Rohrnetzes bestimmt werden, da das Ventil je nach Ventilstellung einen signifikanten Anteil des Gesamtwiderstandes ausmachen kann. Der hydraulische Widerstand $R_{H,t}$ wird daher durch Umformung von Gleichung (2.2.6) und Einsetzen des Gleichanteils H_0 der Förderhöhe, des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms und des Wechselanteils Q_1 des Volumenstroms für jeden Arbeitspunkt ermittelt:

$$R_{H,t} = \frac{H_0}{Q_0^2 + \frac{1}{2} Q_1^2} \quad (3.2.1)$$

Die hydraulische Induktivität wird anhand von Gleichung (2.2.8) mit den Abmessungen des Prüfstands für die einzelnen Abschnitte des Rohrnetzes berechnet und aufsummiert.

Der Betrag $Z_H = \frac{H_1}{Q_1}$ der realen hydraulischen Impedanz wird mittels Division der Amplitude H_1 der gemessenen Förderhöhenanregung aus Abbildung 3.3 durch die gemessene Amplitude Q_1 der Volumenstromschwankung aus Abbildung 3.4 bestimmt. Das Phasenwinkel $\varphi_Z = \varphi_H - \varphi_Q$ der hydraulischen Impedanz wird anhand der Differenz der Phasenwinkel φ_H der Förderhöhenanregung und φ_Q der Volumenstromschwankung ermittelt.

Der Betrag Z_H und der Phasenwinkel φ_Z der messtechnisch ermittelten hydraulischen Impedanz werden in Abhängigkeit der Gleichanteile Q_0 und N_0 von Volumenstrom und Drehzahl in Abbildung 3.7 dargestellt, wobei keine Werte für $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ dargestellt werden, da in diesem Fall ebenfalls $Q_1 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ gilt und die hydraulische Impedanz somit einen unendlich hohen Wert besitzt.

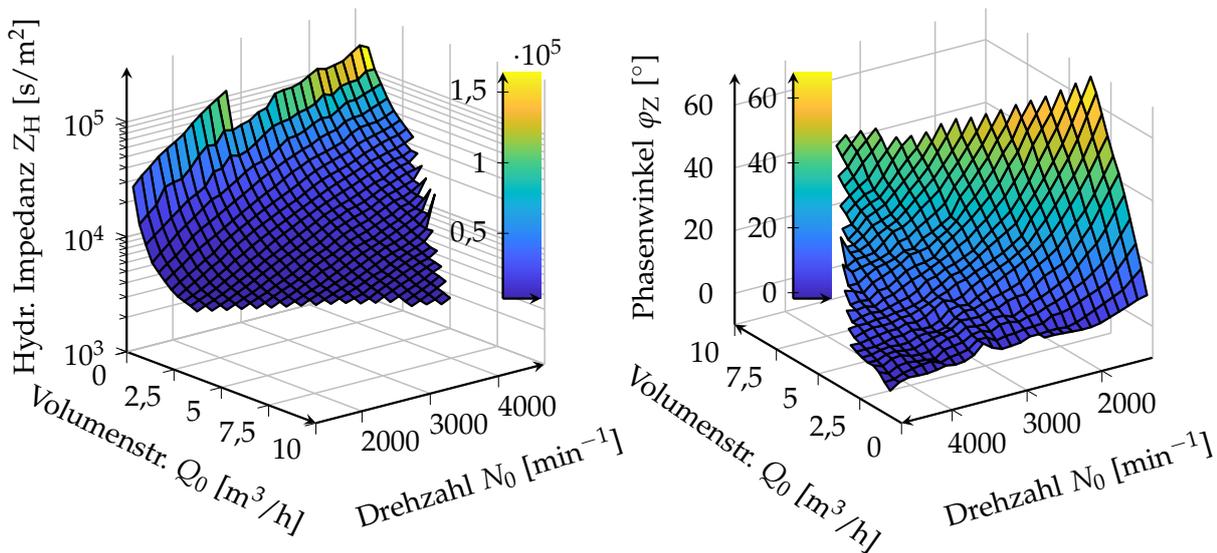


Abbildung 3.7.: Darstellung des Betrags Z_H (links) und des Phasenwinkels φ_Z (rechts) der messtechnisch ermittelten hydraulischen Impedanz bei der Frequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Bei Betrachtung des Betrags der hydraulischen Impedanz, ist ersichtlich, dass dieser mit zunehmendem Volumenstrom signifikant absinkt. Dies lässt sich dadurch erklären, dass bei geschlossenem Ventil und damit $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ wie zuvor erläutert eine unendlich hohe hydraulische Impedanz vorliegt. Aufgrund des Öffnens des Ventils und damit zunehmenden Volumenstrom sinkt als Folge der hydraulische Widerstand des Rohrnetzes und damit auch die hydraulische Impedanz. Gemäß Gleichung (2.2.9) steigt der differentielle Widerstand proportional zu dem Gleichanteil Q_0 des Volumenstroms an. Dies hat aber in diesem Fall einen weit geringeren Einfluss als die Änderung der Ventilstellung. Somit sinkt die hydraulische Impedanz ab bis das Ventil vollkommen geöffnet ist und der Volumenstrom Q_0 seinen maximalen Wert für die jeweilige Drehzahl erreicht.

Der Einfluss der hydraulischen Induktivität auf die hydraulische Impedanz ist gemäß dem Modell nur von der Anregungsfrequenz abhängig, wodurch der Imaginärteil unabhängig von dem jeweiligen Arbeitspunkt ist und einen konstanten Beitrag zur hydraulischen Impedanz leistet.

Der Einfluss der hydraulischen Induktivität wird bei Betrachtung des Phasenwinkels der hydraulischen Impedanz deutlich. Bei fast geschlossenem Ventil und entsprechend niedrigen Volumenströmen ist der differentielle Widerstand aufgrund seines hohen Wertes dominant, so dass der Phasenwinkel im Bereich von $\varphi_Z = 0^\circ$ liegt. Bei konstanter Drehzahl sinkt der differentielle Widerstand jedoch mit zunehmendem Volumenstrom aufgrund des Öffnens des Ventils, wodurch der Einfluss der hydraulischen

Induktivität mit ansteigendem Volumenstrom zunimmt. Dies äußert sich entsprechend in einem bei zunehmenden Volumenstrom ansteigendem Phasenwinkel der hydraulischen Impedanz.

Zur quantitativen Bewertung der Modellgüte wird analog zur Validierung des Modells der von der Pumpe generierten Förderhöhe der relative Fehler $e_{Z,r} = 100\% \frac{\hat{Z}_H - Z_H}{Z_H}$ des modellierten Betrags \hat{Z}_H der hydraulischen Impedanz bezogen auf den messtechnisch ermittelten Betrag Z_H der hydraulischen Impedanz bestimmt. Zur Bewertung des Phasenfehlers zwischen modelliertem Phasenwinkel $\hat{\varphi}_Z$ und realem Phasenwinkel φ_Z wird der Fehler $e_{\varphi_Z} = \hat{\varphi}_Z - \varphi_Z$ betrachtet. Die entsprechenden Fehler von Betrag und Phasenwinkel der hydraulischen Impedanz sind in Abbildung 3.8 dargestellt.

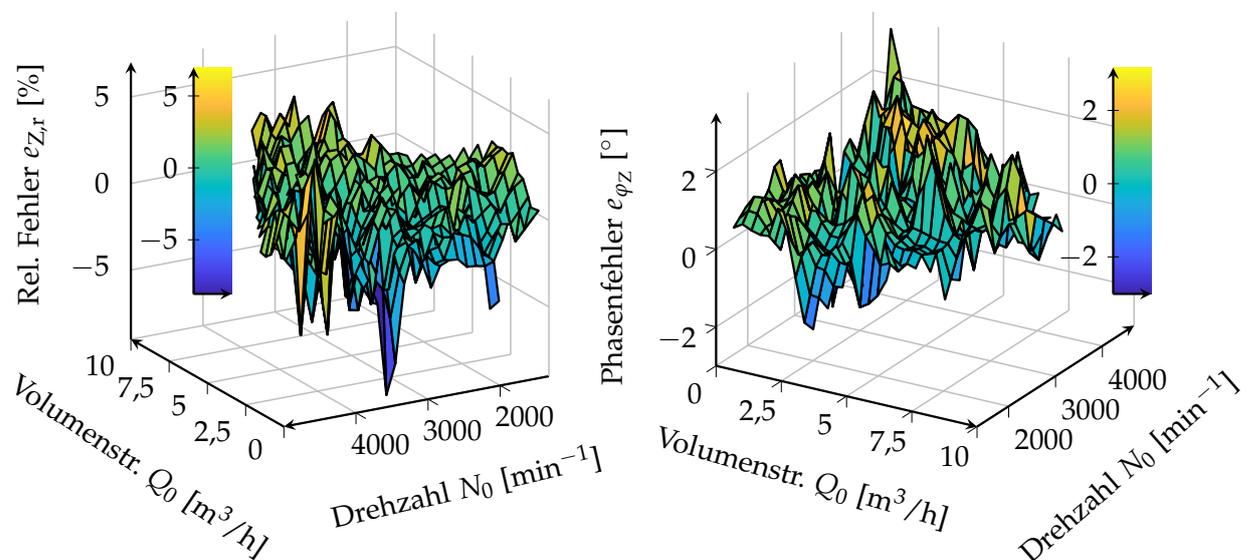


Abbildung 3.8.: Darstellung des relativen Fehlers $e_{Z,r}$ des Betrags (links) und des absoluten Fehlers e_{φ_Z} des Phasenwinkels (rechts) der modellierten hydraulischen Impedanz bezogen auf die messtechnisch ermittelte hydraulische Impedanz bei der Frequenz $f_A = 1,3\text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Bei Betrachtung des Verlaufes des relativen Fehlers des Betrags oder des absoluten Fehlers des Phasenwinkels der hydraulischen Impedanz ist keine eindeutige Veränderung in Abhängigkeit des Volumenstroms oder der Drehzahl erkennbar. Es zeigen sich nur lokale Ausreißer des Fehlers von Betrag und Phasenwinkel, welche bei geringen Volumenströmen zunehmen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass in diesem Bereich die Volumenstromanregung Q_1 einen sehr geringen Wert besitzt, wodurch geringe Messfehler der Volumenstromschwankung einen stärkeren Einfluss besitzen und sich entsprechend bei der Bildung des Quotienten $Z_H = \frac{H}{Q_1}$ zur messtechnischen Bestimmung der hydraulischen Impedanz niederschlagen.

Berechnet man den Mittelwert des vorzeichenbereinigten relativen Fehlers $MAPE$ für den Betrag der hydraulischen Impedanz, zeigt dieser Wert mit $MAPE = 2,0\%$ nur geringe Modellfehler auf. Bei Berechnung des Mittelwertes $\bar{e}_{Z,r}$ des relativen Fehlers $e_{Z,r}$ ohne Vorzeichenbereinigung, liegt dieser Wert bei $\bar{e}_{Z,r} = 0,16\%$, da sich die positiven und negativen Schwankungen des Amplitudenfehlers kompensieren. Dieser geringe

mittlere Fehler deutet darauf hin, dass der Fehler des Betrags der modellierten hydraulischen Impedanz eigentlich einen geringeren Wert besitzt als den berechneten Wert von $MAPE = 2,0\%$, da dieser Wert durch eine erhöhte Anzahl von Messausreißern, speziell im Bereich geringer Volumenströme, verfälscht wird.

Der berechnete Mittelwert MAE des Betrags des Phasenfehlers $|e_{\varphi_Z}|$ der hydraulischen Impedanz liegt bei $MAE = 0,92^\circ$. Der Mittelwert \bar{e}_{φ_Z} des Phasenfehlers e_{φ_Z} beträgt $\bar{e}_{\varphi_Z} = 0,5^\circ$. Entsprechend ist davon auszugehen, dass auch bei der Berechnung des Phasenfehlers $MAE = 0,92^\circ$ ein größerer Anteil auf die erhöhte Anzahl an Messausreißern zurückzuführen ist.

Sowohl der Betrag als auch der Phasenwinkel der modellierten hydraulischen Impedanz weisen über das Kennfeld betrachtet nur geringe Fehler auf und stellen folglich eine valide Grundlage zur Modellierung des gesamten hydraulischen Systems dar.

3.3. Validierung des Modells des gesamten hydraulischen Systems

Zur quantitativen Bewertung des Modells zur Berechnung der Volumenströmschwankung nach Gleichung (2.3.2) und Gleichung (2.3.3) wird der relative Fehler $e_{Q_{1,r}} = 100\% \frac{\hat{Q}_1 - Q_1}{Q_1}$ der modellierten Amplitude \hat{Q}_1 und der absolute Fehler $e_{\varphi_Q} = \hat{\varphi}_Q - \varphi_Q$ des modellierten Phasenwinkels $\hat{\varphi}_Q$ der Volumenströmschwankung bezogen auf die gemessene Amplitude Q_1 und den gemessenen Phasenwinkel φ_Q der Volumenströmschwankung aus Abbildung 3.4 bestimmt. Die entsprechenden Fehlermaße sind in Abbildung 3.9 dargestellt.

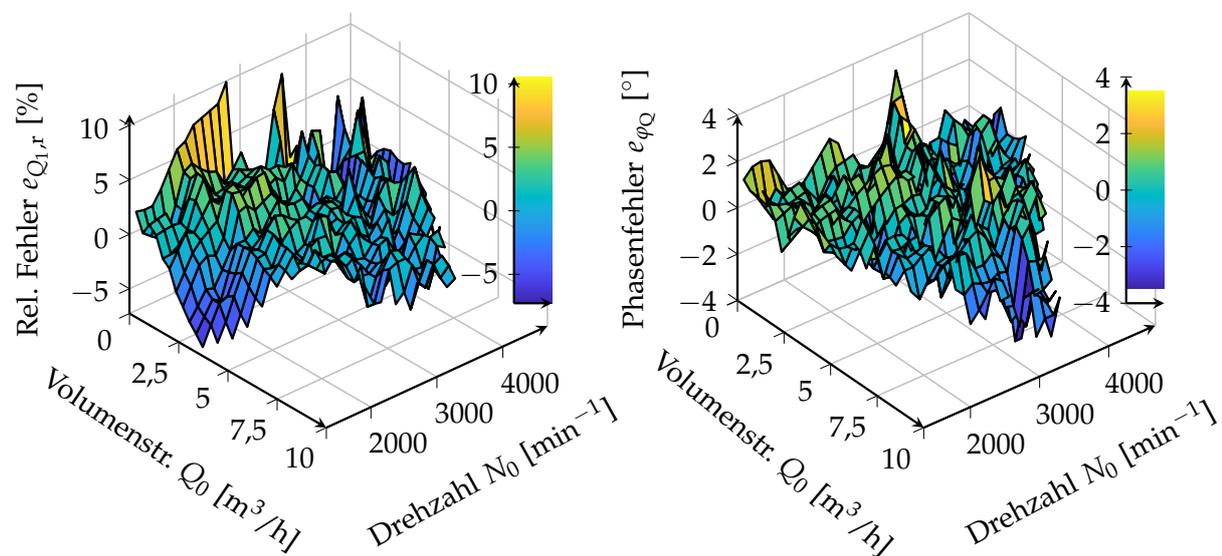


Abbildung 3.9.: Darstellung des relativen Fehlers $e_{Q_{1,r}}$ des Betrags (links) und des absoluten Fehlers e_{φ_Q} des Phasenwinkels (rechts) der modellierten Volumenströmschwankung bezogen auf die gemessene Volumenströmschwankung bei der Anregungsfrequenz $f_A = 1,3$ Hz in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Bei der Betrachtung der Fehlermaße ist wie bei der Validierung des Modells der hydraulischen Impedanz ein vermehrtes Auftreten lokaler Messausreißer mit erhöhtem Fehler zu verzeichnen. Die Zunahme der lokalen Ausreißer bei geringen Volumenströmen lässt sich durch die geringen gemessenen Werte der Volumenstromamplitude Q_1 in diesem Bereich erklären, wodurch geringe Messfehler einen erhöhten Einfluss besitzen.

Des Weiteren ist ein Anstieg des Betrags des relativen Amplitudenfehlers $e_{Q_{1,r}}$ im Bereich geringer Drehzahlen mit steigendem Volumenstrom zu verzeichnen, welcher sich jedoch nicht im Phasenfehler e_{φ_Q} widerspiegelt. Das Modell zur Berechnung der Volumenstromschwankung basiert auf dem Förderhöhenmodell der Pumpe und dem Modell der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes. Da die Amplitude der Volumenstromschwankung den Quotienten $Q_1 = \frac{H_1}{Z_H}$ der Amplitude der Förderhöhenanregung und des Betrags der hydraulischen Impedanz darstellt, ist der relative Fehler $e_{Q_{1,r}}$ der modellierten Amplitude der Volumenstromschwankung proportional zum relativen Fehler $e_{H_{1,r}}$ der modellierten Amplitude der Förderhöhenanregung. Entsprechend lässt sich der beobachtete Anstieg des relativen Amplitudenfehlers bei niedrigen Drehzahlen und hohen Volumenströmen durch die Fehlerfortpflanzung des Förderhöhenmodells der Pumpe erklären, da dieses ein ähnliches Verhalten zeigt.

Der Mittelwert *MAPE* des vorzeichenbereinigten relativen Fehlers der modellierten Amplitude der Volumenstromschwankung beträgt $MAPE = 2,6\%$ und der Mittelwert *MAE* des Betrags $|e_{\varphi_Q}|$ des Phasenfehlers des Modells beträgt $MAE = 1,1^\circ$. Die Fehlermaße weisen im Vergleich zu den Einzelmodellen von Pumpe und Rohrnetz geringfügig erhöhte Werte auf. Dies ist einerseits durch eine mögliche Überlagerung von Fehlern bei der Kombination der beiden Modelle zu erläutern. Ein gewisser Anteil des Fehlers lässt sich jedoch auch in diesem Fall durch die lokalen Messausreißer erklären. Bei Betrachtung der Mittelwerte $\bar{e}_{Q_{1,r}}$ und \bar{e}_{φ_Q} des relativen Amplitudenfehlers $e_{Q_{1,r}}$ und des Phasenfehlers e_{φ_Q} ohne Vorzeichenbereinigung liegen diese nur bei $\bar{e}_{Q_{1,r}} = 0,92\%$ beziehungsweise $\bar{e}_{\varphi_Q} = -0,18^\circ$.

Insgesamt weisen sowohl das Modell der generierten Förderhöhe der Pumpe und das Modell der hydraulischen Impedanz des Rohrnetzes als auch das Gesamtmodell des hydraulischen Systems nur geringe Fehler auf und können als Grundlage für Analysen in den nachfolgenden Kapiteln verwendet werden.

Die hydraulischen Modelle werden im späteren Verlauf der Arbeit zur Analyse des Einflusses des Rohrnetzes auf den anregungsbasierten Ansatz zur Volumenstrombestimmung genutzt. Daher muss die Güte der hydraulischen Modelle insbesondere in Bezug auf die Fehlerfortpflanzung bei Kombination mit dem Leistungsmodell, welches die Grundlage der modellbasierten Volumenstrombestimmung bildet, betrachtet werden. Eine solche Analyse wurde in diesem Kapitel nicht durchgeführt, da diese in Kapitel 5.3 im Rahmen der Kombination des Modells des hydraulischen Systems und des Modells der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates erfolgt.

4

Modellierung der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Verfahren zur Ermittlung des Volumenstroms nutzt dynamische Anteile der Motoreingangsleistung zur Volumenstrombestimmung. Daher wird in diesem Kapitel ein Modell der Motoreingangsleistung entwickelt, so dass in nachfolgenden Kapiteln basierend auf diesem Leistungsmodell ein Ansatz zur modellbasierten Bestimmung des Volumenstroms hergeleitet werden kann.

Zur Veranschaulichung der Einflüsse auf die Leistungsaufnahme eines Pumpenaggregates wird in Kapitel 4.1 der Aufbau einer Nassläufer-Umwälzpumpe erläutert. Auf der Grundlage des Aufbaus des Pumpenaggregates erfolgt in Kapitel 4.2 eine physikalisch basierte Modellierung der unterschiedlichen Einflüsse auf die Motoreingangsleistung. Abschließend erfolgt in Kapitel 4.3 die Kombination der modellierten Einflüsse auf die Leistungsaufnahme zu einem Gesamtmodell der Motoreingangsleistung des Pumpenaggregates.

4.1. Aufbau einer Nassläufer-Umwälzpumpe

Die in dieser Arbeit verwendeten Prüflinge sind Nassläufer-Umwälzpumpen. Zur Veranschaulichung des Aufbaus eines solchen Pumpenaggregats wird in Abbildung 4.1 ein exemplarisches Schnittbild einer Nassläufer-Umwälzpumpe dargestellt.

Das Pumpenaggregat lässt sich in die drei Komponenten Umrichter, Motor und Pumpe unterteilen. Der Umrichter wird genutzt, um die in diesem Fall einphasige Versorgungsspannung in eine Gleichspannung zu konvertieren und die gewünschten Spannungen mittels einer Pulsdauermodulation an die Statorwicklungen des dreiphasigen Motors anzulegen.

In Abbildung 4.1 wie auch bei den in dieser Arbeit verwendeten Prüflingen wird eine permanentmagneterregte Synchronmaschine als Motor verwendet. Aufgrund der Permanentmagnete innerhalb des Rotors bewegt sich dieser im Falle eines stationären Arbeitspunktes synchron zu dem rotierenden Magnetfeld, welches durch die Phasenströme innerhalb der Statorwicklungen erzeugt wird. Am Ende der Motorwelle ist das Laufrad der Pumpe befestigt, welches durch den Motor angetrieben wird und den Differenzdruck zwischen Saugstutzen und Druckstutzen des Pumpengehäuses

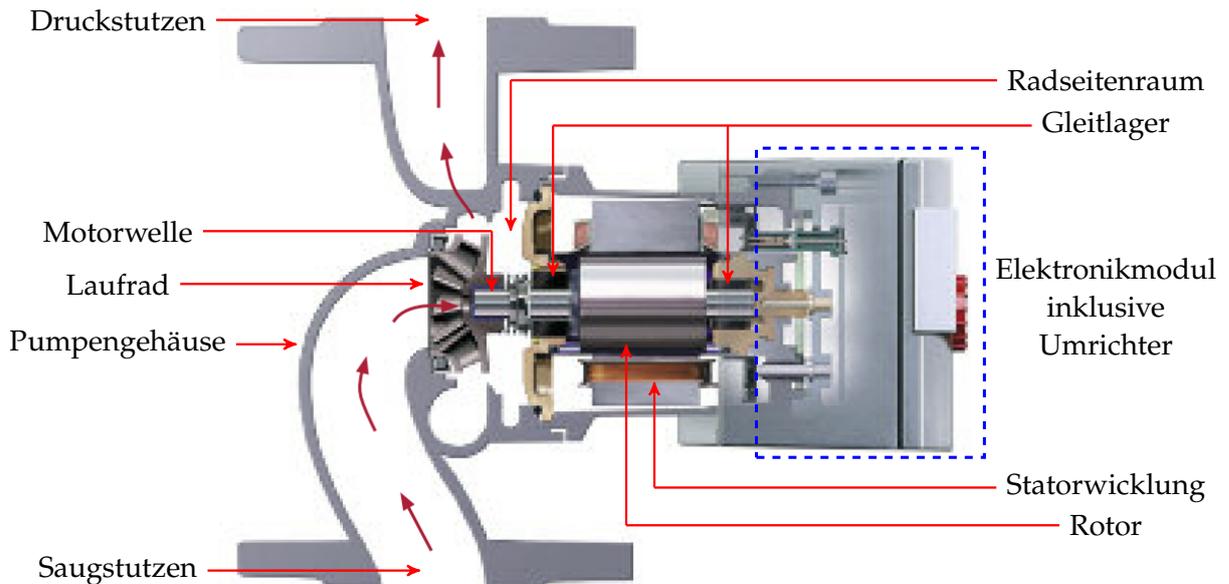


Abbildung 4.1.: Darstellung des Schnittbildes der Nassläufer-Umwälzpumpe Stratos der Firma Wilo [Wil09]

generiert.

Die Besonderheit von Nassläuferpumpen ist, dass im Gegensatz zu Trockenläuferpumpen keine hermetische Trennung zwischen der Pumpe und dem Motor besteht. Stattdessen kann das geförderte Medium in den Rotorraum des Motors eindringen und dient als Schmiermittel für die hydrodynamischen Gleitlager der Motorwelle [Wil09]. Das Fördermedium fließt von dem Radseitenraum der Pumpe durch ein Filtermaterial in den Rotorraum, um das Eindringen von Partikeln in den Rotorraum zu vermeiden. Die Welle des Motors ist bei dem dargestellten Pumpenaggregat im Inneren hohl, so dass das Medium nach Durchqueren des Rotorraums durch die Welle zum Eintritt des Laufrades der Pumpe fließen kann. Um einen elektrischen Kurzschluss der Statorwicklungen durch das im Rotorraum befindliche Fluid zu vermeiden, werden die Statorwicklungen durch einen Spalttopf gegenüber dem Rotorraum abgedichtet. Nassläuferpumpen werden vor allem in Heizkreisen eingesetzt, da sie einen geräuscharmen und wartungsfreien Betrieb erlauben [GRU04]. Ein weiterer Vorteil ist, dass aufgrund des durch den Rotorraum fließenden Fördermediums eine Kühlung des Motors erfolgen kann. Aufgrund der Reibung zwischen Rotor und dem Fördermedium kann jedoch eine Reduzierung des Wirkungsgrades im Vergleich zu Trockenläuferpumpen stattfinden [GRU].

4.2. Modellierung der Komponenten der Motoreingangsleistung

Entsprechend des Aufbaus des Pumpenaggregates lässt sich die vom Motor aufgenommene Leistung in drei Anteile unterteilen. Es entsteht ein elektrischer Verlustanteil beispielsweise durch die ohmschen Verluste in den bestromten Statorwicklungen. Des Weiteren enthält das Leistungsmodell einen Reibungsverlustanteil, der beispielsweise durch die Reibung der Radiallager der Motorwelle bedingt ist. Darüber hinaus muss durch das Pumpenaggregat hydraulische Leistung bereitgestellt werden, um das Medium zu fördern, welches sich im hydraulischen Kreislauf befindet.

Modellierung der elektrischen Verlustleistung

Die elektrische Verlustleistung kann unterteilt werden in ohmsche Verluste, welche aufgrund des elektrischen Widerstandes der bestromten Statorwicklungen entstehen und Eisenverluste, welche aufgrund der Änderung des Magnetfeldes innerhalb des Motors auftreten.

Bei der Modellbildung findet eine Betrachtung der Motoreingangsleistung statt. Diese Größe wird von dem Pumpenaggregat bereits zur Verfügung gestellt, so dass unter der Annahme einer korrekten Bestimmung dieser Leistung im Rahmen der Modellbildung keine Betrachtung des vorgeschalteten Umrichters notwendig ist.

Die ohmschen Verluste $P_{Cu,k}$ können für die jeweilige Phase k in Abhängigkeit der Zeit t , des Widerstandes R_s der Statorwicklung und dem jeweiligen Phasenstrom $i_k(t)$ wie folgt berechnet werden:

$$P_{Cu,k}(t) = R_s i_k^2(t). \quad (4.2.1)$$

Die gesamten ohmschen Verluste P_{Cu} werden durch Addition der Verluste der einzelnen Phasen ermittelt.

Die am häufigsten verwendeten Verfahren zur Modellierung von Eisenverlusten lassen sich in drei Ansätze unterteilen [Kri14]:

- Modellierung basierend auf der Steinmetzgleichung
- Modellierung durch Separierung der Verlustanteile
- Modellierung durch Abbildung des Hystereseverhaltens

Im Folgenden werden diese Ansätze erläutert und entsprechend ihrer Eignung für das zu entwickelnde Leistungsmodell bewertet.

Ein Ansatz zur Modellierung der Eisenverlustleistung P_{Fe} ist die empirisch ermittelte Steinmetzgleichung [Yue+18]:

$$P_{Fe} = k_{St} f_{Fe}^{\alpha_{St}} B_{Fe,max}^{\beta_{St}}. \quad (4.2.2)$$

Die Variablen f_{Fe} und $B_{Fe,max}$ stellen die Frequenz, mit welcher die Ummagnetisierung erfolgt, und die Amplitude der magnetischen Flussdichte dar. Die Parameter k_{St} , α_{St} und β_{St} sind empirische, materialabhängige Parameter.

Die Gültigkeit der Steinmetzgleichung ist auf rein sinusförmige Anregungen ohne Harmonische beschränkt [Müh+12]. Um die Berechnung der Eisenverluste auch bei nicht sinusförmigen Anregungen durchzuführen, müssen Erweiterungen der Steinmetzgleichung wie beispielsweise die modifizierte Steinmetzgleichung [Rei+01], die generalisierte Steinmetzgleichung [Li+01] oder die verbesserte generalisierte Steinmetzgleichung [Ven+02] verwendet werden.

Ein weiterer Ansatz ist die Separierung und Modellierung der Eisenverluste als einzelne Komponenten in Form von statischen Hystereseverlusten und dynamischen Wirbelstromverlusten [KS10a]:

$$P_{Fe} = k_{hy} f_{Fe} B_{Fe,max}^2 + k_{wi} f_{Fe}^2 B_{Fe,max}^2. \quad (4.2.3)$$

Die Parameter k_{hy} und k_{wi} stellen jeweils den Hysterese- beziehungsweise Wirbelstromverlustkoeffizienten dar.

Um eine höhere Genauigkeit bei der Vorhersage von Eisenverlusten zu erzielen, können Hysteremodelle verwendet werden [Kri14]. Diese bilden den Verlauf der jeweiligen Hystereseurve zwischen magnetischer Flussdichte B_{Fe} und magnetischer Feldstärke H_{Fe} ab.

Die Eisenverlustleistung p_{Fe} pro Volumenelement kann dann basierend auf der Fläche innerhalb der magnetischen Hystereseurve anhand der Ummagnetisierungszeit T_{Fe} , der magnetischen Feldstärke H_{Fe} und der magnetischen Flussdichte B_{Fe} berechnet werden [EM04]:

$$p_{Fe} = \frac{1}{T_{Fe}} \oint H_{Fe} d B_{Fe}. \quad (4.2.4)$$

Modelle zur Abbildung statischer Hysteresekurven sind beispielsweise das Preisach Modell [Pre35] oder das Jiles-Atherthon Modell [JA86]. Da diese Modelle statischer Natur sind, werden dynamische Effekte wie Wirbelstromverluste nicht abgebildet. Um Verluste dieser Art zu berücksichtigen, können erweiterte Formen des Preisach Modells wie das dynamische Preisach Modell [Ber92], das Loss Surface Model [Che+00] oder dynamische Jiles-Atherthon Modelle [Jil94; DR15] verwendet werden.

Zur Regelung der hydraulischen Größen muss eine kontinuierliche Bestimmung des Volumenstroms mit dem in dieser Arbeit zu entwickelnden modellbasierten Ansatz möglich sein. Dies setzt eine im Sinne der Echtzeitfähigkeit akzeptable Rechenzeit der Modelle voraus. Da Hystereseemodelle eine hohe Rechenleistung benötigen [Kap+18], ist ein solcher Modellierungsansatz zur kontinuierlichen Volumenstrombestimmung ungeeignet. Bei einem Vergleich des Ansatz der Verlustseparierung und Ansätzen basierend auf der Steinmetzgleichung bietet die Verlustseparierung üblicherweise eine höhere Genauigkeit [KS10b]. Daher wird im Folgenden dieser Ansatz zur Modellierung der Eisenverluste verwendet.

Bei den in dieser Arbeit betrachteten Pumpenantrieben handelt es sich um Synchronmaschinen, weshalb die Ummagnetisierungsfrequenz f_{Fe} proportional zu der mechanischen Kreisfrequenz ω ist. Entsprechend können die Eisenverluste durch Adaption

der Parameter k_{hy} und k_{wi} auch in Abhängigkeit der mechanischen Kreisfrequenz dargestellt werden:

$$P_{\text{Fe}} = k_{\text{hy}} \omega B_{\text{Fe,max}}^2 + k_{\text{wi}} \omega^2 B_{\text{Fe,max}}^2. \quad (4.2.5)$$

Durch die Anwendung der Park-Transformation [Par29] kann eine Betrachtung der elektrischen Größen in einem rotorsynchronen Koordinatensystem erfolgen, wobei die Richtung der d -Achse der magnetischen Flussrichtung der Permanentmagnete entspricht und die q -Achse orthogonal zu der d -Achse verläuft.

Der magnetische Fluss Ψ_d in Richtung der d -Achse lässt sich in Abhängigkeit der Induktivität L_d und des Stroms i_d in Richtung der d -Achse und der Flussverkettung Ψ_P der Permanentmagnete berechnen [Oet12]:

$$\Psi_d = L_d i_d + \Psi_P. \quad (4.2.6)$$

Durch Überlagerung des magnetischen Flusses in d -Richtung mit dem magnetischen Fluss in q -Richtung, welcher von dem Strom i_q und der Induktivität L_q in Richtung der q -Achse abhängt, lässt sich die Amplitude $\Psi_{s,\text{max}}$ des Statorflusses berechnen [Gec+14]:

$$\Psi_{s,\text{max}}^2 = (L_d i_d + \Psi_P)^2 + (L_q i_q)^2. \quad (4.2.7)$$

Da der magnetische Fluss proportional zur magnetischen Flussdichte ist, wird in Gleichung (4.2.5) die maximale magnetische Flussdichte $B_{\text{Fe,max}}$ durch die Amplitude $\Psi_{s,\text{max}}$ des Statorflusses nach Gleichung (4.2.7) ersetzt, wodurch sich aufgrund der Proportionalität der Variablen nur die Werte der Parameter k_{hy} und k_{wi} ändern:

$$P_{\text{Fe}} = k_{\text{hy}} \omega \left(L_d^2 i_d^2 + 2 L_d i_d \Psi_P + \Psi_P^2 + L_q^2 i_q^2 \right) + k_{\text{wi}} \omega^2 \left(L_d^2 i_d^2 + 2 L_d i_d \Psi_P + \Psi_P^2 + L_q^2 i_q^2 \right). \quad (4.2.8)$$

Anhand von Gleichung (4.2.8) wird die Modellierung der Eisenverluste in Abhängigkeit der mechanischen Kreisfrequenz ω , des Stroms i_d und des Stroms i_q , welche bekannte Größen darstellen, ermöglicht.

Modellierung der Reibungsverlustleistung

Innerhalb der Pumpe entstehen Reibungsverluste aufgrund der Lagerreibung, der Reibung der Saughalsdichtung und der Reibung des Laufrades mit dem zu förderndem Medium.

Die Radiallager der Motorwelle sind hydrodynamische Gleitlager bei denen das zu fördernde Medium als Schmiermittel dient. Der charakteristische Verlauf der Reibung in Abhängigkeit der Drehzahl bei Reibpartnern mit vorhandenem Schmiermittel lässt sich in verschiedene Bereiche unterteilen [An14]. Bei sehr niedrigen Drehzahlen liegt Grenzreibung vor, da die Dicke des Schmiermittelfilms kleiner als die Oberflächenrauigkeiten der Reibpartner ist. Mit steigender Drehzahl erfolgt ein Übergang zur Mischreibung. Dieser Übergang wird durch die Stribeck-Kurve charakterisiert [Rud12]. Bei einem weiterem Anstieg der Drehzahl und damit zunehmender Schmierfilmstärke besteht kein Kontakt mehr zwischen der Motorwelle und der Lagerbuchse,

so dass viskose Reibung vorliegt. Der am weitesten verbreitete mathematische Ansatz zur Beschreibung des Verlaufs des Reibmoments $M_{R,S}$ unter Berücksichtigung der Stribeck-Kurve ist [VK13]:

$$M_{R,S}(\omega) = \nu_c + (\nu_{St} - \nu_c) \exp\left(-\left|\frac{\omega}{\omega_{St}}\right|^\delta\right) + \nu_s \omega. \quad (4.2.9)$$

Die Parameter ν_c , ν_{St} , ω_{St} , δ und ν_s hängen von dem jeweiligen Gleitlager ab. Gemäß der Affinitätsgesetze [Vih+13] steigt die von der Pumpe generierte Förderhöhe proportional zum Quadrat der Drehzahl. Daher wird durch die Pumpe während des Betriebes bei 10 % der Maximaldrehzahl nur 1 % der maximalen Förderhöhe bereitgestellt. Entsprechend wird die Pumpe, abgesehen vom initialen Startvorgang, erst ab einigen hundert Umdrehungen betrieben, da andernfalls keine nennenswerte Förderhöhe generiert wird. Da es sich um eine Nassläuferpumpe handelt und der Rotorraum durch das Fördermedium durchströmt wird, ist des Weiteren der Lomakin-Effekt wirksam, wodurch eine zentrierende Kraft auf die Motorwelle wirkt [Pal03]. Entsprechend wird im Folgenden die Annahme getroffen, dass der Übergang zwischen Grenzreibung und Mischreibung im üblichen Betriebsbereich vernachlässigt werden kann, da sich bei den entsprechenden Drehzahlen bereits eine ausreichende Schmierfilmstärke ausgebildet hat.

Somit lässt sich das Reibmoment aus Gleichung (4.2.9) vereinfachen zu einer Überlagerung von Coulombscher und viskoser Reibung mit den Reibungskoeffizienten ν_c und ν_s :

$$M_{R,S}(\omega) = \nu_c + \nu_s \omega. \quad (4.2.10)$$

Das erläuterte Verhalten lässt sich auch auf die Saughalsdichtung übertragen, wodurch dieses Reibmoment durch Anpassung der Werte der Parameter ν_c und ν_s in Gleichung (4.2.10) ebenfalls berücksichtigt wird.

Zusätzlich zu der Reibung aufgrund der Lager und der Saughalsdichtung entsteht bedingt durch die Reibung zwischen dem Laufrad und dem Fördermedium die Reibkomponente $M_{R,L}$, welche von dem Parameter ν_i und der Kreisfrequenz ω abhängt [El-13]:

$$M_{R,L} = \nu_i \omega^2. \quad (4.2.11)$$

Durch Kombination der Reibterme aus Gleichung (4.2.10) und Gleichung (4.2.11) kann das gesamte Reibmoment M_R und die aufgrund dieses Reibmomentes entstehende Verlustleistung P_R bestimmt werden:

$$P_R = M_R \omega = \nu_c \omega + \nu_s \omega^2 + \nu_i \omega^3. \quad (4.2.12)$$

Modellierung der hydraulischen Leistungsaufnahme

Die Komponenten der hydraulischen Leistungsaufnahme werden analog zur der Modellierung der Förderhöhe in Kapitel 2 anhand eines elektrischen Ersatzschaltbildes in Abbildung 4.2 illustriert.

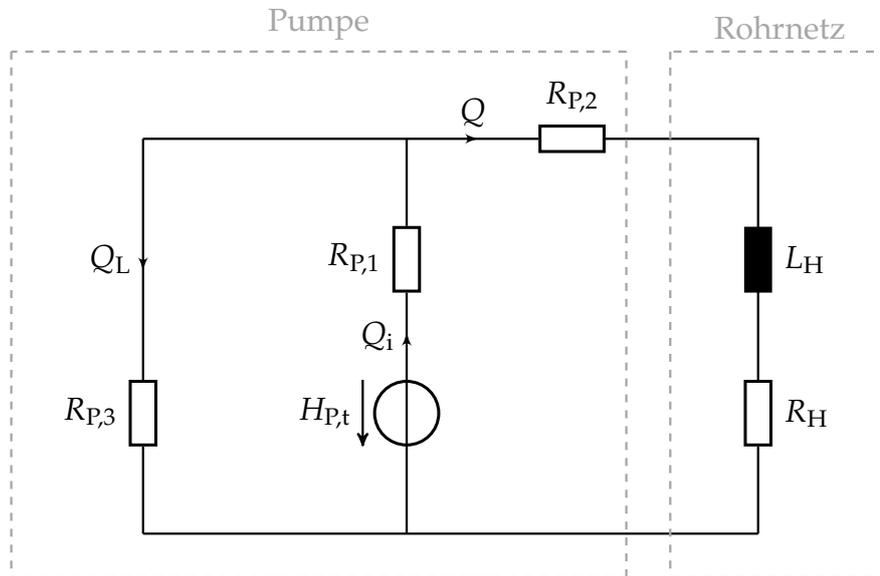


Abbildung 4.2.: Darstellung des hydraulischen Ersatzschaltbildes von Pumpe und Rohrnetz

Die Pumpe kann als Kombination aus einer idealen Druckquelle und mehrerer Widerstände modelliert werden [Kal05]. Die ideale Druckquelle generiert den theoretischen Differenzdruck $\Delta p_{P,t}$ beziehungsweise die theoretische Förderhöhe $H_{P,t}$, welche sich anhand von Gleichung (2.1.2) bestimmen lässt. Die Variable Q stellt den Volumenstrom dar, der am Druckstutzen der Pumpe austritt, Q_i den Volumenstrom innerhalb des Laufrades der Pumpe und Q_L den Leckagestrom, welcher aufgrund nicht idealer Eigenschaften von Dichtungen entsteht. Die Pumpeninnenwiderstände $R_{P,1}$, $R_{P,2}$ und $R_{P,3}$ bilden jeweils den Druckabfall innerhalb des Laufrades, zwischen Laufradaustritt und Druckstutzen und innerhalb des Pfades des Leckagestroms ab, welche beispielsweise durch die Reibung zwischen dem zu fördernden Medium und dem Pumpengehäuse beziehungsweise dem Laufrad entstehen [Gül13; Pfl55]. Die verschiedenen Verlustarten sind jeweils zu einem Widerstand pro Pfad zusammengefasst. Der Druckverlust durch das Rohrnetz wird gemäß des Modells aus Kapitel 2.2 durch den hydraulischen Widerstand R_H und die hydraulische Induktivität L_H abgebildet.

Die Darstellung des hydraulischen Kreislaufs in Abbildung 4.2 legt die Annahme nahe, dass die hydraulischen Verluste bei Kenntnis des Volumenstroms Q_i für das Aufstellen eines Modells der Gesamtleistung nicht relevant sind. Denn unabhängig davon, ob hydraulische Verluste in der Pumpe oder dem Rohrnetz entstehen, muss die ideale Quelle die identische hydraulische Leistung P_h liefern, da die hydraulische Leistung dem Produkt von Volumenstrom und dem jeweiligen Differenzdruck entspricht [Ise08], so dass gilt:

$$P_h = \Delta p_{P,t} Q_i = \rho_m g H_{P,t} Q_i. \quad (4.2.13)$$

Die Grundlage für die Herleitung des theoretischen Differenzdrucks $\Delta p_{P,t}$ beziehungsweise der theoretischen Förderhöhe $H_{P,t}$ bildet die Fließgeschwindigkeit des Mediums innerhalb des Laufrades und die Laufradgeschwindigkeit.

Die relevanten Geschwindigkeitskomponenten werden anhand von Abbildung 4.3 verdeutlicht.

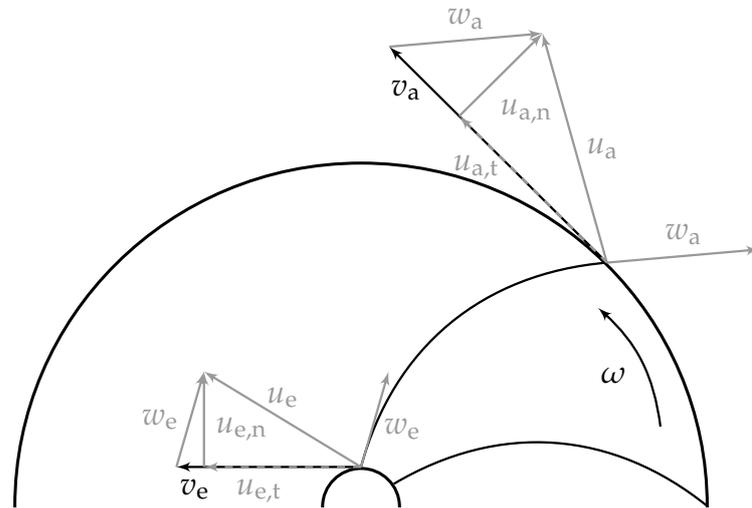


Abbildung 4.3.: Darstellung der Laufradgeschwindigkeit und der Geschwindigkeit des Fördermediums bei Eintritt in das Laufrad und Verlassen des Laufrades [PP05]

Die Variablen v_e und v_a stellen die Geschwindigkeit des Laufrades am Laufradeintritt beziehungsweise Laufradaustritt dar. Die Variablen w_e und w_a repräsentieren jeweils die Geschwindigkeit des Fördermediums relativ zur Laufradgeschwindigkeit beim Eintritt in das Laufrad beziehungsweise Verlassen des Laufrades. Die Variablen u_e und u_a stellen die Absolutgeschwindigkeit des Fördermediums am Laufradeintritt beziehungsweise Laufradaustritt dar. Die Absolutgeschwindigkeit u_e des Mediums am Laufradeintritt lässt sich in die Komponenten $u_{e,t}$ und $u_{e,n}$ separieren, welche eine Tangential- beziehungsweise Normalkomponente bezogen auf die Laufradgeschwindigkeit v_e bilden. Die Absolutgeschwindigkeit u_a des Mediums beim Verlassen des Laufrades lässt sich ebenso in die Komponenten $u_{a,t}$ und $u_{a,n}$ unterteilen, welche tangential beziehungsweise orthogonal zu der Laufradgeschwindigkeit v_a verlaufen. Das Drehmoment, welches die Pumpe aufbringen muss, und die damit an das Fluid übertragene Energie ist abhängig von der Geschwindigkeitsänderung des Mediums innerhalb des Laufrades. Aus der an das Fluid übertragenen Energie resultiert der theoretische Differenzdruck $\Delta p_{P,t}$ gemäß der Eulerschen Turbinengleichung [Fl15]:

$$\Delta p_{P,t} = \rho_m (v_a u_{a,t} - v_e u_{e,t}). \quad (4.2.14)$$

Der generierte Differenzdruck hängt gemäß der Eulerschen Turbinengleichung von der Laufradgeschwindigkeit und der Änderung der Tangentialkomponente der Mediengeschwindigkeit innerhalb des Laufrades ab. Da gemäß Gleichung (4.2.13) die hydraulische Leistung proportional zu dem Differenzdruck ist, spiegelt sich dieser Zusammenhang ebenso in der hydraulischen Leistung wieder.

Bei Betrachtung von Gleichung (4.2.14) zeigt sich, dass die auf Abbildung 4.2 basierende Annahme der Modellierung der Leistung unabhängig von den internen Verlusten der Pumpe nicht valide ist. Da der theoretische Differenzdruck und die damit an das Fördermedium übertragene Energie durch die Änderung der Mediengeschwindigkeit zwischen Laufradeintritt und Laufradaustritt entsteht, erfolgt in Abhängigkeit der Verluste innerhalb des Laufrades eine von der theoretischen Förderhöhe abweichende Energiezufuhr.

Berücksichtigt man zusätzlich zu der theoretischen Förderhöhe nach Gleichung (2.1.2) die bereits in Kapitel 2.1 modellierten Verluste innerhalb des Laufrades, wie beispielsweise den Druckabfall des Fördermediums aufgrund von Reibung innerhalb der Laufradkanäle nach Gleichung (2.1.3) oder die Stoßverluste innerhalb des Laufrades nach Gleichung (2.1.4), da das Fluid nicht tangential zu den Laufradschaufeln fließt, ergibt sich durch Multiplikation der Differenzdrücke mit dem Volumenstrom Q gemäß Gleichung (4.2.13) folgende hydraulische Leistungsaufnahme:

$$P_h = a_t \omega^2 Q + b_t \omega Q^2 - c_t Q^3. \quad (4.2.15)$$

Die Koeffizienten a_t , b_t und c_t sind von der Konstruktionsweise des jeweiligen Pumpenaggregates abhängig.

Da Gleichung (4.2.15) nur hydraulische Verluste innerhalb des Laufrades berücksichtigt, lässt sich kein direkter Zusammenhang zu den Koeffizienten der Förderhöhen-gleichung (2.1.5) herstellen, welche auch die Verluste innerhalb des Pumpengehäuses beinhaltet. Für den Volumenstrom wird wie in Kapitel 2.1 die Annahme getroffen, dass der Leckagestrom vernachlässigbar gering ist, so dass der außerhalb der Pumpe gemessene Förderstrom Q statt dem Laufradvolumenstrom Q_i verwendet wird.

Dynamischer Leistungsanteil

Abschließend wird das Leistungsmodell um einen dynamischen Leistungsanteil ergänzt, welcher die Leistungsaufnahme bei Veränderung der Drehzahl der Pumpe berücksichtigt. Die Leistungsaufnahme P_J aufgrund einer Änderung der Drehzahl kann basierend auf dem zur Drehzahländerung notwendigen Drehmoment M_J berechnet werden [EH11]:

$$P_J = M_J \omega = J \omega \frac{d\omega}{dt}. \quad (4.2.16)$$

Die Komponente $\frac{d\omega}{dt}$ stellt die zeitliche Änderung der Drehzahl in Form des Differentialquotienten der Kreisfrequenz ω bezüglich der Zeit t dar und der Parameter J repräsentiert die Massenträgheit bedingt durch die Motorwelle, das Laufrad und die Masse des sich im Laufrad befindlichen Fördermediums.

4.3. Gesamtmodell der Motoreingangsleistung

Eine Messung und darauf basierende Validierung der einzelnen Komponenten des Leistungsmodells ist nur mit hohem Aufwand durchführbar [Mei+18a]. Beispielsweise ist zur Unterscheidung zwischen Eisenverlusten und Reibungsverlusten der Aufbau eines baugleichen Motors, bei dem die Permanentmagnete durch ein Material mit identischer Masse ersetzt werden, möglich [Jar+15]. Bei diesem Ansatz kann der Motor extern angetrieben und das entsprechende Reibmoment mittels einer Drehmomentmesswelle erfasst werden, so dass das Reibungsmodell separat betrachtet werden kann.

Aufgrund des erheblichen Aufwands zur messtechnischen Erfassung der Einzelmodelle werden die Eisenverluste gemäß Gleichung (4.2.8), die Reibungsverluste gemäß Gleichung (4.2.12), die hydraulische Leistung gemäß Gleichung (4.2.15) und der dynamische Leistungsanteil gemäß Gleichung (4.2.16) zu einem Gesamtmodell kombiniert, so dass eine Validierung des Gesamtmodells der Motoreingangsleistung P_m erfolgen kann:

$$\begin{aligned}
 P_m(Q, \omega) = & \underbrace{a_t Q \omega^2 + b_t \omega Q^2 - c_t Q^3}_{\text{Hydraulische Leistung}} + \underbrace{v_i \omega^3 + v_s \omega^2 + v_c \omega}_{\text{Reibungs- und Eisenverluste}} + \underbrace{J \omega \frac{d\omega}{dt}}_{\text{Dynamischer Anteil}} + \\
 & \underbrace{k_{hy} \omega \left(L_d^2 i_d^2 + 2 \Psi_P L_d i_d + L_q^2 i_q^2 \right)}_{\text{Stromabhängige Hystereseverluste}} + \underbrace{k_{wi} \omega^2 \left(L_d^2 i_d^2 + 2 \Psi_P L_d i_d + L_q^2 i_q^2 \right)}_{\text{Stromabhängige Wirbelstromverluste}}.
 \end{aligned} \tag{4.3.1}$$

Bei der Bestimmung des Gesamtmodells der Motoreingangsleistung P_m werden die gemäß Gleichung (4.2.1) berechneten ohmschen Verluste P_{Cu} nicht miteinbezogen. Da der ohmsche Widerstand der Statorwicklungen und die Statorströme bekannt sind, werden diese Komponenten direkt von der gemessenen Motoreingangsleistung subtrahiert. Im Folgenden wird sich daher bei der Motoreingangsleistung auf die um die Kupferverluste reduzierte Größe bezogen.

Die Reibungsverluste und die stromunabhängigen Eisenverluste wurden in Gleichung (4.3.1) zu den Termen mit den Koeffizienten v_c und v_s zusammengefasst, da diese Terme für die Eisen- und Reibungsverluste die selbe Abhängigkeit von der mechanischen Kreisfrequenz aufweisen und folglich keine direkte Unterscheidung des jeweiligen Einflusses der Komponenten auf die Leistungsaufnahme möglich ist. Zur Modellierung des Gesamtmodells der Leistungsaufnahme besteht jedoch auch keine Notwendigkeit zwischen den Einflüssen differenzieren zu können.

Des Weiteren wird im Folgenden zur Vereinfachung eine Zusammenfassung der Koeffizienten der Terme der Hystereseverluste P_{hy} und der Wirbelstromverluste P_{wi} durch die Koeffizienten k_{h1} , k_{h2} , k_{h3} , k_{w1} , k_{w2} und k_{w3} in folgender Weise verwendet:

$$P_{hy} = \omega \left(\underbrace{k_{hy} L_d^2 i_d^2}_{k_{h1}} + \underbrace{k_{hy} 2 \Psi_P L_d i_d}_{k_{h2}} + \underbrace{k_{hy} L_q^2 i_q^2}_{k_{h3}} \right), \tag{4.3.2}$$

$$P_{wi} = \omega^2 \left(\underbrace{k_{wi} L_d^2 i_d^2}_{k_{w1}} + \underbrace{k_{wi} 2 \Psi_P L_d i_d}_{k_{w2}} + \underbrace{k_{wi} L_q^2 i_q^2}_{k_{w3}} \right). \tag{4.3.3}$$

Da die Bestimmung des Volumenstroms basierend auf dem dynamischen Leistungsanteil erfolgen soll, welcher durch eine sinusförmige Drehzahlanregung erzeugt wird, wird auch das Modell der Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz bestimmt. Analog zu der Modellierung der von der Pumpe generierten Förderhöhe in Kapitel 2.1 wird der Gleichanteil und der Wechselanteil der mechanischen Kreisfrequenz gemäß Gleichung (2.1.8) und der Gleichanteil und der Wechselanteil des Volumenstroms gemäß Gleichung (2.1.9) in das Gesamtleistungsmodell eingesetzt.

Der aus der Drehzahlanregung resultierende d -Strom i_d wird als Überlagerung eines Gleichanteils $i_{d,0}$ und eines Wechselanteils bei der Anregungsfrequenz f_A mit der Amplitude $i_{d,1}$ und der auf die Drehzahlanregung bezogenen Phasenverschiebung φ_d angenommen:

$$i_d(t) = i_{d,0} + i_{d,1} \sin(2 \pi f_A t + \varphi_d). \quad (4.3.4)$$

Analog wird der q -Strom i_q durch einen Gleichanteil $i_{q,0}$ und durch einen Wechselanteil mit der Amplitude $i_{q,1}$ und der Phasenverschiebung $i_{q,1}$ dargestellt:

$$i_q(t) = i_{q,0} + i_{q,1} \sin(2 \pi f_A t + \varphi_q). \quad (4.3.5)$$

Die Stromverläufe gemäß Gleichung (4.3.4) und Gleichung (4.3.5) werden analog zu der Kreisfrequenz und dem Volumenstrom in das Gesamtleistungsmodell aus Gleichung (4.3.1) eingesetzt.

Durch Anwendung der Fourier-Transformation nach Gleichung (2.1.10) und Gleichung (2.1.11) auf das Gesamtleistungsmodell wird die aus der Drehzahlanregung resultierende Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz bestimmt.

Durch die Fourier-Transformation ergibt sich der Realteil P_{Re} der Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz

$$\begin{aligned} P_{Re} = & \omega_1 \left(b_t Q_0^2 + \frac{1}{2} b_t Q_1^2 + 2 a_t Q_0 \omega_0 + 2 v_s \omega_0 + 3 v_i \omega_0^2 + \frac{3}{4} v_i \omega_1^2 + v_c \right) + \\ & + Q_1 \cos(\varphi_Q) \left(-3 c_t Q_0^2 - \frac{3}{4} c_t Q_1^2 + 2 b_t Q_0 \omega_0 + a_t \omega_0^2 + \frac{3}{4} a_t \omega_1^2 \right) + \\ & + \frac{1}{4} b_t Q_1^2 \omega_1 \cos(2 \varphi_Q) + P_{Re,d} + P_{Re,q} \end{aligned} \quad (4.3.6)$$

mit dem Term $P_{Re,d}$, welcher die von dem d -Strom abhängigen Eisenverluste abbildet

$$\begin{aligned} P_{Re,d} = & \omega_1 \left(k_{h1} i_{d,0}^2 + \frac{1}{2} k_{h1} i_{d,1}^2 + k_{h2} i_{d,0} + 2 k_{w1} i_{d,0}^2 \omega_0 + k_{w1} i_{d,1}^2 \omega_0 + 2 k_{w2} i_{d,0} \omega_0 \right) + \\ & + \cos(\varphi_d) \left(2 k_{h1} i_{d,0} i_{d,1} \omega_0 + k_{h2} i_{d,1} \omega_0 + 2 k_{w1} i_{d,0} i_{d,1} \omega_0^2 \right) + \\ & + \cos(\varphi_d) \left(k_{w2} i_{d,1} \omega_0^2 + \frac{3}{2} k_{w1} i_{d,0} i_{d,1} \omega_1^2 + \frac{3}{4} k_{w2} i_{d,1} \omega_1^2 \right) + \\ & + \cos(2 \varphi_d) \left(\frac{1}{4} k_{h1} i_{d,1}^2 \omega_1 + \frac{1}{2} k_{w1} i_{d,1}^2 \omega_0 \omega_1 \right), \end{aligned} \quad (4.3.7)$$

und dem Term $P_{\text{Re},q}$, welcher die von dem q -Strom abhängigen Eisenverluste darstellt

$$\begin{aligned}
 P_{\text{Re},q} = & \omega_1 \left(k_{\text{h}3} i_{q,0}^2 + \frac{1}{2} k_{\text{h}3} i_{q,1}^2 + 2 k_{\text{w}3} \omega_0 i_{q,0}^2 + k_{\text{w}3} i_{q,1}^2 \omega_0 \right) + \\
 & + i_{q,0} i_{q,1} \cos(\varphi_q) \left(2 k_{\text{h}3} \omega_0 + 2 k_{\text{w}3} \omega_0^2 + \frac{3}{2} k_{\text{w}3} \omega_1^2 \right) + \\
 & + i_{q,1}^2 \cos(2\varphi_q) \omega_1 \left(\frac{1}{4} k_{\text{h}3} + \frac{1}{2} k_{\text{w}3} \omega_0 \right).
 \end{aligned} \tag{4.3.8}$$

Der durch die Fourier-Transformation bestimmte Imaginärteil P_{Im} der Leistungsaufnahme kann wie folgt bestimmt werden:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{Im}} = & J 2 \pi f_{\text{A}} \omega_0 \omega_1 + \frac{1}{4} b_{\text{t}} Q_1^2 \omega_1 \sin(2\varphi_Q) + P_{\text{Im},d} + P_{\text{Im},q} + \\
 & + Q_1 \sin(\varphi_Q) \left(-3 c_{\text{t}} Q_0^2 - \frac{3}{4} c_{\text{t}} Q_1^2 + 2 b_{\text{t}} Q_0 \omega_0 + a_{\text{t}} \omega_0^2 + \frac{1}{4} a_{\text{t}} \omega_1^2 \right).
 \end{aligned} \tag{4.3.9}$$

Die Terme $P_{\text{Im},d}$ und $P_{\text{Im},q}$ bilden jeweils die von dem d -Strom beziehungsweise dem q -Strom abhängigen Terme des Imaginärteils P_{Im} der Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz ab:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{Im},d} = & i_{d,1} \sin(\varphi_d) \left(2 k_{\text{h}1} i_{d,0} \omega_0 + k_{\text{h}2} \omega_0 + 2 k_{\text{w}1} i_{d,0} \omega_0^2 \right) + \\
 & + i_{d,1} \sin(\varphi_d) \left(k_{\text{w}2} \omega_0^2 + \frac{1}{2} k_{\text{w}1} i_{d,0} \omega_1^2 + \frac{1}{4} k_{\text{w}2} \omega_1^2 \right) + \\
 & + \omega_1 i_{d,1}^2 \sin(\varphi_d) \cos(\varphi_d) \left(\frac{1}{2} k_{\text{h}1} + k_{\text{w}1} \omega_0 \right),
 \end{aligned} \tag{4.3.10}$$

$$\begin{aligned}
 P_{\text{Im},q} = & i_{q,0} i_{q,1} \sin(\varphi_q) \left(2 k_{\text{h}3} \omega_0 + 2 k_{\text{w}3} \omega_0^2 + \frac{1}{2} k_{\text{w}3} \omega_1^2 \right) + \\
 & + \omega_1 i_{q,1}^2 \sin(\varphi_q) \cos(\varphi_q) \left(\frac{1}{2} k_{\text{h}3} + k_{\text{w}3} \omega_0 \right).
 \end{aligned} \tag{4.3.11}$$

Bei Kenntnis der Modellparameter, welche in Kapitel 5 ermittelt werden, kann basierend auf dem Modell des Realteils P_{Re} der Leistungsaufnahme nach Gleichung (4.3.6) und dem Modell des Imaginärteils P_{Im} der Leistungsaufnahme nach Gleichung (4.3.9) in den nachfolgenden Kapiteln die Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz bestimmt werden.

5

Parameteridentifikation und Validierung des Modells der Motoreingangsleistung

Nachdem in Kapitel 4 ein physikalisch basiertes Leistungsmodell des Pumpenaggregates entwickelt wurde, erfolgt in diesem Kapitel die Identifikation der Modellparameter und die Validierung des Modells.

In Kapitel 5.1 findet die Identifikation der Parameter des Gesamtmodells der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates aus Kapitel 4.3 anhand einer stationären Kennfeldmessung statt. Darauf folgend wird in Kapitel 5.2 analog zu der Validierung des Förderhöhenmodells die Validierung des Leistungsmodells bei Einprägung einer sinusförmigen Drehzahlanregung für diese Anregungsfrequenz durchgeführt. Abschließend wird in Kapitel 5.3 die Parameteridentifikation und Validierung des Leistungsmodells an einem weiteren Prüfling vollzogen. Im Rahmen dieser Validierung wird auch die Validierung der Kombination des hydraulischen Gesamtmodells aus Kapitel 2.3 und des Leistungsmodells vollzogen. Die Validierung eines zweiten Prüflings ist einerseits notwendig, da im Verlauf dieser Arbeit auch dieser Prüfling verwendet wird und demzufolge die Validität des Modells für diesen Prüfling gegeben sein muss. Des Weiteren bietet die Validierung an einem weiteren Prüfling den Vorteil, dass die Übertragbarkeit des Modells auf andere Pumpenaggregate und entsprechend die Allgemeingültigkeit des Modells bestätigt werden kann.

5.1. Parameteridentifikation des Leistungsmodells

Zur Bestimmung der Parameter des Leistungsmodells wird die während des statischen Förderhöhenkennfeldes aus Abbildung 3.2 gemessene Motoreingangsleistung zu Grunde gelegt.

Die gemessene Motoreingangsleistung des Pumpenaggregates und die basierend auf den identifizierten Modellparametern berechnete Leistungsaufnahme werden in Abbildung 5.1 in Abhängigkeit der Kreisfrequenz ω und des Volumenstroms Q dargestellt.

Zur Identifikation der Modellparameter wird wie bei der Identifikation der Parameter des hydraulischen Modells die Methode der kleinsten Quadrate und die Gütefunktion gemäß Gleichung (3.1.1) angewandt. Da gemäß der Affinitätsgesetze die hydraulischen

sche Leistungsaufnahme proportional zur dritten Potenz der Drehzahl steigt [Vih+13], wird bei der Identifikation der Modellparameter eine Regularisierung angewandt. Bei steigender Drehzahl, jedoch konstantem Volumenstrom, steigt die hydraulische Leistungsaufnahme nur noch proportional zum Quadrat der Drehzahl. Daher werden die Elemente des Regressors und des Regressanden bei der Bestimmung der Modellparameter jeweils durch die quadrierte Kreisfrequenz dividiert, um bei identischem Volumenstrom eine ähnlich hohe Gewichtung verschiedener Drehzahlen zu erzielen. Da das Trägheitsmoment J von der Änderung der Kreisfrequenz abhängt und daher nicht anhand stationärer Arbeitspunkte ermittelt werden kann, wird dieser Anteil bei der stationären Parameteridentifikation vorerst vernachlässigt.

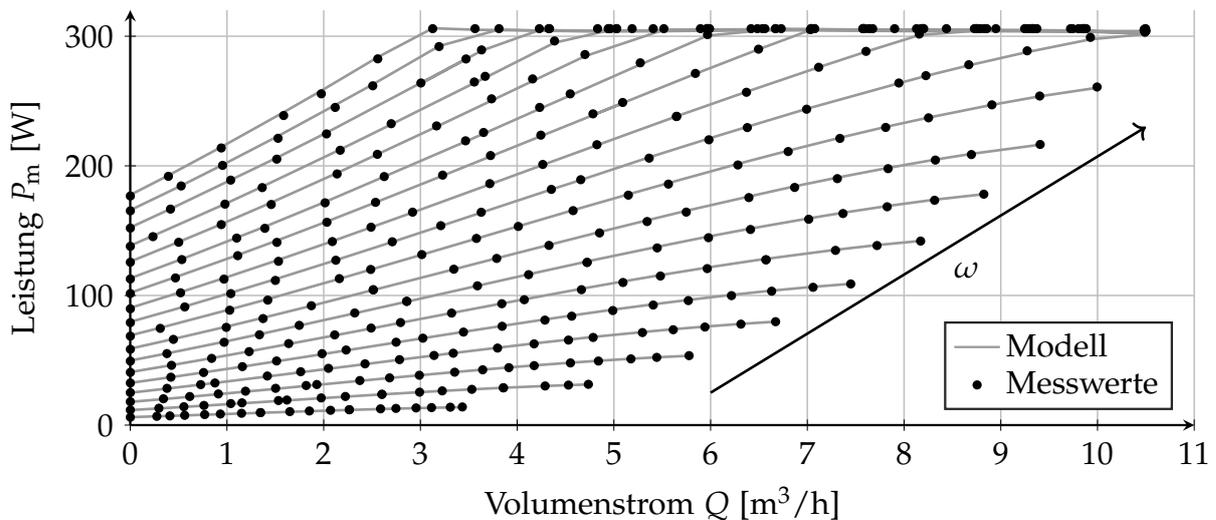


Abbildung 5.1.: Darstellung der Motoreingangsleistung P_m der Stratos MAXO 25/0,5-12 in Abhängigkeit der mechanischen Kreisfrequenz ω und des Volumenstroms Q

Wie bereits bei dem Förderhöhenkennfeld aus Abbildung 3.2 überlagern sich die Leistungskennlinien der hohen Drehzahlen mit steigendem Volumenstrom. Dieser Effekt ist bedingt durch die internen Schutzfunktionen der Motorsteuerung, welche zu einer Reduktion des internen Sollwertes der Drehzahlregelung führen, um die zulässige Maximalleistung des Motors nicht zu überschreiten. Da es aufgrund der Drehzahlreduktion zu einer vermehrten Anzahl von Messpunkten im Grenzbereich kommt, wurden bei der Parameterbestimmung bezüglich der Messwerte im Grenzbereich nur die Messwerte bei der höchsten Soll Drehzahl berücksichtigt. Dies vermeidet eine überproportional hohe Gewichtung dieses Bereichs des Kennfeldes im Vergleich zu anderen Arbeitspunkten.

Zur quantitativen Bewertung des Modells wird wie bei der Validierung des Förderhöhenmodells in Kapitel 3 der mittlere vorzeichenbereinigte relative Fehler $MAPE$ berechnet. Der Fehler zwischen Modell und Messung beläuft sich auf $MAPE = 0,47\%$, so dass das Modell eine hohe Güte bei der Reproduktion der Messdaten aufweist. Die betragsmäßig größte relative Abweichung zwischen Messwert und Modell liegt bei $2,18\%$. Dieser Wert befindet sich ebenso in einem akzeptablen Rahmen, so dass kein einzelner Arbeitspunkt einen signifikant erhöhten relativen Fehler aufweist und das Modell die Messdaten mit hoher Genauigkeit abbilden kann.

5.2. Validierung des Leistungsmodells

Nachdem die Modellparameter des Leistungsmodells anhand einer stationären Messung bestimmt wurden, findet eine Validierung des Leistungsmodells anhand der dynamischen Leistungsaufnahme statt. Zu diesem Zweck wird bei der zeitlich hochaufgelösten Messung aus Kapitel 3.1, welche zur Validierung des Förderhöhenmodells genutzt wurde, neben der Fourier-Transformation der Kreisfrequenz und der hydraulischen Größen auch eine Fourier-Transformation der Leistungsaufnahme durchgeführt, um den Gleichanteil und den Wechselanteil der gemessenen Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz zu extrahieren.

Der Realteil P_{Re} und der Imaginärteil P_{Im} der Leistung bei der Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ und der Amplitude $N_1 = 120 \text{ min}^{-1}$ werden in Abbildung 5.2 in Abhängigkeit der Gleichanteile N_0 und Q_0 der Drehzahl und des Volumenstroms dargestellt.

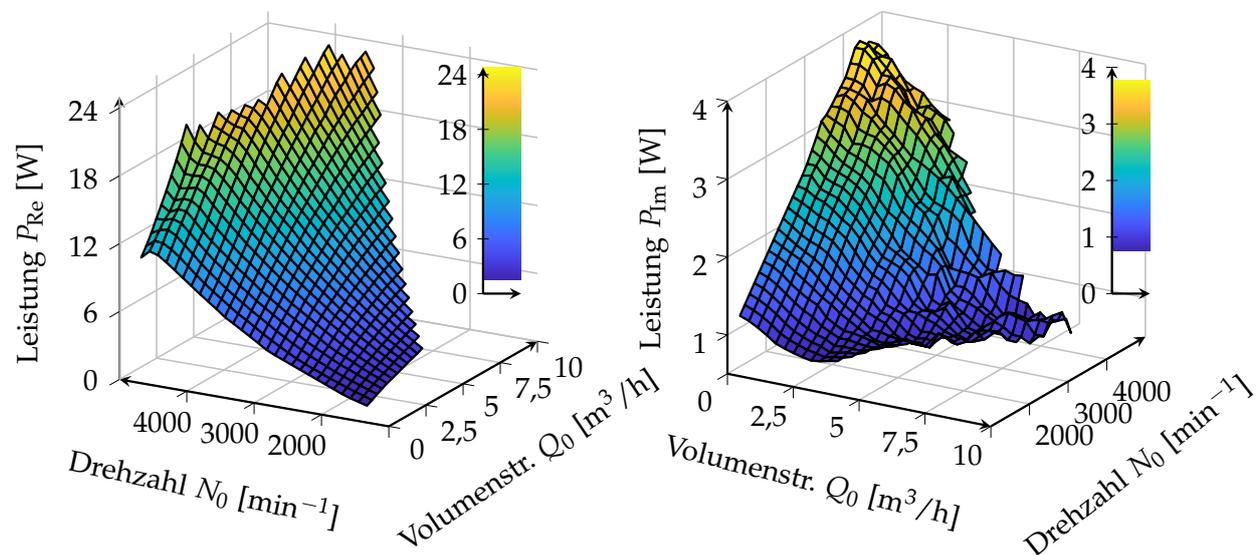


Abbildung 5.2.: Darstellung des Realteils P_{Re} (links) und des Imaginärteils P_{Im} (rechts) der gemessenen Leistungsvariation der Stratos MAXO 25/0,5-12 bei der Frequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Wie ersichtlich ist, steigt der Realteil P_{Re} der Leistungsaufnahme für den Volumenstrom $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ bei geschlossenem Ventil mit der Drehzahl bis auf den Drehzahlbereich nahe der Maximaldrehzahl kontinuierlich an. Dies entspricht dem gemäß des Modells aus Gleichung (4.3.6) erwarteten Verhalten, da in diesem Fall nur Leistung aufgrund der Reibungs- und Eisenverluste, welche mit der Drehzahl ansteigen, bereitgestellt werden muss.

Nahe der Maximaldrehzahl sinkt der Wert von P_{Re} jedoch wieder ab, da der Motor den Drehzahlbereich erreicht in dem eine Feldschwächung stattfindet. Mit steigender Drehzahl erhöht sich die aufgrund der Permanentmagneten generierte Gegeninduktionsspannung. Da diese die maximal verfügbare Spannung nicht übersteigen kann, wird im Bereich hoher Drehzahlen ein negativer d -Strom eingepreßt, um das magnetische Feld bedingt durch die Permanentmagneten zu schwächen und somit den Betrieb bei höheren Drehzahlen zu ermöglichen [Har+01]. Aufgrund der Reduktion

der Stärke des Magnetfeldes werden auch die Eisenverluste reduziert, so dass die Leistungsaufnahme in diesem Bereich absinkt.

Betrachtet man den Imaginärteil P_{Im} der Leistungsaufnahme für den Volumenstrom $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ bei geschlossenem Ventil lässt sich analog zu dem Realteil ein Anstieg mit steigender Drehzahl verzeichnen. Bei geschlossenem Ventil haben laut des Modells nach Gleichung (4.3.9) nur der Term mit dem Trägheitsmoment J und die Eisenverluste bedingt durch die Ströme einen Einfluss auf die Leistungsaufnahme. Da der Leistungsanteil bedingt durch das Trägheitsmoment gemäß Modell proportional zur Kreisfrequenz steigt, ist die Beobachtung des Leistungsanstiegs mit der Drehzahl konform zu dem Modell.

Da das kombinierte Trägheitsmoment J der Motorwelle, des Laufrades und des darin befindlichen Mediums nicht basierend auf der stationären Messung bestimmt werden kann, wird dieser Parameter auf Grundlage des gemessenen Imaginärteils P_{Im} der Leistung nachträglich identifiziert. Bei geschlossenem Ventil und damit $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ wird gemäß des Modells der Imaginärteil P_{Im} nur durch das Trägheitsmoment und die Eisenverluststerme $P_{\text{Im},d}$ und $P_{\text{Im},q}$ beeinflusst, so dass im Falle von $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ und $Q_1 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ gilt:

$$P_{\text{Im}} = J 2 \pi f_A \omega_0 \omega_1 + P_{\text{Im},d} + P_{\text{Im},q}. \quad (5.2.1)$$

Daher werden diese Messwerte von P_{Im} bei geschlossenem Ventil um die modellierten Eisenverluste $P_{\text{Im},d}$ und $P_{\text{Im},q}$, deren Parameter bereits anhand der stationären Messung bestimmt wurden, bereinigt und das Trägheitsmoment mittels der Methode der kleinsten Quadrate anhand der bereinigten Werte bestimmt.

Nach der Bestimmung des Trägheitsmoments anhand der Messdaten bei geschlossenem Ventil erfolgt die Validierung des Modells anhand des gesamten Kennfeldes. Zur quantitativen Bewertung des Modells werden die relativen Fehler $e_{P_{\text{Re},r}} = 100 \% \frac{\hat{P}_{\text{Re}} - P_{\text{Re}}}{P_{\text{Re}}}$ und $e_{P_{\text{Im},r}} = 100 \% \frac{\hat{P}_{\text{Im}} - P_{\text{Im}}}{P_{\text{Im}}}$ des Realteils und des Imaginärteils der modellierten Leistungswerte bei der Anregungsfrequenz bezogen auf die Messwerte berechnet.

Die relativen Fehler $e_{P_{\text{Re},r}}$ und $e_{P_{\text{Im},r}}$ werden in Abbildung 5.3 dargestellt.

Der mittlere vorzeichenbereinigte relative Fehler des Realteils P_{Re} der Leistungsaufnahme beträgt $MAPE = 2,3 \%$. Bei Betrachtung des Verlaufes von P_{Re} in Abbildung 5.2 lässt sich bei konstanter Drehzahl ein näherungsweise linearer Anstieg mit steigendem Volumenstrom ausmachen, so dass anhand von P_{Re} der Volumenstrom bestimmt werden könnte. Unter der Annahme, dass sich Modellfehler in ähnlicher Größenordnung bei der Volumenstrombestimmung niederschlagen, zeigt das Modell des Realteils mit dem Wert von $MAPE = 2,3 \%$ eine hohe Güte.

Betrachtet man den Verlauf des Fehlers $e_{P_{\text{Re},r}}$ des Realteils ist ersichtlich, dass gewisse Bereiche des Kennfeldes betragsmäßig betrachtet einen erhöhten Fehler besitzen. Der relative Fehler steigt absolut betrachtet bei den geringsten Drehzahlen mit sinkendem Volumenstrom signifikant an. Der über das Kennfeld betrachtet höchste Fehler ergibt sich bei der geringsten Drehzahl und $Q_0 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ bei geschlossenem Ventil. In diesem Arbeitspunkt beträgt der vorzeichenbereinigte relative Fehler $|e_{P_{\text{Re},r}}| = 9,5 \%$. Es gilt jedoch zu berücksichtigen, dass der gemessene Wert von P_{Re} in diesem Betriebspunkt mit $P_{\text{Re}} = 1,49 \text{ W}$ den über das Kennfeld betrachtet geringsten Wert annimmt.

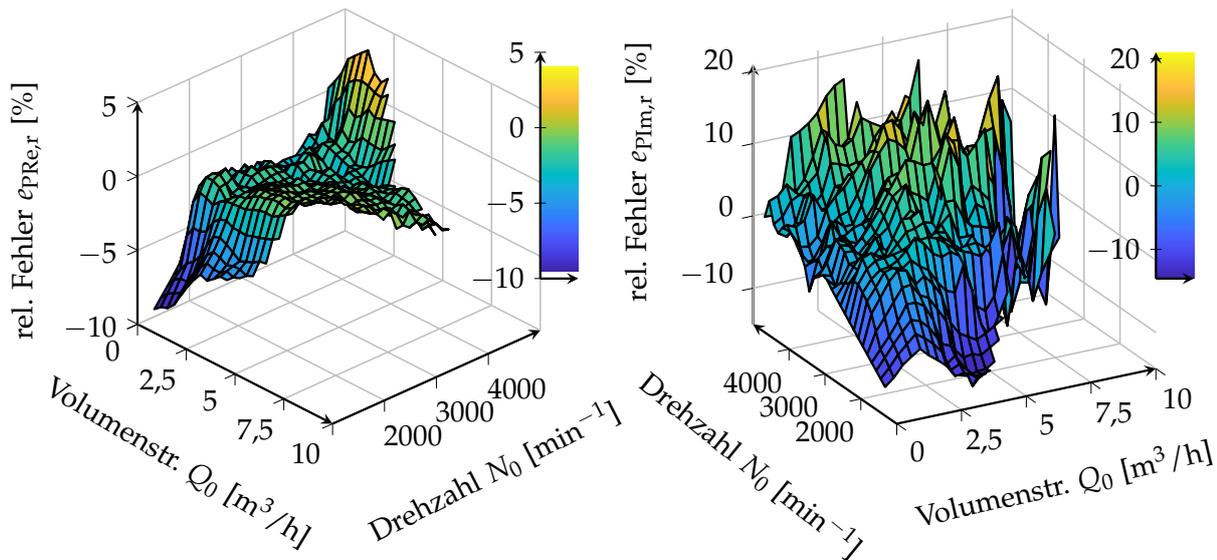


Abbildung 5.3.: Darstellung des relativen Fehlers $e_{pRe,r}$ des Realteils (links) und des relativen Fehlers $e_{pIm,r}$ des Imaginärteils (rechts) der modellierten Leistungsvariation bezogen auf die gemessene Leistungsvariation der Stratos MAXO 25/0,5-12 bei der Frequenz $f_A = 1,3Hz$ in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Dieser Wert entspricht bezogen auf den maximal gemessenen Wert der Leistung von $P_m = 305,8W$ während der stationären Kennfeldmessung aus Abbildung 5.1 nur einem Messwert von 0,49% der maximal gemessenen Leistung des Antriebs. Da die Messsensorik des Antriebs basierend auf den maximalen Werten der zu messenden Größen ausgelegt wird, kann dieser erhöhte Fehler aufgrund von Ungenauigkeiten der Leistungsmessung des Antriebs hervorgerufen werden.

Des Weiteren liegt im Bereich der maximalen Drehzahlen ein erhöhter Fehler $e_{pRe,r}$ vor. Bei hohen Drehzahlen steigt der Fehler auf einen in diesem Bereich maximalen Wert von $e_{pRe,r} = 4,1\%$. In dem hohen Drehzahlbereich befindet sich der Antrieb im Bereich der Feldschwächung, weshalb betragsmäßig eine signifikante Erhöhung des d -Stroms erfolgt. Um dies zu verdeutlichen wird der Gleichanteil $i_{d,0}$ des d -Stroms und die Amplitude $i_{d,1}$ des Wechselanteils des d -Stroms bei der Anregungsfrequenz, welche in das Leistungsmodell eingehen, in Abbildung 5.4 in Abhängigkeit des Gleichanteils der Drehzahl und des Volumenstroms dargestellt.

Wie ersichtlich ist, erfolgt bei hohen Drehzahlen aufgrund der Feldschwächung betragsmäßig ein erheblicher Anstieg von $i_{d,0}$ und $i_{d,1}$. Bei der Modellierung der Leistung werden konstante Modellparameter angenommen. Aufgrund des magnetischen Flusses der Permanentmagneten in Richtung der d -Achse kann im unbestromten Zustand bereits eine erhöhte Sättigung der Induktivität L_d vorliegen. Durch die Feldschwächung wird diese Sättigung reduziert, so dass die Annahme konstanter Modellparameter möglicherweise nicht valide ist. Da der relative Fehler in dem Feldschwächungsbereich einen maximalen Wert von $e_{pRe,r} = 4,1\%$ besitzt, befindet sich der Fehler jedoch noch in einem akzeptablen Bereich und es wird zur Vermeidung der Erhöhung der Modellkomplexität von der Einführung arbeitspunktabhängiger Koeffizienten abgesehen.

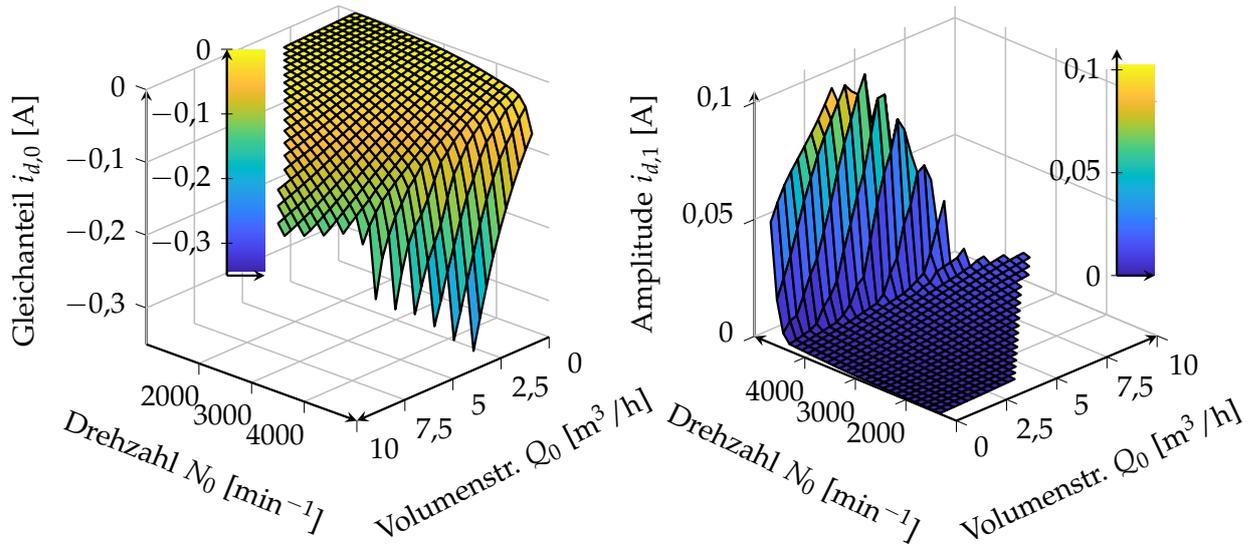


Abbildung 5.4.: Darstellung des Gleichanteils $i_{d,0}$ des d -Stroms (links) und der Amplitude $i_{d,1}$ des d -Stroms der Stratos MAXO 25/0,5-12 bei der Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ (rechts) in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Der mittlere vorzeichenbereinigte relative Fehler des Imaginärteils der Leistungsaufnahme besitzt im Vergleich zum Realteil einen erhöhten Wert von $MAPE = 6,7\%$. Prinzipiell lässt sich wie bei dem Realteil beobachten, dass im Bereich geringer Drehzahlen ein betragsmäßig erhöhter Fehler vorliegt. Da auch der Wert von P_{Im} mit sinkender Drehzahl abfällt und bei der geringsten Drehzahl und $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ mit $P_{\text{Im}} = 1,15 \text{ W}$ im Vergleich zu dem geringsten Wert des Realteils von $P_{\text{Re}} = 1,49 \text{ W}$ einen noch niedrigeren Wert aufweist, ist davon auszugehen, dass auch in diesem Fall bei geringen Drehzahlen ein erhöhter Einfluss durch Messungenauigkeiten vorliegt.

Im Gegensatz zu dem Realteil ist nicht das Verhalten zu beobachten, dass der Fehler mit steigendem Volumenstrom betragsmäßig sinkt. Bei hohen Volumenströmen liegt sogar ein betragsmäßiger Anstieg des Fehlers vor. Betrachtet man Abbildung 5.2 lässt sich dies damit begründen, dass der Imaginärteil im Gegensatz zum Realteil keinen monoton steigenden Verlauf über den Volumenstrom besitzt, sondern mit steigendem Volumenstrom signifikant absinkt. Generell ist die Größenordnung der Werte des Imaginärteils bei allen Drehzahlen bei mittleren und höheren Volumenströmen um ein Vielfaches geringer als die Werte des Realteils, so dass mit steigendem Volumenstrom signifikante lokale Schwankungen des Fehlers $e_{P_{\text{Im},r}}$ zu beobachten sind. Aufgrund der geringen Werte von P_{Im} ist es naheliegend anzunehmen, dass diese Schwankungen durch Messungenauigkeiten und Rauschen entstehen. Zur Verbesserung der Signalqualität kann eine Messung mit erhöhter Anregungsamplitude erfolgen. Da bereits eine Anregung mit einer Amplitude von $N_1 = 120 \text{ min}^{-1}$ erfolgt, wird hiervon abgesehen, um eine zu hohe Auslenkung aus dem Arbeitspunkt zu vermeiden. Des Weiteren wird im Rahmen der Validierung in Kapitel 5.3 die Betrachtung des Leistungsmodells an einem weiteren Prüfling vollzogen bei dem eine höhere Signalqualität der Messwerte des Imaginärteils P_{Im} vorliegt, so dass eine aussagekräftigere Bewertung bezüglich der Güte des Modells des Imaginärteils der Leistungsaufnahme möglich ist.

5.3. Validierung des kombinierten Modells des hydraulischen Systems und der Motoreingangsleistung

Um eine Analyse des Einflusses der Eigenschaften des hydraulischen Systems auf den Wechselanteil der Leistungsaufnahme, auf welcher der neue Ansatz zur Volumenstrombestimmung basiert, zu ermöglichen, müssen das Gesamtmodell des hydraulischen Systems aus Kapitel 2.3 und das Gesamtmodell der Motoreingangsleistung aus Kapitel 4.3 kombiniert werden.

Das Gesamtmodell des hydraulischen Systems und das Leistungsmodell wurden bereits für die Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Kapitel 3.3 beziehungsweise Kapitel 5.2 unabhängig voneinander validiert. Daher erfolgt diesem Abschnitt eine Kombination und Validierung der Modelle, indem statt der gemessenen Amplitude Q_1 und dem gemessenen Phasenwinkel φ_Q der Volumenstromvariation die mittels des hydraulischen Modells berechneten Werte als Eingangsgrößen für das Leistungsmodell verwendet werden.

Wie aus Abbildung 5.1 hervorgeht, ist das Kennfeld der stationären Leistungsaufnahme des bisher betrachteten Prüflings nicht rückgekrümmt, so dass die Leistung bei steigendem Volumenstrom einen monoton steigenden Verlauf aufweist und der konventionelle Ansatz zur Volumenstrombestimmung anhand der stationären Leistungsaufnahme angewendet werden könnte. Dieser Prüfling wurde bisher verwendet, da der Prüfstand für die Baugröße dieses Prüflings über Sensorik verfügt, welche eine Erfassung transients hydraulischer Vorgänge und somit die separate Validierung der Modelle ermöglicht hat. Da das neue Verfahren zur Volumenstrombestimmung darauf abzielt eine Volumenstrombestimmung auch bei Pumpenaggregaten mit mehrdeutigen Leistungskennlinien, wie in der Einleitung dieser Arbeit in Abbildung 1.4 dargestellt, zu erlauben, wird zur Validierung der Kombination des Hydraulikmodells und des Leistungsmodells ein neuer Prüfling verwendet, welcher einen rückgekrümmten Leistungsverlauf über den Volumenstrom aufweist. Da die separaten Modelle bereits an einem Prüfling validiert wurden, bietet die Betrachtung eines weiteren Prüflings mit anderen Eigenschaften des Weiteren den Vorteil, dass die Übertragbarkeit der vorgestellten Modelle auf Pumpenaggregate mit anderen Eigenschaften bestätigt wird.

Der im Folgenden verwendete Prüfling ist eine Stratos MAXO 80/0,5-16 der Firma Wilo. Eine detaillierte Beschreibung des Prüflings ist Anhang B.2 zu entnehmen.

Der Prüfstand, in welchem der Prüfling verbaut ist, besitzt einen prinzipiell ähnlichen Aufbau wie der bereits verwendete Prüfstand aus Abbildung 3.1. Der Prüfstand besitzt jedoch kein variables Rohrnetz. Des Weiteren weist die Sensorik zur Erfassung der hydraulischen Größen im Vergleich zum vorherigen Prüfstand eine weit geringere Dynamik auf, so dass keine Erfassung transients hydraulischer Vorgänge möglich ist. Eine detaillierte Beschreibung des Prüfstands ist Anhang B.2 zu entnehmen.

Zur Parametrierung des hydraulischen Modells für diesen Prüfling wird analog zu der Messung des stationären Förderhöhenkennfeldes des ersten Prüflings eine Kennfeldmessung bei 18 verschiedenen Drehzahlen ohne Drehzahlanregung durchgeführt. Die Drehzahlen wurden gewählt, so dass die generierte Förderhöhe bei geschlossenem Ventil äquidistante Abstände zwischen den Drehzahlen aufweist. Die Ermittlung

der Parameter des Förderhöhenmodells der Pumpe wird analog zur Bestimmung der Koeffizienten des ersten Prüflings in Kapitel 3.1 durchgeführt.

Die gemessene Förderhöhe und die anhand der ermittelten Modellparameter berechnete Förderhöhe sind in Abbildung 5.5 dargestellt.

Der mittlere vorzeichenbereinigte Fehler zwischen den gemessenen und den modellierten Werten der Förderhöhe beträgt $MAPE = 1,1\%$. Entsprechend reproduziert das Modell die Messdaten im Mittel mit zufriedenstellender Güte. Der betragsmäßig maximale relative Fehler liegt jedoch bei $6,2\%$, so dass in einzelnen Arbeitspunkten im Vergleich zum mittleren Fehler erhöhte Modellabweichungen zu erwarten sind.

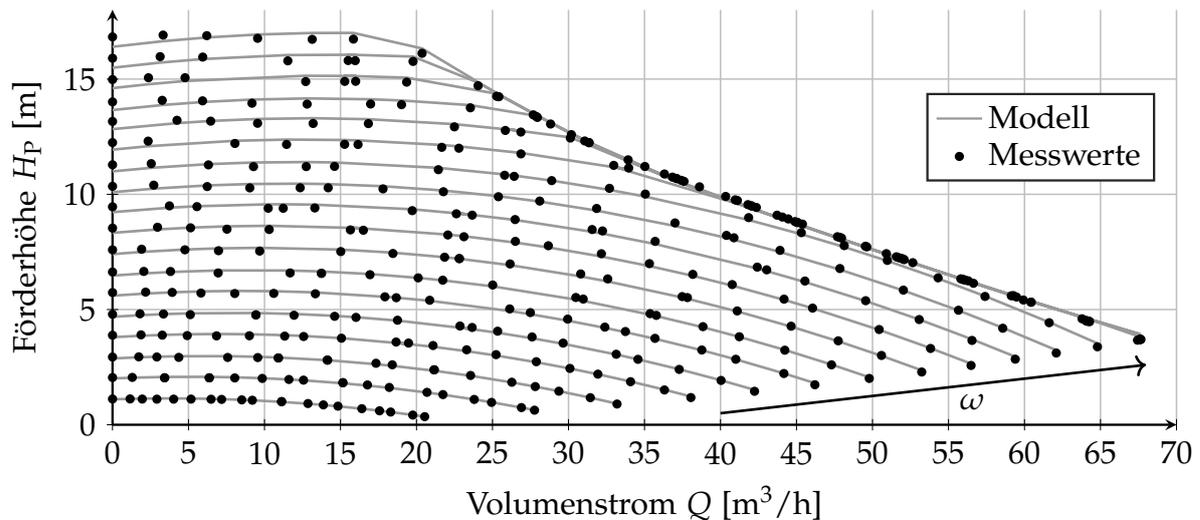


Abbildung 5.5.: Darstellung des Kennfeldes der generierten Förderhöhe H_P der Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit der Kreisfrequenz ω und des Volumenstroms Q

Eine Identifikation der hydraulischen Induktivität L_P der Pumpe anhand transienter Vorgänge, wie sie bei dem vorherigen Prüfling bei der Validierung des Förderhöhenmodells in Kapitel 3.1 durchgeführt wurde, kann aufgrund der begrenzten Dynamik der Prüfstandssensoren nicht vollzogen werden. Wie bereits in Kapitel 3 anhand von Gleichung (2.3.4) gezeigt wurde, überlagern sich die hydraulischen Induktivitäten der Pumpe und des Rohrnetzes bei der Bestimmung der Volumenstromschwankung additiv. Bei dem ersten Prüfling lag das Verhältnis der hydraulischen Induktivität L_H des Rohrnetzes und der hydraulischen Induktivität L_P der Pumpe bei $\frac{L_H}{L_P} = 11,4$. Es ist anzunehmen, dass der Prüfstand des zweiten Prüflings aufgrund der Rohrnetzlänge, welche gemäß Gleichung (2.2.8) einen maßgeblichen Einfluss auf die hydraulische Induktivität besitzt, ebenso einen dominanten Faktor im Vergleich zu der Pumpe darstellt, so dass im Folgenden die hydraulische Induktivität dieses Prüflings im Vergleich zur Induktivität des Rohrnetzes als vernachlässigbar angenommen wird.

Die Identifikation der Parameter des Leistungsmodells erfolgt anhand der während der Kennfeldmessung aus Abbildung 5.5 gemessenen Leistungsaufnahme. Die Bestimmung der Parameter des Leistungsmodells nach Gleichung (4.3.1) erfolgt analog zu der Bestimmung der Koeffizienten des Leistungsmodells des ersten Prüflings.

Die gemessene Leistungsaufnahme und die anhand der identifizierten Modellparameter berechnete Leistungsaufnahme werden in Abbildung 5.6 dargestellt.

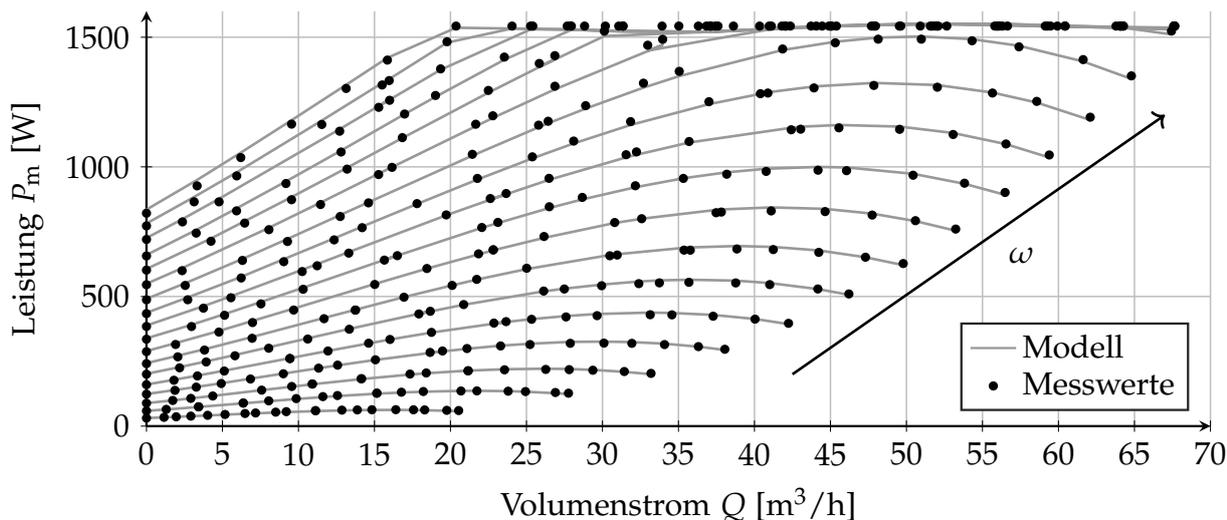


Abbildung 5.6.: Darstellung der Motoreingangsleistung P_m der Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit der mechanischen Kreisfrequenz ω und des Volumenstroms Q

Der mittlere vorzeichenbereinigte relative Fehler des Leistungsmodells liegt bezogen auf die gemessene Leistungsaufnahme bei $MAPE = 0,82\%$. Der betragsmäßig größte Wert des relativen Fehlers liegt bei $4,31\%$, so dass in einzelnen Arbeitspunkten erhöhte Modellfehler jedoch keine signifikanten Ausreißer existieren. Entsprechend weist das Modell eine hohe Güte bezüglich der Abbildung der Messdaten auf.

Zur Validierung des Modells wird die Kennfeldmessung aus Abbildung 5.6 analog zu dem vorherigen Prüfling mit einer Überlagerung der Drehzahl durch eine sinusförmige Anregung wiederholt. Der Sollwert $N_{1,r}$ der Amplitude der Drehzahlanregung und die Frequenz f_A der Drehzahlanregung werden analog zu dem vorherigen Prüfling zu $N_{1,r} = 120 \text{ min}^{-1}$ und $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ gewählt. Die Verläufe des gemessenen Realteils P_{Re} und des gemessenen Imaginärteils P_{Im} der aus der Drehzahlanregung resultierenden Leistungsvariation können Abbildung 5.7 entnommen werden.

Vergleicht man die Verläufe der Leistungsanregung mit den Verläufen des vorherigen Prüflings aus Abbildung 5.2, sind bei beiden Prüflingen bei steigender Drehzahl ähnliche Verläufe zu beobachten. Bezüglich des Einflusses des Volumenstroms sind jedoch diverse Unterschiede in den Verläufen der Leistungsanregung ersichtlich.

Sowohl bei dem neuen als auch bei dem vorherigen Prüfling lässt sich mit steigender Drehzahl bei dem Realteil und dem Imaginärteil der Leistungsvariation ein Anstieg beobachten. Eine Ausnahme bei beiden Prüflingen bilden Drehzahlen nahe der Maximaldrehzahl, da sich in diesem Bereich aufgrund der Feldschwächung eine Reduktion der Eisenverluste und entsprechend der Leistungsvariation ergibt.

Bei dem neuen Prüfling existiert bei konstanter Drehzahl nicht nur eine Rückkrümmung der stationären Leistungsaufnahme mit steigendem Volumenstrom, sondern auch bei dem Realteil P_{Re} lässt sich bei hohen Drehzahlen mit steigendem Volumenstrom ein Abflachen der Kennlinie beobachten, so dass beispielsweise bei der Drehzahl $N = 2620 \text{ min}^{-1}$ bei hohen Volumenströmen mit steigendem Volumenstrom kein nennenswerter Anstieg von P_{Re} mehr erfolgt. Im Gegensatz dazu wies der vorherige Prüfling einen monoton steigenden Verlauf von P_{Re} über den Volumenstrom auf.

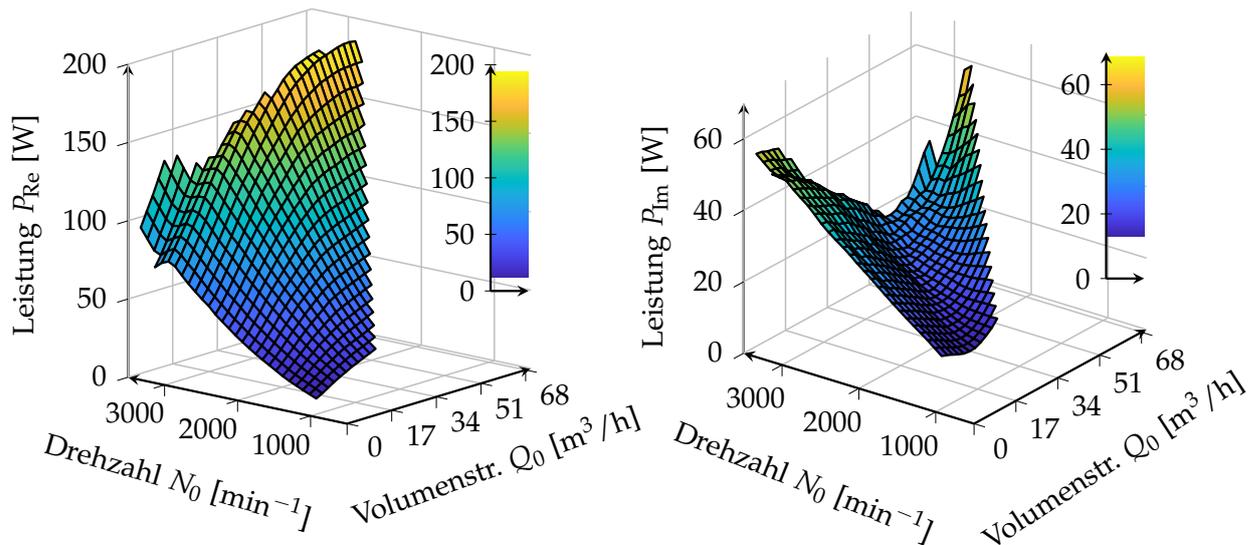


Abbildung 5.7.: Darstellung des Realteils P_{Re} (links) und des Imaginärteils P_{Im} (rechts) der gemessenen Leistungsvariation der Stratos MAXO 80/0,5-16 bei der Frequenz $f_A = 1,3$ Hz in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Auch bezüglich des Verlaufs des Imaginärteils P_{Im} lassen sich zwischen den Prüflingen Unterschiede feststellen. Bei dem Prüfling aus Kapitel 5.2 erfolgte über den Volumenstrom bei konstanter Drehzahl eine signifikante Abnahme des Wertes von P_{Im} . Bei diesem Prüfling war nur bei sehr hohen Volumenströmen ein Abflachen bis hin zu einem geringen Anstieg von P_{Im} zu verzeichnen. Bei dem neuen Prüfling ergibt sich Anfangs bei steigendem Volumenstrom auch ein Absinken des Wertes von P_{Im} . Im mittleren Volumenstrombereich ergibt sich jedoch für jede Drehzahl ein Minimum ab dem der Imaginärteil der Leistungsvariation wieder einen Anstieg verzeichnet. Dieser Anstieg setzt sich bis zu hohen Volumenströmen fort, so dass der Wert von P_{Im} bei konstanter Drehzahl bei hohen Volumenströmen sogar höhere Werte als bei geschlossenem Ventil und $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ aufweist.

Zur quantitativen Bewertung der Güte der Kombination aus hydraulischem Modell und Leistungsmodell werden zunächst die Amplitude Q_1 und der Phasenwinkel φ_Q der Volumenstromschwankung anhand des hydraulischen Modells bestimmt. Zu diesem Zweck wird für jeden gemessenen Arbeitspunkt des Kennfeldes aus Abbildung 5.7 der hydraulische Widerstand $R_{H,t}$ des Rohrnetzes anhand von Gleichung (3.2.1) für $Q_1 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ ermittelt. Die hydraulische Induktivität L_H wird anhand der Prüfstandsabmessungen gemäß Gleichung (2.2.8) berechnet. Basierend auf den Rohrnetzparametern $R_{H,t}$ und L_H und den bereits ermittelten Parametern des Förderhöhenmodells des Prüflings werden der Phasenwinkel und die Amplitude der Volumenstromanregung nach Gleichung (2.3.2) und Gleichung (2.3.3) bestimmt.

Da das Trägheitsmoment J des Leistungsmodells nicht anhand der stationären Kennfeldmessung ermittelt werden kann, ist die Bestimmung dieses Parameters vor der Validierung notwendig. Zu diesem Zweck wird der Modellparameter J in analoger Vorgehensweise zu Kapitel 5.2 basierend auf dem gemessenen Imaginärteil der Leistungsvariation bei geschlossenem Ventil und $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ bestimmt.

Im nächsten Schritt wird anhand der Gleichanteile Q_0 und N_0 des Volumenstroms und der Drehzahl, der Amplitude N_1 der Drehzahlanregung, der Ströme und der mittels des hydraulischen Modells berechneten Volumenstromschwankung die Leistungsvariation bei der Anregungsfrequenz berechnet. Zur quantitativen Bewertung der Modellgüte wird der relative Fehler $e_{P_{Re},r}$ des modellierten Realteils und der relative Fehler $e_{P_{Im},r}$ des modellierten Imaginärteils jeweils bezogen auf den gemessenen Wert der Leistungsvariation aus Abbildung 5.7 berechnet.

Die relativen Fehler $e_{P_{Re},r}$ und $e_{P_{Im},r}$ sind in Abbildung 5.8 für jeden Arbeitspunkt des gemessenen Kennfeldes aus Abbildung 5.7 dargestellt.

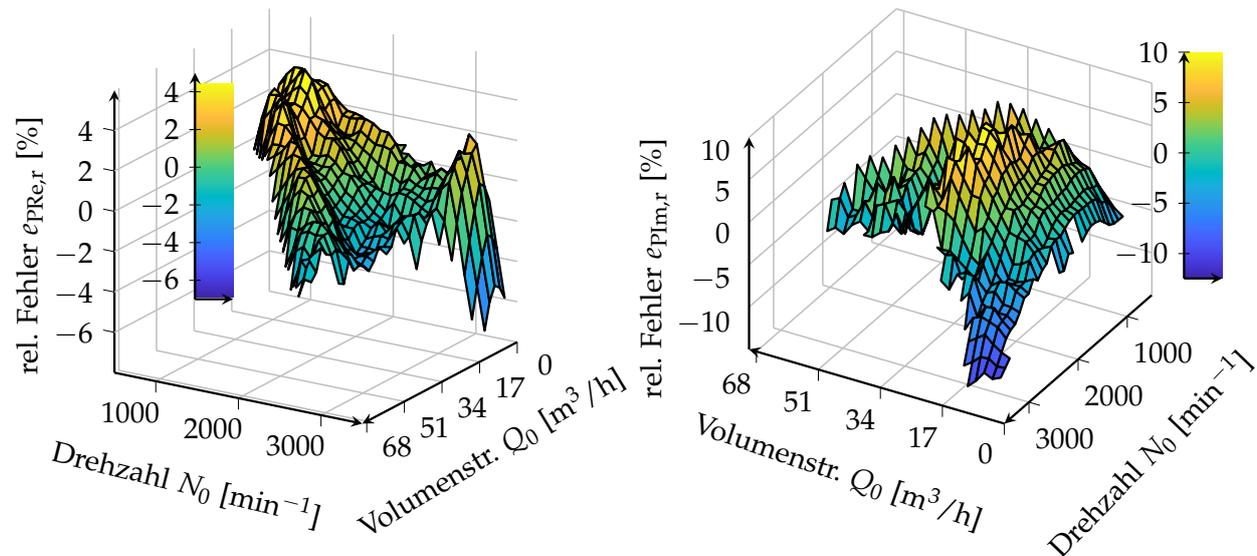


Abbildung 5.8.: Darstellung des relativen Fehlers $e_{P_{Re},r}$ des Realteils (links) und des relativen Fehlers $e_{P_{Im},r}$ des Imaginärteils (rechts) der modellierten Leistungsvariation bezogen auf die gemessene Leistungsvariation der Stratos MAXO 80/0,5-16 bei der Frequenz $f_A = 1,3$ Hz in Abhängigkeit des Gleichanteils N_0 der Drehzahl und des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms

Der Anstieg des Realteils P_{Re} der Leistungsvariation des Prüflings weist bei hohen Volumenströmen eine Abflachung auf. Näherungsweise kann der Verlauf über den Volumenstrom jedoch als linear betrachtet werden, so dass sich ein Fehler des Modells von P_{Re} entsprechend auch bei Nutzung dieser Größe zur Volumenstrombestimmung widerspiegeln würde. Auf Grundlage dieser Annahme weist das Modell mit einem mittleren vorzeichenbereinigten relativen Fehler des Realteils der Leistungsvariation von $MAPE = 1,7\%$ eine hohe Güte auf.

Falls die Amplitude Q_1 und der Phasenwinkel φ_Q der Volumenstromschwankung nicht anhand des hydraulischen Modells des Systems berechnet werden und mit den Werten $Q_1 = 0$ m³/h und $\varphi_Q = 0^\circ$ angenommen werden, erhöht sich der Fehler auf $MAPE = 11,6\%$. Folglich ergibt sich bei Vernachlässigung der Volumenstromschwankung eine signifikante Erhöhung des Fehlers, da in diesem Fall die Volumenstromschwankung einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss darstellt. Obwohl aufgrund der unzureichenden Dynamik der hydraulischen Sensorik des Prüfstands keine Validierung des hydraulischen Modells bei der Anregungsfrequenz möglich ist, kann basierend auf der hohen Güte des Leistungsmodells bei Berücksichtigung der be-

rechneten Volumenstromschwankung im Vergleich zu dem hohen Fehler bei Vernachlässigung dieser Komponente die Schlussfolgerung getroffen werden, dass das hydraulische Modell eine hinreichende Güte für Betrachtungen in Kombination mit dem Leistungsmodell besitzt.

Der Verlauf von $e_{P_{Re,r}}$ weist in den selben Bereichen des Kennfeldes wie der vorherige Prüfling erhöhte Fehler auf. Der betragsmäßig erhöhte Fehler im Bereich hoher Drehzahlen lässt sich wie bei dem ersten Prüfling durch die Feldschwächung in diesem Bereich erklären. Der Fehler im Bereich geringer Drehzahlen kann wie bei dem vorherigen Prüfling durch mögliche Ungenauigkeiten der Leistungsmessung entstehen, da der gemessene Wert des Realteils der Leistungsaufnahme in diesem Bereich auf bis zu $P_{Re} = 11,9\text{ W}$ absinkt. Dies entspricht bezogen auf den während der stationären Kennfeldmessung aus Abbildung 5.6 maximal gemessenen Wert der Leistungsaufnahme von $P_m = 1543\text{ W}$ einem Verhältnis von $0,77\%$, so dass Ungenauigkeiten der Sensorik einen erhöhten Einfluss haben können.

Der mittlere vorzeichenbereinigte relative Fehler des Imaginärteils der Leistungsvariation liegt bei $MAPE = 3,5\%$, so dass das Modell des Imaginärteils im Vergleich zum Realteil einen erhöhten Fehler aufweist. Bei Vernachlässigung der Volumenstromschwankung ergibt sich eine signifikante Erhöhung des Fehlers auf $MAPE = 13,0\%$, weshalb auch in diesem Fall die Volumenstromschwankung beziehungsweise eine mögliche Fortpflanzung von Fehlern des hydraulischen Modells einen nicht zu vernachlässigen Einfluss darstellt.

Bei dem Fehler des modellierten Imaginärteils ist in Abbildung 5.8 neben dem Bereich der Feldschwächung bei hohen Drehzahlen ein erhöhter Fehler im mittleren Volumenstrombereich der jeweiligen Drehzahl zu beobachten, welcher einen maximalen Wert von $e_{P_{Im,r}} = 9,9\%$ annimmt. Dies ist der Kennfeldbereich in dem der gemessene Imaginärteil P_{Im} in Abbildung 5.7 seinen minimalen Wert bei der jeweiligen Drehzahl annimmt bevor mit weiterem Anstieg des Volumenstroms ein Anstieg von P_{Im} zu verzeichnen ist. Wie in Kapitel 7 gezeigt wird, stellt der Realteil P_{Re} der Leistungsvariation die relevante Größe für die Volumenstrombestimmung basierend auf der Drehzahlanregung dar, so dass die vorliegenden erhöhten Modellabweichungen des Imaginärteils in bestimmten Bereichen des Kennfeldes in Bezug auf die Zielsetzung der Volumenstrombestimmung keine Relevanz besitzen.

Zusammenfassend betrachtet weist das Modell des Imaginärteils der Leistungsvariation mit einem Fehler von $MAPE = 3,5\%$ im Vergleich zu dem Modell des Realteils, welches einen mittleren Fehler von $MAPE = 1,7\%$ besitzt, eine verringerte Güte auf. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird gezeigt, dass der Realteil P_{Re} die relevante Größe für die Volumenstrombestimmung darstellt. Unter der Annahme, dass sich Fehler des Modells des Realteils P_{Re} der Leistungsvariation in ähnlicher Größenordnung in der Volumenstrombestimmung widerspiegeln, weist das Modell des Realteils mit einem Fehler von $MAPE = 1,7\%$ in Bezug auf die Zielsetzung der Volumenstrombestimmung eine hohe Güte auf und kann in nachfolgenden Kapitel verwendet werden.

6

Systemanregung durch Drehzahlvariation

Die Bestimmung des Volumenstroms soll anhand der Leistungsschwankung, welche aus der Einprägung einer sinusförmigen Drehzahnregelung resultiert, erfolgen. Um den Volumenstrom modellbasiert bestimmen zu können, muss daher die eingeprägte Drehzahnregelung bekannt sein. Bei Kenntnis der Lage des Rotors der Maschine kann die Drehzahl aus der zeitlichen Änderung des Lagewinkels bestimmt werden. Da die betrachteten Pumpenaggregate keinen Lagegeber besitzen, wird in Kapitel 6.1 ein Ansatz zur Bestimmung der Rotorlage und der Drehzahl basierend auf elektrischen Messgrößen erläutert. Des Weiteren wird in Kapitel 6.2 eine Drehzahlregelung vorgestellt, welche es ermöglicht die gewünschte Drehzahnregelung einzuprägen. Abschließend werden in Kapitel 6.3 Ansätze vorgestellt, um die Drehzahnregelung auch in Grenzbereichen des Antriebs wie im Bereich der maximal zulässigen Leistung und des maximal zulässigen Stroms des Antriebs der Pumpe durchzuführen.

6.1. Bestimmung der Rotorlage und der Drehzahl des Motors

Die feldorientierte Regelung ist der am weitesten verbreitete Ansatz zur Stromregelung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen [Wie12]. Durch Einsatz eines rotorsynchronen Koordinatensystems liegen die Ströme bei stationärem Arbeitspunkt als Gleichgrößen vor, wodurch die Anwendung vereinfachter Regelungskonzepte ermöglicht wird. Daher wird diese Regelungsart auch für die Regelung der Phasenströme der in dieser Arbeit eingesetzten Prüflinge verwendet. Zum Einsatz dieser Regelungsart ist aufgrund der Anwendung der Park-Transformation [Par29] die Kenntnis der elektrischen Rotorlage des Antriebs notwendig. Basierend auf der Rotorlage kann anhand der zeitlichen Änderung des Rotorlagewinkels auch die Drehzahl des Motors bestimmt werden.

Da die Verwendung eines Lagegebers zur Bestimmung der Rotorlage einige Nachteile wie höhere Kosten und eine geringere Robustheit des Gesamtsystems zur Folge hat [Pau+13], wird oft die indirekte Bestimmung des Lagewinkels des Rotors einem Lagegeber vorgezogen. Darüber hinaus wird der Einsatz eines Lagegebers bei den in dieser Arbeit verwendeten Prüflingen erschwert, da die Motorwelle, an welcher der Lagegeber angebracht würde, nicht von außerhalb des Pumpengehäuses zugänglich ist. Eine Montage innerhalb der Pumpe ist aufgrund des Platzbedarfs des Sensors

nicht ohne Weiteres möglich. Des Weiteren handelt es sich bei den Prüflingen um Nassläufer-Pumpen, weshalb der Rotorraum des Motors mit dem zu fördernden Medium gefüllt ist. Dies erschwert die Anwendung eines Lagegebers zusätzlich, da bei einer Montage des Lagegebers innerhalb der Pumpe dieser hermetisch gegenüber dem Medium abgedichtet sein müsste, um ein Eindringen des Mediums in den Sensor zu verhindern. Entsprechend wäre auch die nachträgliche Erweiterung der Prüflinge mit einem Lagegeber aufwendig. Daher wird in dieser Arbeit eine indirekte Bestimmung der Rotorlage basierend auf elektrischen Messgrößen durchgeführt.

Verfahren zur Bestimmung der Rotorlage lassen sich in gegeninduktionsspannungsbasierte und anisotropiebasierte Verfahren unterteilen [LM08]. Da anisotropiebasierte Verfahren die Einprägung eines Testsignales benötigen [Pau+11] und eine zur Anwendung dieser Verfahren angepasste Konstruktionsweise des Motors nötig ist [FP14], wird im Folgenden ein gegeninduktionsspannungsbasierter Ansatz verwendet.

Bei diesen Verfahren wird die Rotorlage basierend auf der Gegeninduktionsspannung, welche aufgrund des magnetischen Flusses der Permanentmagnete des Rotors im Stator induziert wird, bestimmt. Dabei wird anhand des Statorwiderstandes R_s , der Statorinduktivität L_s , der gemessenen Ströme i_α und i_β und der Umrichter Ausgangsspannungen u_α und u_β in $\alpha\beta$ -Koordinaten, welche durch Anwendung der Clarke-Transformation aus den Phasenströmen und Phasenspannungen bestimmt werden [Due+51], der Gegeninduktionsspannungsvektor $\mathbf{u}_{G,\alpha\beta}$ berechnet [Per07]:

$$\mathbf{u}_{G,\alpha\beta}(t) = \begin{bmatrix} u_{G,\alpha}(t) \\ u_{G,\beta}(t) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} u_\alpha(t) \\ u_\beta(t) \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}_{\alpha\beta}(t)} - R_s \underbrace{\begin{bmatrix} i_\alpha(t) \\ i_\beta(t) \end{bmatrix}}_{\mathbf{i}_{\alpha\beta}(t)} - L_s \frac{d}{dt} \underbrace{\begin{bmatrix} i_\alpha(t) \\ i_\beta(t) \end{bmatrix}}_{\mathbf{i}_{\alpha\beta}(t)}. \quad (6.1.1)$$

Um die Differentiation der Ströme i_α und i_β und damit erhöhten Einfluss von Messrauschen zu vermeiden, kann durch Integration des Gegeninduktionsspannungsvektors $\mathbf{u}_{G,\alpha\beta}$ der Vektor $\Psi_{P,\alpha\beta}$ des durch die Permanentmagneten bedingten magnetischen Flusses berechnet werden. Da der Winkel des Vektors $\Psi_{P,\alpha\beta}$ dem elektrischen Rotorlagewinkel ϑ_{el} entspricht, kann dieser berechnet werden [Mei+17a]:

$$\vartheta_{el}(t) = \arg \left(\underbrace{\int_0^t \mathbf{u}_{\alpha\beta}(\tau) - R_s \mathbf{i}_{\alpha\beta}(\tau) d\tau - L_s \mathbf{i}_{\alpha\beta}(t)}_{\Psi_{P,\alpha\beta}(t)} \right). \quad (6.1.2)$$

Da die Integration in Gleichung (6.1.2) den Nachteil besitzt, dass Messfehler beispielsweise durch Gleichanteile der Strom- beziehungsweise Spannungsmessung aufsummiert werden [Per07], wird in diesem Fall ein PT_1 -Glied statt einer Integration verwendet. Durch Wahl einer hinreichend geringen Eckfrequenz entspricht das Verhalten des PT_1 -Gliedes für die im Betrieb vorkommenden Frequenzen dem Verhalten eines Integrators. Die Akkumulation von Messfehlern wird jedoch vermieden.

Die elektrische Kreisfrequenz und infolgedessen die Drehzahl können anhand der zeitlichen Änderung des Lagewinkels bestimmt werden. Um einen erhöhten Einfluss von Rauschen bedingt durch eine Differentiation des Lagewinkels zu vermeiden, wird die zeitliche Änderung des Lagewinkels mittels einer Phasenregelschleife ermittelt. Die Struktur der Phasenregelschleife lässt sich Abbildung 6.1 entnehmen.

Der anhand von Gleichung (6.1.2) ermittelte Lagewinkel ϑ_{el} wird der Phasenregelschleife als Eingangsgröße zugeführt. Diese gibt als Ausgangssignal den intern ermittelten elektrischen Lagewinkel $\vartheta_{el,p}$ aus. Der Fehler e_ϑ zwischen dem Eingangswinkel und dem Ausgangswinkel wird einem PI-Regler mit der Proportionalverstärkung $k_{p,p}$ und der Integralverstärkung $k_{i,p}$ zugeführt. Die Variable s repräsentiert den komplexen Frequenzparameter der Laplace-Transformation. Als Ausgangsgröße des PI-Reglers wird die zeitliche Änderung $\frac{d\vartheta_{el,p}}{dt}$ des elektrischen Lagewinkels generiert. Durch Integration dieser Größe wird das Ausgangssignal $\vartheta_{el,p}$ der Phasenregelschleife bestimmt.

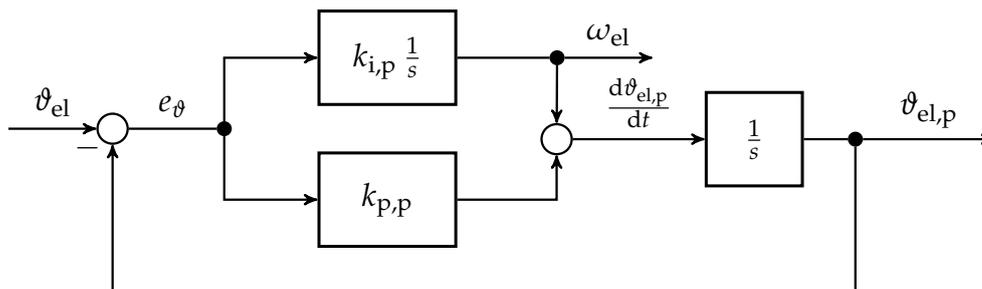


Abbildung 6.1.: Darstellung der Phasenregelschleife zur Bestimmung des Differentialquotienten $\frac{d\vartheta_{el,p}}{dt}$ des Lagewinkels $\vartheta_{el,p}$ bezüglich der Zeit t [Esk06]

Die zeitliche Änderung $\frac{d\vartheta_{el,p}}{dt}$ des Lagewinkels entspricht der elektrischen Kreisfrequenz ω_{el} . Gemäß Gleichung (6.1.2) wirkt sich beispielsweise Rauschen der Strommessung direkt auf den bestimmten Lagewinkel ϑ_{el} , welcher die Eingangsgröße der Phasenregelschleife bildet, aus. Um bei der Drehzahlbestimmung einen direkten Durchgriff von Störungen über den Proportionalanteil des Reglers zu vermeiden, wird im Folgenden, wie in Abbildung 6.1 dargestellt, nur der Integralausgang des Reglers zur Bestimmung der elektrischen Kreisfrequenz herangezogen.

Anhand der elektrischen Kreisfrequenz ω_{el} lässt sich mit der Polpaarzahl p_m des Motors die Drehzahl N und die mechanische Kreisfrequenz ω des Antriebs bestimmen:

$$N = \frac{60}{2\pi} \omega = \frac{60}{2\pi} \frac{1}{p_m} \omega_{el}. \quad (6.1.3)$$

Die Auslegung der Parameter $k_{p,p}$ und $k_{i,p}$ des PI-Reglers erfolgt nach dem Ansatz, dass die Phasenregelschleife im transienten Fall bei der maximal möglichen Beschleunigung des Motors maximal eine Abweichung von $e_\vartheta = 7^\circ$ zwischen den Lagewinkeln ϑ_{el} und $\vartheta_{el,p}$ besitzen soll [HN00]. Dieser Wert stellt aus Erfahrung für diese Anwendung einen geeigneten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Störunterdrückung der Phasenregelschleife dar.

Bei Drehzahländerungen, wie auch der Drehzahnregung, ergibt sich aufgrund der Übertragungsfunktion zwischen der anhand der Phasenregelschleife ermittelten Drehzahl \hat{N} und der realen Drehzahl N eine Phasenverschiebung [Esk06]:

$$\hat{N} = \frac{k_{i,p}}{s^2 + k_{p,p}s + k_{i,p}} N. \quad (6.1.4)$$

Da die Phasenverschiebung der Drehzahnregung bekannt ist, kann diese jedoch kompensiert werden.

Der Einsatz gegeninduktionsspannungsbasierter Verfahren ist bei sehr geringen Drehzahlen nicht möglich, da die Gegeninduktionsspannung und damit das Signal-Rausch-Verhältnis mit sinkender Drehzahl abnimmt und schließlich im Stillstand keine Spannung induziert wird. Da der von der Pumpe generierte Differenzdruck gemäß der Affinitätsgesetze quadratisch mit der Drehzahl steigt [Vih+13] und entsprechend bei sehr geringen Drehzahlen kein nennenswerter Druck generiert wird, gehört dieser Drehzahlbereich jedoch auch nicht zum üblichen Betriebsbereich der verwendeten Pumpen. Folglich stellt der verwendete Ansatz zur Rotorlage- und Drehzahlbestimmung im konventionellen Betriebsbereich keinen Nachteil dar.

Um den initialen Startvorgang des Motors ohne Kenntnis der Drehzahl und des Rotorlagewinkels zu ermöglichen, ist es üblich einen gesteuerten statt eines drehzahlregelten Anfahrvorgangs durchzuführen [Iwa+14]. Daher wird in dieser Arbeit zum Anfahren des Motors ein rotierender Stromzeiger eingepägt. Die Amplitude des Stromzeigers wird gewählt, so dass ein hinreichendes Drehmoment generiert wird und sich der Rotor entlang des Stromzeigers ausrichtet. Durch eine Rotation des Stromzeigers mit zunehmender Frequenz wird der Antrieb auf einen Drehzahlbereich beschleunigt ab dem eine gegeninduktionsspannungsbasierte Rotorlage- und Drehzahlbestimmung möglich ist.

Falls zukünftige Anwendungen einen geregelten Betrieb der Pumpe bei niedrigen Drehzahlen voraussetzen, kann die Rotorlagebestimmung um Ansätze zur anisotropiebasierten Lagebestimmung [Mei+16a; Lin03; Sch90; DL98] ergänzt werden. In diesem Fall kann anhand hybrider Ansätze bestehend aus anisotropiebasierter und gegeninduktionsspannungsbasierter Lagebestimmung eine Lagebestimmung über den gesamten Drehzahlbereich realisiert werden [Gia+11].

Da die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Prüflinge nicht mit einem Lagegeber ausgestattet sind und eine nachträgliche Montage einen hohen Aufwand erfordert, ist eine direkte Validierung des vorgestellten Ansatzes zur Drehzahlbestimmung nur schwer möglich. Da der vorgestellte Ansatz jedoch bereits in den vorherigen Kapiteln zur Drehzahlbestimmung genutzt wurde und die Hydraulik- und Leistungsmodelle, welche basierend auf der bestimmten Drehzahl berechnet wurden, bei dem Vergleich mit der Messsensorik eine hohe Güte aufwiesen, ist die Annahme gerechtfertigt, dass auch die Drehzahlbestimmung eine hinreichende Güte aufweist.

6.2. Auslegung der Drehzahlregelung zur Einprägung der Drehzahlvariation

Um die Drehzahlregelung zur Volumenstrombestimmung mit der gewünschten Amplitude einprägen zu können, muss die bereits bestehende Drehzahlregelung des Antriebs erweitert werden.

Die Implementierung des Drehzahlreglers erfolgt in zeitdiskreter Form. Da die Ausführungsfrequenz $f_{N,R}$ des Reglers mit $f_{N,R} = 5,3 \text{ kHz}$ im Vergleich zu den mechanischen Zeitkonstanten sehr hoch ist, wird die Annahme getroffen, dass die Zeitdiskretisierung eine vernachlässigbare Rolle spielt und die Reglerauslegung im zeitkontinuierlichen Bereich erfolgen kann.

Zur Analyse und Auslegung der Drehzahlregelung wird ein Modell des geschlossenen Drehzahlregelkreises erstellt, welches in Abbildung 6.2 dargestellt ist.

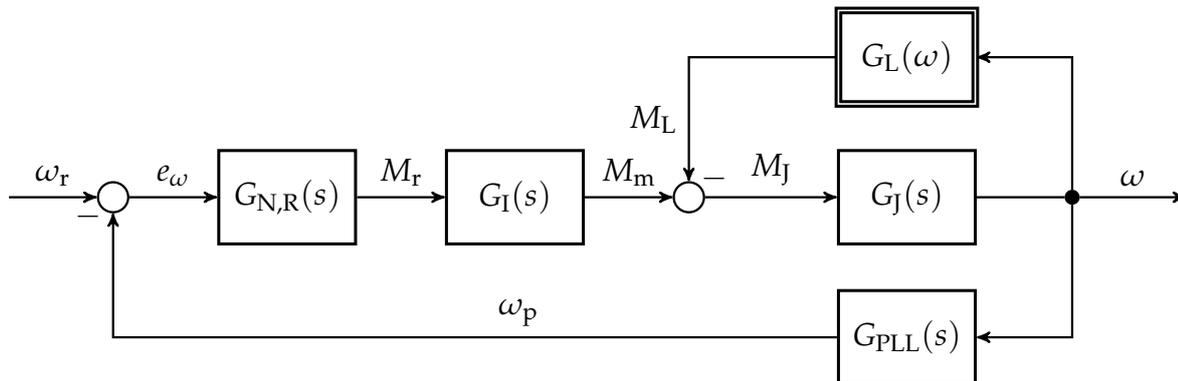


Abbildung 6.2.: Darstellung des Modells des geschlossenen Drehzahlregelkreises

Basierend auf der Abweichung e_ω zwischen der Referenzkreisfrequenz ω_r und der momentanen Kreisfrequenz ω_p , welche mittels der Phasenregelschleife ermittelt wird, bestimmt der Drehzahlregler mit der Übertragungsfunktion $G_{N,R}(s)$ das Referenzdrehmoment M_r . Als Drehzahlregler ist bereits ein PI-Regler mit der Proportionalverstärkung $k_{p,N}$ und der Integralverstärkung $k_{i,N}$ implementiert:

$$G_{N,R}(s) = k_{p,N} + k_{i,N} \frac{1}{s}. \quad (6.2.1)$$

Basierend auf dem Referenzdrehmoment M_r werden mittels eines unterlagerten Stromregelkreises die Statorströme des Motors eingeregelt, so dass der Motor das Drehmoment M_m bereitstellt. Die Übertragungsfunktion $G_I(s)$ des Stromregelkreises wird als PT_1 -Glied mit der Zeitkonstante T_I approximiert:

$$G_I(s) \approx \frac{1}{1 + s T_I}. \quad (6.2.2)$$

Das vom Motor bereitgestellte Drehmoment wird mit dem Lastmoment M_L überlagert, welches aufgrund von Reibung und dem hydraulischen Lastmoment bedingt durch die Förderung des Volumenstroms entsteht.

Der Zusammenhang zwischen Lastmoment und Kreisfrequenz wird durch die nicht-lineare Funktion $G_L(\omega)$ ausgedrückt. Da der geförderte Volumenstrom und entsprechend auch das hydraulische Lastmoment von der jeweiligen Rohrnetzkonfiguration abhängt, welche aufgrund von Änderungen der Ventilstellungen variieren kann, weist die Funktion $G_L(\omega)$ auch ein zeitvariantes Verhalten auf. Eine nähere Betrachtung dieses Verhaltens erfolgt im späteren Verlauf dieses Kapitels.

Die Kreisfrequenz ω ändert sich durch die Differenz M_J zwischen dem Antriebsmoment M_m und dem Lastmoment M_L in Abhängigkeit der Übertragungsfunktion $G_J(s)$, welche von dem Trägheitsmoment J der Motorwelle mit Laufrad und des sich im Laufrad befindlichen Mediums abhängt:

$$G_J(s) = \frac{1}{J s}. \quad (6.2.3)$$

Da die reale Kreisfrequenz nicht gemessen, sondern mittels der Phasenregelschleife aus Kapitel 6.1 bestimmt wird, erfolgt eine Rückkopplung der von der Phasenregelschleife ermittelten Kreisfrequenz ω_p . Gemäß Gleichung (6.1.4) ergibt sich zwischen der realen und der ermittelten Kreisfrequenz die Übertragungsfunktion:

$$G_{\text{PLL}}(s) = \frac{\omega_p}{\omega} = \frac{k_{i,p}}{s^2 + k_{p,p}s + k_{i,p}}. \quad (6.2.4)$$

Aufgrund des integrierenden Anteils der Regelstrecke wird das symmetrische Optimum [Sch09] zur Auslegung des Drehzahlregelkreises verwendet. Der Einfluss des Lastmomentes M_L wird hierbei als Störung angesehen und vorerst vernachlässigt. Die Phasenregelschleife wird für die Reglerauslegung analog zu dem Stromregelkreis durch ein PT_1 -System mit der Ersatzzeitkonstante T_p approximiert. Daher ergeben sich die Reglerparameter wie folgt [Sch09]:

$$k_{p,N} = \frac{J}{\alpha_N (T_I + T_p)}, \quad (6.2.5)$$

$$k_{i,N} = \frac{k_{p,N}}{\alpha_N^2 (T_I + T_p)}. \quad (6.2.6)$$

Der Faktor α_N kann hierbei gewählt werden und stellt einen Kompromiss zwischen Einregelzeit und Überschwingen des Regelkreises dar. Ein geringer Wert führt zu einer schnellen Dynamik der Regelung, aber bewirkt ein Überschwingen des geschlossenen Regelkreises. Durch einen hohen Wert kann das Überschwingen auf Kosten eines langsameren dynamischen Verhaltens reduziert werden. Daher wird $\alpha_N = 2$ gewählt, da dieser Wert als Kompromiss zwischen dynamischem Verhalten und Überschwingen empfohlen wird [Sch09].

Arbeitspunktabhängigkeit der eingepprägten Anregungsamplitude

In dem vorherigen Abschnitt wurde der nichtlineare, zeitvariante Anteil der Regelstrecke als Störung angesehen und bei der Reglerauslegung vernachlässigt. Im Folgenden soll untersucht werden, ob diese Annahme gerechtfertigt ist und wie die Drehzahlregelung, welche zur Regelung des Arbeitspunktes ausgelegt wurde, sich im Bezug auf die Einprägung einer sinusförmigen Drehzahlanregung verhält. Anhand der Beziehung

$$M = \frac{P}{\omega} \quad (6.2.7)$$

zwischen dem Drehmoment M , der mechanischen Kreisfrequenz ω und der Leistung P kann basierend auf dem Leistungsmodell nach Gleichung (4.3.1) das Lastmoment bestimmt werden, indem die hydraulischen Leistungskomponenten und die Reibungsterme, welche das Lastmoment darstellen, durch die Kreisfrequenz dividiert werden:

$$M_L(Q, \omega) = \underbrace{a_t \omega Q + b_t Q^2 - c_t \frac{Q^3}{\omega}}_{\text{hydraulisches Lastmoment}} + \underbrace{v_i \omega^2 + v_s \omega + v_c}_{\text{Reibmoment}}. \quad (6.2.8)$$

Durch Linearisierung dieser Gleichung für beliebige Arbeitspunkte mit dem Volumenstromgleichanteil Q_0 und dem Kreisfrequenzgleichanteil ω_0 erhält man die Änderung $M_{L,1}$ des Lastmomentes in Abhängigkeit der Amplitude ω_1 der Kreisfrequenzanregung und der komplexen Volumenstromschwankung \underline{Q}_1 :

$$M_{L,1} = \left(a_t Q_0 + c_t \frac{Q_0^3}{\omega_0^2} + 2 v_i \omega_0 + v_s \right) \omega_1 + \left(a_t \omega_0 + 2 b_t Q_0 - 3 c_t \frac{Q_0^2}{\omega_0} \right) \underline{Q}_1. \quad (6.2.9)$$

Durch Einsetzen der Gleichung der Volumenstromanregung \underline{Q}_1 gemäß des hydraulischen Modells nach Gleichung (2.3.4) erhält man die Linearisierung der nichtlinearen Funktion $G_L(\omega)$ in Form der Übertragungsfunktion $G_L(s)$ zwischen dem Lastmoment $M_{L,1}$ und der Kreisfrequenzamplitude ω_1 für den jeweiligen Arbeitspunkt:

$$G_L(s) = \frac{M_{L,1}}{\omega_1} = \left(a_t Q_0 + c_t \frac{Q_0^3}{\omega_0^2} + 2 v_i \omega_0 + v_s \right) + \frac{\left(a_t \omega_0 + 2 b_t Q_0 - 3 c_t \frac{Q_0^2}{\omega_0} \right) (2 a_h \omega_0 + b_h Q_0)}{2 R_H Q_0 - (b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) + s (L_H + L_P)}. \quad (6.2.10)$$

Durch Kombination der einzelnen Übertragungsfunktionen gemäß des Modells des Drehzahlregelkreises aus Abbildung 6.2 lässt sich die Übertragungsfunktion $G_N(s)$ des geschlossenen Regelkreises für den jeweiligen Arbeitspunkt herleiten:

$$G_N(s) = \frac{G_{N,R}(s) G_I(s) \frac{G_J(s)}{1+G_J(s) G_L(s)}}{1 + G_{N,R}(s) G_I(s) \frac{G_J(s)}{1+G_J(s) G_L(s)} G_{PLL}(s)}. \quad (6.2.11)$$

Bei Kenntnis der Parameter des Leistungsmodells des Pumpenaggregates und der Parameter des hydraulischen Modells der Pumpe und des Rohrnetzes kann anhand von Gleichung (6.2.11) der Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises für beliebige Arbeitspunkte bestimmt werden.

In Abbildung 6.3 wird exemplarisch für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 aus Kapitel 5.3 für verschiedene Arbeitspunkte der anhand von Gleichung (6.2.11) berechnete Amplitudengang des geschlossenen Drehzahlregelkreises mit dem Verstärkungsfaktor A_N der Übertragungsfunktion für die jeweilige Anregungsfrequenz f_A dargestellt.

Die Darstellung des Phasenganges des geschlossenen Drehzahlregelkreises erfolgt an dieser Stelle nicht. Eine gewisse Phasenverschiebung zwischen dem Sollwert und dem realen Verlauf der Drehzhanregung ist für die Volumenstrombestimmung unerheblich, da die Drehzhanregung kontinuierlich erfolgt und somit eine kontinuierliche Extraktion der Wechselgrößen zur Volumenstrombestimmung erfolgen kann.

Der Amplitudengang wird für die Gleichanteile $N_a = 1340 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2280 \text{ min}^{-1}$ der Drehzahl jeweils für den Volumenstrom $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ bei geschlossenem Ventil und bei komplett geöffnetem Ventil und damit für die jeweilige Drehzahl maximalen Volumenstrom an diesem Prüfstand dargestellt. Des Weiteren wird der Amplitudengang bei Vernachlässigung des Lastmomentes für $M_L = 0 \text{ Nm}$ dargestellt.

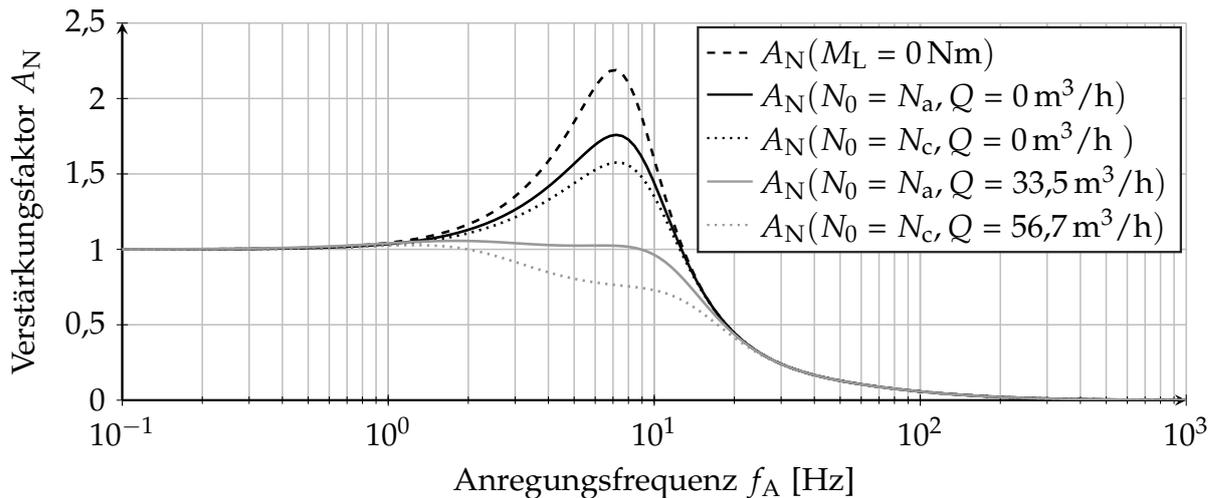


Abbildung 6.3.: Darstellung des Verstärkungsfaktors A_N des geschlossenen Drehzahlregelkreises in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz f_A für die Gleichanteile $N_a = 1340 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2280 \text{ min}^{-1}$ der Drehzahl bei unterschiedlichen Volumenströmen Q

Wie ersichtlich ist, besitzt der geschlossene Drehzahlregelkreis bei sehr geringen Anregungsfrequenzen im Bereich von $f_A = 0,1 \text{ Hz}$ und bei sehr hohen Anregungsfrequenzen im Bereich von $f_A = 1000 \text{ Hz}$ keine Abhängigkeit von dem jeweiligen Arbeitspunkt. Bei geringen Anregungsfrequenzen wird die Anregung mit dem Verstärkungsfaktor $A_N = 1$ und somit gemäß dem Sollwert eingepreägt. Im Bereich hoher Frequenzen findet eine hohe Dämpfung statt, so dass die Anregungsamplitude geringer als der Sollwert ausfallen würde und bei sehr hohen Frequenzen keine Anregung mehr möglich wäre, da der Verstärkungsfaktor sich stetig $A_N = 0$ annähert. Im Vergleich zur Arbeitspunktunabhängigkeit bei niedrigen und hohen Frequenzen ergibt sich im mittleren Frequenzbereich zwischen $f_A = 1 \text{ Hz}$ und $f_A = 20 \text{ Hz}$ hingegen eine hohe Abhängigkeit von dem aufgrund des Arbeitspunktes bedingten Lastmoments.

Bei $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ liegt bei Vernachlässigung von Leckagevolumenströmen keine hydraulische Last vor und es wirkt nur das Lastmoment aufgrund der Reibungskomponenten. Für diesen Fall und für den theoretischen Fall $M_L = 0 \text{ Nm}$ ist ein erhöhter Verstärkungsfaktor zu beobachten, so dass die resultierende Anregungsamplitude der Drehzahlanregung weit höher als der Sollwert ausfallen würde. Bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ liegt der Verstärkungsfaktor für den Arbeitspunkt $N_a = 1340 \text{ min}^{-1}$ und $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ bei $A_N = 1,6$, so dass die eingepreägte Anregungsamplitude 60 % höher als der Sollwert ausfallen würde.

Bei geöffnetem Ventil und aufgrund des hydraulischen Lastmoments erhöhter Last sinkt der Verstärkungsfaktor signifikant, so dass bei der Drehzahl $N_c = 2280 \text{ min}^{-1}$ für den Volumenstrom $Q = 56,7 \text{ m}^3/\text{h}$ bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ nur eine Verstärkung von $A_N = 0,8$ vorliegt und die Anregungsamplitude 20 % geringer als ihr Sollwert ausfallen würde.

Zur Validierung des Modells des geschlossenen Regelkreises wird exemplarisch für die Drehzahlen $N_a = 1340 \text{ min}^{-1}$, $N_b = 1870 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2280 \text{ min}^{-1}$ jeweils eine Messung bei verschiedenen Ventilstellungen mit einem Sollwert der Anregungsam-

plitude von $N_{1,r} = 30 \text{ min}^{-1}$ bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ durchgeführt. Die Ventilstellung wird jeweils in 20 Schritten ausgehend von einem komplett geöffneten Ventil geschlossen, um die Anregungsamplitude in Abhängigkeit des Volumenstroms zu ermitteln.

Ein Vergleich der während der Messung ermittelten Anregungsamplitude N_1 und der gemäß des Modells des geschlossenen Regelkreises prädizierten Anregungsamplitude \hat{N}_1 ist Abbildung 6.4 zu entnehmen.

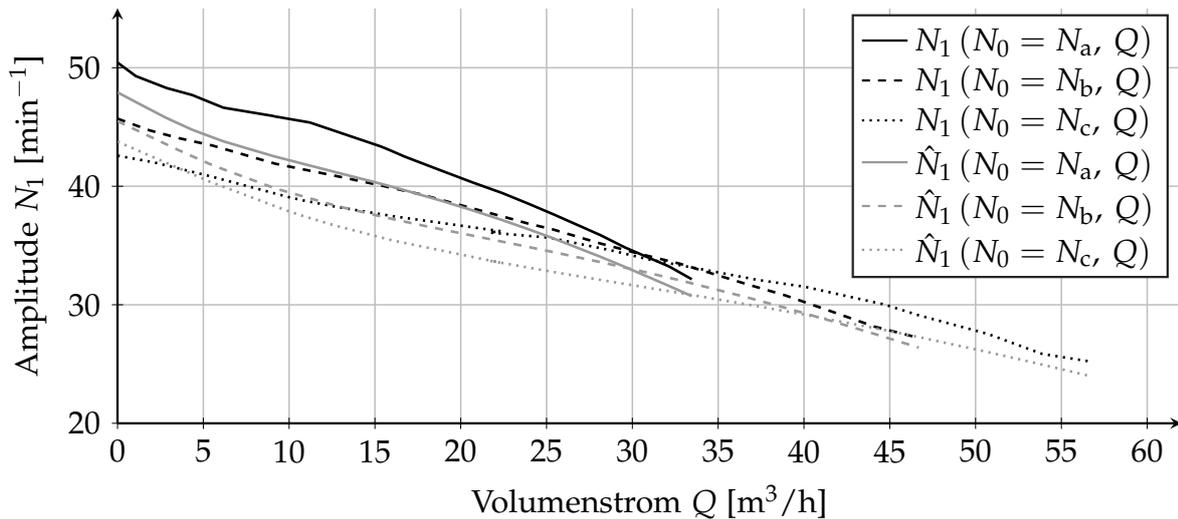


Abbildung 6.4.: Darstellung der Abhängigkeit der ermittelten Amplitude N_1 und der modellierten Amplitude \hat{N}_1 von dem Volumenstrom Q bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ für die Gleichanteile $N_a = 1340 \text{ min}^{-1}$, $N_b = 1870 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2280 \text{ min}^{-1}$ der Drehzahl

Durch die Messung wird das modellierte Verhalten des Drehzahlregelkreises bestätigt. Bei geringen Volumenströmen und entsprechend geringer hydraulischer Last, erfolgt eine Anregung mit einer weit höheren Anregungsamplitude als dem Sollwert $N_{1,r} = 30 \text{ min}^{-1}$. Der Vergleich des modellierten und anhand der Messung ermittelten Verlaufes der Drehzahlanregung zeigen tendenziell das gleiche Verhalten. Die prädizierten Verläufe weisen geringe Abweichungen von der Messung auf. Diese können teilweise darauf zurückgeführt werden, dass bei dem Leistungsmodell, anhand dessen das Lastmoment bestimmt wurde, die Koeffizienten der Reibungsterme auch Anteile der Eisenverluste enthalten, da beide Verlustarten die selbe Abhängigkeit von der Drehzahl aufweisen. Dies resultiert bei der Modellierung des Lastmomentes nach Gleichung (6.2.8) in einem Fehler. Qualitativ betrachtet weist das Modell dennoch eine für die durchgeführten Analysen hinreichende Güte auf.

Durch die Arbeitspunktabhängigkeit des Regelkreises ergibt sich eine maximale positive Abweichung zwischen dem Sollwert der Anregungsamplitude und der ermittelten Anregungsamplitude von 68 %. Die maximale negative Abweichung beträgt -16 %. Entsprechend sind mit der vorhandenen Reglerstruktur in Abhängigkeit des Arbeitspunktes hohe Abweichungen von der gewünschten Drehzahlanregung zu erwarten. Dies ist von Nachteil, da zu hohe Anregungsamplituden zu einer unerwünschten Systembeeinflussung und aufgrund des höheren Drehmoments zu einer erhöhten Geräuschentwicklung führen können, welche von dem Betreiber des Pumpenaggregates

als störend empfunden werden könnte. Durch zu geringe Werte der Anregungsamplitude wird das Signal-Rausch-Verhältnis verschlechtert, weshalb auch dieser Zustand vermieden werden soll.

Adaption der Drehzahlregelung zur Einprägung der Anregungsamplitude

Wie in Abbildung 6.3 gezeigt wurde, ist bei sehr niedrigen Frequenzen eine Einprägung der gewünschten Drehzahlvariation möglich, während im sehr hohen Frequenzbereich eine signifikante Dämpfung der Anregung stattfindet. Der hohe Frequenzbereich spielt eine untergeordnete Rolle, da bei sehr hohen Frequenzen hohe Drehmomente auftreten, welche einen erhöhten Geräuschpegel hervorrufen können. Wie in Kapitel 7.1 gezeigt wird, ist jedoch eine Einprägung im mittleren Frequenzbereich wünschenswert. Um die Arbeitspunktabhängigkeit der Drehzahlregelung zu vermeiden, wird daher eine Erweiterung der Reglerstruktur vorgenommen.

Zu diesem Zweck wird dem Drehzahlregler ein paralleler Resonanzregler mit dem Verstärkungsfaktor $k_{r,N}$ hinzugefügt, so dass die Übertragungsfunktion $G_{N,R}(s)$ des Drehzahlreglers lautet:

$$G_{N,R}(s) = k_{p,N} + k_{i,N} \frac{1}{s} + k_{r,N} \frac{s}{s^2 + (2\pi f_A)^2}. \quad (6.2.12)$$

Der Resonanzregler besitzt den Vorteil, dass er eine hohe Verstärkung im Bereich der Resonanzfrequenz besitzt, welche in diesem Fall die Anregungsfrequenz f_A ist, so dass bei der Anregungsfrequenz eine Verstärkung des geschlossenen Regelkreises nahe $A_N = 1$ erzielt werden kann. Bei anderen Frequenzen besitzt der Resonanzregler jedoch eine geringe Verstärkung, so dass das ursprüngliche Verhalten des Drehzahlreglers bezüglich der Regelung des Betriebspunktes in diesen Bereichen erhalten bleibt [Gra+18a]. Des Weiteren können Resonanzregler auch zur Unterdrückung unerwünschter Frequenzen wie Harmonische eingesetzt werden [RB13].

Da die Diskretisierung des Resonanzreglers einen großen Einfluss auf das resultierende Verhalten haben kann, wird die folgende Betrachtung im zeitdiskreten Bereich durchgeführt.

Zur Diskretisierung des Integrators in dem Vorwärtszweig des Resonanzreglers wird das explizite Euler-Verfahren verwendet. Zur Reduktion des Phasenfehlers bedingt durch diese Diskretisierung wird zur Diskretisierung des Integrators in dem Rückkopplungspfad das implizite Euler-Verfahren verwendet. Entsprechend resultiert folgende zeitdiskrete Implementierung des Resonanzreglers mit der Übertragungsfunktion $G_{N,Re}(z)$ und der Abtastzeit $T_{N,R}$ des Drehzahlreglers [RD11]:

$$G_{N,Re}(z) = k_{r,N} \frac{z - 1}{z^2 + \left((2\pi f_A)^2 T_{N,R}^2 - 2 \right) z + 1}. \quad (6.2.13)$$

Der Frequenzgang des diskretisierten PI-Reglers und des aus der Kombination des diskretisierten PI-Reglers und des diskreten Resonanzreglers resultierenden PIR-Drehzahlreglers ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Es wird jeweils die Verstärkung A und der Phasenwinkel φ des entsprechenden Reglers dargestellt. Als Anregungsfrequenz wurde exemplarisch $f_A = 5,2$ Hz gewählt.

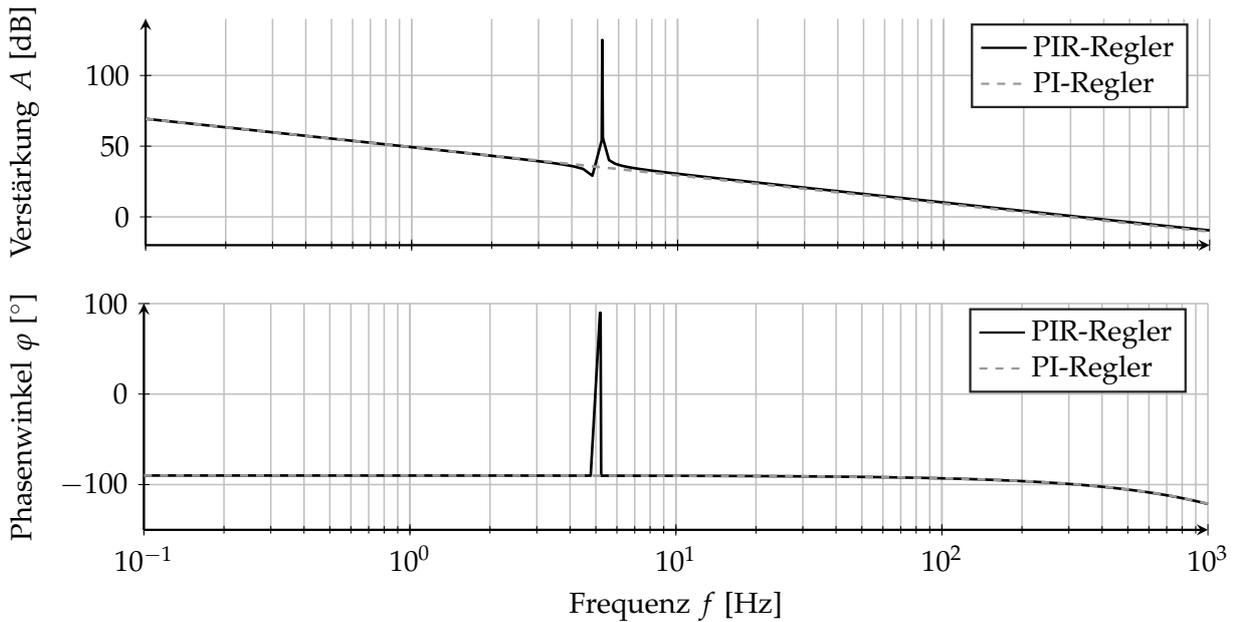


Abbildung 6.5.: Darstellung des Verstärkungsfaktor A und des Phasenwinkels φ des PI-Reglers und des PIR-Reglers in Abhängigkeit der Frequenz f

Wie ersichtlich ist, unterscheiden sich der PIR-Regler und der ursprüngliche PI-Regler bezüglich des Frequenzganges nur im Bereich der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2$ Hz, so dass über den Großteil des Frequenzspektrums das ursprünglich ausgelegte Reglerverhalten erhalten bleibt.

Zur Validierung der verbesserten Einprägung der Drehzhanregung wird die Messung aus Abbildung 6.4 mit dem PIR-Regler wiederholt. Ein Vergleich der einprägten Anregungsamplitude mit PI-Regler und PIR-Regler ist Abbildung 6.6 zu entnehmen.

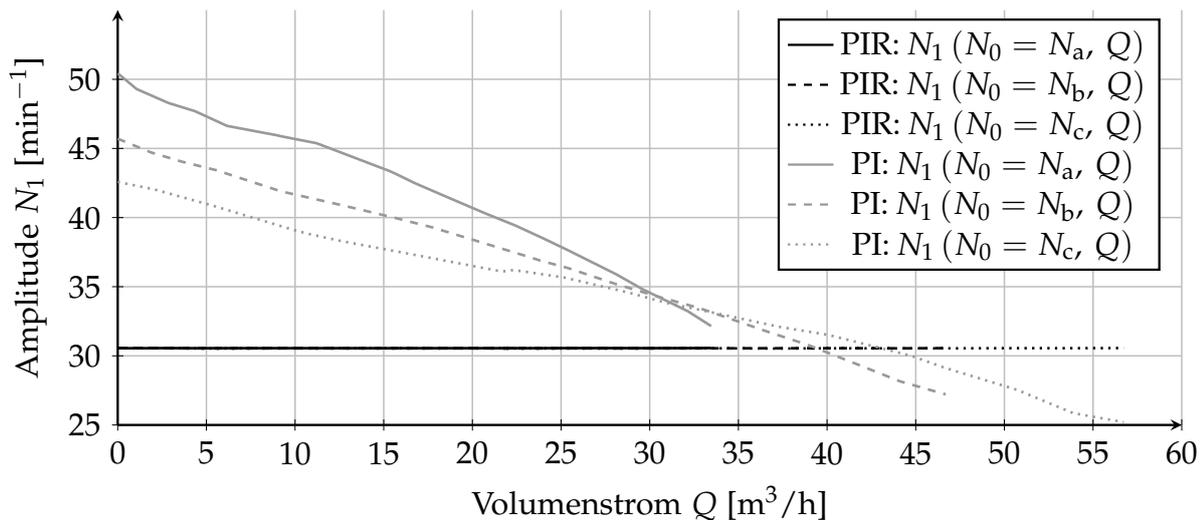


Abbildung 6.6.: Darstellung der Anregungsamplitude N_1 bei der Frequenz $f_A = 5,2$ Hz bei Verwendung des PI-Reglers und des PIR-Reglers in Abhängigkeit des Volumenstroms Q für die Gleichanteile $N_a = 1340 \text{ min}^{-1}$, $N_b = 1870 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2280 \text{ min}^{-1}$ der Drehzahl

Bei Anwendung des PIR-Reglers wird ein geringfügig erhöhter Wert der Amplitude N_1 bezogen auf den Sollwert $N_{1,r}$ 30 min^{-1} eingepägt. Mit dem PIR-Regler beträgt die maximale Abweichung von der gewünschten Anregungsamplitude 1,9 %, so dass im Vergleich zu der maximalen Abweichung von 68 % bei Verwendung des PI-Reglers eine signifikante Verbesserung erzielt wird. Des Weiteren liegt bei Anwendung des PIR-Reglers keine nennenswerte Abhängigkeit der Drehzahlanregung von dem jeweiligen Arbeitspunkt vor, so dass dieser Regler im weiteren Verlauf verwendet wird.

6.3. Einprägung der Drehzahlvariation in Grenzbereichen des Pumpenantriebs

Der Antrieb des Pumpenaggregates besitzt interne Schutzfunktionen, welche in Grenzbereichen des Antriebs aktiv werden. Aufgrund dieser Schutzfunktionen wird die Solldrehzahl bei Überschreiten der maximal zulässigen Leistung des Motors reduziert. Ebenso besitzt die Motorsteuerung einen Mechanismus, um die Statorströme auf den maximal zulässigen Wert zu begrenzen. Durch diese Funktion ist es im Bereich der Strombegrenzung unter Umständen nicht möglich den Strom zu erhöhen, um das notwendige Drehmoment für die Drehzahlanregung zu generieren.

Der Einfluss der Antriebslimitierungen auf den Gleichanteil N_0 der Drehzahl wird in Abbildung 6.8 exemplarisch für verschiedene Solldrehzahlen N_r dargestellt.

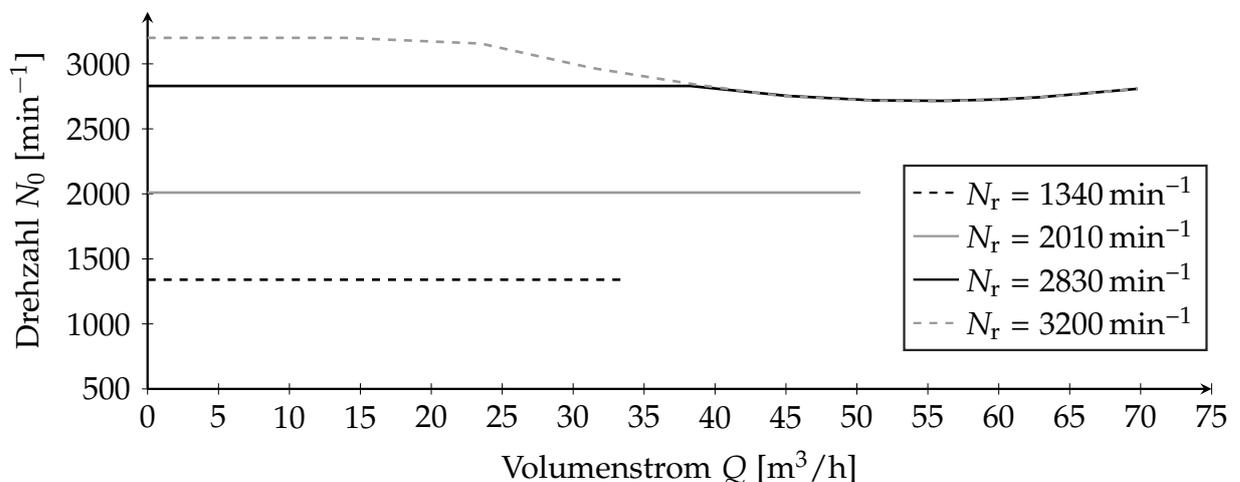


Abbildung 6.7.: Darstellung des Verlaufes des Gleichanteils N_0 der Drehzahl der Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit des Volumenstroms Q für die Solldrehzahlen $N_r = 1340 \text{ min}^{-1}$, $N_r = 2010 \text{ min}^{-1}$, $N_r = 2830 \text{ min}^{-1}$ und $N_r = 3200 \text{ min}^{-1}$

Bei Referenzdrehzahlen im unteren oder mittleren Drehzahlbereich können diese korrekt eingeregelt werden. Bei hohen Werten der Referenzdrehzahl kann diese jedoch bei höheren Volumenströmen aufgrund der Antriebslimitierungen nicht erreicht werden.

Einen Begrenzungsbereich stellt die Leistungsbegrenzung dar. Überschreitet die Motoreingangsleistung den maximal zulässigen Wert P_L , wird ein Regler aktiv, der den Sollwert der Drehzahl reduziert bis die vom Motor aufgenommene Leistung den Grenzwert P_L nicht mehr überschreitet.

Da die Leistungsbegrenzung dem thermischen Schutz des Antriebs vor Überhitzung dient, ist ein kurzzeitiges, geringfügiges Überschreiten der Leistungsbegrenzung aufgrund hoher thermischer Zeitkonstanten als unbedenklich einzustufen. Daher wird als Referenz für diese Begrenzung nicht der momentane Leistungsmesswert genutzt. Stattdessen wird eine gleitende Mittelwertbildung der Leistung über eine Periode der Drehzahlanregung mit der Dauer T_A durchgeführt und dem Begrenzungsregler als zu begrenzende Leistung übergeben.

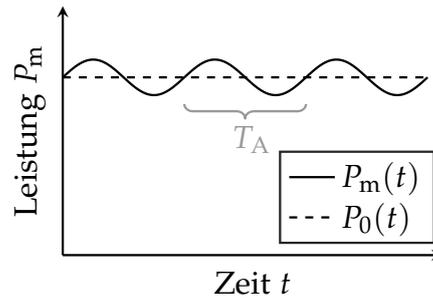


Abbildung 6.8.: Darstellung des zeitlichen Verlaufes der Leistungsvariation

Wie in Abbildung 6.8 illustriert wird, kann entsprechend eine Limitierung des Gleichanteils P_0 der Leistung P_m stattfinden, während weiterhin die Drehzahlanregung und die daraus resultierende Leistungsvariation eingepreßt wird.

Eine weitere Begrenzung, welche einen Einfluss auf die Drehzahl ausübt, ist die Strombegrenzung. Wie in Abbildung 6.2 dargestellt wurde, wird dem Stromregelkreis der Sollwert M_r des zu generierenden Drehmomentes übergeben. Innerhalb der Stromregelung wird dieser Sollwert in den für das Drehmoment notwendigen q -Strom umgerechnet. Der berechnete Wert des q -Stroms wird auf den maximal zulässigen Strom begrenzt und dem Stromregler als Sollwert $i_{q,r}$ zugeführt.

Aufgrund der Struktur des verwendeten PIR-Reglers zur Drehzahlregelung ist der Resonanzregler durch seine hohe Verstärkung bei der Anregungsfrequenz bei der Einprägung der Drehzahlanregung die dominante Komponente. Durch die geringe Verstärkung des Resonanzreglers bei anderen Frequenzen bildet der ursprüngliche PI-Regler bei diesen Frequenzen die dominante Komponente. Entsprechend kann eine separate Strombegrenzung des für den Arbeitspunkt notwendigen Stroms und des für die Drehzahlanregung notwendigen Stroms eingesetzt werden, wie anhand von Abbildung 6.9 verdeutlicht wird.

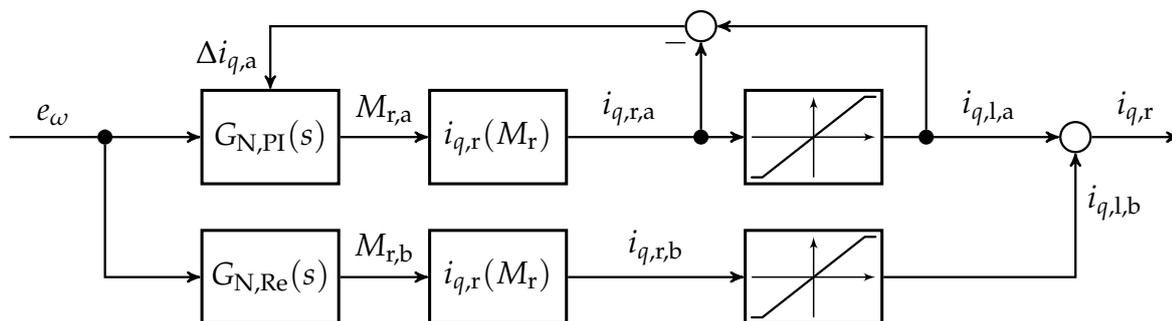


Abbildung 6.9.: Darstellung der separierten Strombegrenzung des PI-Reglers mit der Übertragungsfunktion $G_{N,PI}(s)$ und des Resonanzreglers mit der Übertragungsfunktion $G_{N,Re}(s)$

Basierend auf der Abweichung e_ω zwischen dem Sollwert der Kreisfrequenz und der aktuellen Kreisfrequenz berechnet der PI-Regler mit der Übertragungsfunktion $G_{N,PI}(s)$ den Sollwert $M_{r,a}$ des Drehmomentes zur Einregelung des Arbeitspunktes. Das Sollmoment wird in den Sollstrom $i_{q,r,a}$ umgerechnet und auf den bei Dauerlast

thermisch bedingt maximal zulässigen Strom $i_{q,l,a}$ limitiert. Zur Vermeidung der kontinuierlichen Akkumulation des Fehlers e_ω durch den Integrator des PI-Reglers im Fall der Limitierung wird die Abweichung $\Delta i_{q,a} = i_{q,l,a} - i_{q,r,a}$ berechnet. Besitzt $\Delta i_{q,a}$ einen von Null abweichenden Wert, wird durch eine interne Logik des PI-Reglers eine betragsmäßige Erhöhung des Integralwertes verhindert.

In analoger Weise berechnet der Resonanzregler mit der Übertragungsfunktion $G_{N,Re}(s)$ das für die Drehzahlanregung notwendige Sollmoment $M_{r,b}$, welches in den Sollstrom $i_{q,r,b}$ umgerechnet und auf den Strom $i_{q,l,b}$ limitiert wird. Abschließend wird der Sollwert $i_{q,r}$ der Stromregelung basierend auf den limitierten Sollströmen $i_{q,l,a}$ und $i_{q,l,b}$ berechnet.

Nach diesem Konzept kann der Sollstrom zur Einregelung des Arbeitspunktes auf den bei Dauerlast thermisch bedingt maximal zulässigen Strom begrenzt werden. Im Fall von Drehzahlanregungen, die keine sehr geringen Frequenzen besitzen, treten nur kurzzeitige Überschreitungen des zulässigen Stromes auf. Daher kann der Sollstrom zur Einprägung der Drehzahlanregung separat begrenzt werden.

In Abbildung 6.7 wurde der Gleichanteil der Drehzahl bei dem Sollwert $N_r = 2830 \text{ min}^{-1}$ bei mittleren und hohen Volumenströmen auf Werte unterhalb der Sollfrequenz reduziert. In Abbildung 6.10 wird analog für $N_r = 2830 \text{ min}^{-1}$ die eingeprägte Anregungsamplitude mit dem ursprünglichen Limitierungskonzept und mit dem neu entwickelten Limitierungskonzept dargestellt.

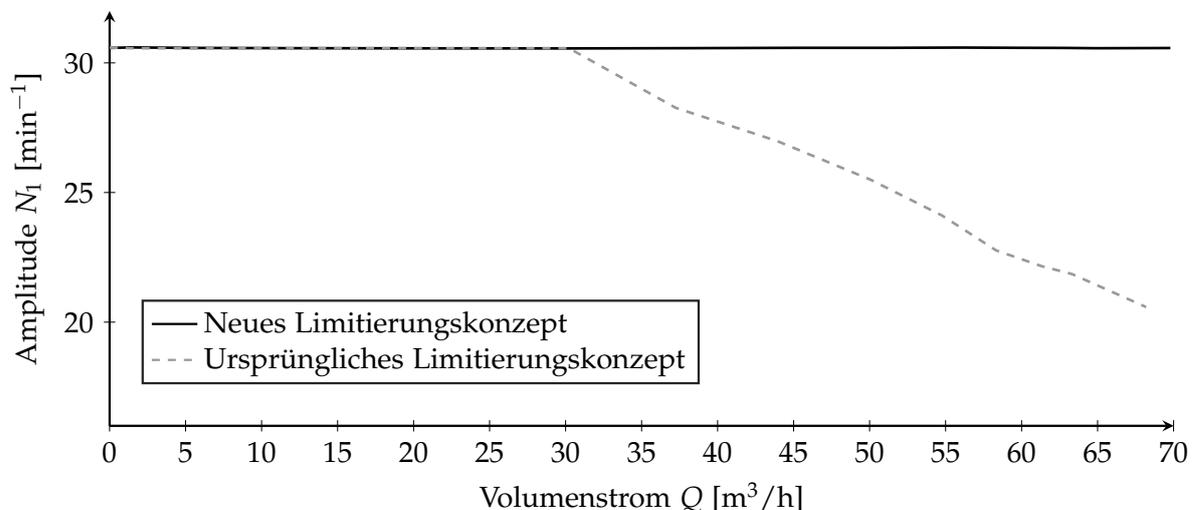


Abbildung 6.10.: Darstellung der Anregungsamplitude N_1 der Stratos MAXO 80/0,5-16 für das ursprüngliche und für das neue Limitierungskonzept in Abhängigkeit des Volumenstroms Q für die Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ und die Sollfrequenz $N_r = 2830 \text{ min}^{-1}$

Wie ersichtlich ist, sinkt mit dem ursprünglichen Limitierungskonzept die Anregungsamplitude ab dem mittleren Volumenstrombereich mit steigendem Volumenstrom tendenziell, da der Grenzbereich des Antriebs erreicht ist und die Schutzfunktionen aktiv werden. Mit dem neuem Limitierungskonzept ist hingegen eine Einprägung der Anregungsamplitude über den gesamten Betriebsbereich möglich, wobei durch die Adaption des Limitierungsansatzes weiterhin eine Vermeidung unzulässiger Arbeitspunkte durch die Schutzfunktionen erfolgt.

7

Identifikation der Systemanregung in der Motoreingangsleistung

Nachdem in Kapitel 6 die Bestimmung der Drehzahl anhand elektrischer Messgrößen ermöglicht wurde und ein Drehzahlregler zur Einprägung der Drehzahnregung entwickelt worden ist, werden in diesem Kapitel der Einfluss der Amplitude und der Frequenz der Drehzahnregung auf den Wechselanteil der Motoreingangsleistung, welcher die relevante Größe für die Volumenstrombestimmung darstellt, untersucht. Basierend auf dieser Analyse werden die Parameter der Drehzahnregung so gewählt, dass eine Volumenstrombestimmung über den gesamten Betriebsbereich des Pumpenaggregates ermöglicht wird.

In Kapitel 7.1 wird der Einfluss der Beschaffenheit des Rohrnetzes und der Frequenz der Drehzahnregung auf den Wechselanteil der Motoreingangsleistung untersucht. Auf Grundlage dieser Untersuchung wird eine Anregungsfrequenz gewählt, welche eine Volumenstrombestimmung mit geringem Einfluss durch die Konfiguration des jeweiligen Rohrnetzes erlaubt. In Kapitel 7.2 wird der Einfluss der Amplitude der Drehzahnregung und die aus der Dauer der Fourier-Transformation resultierende Filterwirkung auf den Wechselanteil der Motoreingangsleistung evaluiert, so dass eine Kombination der Anregungsamplitude und der Dauer der Fourier-Transformation gewählt wird, welche eine hinreichende Dynamik der Volumenstrombestimmung bei gleichzeitig adäquatem Signal-Rausch-Verhältnis ermöglicht. Abschließend wird in Kapitel 7.3 das Verhalten der Fourier-Transformation bei transienten Vorgängen wie einem Wechsel des Arbeitspunktes des Pumpenaggregates betrachtet und es wird ein Ansatz zur Kompensation der bei dynamischen Vorgängen vorliegenden Drift der Fourier-Transformation vorgestellt.

7.1. Einfluss der Frequenz der Drehzahnregung und der Rohrnetzparameter

Der Ansatz der Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation beruht darauf, den Differentialquotienten $\frac{dP_m}{d\omega}$ der Leistung bezüglich der mechanischen Kreisfrequenz mittels Einprägung einer sinusförmigen Drehzahnregung durch den Diffe-

renzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ zu approximieren. Aufgrund der durch die Drehzahlvariation generierten Druckschwankung wird als Folge auch eine Schwankung des Volumenstroms hervorgerufen, welche in einer unerwünschten Überlagerung des Differentialquotienten $\frac{dP_m}{d\omega}$ mit dem Differentialquotienten $\frac{dP_m}{dQ}$ der Leistung bezüglich des Volumenstroms resultiert.

Da der Differenzenquotient anhand der sinusförmigen Drehzahlanregung ermittelt wird, besitzen die aus der Fourier-Transformation bestimmten Komponenten einen auf die Drehzahlanregung bezogenen Phasenwinkel, so dass der unerwünschte Einfluss der Volumenstromschwankung in Abbildung 7.1 in Form eines Zeigerdiagramms illustriert werden kann.

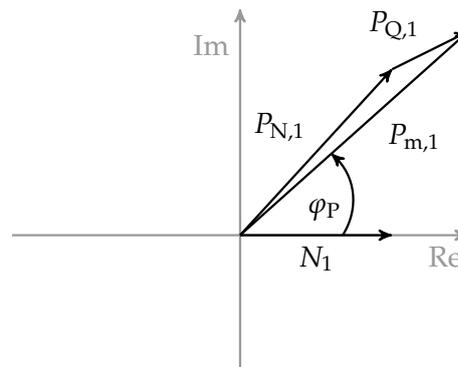


Abbildung 7.1.: Exemplarische Darstellung der Zusammensetzung der bei der Anregungsfrequenz entstehenden Leistungsschwankung mit der Amplitude $P_{m,1}$ durch die aufgrund der Drehzahlanregung mit der Amplitude N_1 bedingte Komponente $P_{N,1}$ und die aufgrund der Volumenstromschwankung bedingte Komponente $P_{Q,1}$

Der Zeiger der gemessenen Leistungsschwankung wird durch die Amplitude $P_{m,1}$ und den auf die Drehzahlanregung mit der Amplitude N_1 bezogenen Phasenwinkel φ_P definiert. Wie ersichtlich ist, weicht der Leistungszeiger, welcher gemessen würde, aufgrund der durch die Volumenstromschwankung hervorgerufenen Leistungsvariation mit der Amplitude $P_{Q,1}$ von der zur Volumenstrombestimmung gewünschten Komponente mit der Amplitude $P_{N,1}$, welche aus der Drehzahlanregung resultiert, ab. Daher wird im Folgenden der Einfluss der Rohrnetzigenschaften und der Anregungsfrequenz auf die Leistungsschwankung untersucht, um den unerwünschten Einfluss durch die Volumenstromschwankung zu minimieren.

Gemäß des Modells zur Bestimmung der Volumenstromschwankung nach Gleichung (2.3.4) hängt die aufgrund der Drehzahlvariation hervorgerufene Volumenstromschwankung von den Parametern des Förderhöhenmodells der Pumpe und dem hydraulischen Widerstand und der hydraulischen Induktivität des Rohrnetzes ab. Folglich hängt auch die unerwünschte Überlagerung der Leistung durch die Volumenstromschwankung von den Rohrnetzparametern ab.

Um den Einfluss der hydraulischen Induktivität auf den Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ zu verdeutlichen, können anhand des Modells der Wechselanteile P_{Re} und P_{Im} der Leistung nach Gleichung (4.3.6) und Gleichung (4.3.9) und des Modells der Volumenstromschwankung nach Gleichung (2.3.4) die Werte von P_{Re} und P_{Im} für verschiedene

Werte der hydraulischen Induktivität bestimmt werden. Mittels Division von P_{Re} und P_{Im} durch die entsprechende Amplitude ω_1 der Kreisfrequenzanregung erhält man den Realteil $\Xi_{Re} = \frac{P_{Re}}{\omega_1}$ und den Imaginärteil $\Xi_{Im} = \frac{P_{Im}}{\omega_1}$ des Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$. Bei der Berechnung von P_{Re} und P_{Im} werden die von den Strömen i_d und i_q abhängigen Eisenverlustterme $P_{Re,d}$, $P_{Re,q}$, $P_{Im,d}$ und $P_{Im,q}$ vernachlässigt, da diese Terme von den während des Betriebs bekannten Strömen und der Kreisfrequenz abhängen, so dass im Betrieb eine Bereinigung der gemessenen Leistungsaufnahme um diesen Anteil stattfinden kann. An dieser Stelle bietet diese Vernachlässigung den Vorteil, dass bei der Darstellung der um den Einfluss der Phasenströme bereinigten Komponenten $\Xi_{Re,i} = \frac{P_{Re} - P_{Re,d} - P_{Re,q}}{\omega_1}$ und $\Xi_{Im,i} = \frac{P_{Im} - P_{Im,d} - P_{Im,q}}{\omega_1}$ über den Volumenstrom der reine Einfluss des Volumenstroms ohne die kompensierbaren Stromkomponenten analysiert werden kann.

In Abbildung 7.2 und Abbildung 7.3 werden der Verlauf der modellbasiert berechneten Komponenten $\Xi_{Re,i}$ beziehungsweise $\Xi_{Im,i}$ über den während des Kennfeldes der Stratos MAXO 80/0,5-16 aus Abbildung 5.7 gemessenen Volumenstrom exemplarisch für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$, die Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ und die Anregungsamplitude $N_1 = 120 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Die Darstellung erfolgt für die in Kapitel 5.3 anhand der Rohrnetzgeometrie bestimmte hydraulische Induktivität $L_{H,r}$ des Rohrnetzes und die Grenzfälle, dass das Rohrnetz keine Induktivität und somit den Wert $L_H = 0$ beziehungsweise eine unendlich hohe Induktivität $L_H \rightarrow \infty$ besitzt.

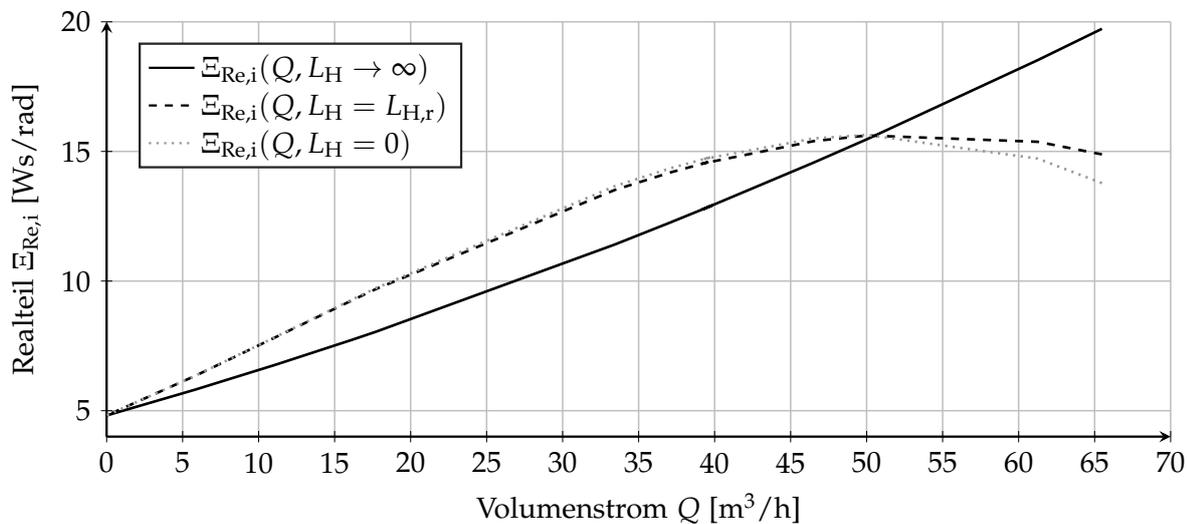


Abbildung 7.2.: Darstellung des modellierten, um den Einfluss der Phasenströme bereinigten Realteils $\Xi_{Re,i}$ des Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ der Stratos MAXO 80/0,5-16 bei der Amplitude $N_1 = 120 \text{ min}^{-1}$ und der Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Volumenstroms Q und der hydraulischen Induktivität L_H des Rohrnetzes für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$

Wie ersichtlich ist, besitzt die hydraulische Induktivität des Rohrnetzes und die damit verbundene Volumenstromschwankung einen hohen Einfluss auf den Verlauf von $\Xi_{Re,i}$. Betrachtet man den Verlauf für die anhand der Geometrie des Prüfstands bestimmte hydraulische Induktivität $L_H = L_{H,r}$, weist dieser eine Rückkrümmung auf, so dass der Wert von $\Xi_{Re,i}$ initial mit steigendem Volumenstrom ansteigt, jedoch bei

hohen Volumenströmen wieder absinkt. Aufgrund dieser Rückkrümmung wäre keine eindeutige Bestimmung des Volumenstroms anhand von $\Xi_{Re,i}$ möglich.

Für den Grenzfall $L_H = 0$ besitzt $\Xi_{Re,i}$ bei geringen und mittleren Volumenströmen einen ähnlichen Verlauf wie für die Induktivität $L_H = L_{H,r}$. Bei hohen Volumenströmen liegt für den Grenzfall $L_H = 0$ jedoch eine noch ausgeprägtere Rückkrümmung vor. Der bei geringen Volumenströmen ähnliche Verlauf kann dadurch erklärt werden, dass bei geringen Volumenströmen aufgrund der Stellung des Ventils des Prüfstandes der Widerstand bedingt durch das Ventil als dominanter Faktor auf die Volumenstromschwankung und den daraus resultierenden Einfluss auf $\Xi_{Re,i}$ wirkt. Daher unterscheiden sich die Verläufe erst bei hohen Volumenströmen bei denen das Ventil fast vollständig geöffnet ist und somit die hydraulische Induktivität einen höheren Einfluss auf die Volumenstromschwankung besitzt.

Für den Grenzfall $L_H \rightarrow \infty$ besitzt das Rohrnetz gemäß Gleichung (2.2.9) eine unendlich hohe hydraulische Impedanz Z_H , so dass aus der Drehzahlanregung der Pumpe und der damit verbundenen Druckschwankung keine Volumenstromschwankung resultiert. Für diesen Fall besitzt $\Xi_{Re,i}$ einen über den Volumenstrom monoton steigenden Verlauf, so dass anhand von $\Xi_{Re,i}$ eine eindeutige Bestimmung des Volumenstroms über den gesamten Volumenstrombereich möglich wäre. Auch bei Betrachtung des Verlaufes von $\Xi_{Re,i}$ für andere Drehzahlen ergibt sich dieses Verhalten für $L_H \rightarrow \infty$, so dass bei einem hinreichend hohem Wert der hydraulischen Induktivität und dadurch entsprechend geringer Volumenstromschwankung anhand von $\Xi_{Re,i}$ eine Volumenstrombestimmung über den gesamten Betriebsbereich erfolgen könnte.

Bei Betrachtung des Verlaufes des Imaginärteils $\Xi_{Im,i}$ über den Volumenstrom in Abbildung 7.3 lässt sich wie bei dem Realteil ein signifikanter Einfluss der hydraulischen Induktivität des Rohrnetzes ausmachen. Für die Induktivität $L_H = L_{H,r}$ des realen Prüfstands liegt ein Absinken von $\Xi_{Im,i}$ bis zu mittleren Volumenströmen vor. Nach Erreichen eines minimalen Wertes folgt bei steigenden Volumenströmen ein Anstieg von $\Xi_{Im,i}$.

Auffällig ist, dass $\Xi_{Im,i}$ für die Induktivitäten $L_H = 0$ und $L_H \rightarrow \infty$ einen identischen Verlauf besitzt. Dies lässt sich dadurch begründen, dass bei der Induktivität $L_H = 0$ gemäß Gleichung (2.3.2) die Phasenverschiebung der Volumenstromschwankung bezogen auf die Drehzahlanregung den Wert $\varphi_Q = 0^\circ$ besitzt, so dass beide Signale zeitlich synchron verlaufen. Für den Fall $\varphi_Q = 0^\circ$ besitzt der Imaginärteil P_{Im} der Leistungsschwankung gemäß Gleichung (4.3.9) keine direkte Abhängigkeit von dem Volumenstrom, so dass bei Vernachlässigung der stromabhängigen Terme bei der Berechnung von $\Xi_{Im,i}$ nur der vom Volumenstrom unabhängige Term, welcher den Einfluss der Massenträgheit des Rotors und des Laufrades repräsentiert, aktiv ist. Falls die hydraulische Induktivität den Wert $L_H \rightarrow \infty$ besitzt, liegt keine Volumenstromschwankung vor, so dass gilt $Q_1 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$. Aufgrund dessen entfallen ebenfalls die direkt von dem Volumenstrom abhängigen Terme, so dass der identische, über den Volumenstrom konstante Wert von $\Xi_{Im,i}$ für $L_H = 0$ und $L_H \rightarrow \infty$ vorliegt.

Wie gezeigt wurde, kann bei einer unendlich hohen hydraulischen Induktivität $L_H \rightarrow \infty$ des Rohrnetzes beziehungsweise einem hinreichend hohen Wert von L_H eine eindeutige Volumenstrombestimmung anhand von $\Xi_{Re,i}$ durchgeführt werden. Die hydraulische Induktivität ergibt sich jedoch ebenso wie der Widerstand des Rohrnet-

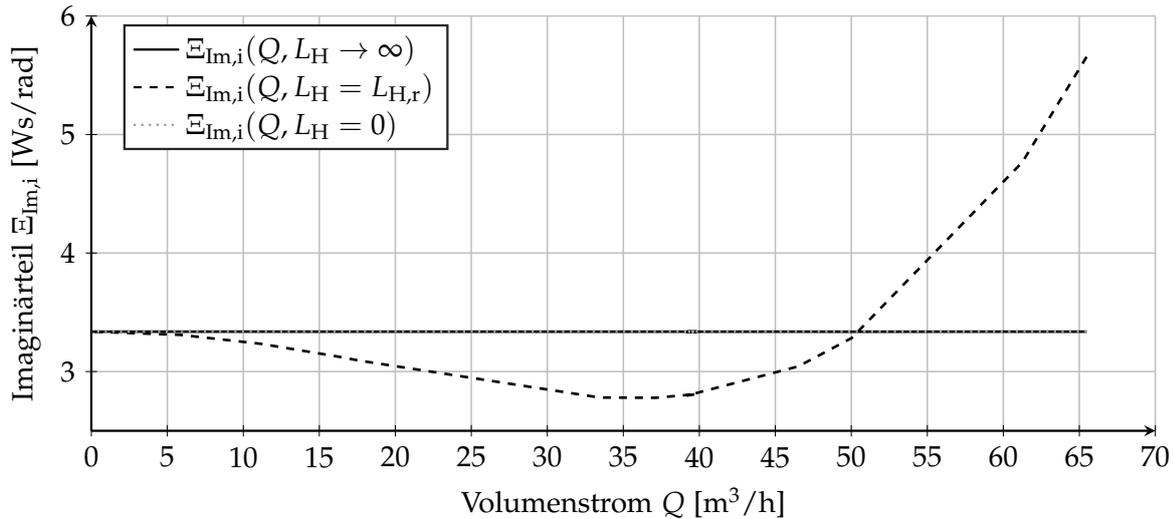


Abbildung 7.3.: Darstellung des modellierten, um den Einfluss der Phasenströme bereinigten Imaginärteils $\Xi_{Im,i}$ des Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ der Stratos MAXO 80/0,5-16 bei der Amplitude $N_1 = 120 \text{ min}^{-1}$ und Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Volumenstroms Q und der hydraulischen Induktivität L_H des Rohrnetzes für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$

zes aus der durch die jeweilige Anwendung bedingten Rohrnetzgeometrie und kann daher nicht frei gewählt werden. Bei Betrachtung des Modells zur Berechnung der Volumenstromschwankung nach Gleichung (2.3.4) ist ersichtlich, dass die Volumenstromschwankung auch von der Anregungsamplitude und der Anregungsfrequenz der Drehzellanregung abhängt. Durch eine geringe Anregungsamplitude kann die Volumenstromschwankung reduziert werden. Dies reduziert jedoch auch den zur Volumenstrombestimmung gewünschten Anteil der Leistungsschwankung und folglich das Signal-Rausch-Verhältnis. Deshalb wird im Folgenden untersucht, inwiefern durch die Wahl der Anregungsfrequenz eine Reduktion des Einflusses der Volumenstromschwankung auf die Leistungsschwankung ermöglicht wird.

In Abbildung 7.4 wird der anhand des Leistungsmodells berechnete Verlauf von $\Xi_{Re,i}$ für die hydraulische Induktivität $L_H = L_{H,r}$ des Rohrnetzes über den Volumenstrom bei den Anregungsfrequenzen $f_A = 1,3 \text{ Hz}$, $f_A = 2,6 \text{ Hz}$, $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ und $f_A \rightarrow \infty$ exemplarisch für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$ dargestellt¹.

Wie ersichtlich ist, weist $\Xi_{Re,i}$ für die Anregungsfrequenz $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ aufgrund der Volumenstromschwankung mit zunehmendem Volumenstrom eine Rückkrümmung auf, so dass keine Ermittlung des Volumenstroms möglich wäre. Bei den Anregungsfrequenzen $f_A = 2,6 \text{ Hz}$ und $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ liegt keine Rückkrümmung vor. Aufgrund der Volumenstromschwankung weichen diese Verläufe jedoch von dem idealen Verlauf bei der unendlich hohen Anregungsfrequenz $f_A \rightarrow \infty$ ab, bei welcher keine Volumenstromschwankung vorliegt. Des Weiteren gilt zu bedenken, dass die Volumenstromschwankung und damit die Abweichung von $\Xi_{Re,i}$ von dem idealen Verlauf bei den Frequenzen $f_A = 2,6 \text{ Hz}$ und $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ abhängig von der Geometrie des jeweiligen Rohrnetzes sind. Folglich kann durch eine möglichst hohe Anregungsfre-

¹Die spezifischen Werte der Anregungsfrequenzen $f_A = 1,3 \text{ Hz}$, $f_A = 2,6 \text{ Hz}$ und $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ wurden entsprechend der aufgrund der Taktrate der eingebetteten Hardware möglichen Frequenzen gewählt.

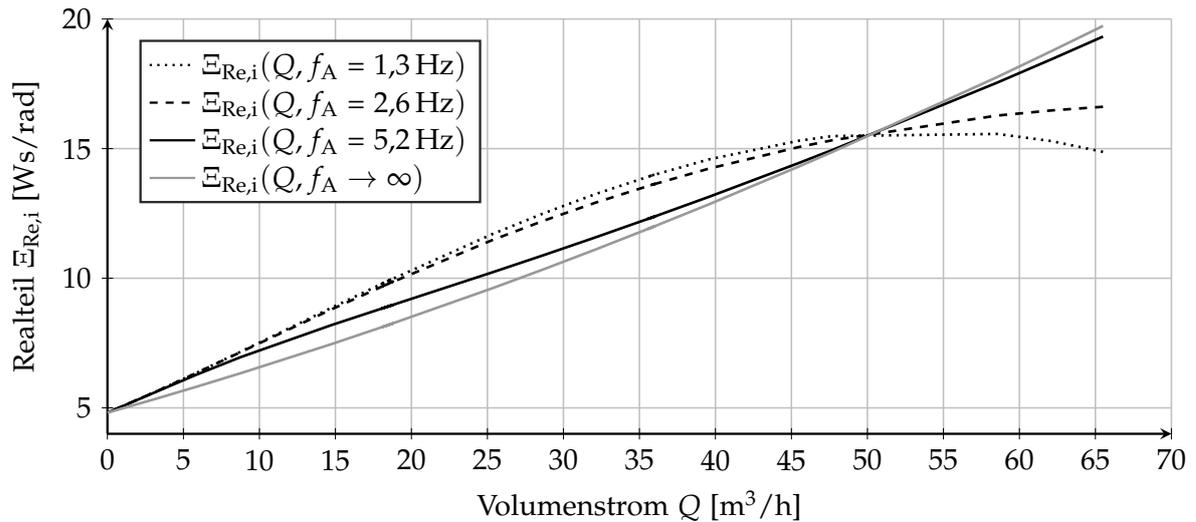


Abbildung 7.4.: Darstellung des modellierten, um den Einfluss der Phasenströme bereinigten Realteils $\Xi_{Re,i}$ des Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ der Stratos MAXO 80/0,5-16 für die Rohrnetzinduktivität $L_H = L_{H,r}$ in Abhängigkeit des Volumenstroms Q und der Anregungsfrequenz f_A für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$

quenz eine Annäherung von $\Xi_{Re,i}$ an den idealen Verlauf und eine Reduktion der Anlagenabhängigkeit erzielt werden.

Bei steigenden Anregungsfrequenzen steigt jedoch auch das zur Einprägung der Drehzahlanregung notwendige Drehmoment und entsprechend das Risiko störender akustischer Effekte. Wie in Abbildung 7.4 ersichtlich ist, besteht bei $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ im Bereich geringer Volumenströme immer noch eine erhöhte Abweichung von dem idealen Verlauf bei unendlich hoher Anregungsfrequenz. Um die Volumenstromabhängigkeit dieser Abweichung zu verdeutlichen, wird für die bereits dargestellten Anregungsfrequenzen die relative Abweichung $e_{\Xi,r} = \frac{\Xi_{Re,i} - \Xi_{Re,i\infty}}{\Xi_{Re,i\infty}}$ von $\Xi_{Re,i}$ für die jeweilige Anregungsfrequenz bezogen auf den Wert $\Xi_{Re,i} = \Xi_{Re,i\infty}$ bei unendlich hoher Anregungsfrequenz berechnet.

Der Verlauf der Abweichung $e_{\Xi,r}$ von dem idealen Verlauf wird in Abbildung 7.5 dargestellt.

Die Anregungsfrequenzen $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ und $f_A = 2,6 \text{ Hz}$ weisen bei geringen und mittleren Volumenströmen eine hohe Abweichung vom idealen Verlauf auf, welche teilweise im Bereich von $e_{\Xi,r} = 20\%$ liegt. Für hohe Volumenströme liegen für diese beiden Anregungsfrequenzen ebenfalls betragsmäßig hohe Abweichungen von bis zu $e_{\Xi,r} = -15,8\%$ für $f_A = 2,6 \text{ Hz}$ beziehungsweise $e_{\Xi,r} = -24,6\%$ für $f_A = 1,3 \text{ Hz}$ vor.

Bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ tritt im Bereich geringer Volumenströme ein maximaler Fehler von $e_{\Xi,r} = 9,8\%$ auf. Im Bereich mittlerer und höherer Volumenströme sinkt dieser Fehler jedoch signifikant, so dass bei dem maximalen Volumenstrom $Q = 65,5 \text{ m}^3/\text{h}$ nur noch eine Abweichung von $e_{\Xi,r} = 2,1\%$ vorliegt.

Das Verfahren zur Bestimmung des Volumenstroms durch Einprägung einer Drehzahlvariation soll eingesetzt werden, um den Nachteil der Mehrdeutigkeit der Volumenstrombestimmung anhand der stationären Leistungsaufnahme bei hohen Volumenströmen zu eliminieren. Für die betrachtete Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$ ist unterhalb

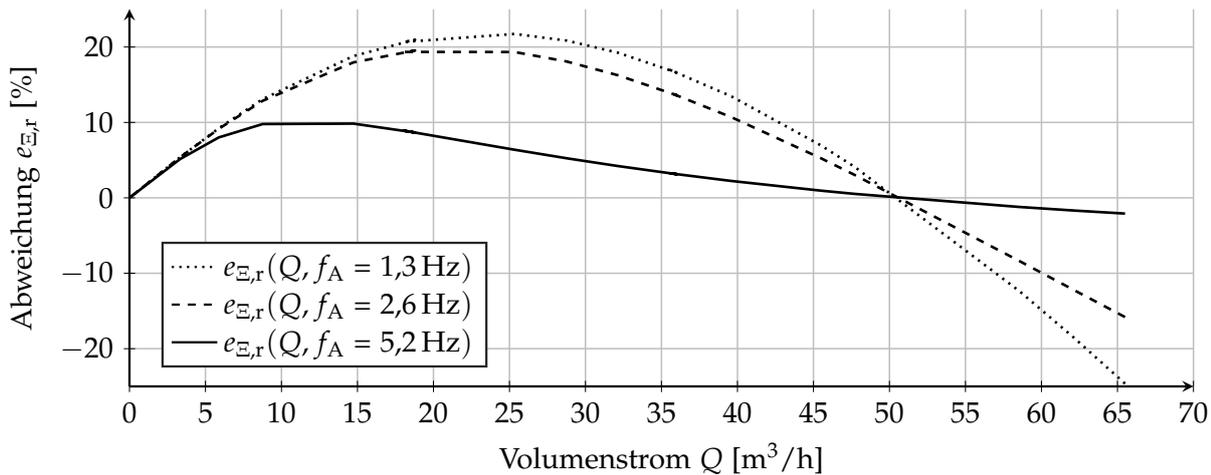


Abbildung 7.5.: Darstellung der Abweichung $e_{E,r}$ von $\Xi_{Re,i}$ bezogen auf den idealen Verlauf $\Xi_{Re,i\infty}$ bei unendlich hoher Anregungsfrequenz für die Rohnetzinduktivität $L_H = L_{H,r}$ in Abhängigkeit des Volumenstroms Q und der Anregungsfrequenz f_A für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$

von $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ eine eindeutige Bestimmung des Volumenstroms mittels des konventionellen Verfahrens möglich. Entsprechend könnte ein hybrider Ansatz eingesetzt werden, so dass im unteren Volumenstrombereich der konventionelle Ansatz und im Bereich der Mehrdeutigkeit die Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation verwendet wird. Daher wird der Schwerpunkt bei der Bewertung der Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation auf den oberen Volumenstrombereich gelegt.

Bei Volumenströmen über $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ liegt der betragsmäßig maximale Wert der Abweichung $e_{E,r}$ vom idealen Verlauf für $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ unterhalb von $e_{E,r} = 5\%$ beziehungsweise oberhalb von $Q = 35 \text{ m}^3/\text{h}$ bereits unterhalb $e_{E,r} = 3,5\%$, so dass eine Volumenstrombestimmung mit einem geringen prozentualen Fehler bei dieser Anregungsfrequenz möglich wäre. Des Weiteren gilt es zu bedenken, dass der Prüfstand ein vergleichsweise kurzes Rohrnetz besitzt, um den hydraulischen Widerstand gering zu halten und hohe Volumenströme zu ermöglichen, so dass auch die hydraulische Induktivität dieses Rohrnetzes im Vergleich zu praktischen Anwendungen gering ausfällt. Entsprechend ist bei anderen Anwendungen von noch geringeren Abweichungen von dem idealen Verlauf auszugehen, da der Einfluss der Volumenstromschwankung bei Rohrnetzen mit größerer hydraulischer Induktivität geringer ausfällt. Daher wird im Folgenden die Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ zur Einprägung der Drehzahlanregung gewählt.

7.2. Einfluss der Amplitude der Drehzahlanregung und der Filterung

Nachdem die Frequenz zur Einprägung der Drehzahlanregung gewählt wurde, wird im Folgenden die Anregungsamplitude und die Filterzeitkonstante gewählt, um eine hinreichende Signalqualität der Volumenstrombestimmung zu erzielen.

Durch eine hohe Anregungsamplitude kann das Signal-Rausch-Verhältnis des Wech-

selanteils der Leistung bezüglich möglicher Störungen und damit die Volumenstrombestimmung verbessert werden. Eine hohe Anregungsamplitude generiert jedoch aufgrund des zur Anregung notwendigen höheren Drehmomentes eine höhere akustische Belastung für den Betreiber des Pumpenaggregates. Des Weiteren entstehen durch die höhere Amplitude größere Druckschwankungen und daraus resultierend mögliche Volumenstromschwankungen, welche das hydraulische System beeinflussen können. Zusätzlich besitzt die Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates gemäß des Leistungsmodells aus Gleichung (4.3.1) nichtlineare Abhängigkeiten bezüglich der Eingangsgrößen, so dass sich bei Anregung mit einer sinusförmigen Drehzahlanregung neben der Grundfrequenz weitere Frequenzanteile in der Leistungsaufnahme ausbilden und die mittlere Leistungsaufnahme mit steigender Anregungsamplitude ansteigt. Daher gilt es einen Kompromiss zu finden, so dass die Anregungsamplitude gering genug ist, um unerwünschte Effekte zu vermeiden beziehungsweise zu minimieren, aber dennoch eine hinreichende Qualität des Nutzssignals zur Volumenstrombestimmung ermöglicht wird.

Durch Einsetzen der durch die Drehzahlanregung überlagerten Kreisfrequenz gemäß Gleichung (2.1.8) in das Leistungsmodell nach Gleichung (4.3.1) kann durch Mittelwertbildung über eine Anregungsperiode die mittlere Motoreingangsleistung $P_{m,0}$ modelliert werden:

$$P_{m,0}(Q, \omega) = v_i \omega_0^3 + v_s \omega_0^2 + v_c \omega_0 + a_t Q_0 \omega_0^2 + b_t \omega_0 Q_0^2 - c_t Q_0^3 + \frac{3}{2} v_i \omega_0 \omega_1^2 + \frac{1}{2} v_s \omega_1^2 + \frac{1}{2} a_t Q_0 \omega_1^2. \quad (7.2.1)$$

Der Einfluss der Ströme auf die Leistungsaufnahme wird an dieser Stelle vernachlässigt, um den prinzipiellen Einfluss der Anregungsamplitude auf die mittlere Leistungsaufnahme aufzuzeigen. Für den Volumenstrom wurde angenommen, dass die Volumenstromschwankung aufgrund einer hinreichend hohen Anregungsfrequenz vernachlässigbar gering ist, so dass der Volumenstrom nur einen Gleichanteil besitzt und $Q = Q_0$ gilt. Die erste Zeile von Gleichung (7.2.1) stellt die Motoreingangsleistung des Pumpenaggregates ohne Drehzahlanregung dar. Durch die Drehzahlanregung wird die Leistungsaufnahme mit den von der Anregungsamplitude ω_1 abhängigen Termen der zweiten Zeile von Gleichung (7.2.1) überlagert, so dass die mittlere Leistungsaufnahme mit steigender Anregungsamplitude zunimmt.

Die stationäre Motoreingangsleistung sinkt aufgrund der von dem Gleichanteil ω_0 der Kreisfrequenz abhängigen Terme mit abnehmender Drehzahl. Die Erhöhung der Leistung bedingt durch die Drehzahlanregung besitzt gemäß Gleichung (7.2.1) eine weit geringere Abhängigkeit von ω_0 , so dass bei geringen Drehzahlen durch die Drehzahlanregung relativ betrachtet die höchste Abweichung der Leistungsaufnahme im Vergleich zu der Leistungsaufnahme ohne Drehzahlanregung zu erwarten ist.

Um den prognostizierten Anstieg der mittleren Leistungsaufnahme durch die Drehzahlanregung anhand von Messungen zu belegen, wird in Abbildung 7.6 der gemessene Gleichanteil $P_{m,0}$ der Motoreingangsleistung der Stratos MAXO 80/0,5-16 für die Amplituden $N_1 = 0 \text{ min}^{-1}$, $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$, $N_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ und $N_1 = 90 \text{ min}^{-1}$ für die mittlere Drehzahl $N_0 = 830 \text{ min}^{-1}$ dargestellt, welche während der Kennfeldmessungen in Kapitel 5.3 die geringste betrachtete Drehzahl des Prüflings war.

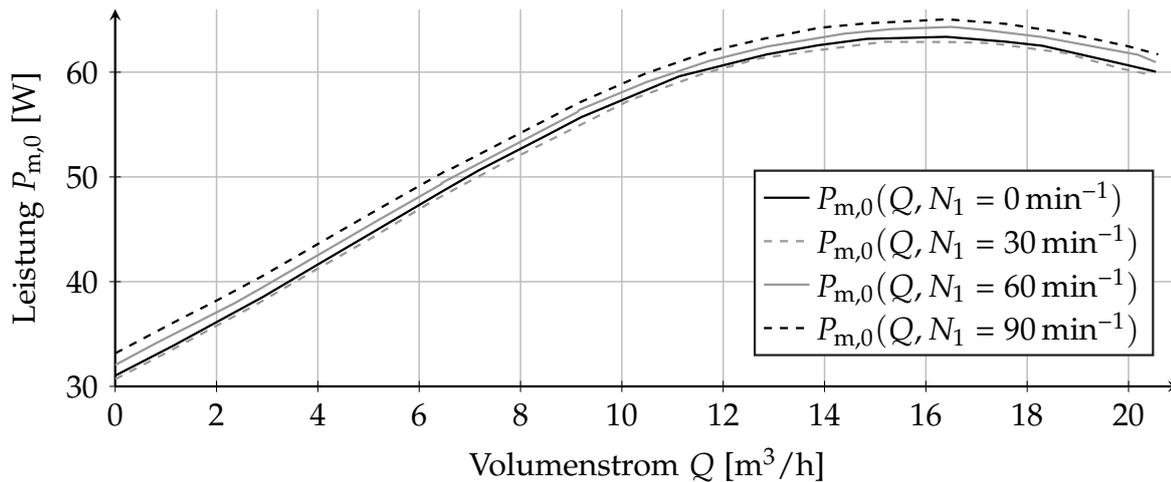


Abbildung 7.6.: Darstellung des Gleichanteils $P_{m,0}$ der Motoreingangsleistung der Stratos MAXO 80/0,5-16 bei der Drehzahl $N_0 = 830 \text{ min}^{-1}$ für die Anregungsamplituden $N_1 = 0 \text{ min}^{-1}$, $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$, $N_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ und $N_1 = 90 \text{ min}^{-1}$ in Abhängigkeit des Volumenstroms Q

Wie ersichtlich ist, weisen die Verläufe der Leistungskurven ohne Einprägung einer Drehzahlanregung bei $N_1 = 0 \text{ min}^{-1}$ und bei Einprägung einer Drehzahlanregung mit der Amplitude $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ qualitativ betrachtet eine ähnlich hohe Leistungsaufnahme auf. Bei den Anregungsamplituden $N_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ und $N_1 = 90 \text{ min}^{-1}$ kommt es hingegen zu einer erhöhten Leistungsaufnahme.

Zur Verdeutlichung der Erhöhung der Leistungsaufnahme durch die Drehzahlanregung wird in Abbildung 7.7 die relative Abweichung $P_{0,r}$ der mittleren Leistungsaufnahme für die betrachteten Amplituden bezogen auf die Leistungsaufnahme ohne Drehzahlanregung für die Arbeitspunkte aus Abbildung 7.6 dargestellt.

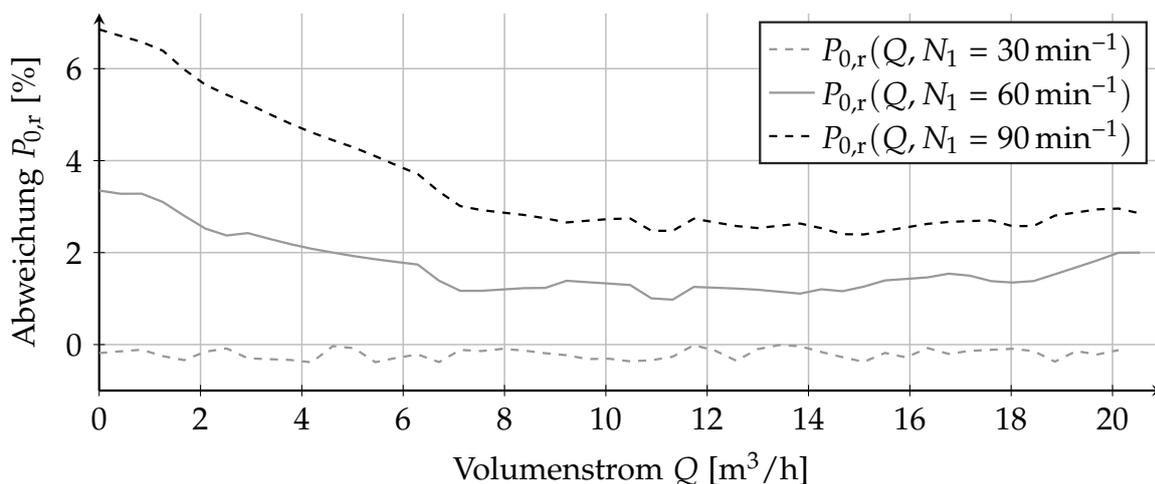


Abbildung 7.7.: Darstellung der relativen Änderung $P_{0,r}$ der mittleren Motoreingangsleistung durch die Drehzahlanregung für die Anregungsamplituden $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$, $N_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ und $N_1 = 90 \text{ min}^{-1}$ bei der Drehzahl $N_0 = 830 \text{ min}^{-1}$ in Abhängigkeit des Volumenstroms Q

Die Abweichung zwischen der Leistungsaufnahme bei $N_1 = 0 \text{ min}^{-1}$ und $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ liegt betragsmäßig unterhalb von $P_{0,r} = 0,39\%$, wobei die Leistungsaufnahme bei

$N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ sogar einen geringeren Wert als die Leistungsaufnahme ohne Anregung aufweist, so dass davon auszugehen ist, dass die geringe Abweichung durch Messfehler oder externe Einflüsse, wie Schwankungen der Medientemperatur, hervorgerufen wird. Bei der Anregungsamplitude $N_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ hingegen ist die mittlere Leistungsaufnahme für jeden Arbeitspunkt um einen Wert größer als $P_{0,r} = 1 \%$ erhöht und bei $N_1 = 90 \text{ min}^{-1}$ liegt die Erhöhung sogar oberhalb von $P_{0,r} = 2,4 \%$. Bei geringen Volumenströmen liegt die geringste Leistungsaufnahme vor, so dass sich in diesem Bereich die maximale relative Abweichung ergibt und bei den Amplituden $N_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ und $N_1 = 90 \text{ min}^{-1}$ eine um bis zu 3,4 % beziehungsweise bis zu 6,9 % erhöhte Leistungsaufnahme vorliegt. Das Ziel der Volumenstrombestimmung ist eine energieeffizientere Regelung des Pumpenaggregates zu ermöglichen. Entsprechend gilt es eine Erhöhung der mittleren Leistungsaufnahme zu vermeiden und es wird im Folgenden die Amplitude $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ zur Einprägung der Drehzahlvariation verwendet, da bei diesem Wert keine Erhöhung der mittleren Leistungsaufnahme zu beobachten ist. Des Weiteren wurden bei einer qualitativen Betrachtung dieser Anregungsamplitude keinerlei akustische Phänomene wahrgenommen, welche durch den Betreiber des Pumpenaggregates als störend empfunden werden könnten.

Nachdem die Frequenz der Drehzahlanregung zu $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ und die Anregungsamplitude zu $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ gewählt wurde, wird im Folgenden der Einfluss der Dauer der Fourier-Transformation auf die Extraktion der Wechselgrößen untersucht. Da die Volumenstrombestimmung kontinuierlich erfolgen soll, muss ebenso eine kontinuierliche Extraktion des Wechselanteils der Leistungsaufnahme erfolgen, so dass die Fourier-Transformation über ein endliches Zeitintervall berechnet wird.

Eine solche Kurzzeit-Fourier-Transformation lässt sich mathematisch durch eine Multiplikation des zeitlich unendlich langen Leistungssignals mit einer Rechteckfunktion, welche als Fensterfunktion dient und den Zeitraum der Fourier-Transformation darstellt, ausdrücken. Im Frequenzbereich führt das Rechteck-Fenster zu einer Faltung des Leistungssignals mit dem Sinus cardinalis [PJ15]. Dies resultiert in Abweichungen zwischen dem gemessenen und dem realem Frequenzspektrum [OL14], da durch die endliche Dauer der Fourier-Transformation Fragmente anderer Frequenzen das bei der Anregungsfrequenz extrahierte Signal verfälschen. Dieser Effekt wird als spektraler Leck-Effekt bezeichnet [Har78].

Generell gilt für das Zeitdauer-Bandbreite-Produkt die Unschärferelation [Kie+09]:

$$\Delta t_A \Delta B_A \geq \frac{1}{4\pi}. \quad (7.2.2)$$

Dies bedeutet, dass bei Anwendung der Fourier-Transformation über ein kurzes Zeitfenster Δt_A und damit hohen zeitlichen Auflösung eine Fensterfunktion mit einer hohen Bandbreite ΔB_A im Frequenzbereich vorliegt, so dass nur eine grobe Auflösung im Frequenzbereich möglich ist. Durch ein größeres Zeitfenster kann hingegen die Frequenzauflösung verbessert und der Einfluss des spektralen Leck-Effektes reduziert werden. Durch die höhere Dauer der Fourier-Transformation wird jedoch die zeitliche Auflösung verschlechtert, so dass eine Änderung der Amplitude des Nutzsignales und daher in diesem Fall eine Änderung des Arbeitspunktes des Pumpenaggregates verzögert erkannt wird. Da das Zeitdauer-Bandbreite-Produkt eines Rechteck-Fens-

ters einen konstanten Wert besitzt [Gir+03], muss ein Kompromiss zwischen zeitlicher Auflösung und Frequenzauflösung gefunden werden.

Dieser Zusammenhang wird anhand von Abbildung 7.8 verdeutlicht, indem aufgezeigt wird wie die Wahl der Anzahl n_A der Anregungsperioden, über welche die Fourier-Transformation erfolgt, die Filterwirkung der Fourier-Transformation beeinflusst. Es wird für die Anzahl $n_A = 1$, $n_A = 2$, $n_A = 4$, $n_A = 8$ und $n_A = 64$ der Anregungsperioden bei unterschiedlichen Frequenzen f der Verstärkungsfaktor A dargestellt, mit dem die Amplitude der jeweiligen Frequenz bei der Extraktion des Signals bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2$ Hz gewichtet wird. Eine detaillierte Beschreibung des Ansatzes zur Bestimmung der Gewichtung der Störfrequenzen ist Anhang C.2 zu entnehmen.

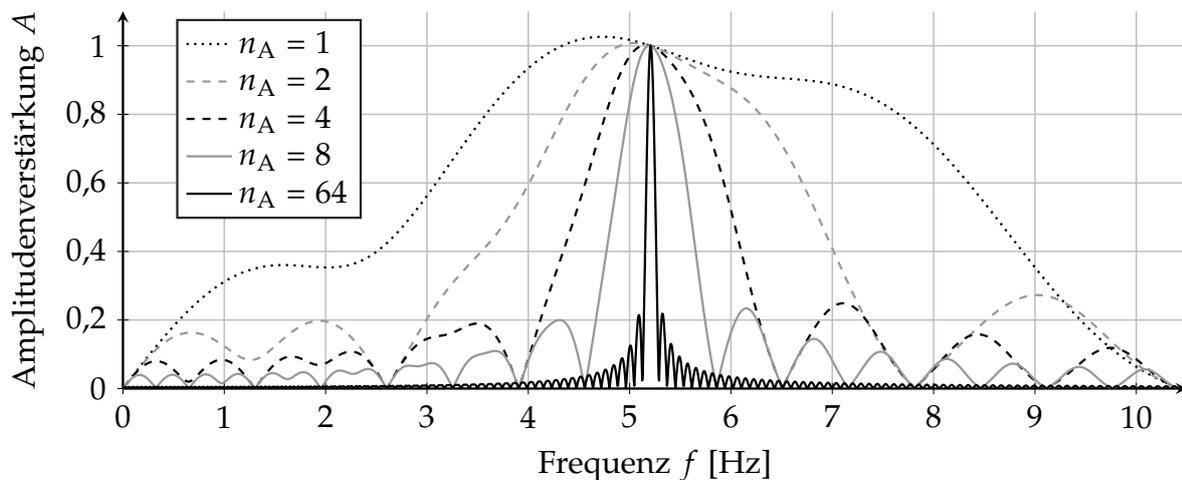


Abbildung 7.8.: Darstellung des Verstärkungsfaktors A mit welchem die jeweilige Frequenz f bei der Fourier-Transformation zur Extraktion des Signals bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2$ Hz gewichtet wird in Abhängigkeit der Anzahl n_A der Anregungsperioden, über welche die Fourier-Transformation erfolgt

Unabhängig von der Periodenanzahl n_A wird das Signal bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2$ Hz mit dem Verstärkungsfaktor $A = 1$ gewichtet, so dass das Nutzsignal bei der Anregungsfrequenz korrekt extrahiert wird. Im Idealfall würden Signale, welche nicht die Anregungsfrequenz besitzen, mit dem Verstärkungsfaktor $A = 0$ gewichtet, so dass diese keinen störenden Einfluss ausüben. Dies ist aufgrund des endlichen Zeitraums der Fourier-Transformation jedoch nicht der Fall. Bei einer Filterung über einen Zeitintervall von $n_A = 1$ findet nur eine geringe Dämpfung von Signalen nahe der Anregungsfrequenz statt. Die Frequenz $f = 4,6$ Hz besitzt sogar einen Verstärkungsfaktor größer als $A = 1$, so dass ein Störsignal bei dieser Frequenz mit einem Wert, welcher über der realen Amplitude liegt, in die Extraktion des Nutzsignals einfließen würde. Selbst bei einer Frequenz von $f = 1,5$ Hz würde ein Störsignal noch mit einer Gewichtung von $A = 0,36$ beziehungsweise 36 % seiner Amplitude in das extrahierte Nutzsignal einfließen.

Durch die Wahl einer höheren Anzahl von Filterperioden kann der Einfluss von Störungen maßgeblich reduziert werden. Bei einer Anzahl von $n_A = 2$ beziehungsweise $n_A = 4$ Filterperioden wird die Verstärkung eines Störsignals bei $f = 4,6$ Hz im Ver-

gleich zu der Verstärkung $A = 1,02$ bei $n_A = 1$ bereits auf $A = 0,92$ beziehungsweise $A = 0,64$ reduziert. Bei einer Anzahl von $n_A = 64$ Filterperioden wird der Verstärkungsfaktor sogar auf $A = 0,04$ reduziert, so dass eine Störung bei dieser Frequenz nahezu vollständig gedämpft wird. Des Weiteren bilden sich mit einer höheren Anzahl von Filterperioden lokale Minima mit der Verstärkung $A = 0$ aus, wodurch eine vollständige Unterdrückung der betreffenden Frequenzen erzielt werden kann.

Wie gezeigt wurde, können durch die Fourier-Transformation über einen längeren Zeitraum mögliche Störeinflüsse signifikant reduziert werden. Durch die Anwendung einer gleitenden Fourier-Transformation über einen längeren Zeitraum erfolgt jedoch eine zeitliche Filterung des extrahierten Nutzsignals, so dass Änderungen des Arbeitspunktes verzögert detektiert werden und die Dynamik der Volumenstrombestimmung sinkt.

Das Ausmaß der Störungen kann abhängig von der jeweiligen Anwendung variieren, da andere Komponenten wie beispielsweise weitere Pumpen in dem System, zusätzliche Schwankungen des Volumenstroms und entsprechend auch der Leistungsaufnahme des betrachteten Pumpenaggregates hervorrufen können. In dieser Arbeit steht der Einsatz des Pumpenaggregates in Wärme- und Kältesystemen im Fokus. Da in diesen Systemen, beispielsweise bei der Temperaturregelung eines Raumes, hohe Zeitkonstanten vorliegen, ist keine hochdynamische Regelung der hydraulischen Größen und folglich hochdynamische Volumenstrombestimmung notwendig, so dass die Anzahl der Filterperioden zu $n_A = 64$ gewählt wird, um eine hohe Störunterdrückung zu erzielen. Bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2$ Hz bedeutet dies ein Zeitfenster der gleitenden Fourier-Transformation von $\Delta t_A = 12,3$ s. Vergleicht man dies mit der Zeitkonstante τ_A nach der ein PT₁-System 63,2 % seines Endwertes erreicht hat, entspricht dies einer zeitlichen Filterung von $\tau_A = 7,8$ s.

Eine weiterführende Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Fensterfunktionen bei der Fourier-Transformation ist Anhang A.1 zu entnehmen. Da die betrachteten Fensterfunktionen keinen relevanten Vorteil bezüglich der Filterwirkung der Fourier-Transformation zeigen, wird im Folgenden weiterhin ein Rechteck-Fenster verwendet.

7.3. Kompensation der Drift bei dynamischen Vorgängen

In dem vorherigen Abschnitt wurde die Filterung für die Extraktion des Wechselanteils von Leistung und Drehzahl betrachtet. Bei dynamischen Vorgängen wie der Änderung des Arbeitspunktes des Pumpenaggregates kommt es jedoch zu einer Drift des mittels der Fourier-Transformation bestimmten Signales.

Dies wird anhand von Abbildung 7.9 verdeutlicht. Es wird der Verlauf der Drehzahl ohne überlagerte Drehzahlanregung über die drei Perioden $T_{A,a}$, $T_{A,b}$ und $T_{A,c}$ der Fourier-Transformation dargestellt. Des Weiteren wird das zur Fourier-Transformation verwendete Sinussignal abgebildet.

Da keine Drehzahlanregung erfolgt, sollte das Ergebnis der Fourier-Transformation, welches durch Integration des Produktes des Sinussignals mit der Drehzahl berechnet wird, den Wert 0 besitzen. Während der ersten Periode $T_{A,a}$ findet eine Multiplikation des Sinussignals mit der konstanten Drehzahl statt, so dass sich die positive und nega-

tive Halbwelle des Sinussignals kompensieren und das Integral den erwarteten Wert 0 ergibt. Während der zweiten Periode $T_{A,b}$ erfolgt ein Anstieg der Drehzahl. Aufgrund der ansteigenden Drehzahl wird die positive Halbwelle des Sinussignals während der zweiten Periode bei der Integration schwächer gewichtet als die negative Halbwelle, welche mit einem höheren Drehzahlwert multipliziert wird. Dies führt zu einem von 0 abweichenden Wert der Fourier-Transformation bei der Anregungsfrequenz, obwohl keine Drehzahlanregung erfolgt.

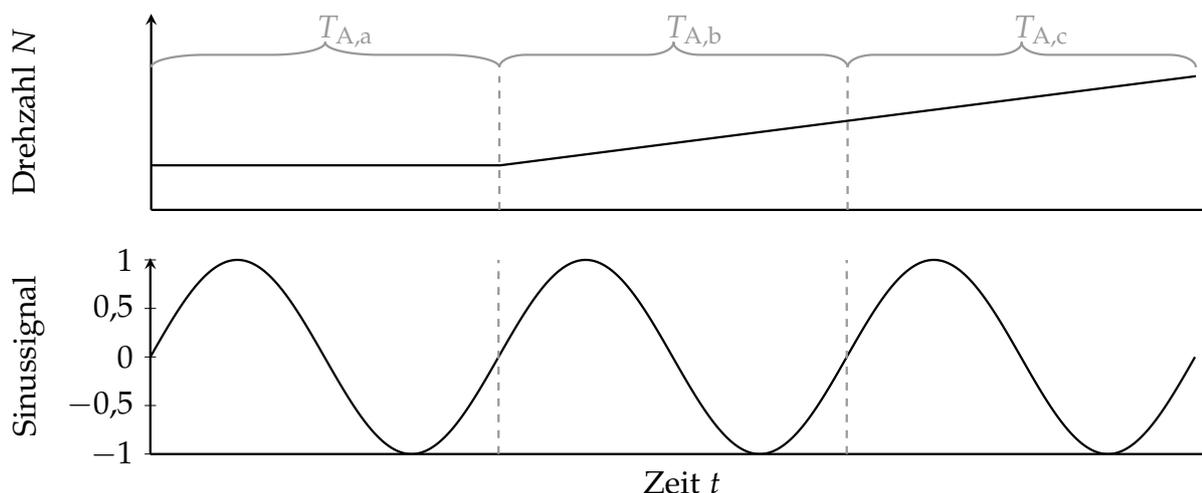


Abbildung 7.9.: Exemplarische Darstellung des zeitlichen Verlaufes der Drehzahl N des Pumpenaggregates ohne überlagerte Drehzahlanregung (oben) und des zeitlichen Verlaufes des Sinussignals zur Fourier-Transformation (unten)

Um diese Drift der Fourier-Transformation, welche zu Verfälschungen der extrahierten Wechselgrößen und dementsprechend der Volumenstrombestimmung führen würde, zu kompensieren, wird eine Vorfilterung der Drehzahl und der Leistung durchgeführt, bevor die Wechselgrößen mittels der Fourier-Transformation berechnet werden. Als mögliches Vorfilter könnte ein Kerbfilter verwendet werden. Dieses eliminiert eine gewünschte Frequenz und besitzt einen geringen Einfluss auf andere Frequenzen [Hes93]. Durch Inversion des Verhaltens dieses Filters kann der Wechselanteil der Drehzahl und Leistung bei der Anregungsfrequenz extrahiert und die darauffolgende Bestimmung der Amplitude und des Phasenwinkels mittels einer Fourier-Transformation durchgeführt werden. Aufgrund der schmalen Bandbreite im Frequenzbereich besitzt dieses Filter jedoch im Zeitbereich eine hohe Einschwingzeit [KK02], so dass das Filter durch seine langsame Reaktionszeit nicht für dynamische Vorgänge geeignet ist. Stattdessen wird ein Bandpassfilter eingesetzt [Per07], dessen Bandbreite empirisch gewählt wurde, um einen zufriedenstellenden Kompromiss zwischen Filterwirkung und Einschwingzeit zu ermöglichen.

Um den Vorteil der Vorfilterung bei dynamischen Vorgängen zu verdeutlichen, wird eine Drehzahländerung von dem Gleichanteil $N_0 = 1000 \text{ min}^{-1}$ der Drehzahl auf $N_0 = 3000 \text{ min}^{-1}$ bei überlagerter Anregung mit der Amplitude $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ in einer Simulation betrachtet, so dass der zeitliche Verlauf der Drehzahl exakt vorgegeben werden kann. Die Drehzahländerung von

$N_0 = 1000 \text{ min}^{-1}$ auf $N_0 = 3000 \text{ min}^{-1}$ erfolgt mit einem konstanten Anstieg über einen Zeitraum von $\Delta t = 768 \text{ ms}$, was einer Dauer von $n_A = 4$ Perioden der Drehzahlanregung bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ entspricht.

Der Verlauf der vorgegebenen Drehzahl $N(t)$, die mittels einer gleitenden Fourier-Transformation über $n_A = 64$ Anregungsperioden ohne Vorfilterung extrahierte Anregungsamplitude $N_{1,OV}(t)$ und die mit Vorfilterung extrahierte Amplitude $N_{1,MV}(t)$ werden in Abbildung 7.10 in Abhängigkeit der Zeit t dargestellt.

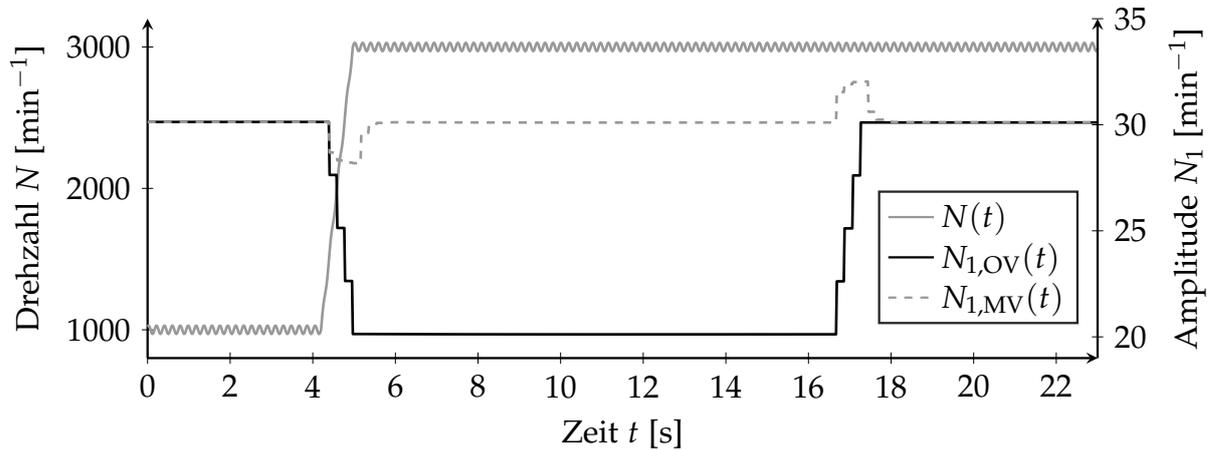


Abbildung 7.10.: Exemplarische Darstellung des zeitlichen Verlaufes der vorgegebenen Drehzahl $N(t)$ mit überlagerter Drehzahlanregung, der ohne Filterung extrahierten Anregungsamplitude $N_{1,OV}(t)$ und der mit Vorfilterung extrahierten Anregungsamplitude $N_{1,MV}(t)$

Obwohl die Anregungsamplitude einen konstanten Wert von $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ besitzt, weicht die extrahierte Anregungsamplitude von diesem Wert ab. Ohne den Einsatz einer Vorfilterung ergibt sich durch die Drehzahländerung eine Drift, so dass durch die Fourier-Transformation über einen längeren Zeitraum die Amplitude $N_{1,OV} = 20 \text{ min}^{-1}$ statt dem realen Wert $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ ermittelt wird. Die auch über den Zeitraum der Drehzahländerung hinausgehende Abweichung resultiert aus dem Zeitraum der Fourier-Transformation von $n_A = 64$ Anregungsperioden beziehungsweise $\Delta t_A = 12,3 \text{ s}$. Bei Einsatz der Vorfilterung ergibt sich hingegen ein weit geringerer Fehler, so dass bei der größten Abweichung als Amplitude $N_{1,MV} = 28,2 \text{ min}^{-1}$ statt dem realen Wert $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ extrahiert wird. Entsprechend kann durch die Vorfilterung eine signifikante Reduzierung des Fehlers der Fourier-Transformation bei dynamischen Vorgängen erzielt werden, wobei durch die kurze Einschwingzeit des Filters kein erwähnenswerter Einfluss auf die Dynamik der Signalextraktion erfolgt.

Basierend auf den Ergebnissen dieses Kapitels wird im Folgenden eine Drehzahlanregung mit der Frequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ verwendet, da diese Frequenz den Vorteil einer geringen Abhängigkeit des Verfahrens zur Volumenstrombestimmung von den Rohrnetzparametern bei hohen Volumenströmen bietet. Als Anregungsamplitude wird $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ verwendet, da bei dieser Amplitude im Vergleich zu höheren Amplituden eine Erhöhung der mittleren Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates und eine daraus resultierende verringerte Energieeffizienz vermieden werden kann. Des Weiteren erfolgt die Fourier-Transformation über einen Zeitraum von $n_A = 64$ Anregungsperioden beziehungsweise $\Delta t_A = 12,3 \text{ s}$.

8

Identifikation und Steuerung des hydraulischen Betriebspunktes

Nachdem in Kapitel 7 die Amplitude und Frequenz der Drehzahlanregung gewählt wurde, erfolgt in diesem Kapitel abschließend die Identifikation und Steuerung des hydraulischen Betriebspunktes.

In Kapitel 8.1 wird auf Grundlage der Drehzahlanregung ein modellbasierter Ansatz zur Volumenstrombestimmung eingeführt und dessen Güte mit dem konventionellen, auf der stationären Leistungsaufnahme basierenden, Ansatz verglichen. Anhand des ermittelten Volumenstroms erfolgt in Kapitel 8.2 die modellbasierte Ermittlung der Förderhöhe, wobei ebenfalls ein Vergleich der Güte der Verfahren basierend auf der Drehzahlanregung und der stationären Leistungsaufnahme stattfindet. Nachdem in Kapitel 8.1 und Kapitel 8.2 die modellbasierte Bestimmung des hydraulischen Arbeitspunktes erläutert wurde, erfolgt in Kapitel 8.3 die Entwicklung eines Ansatzes zur Steuerung der Förderhöhe, dessen Güte an dem Experimentalsystem evaluiert wird.

8.1. Modellbasierte Bestimmung des geförderten Volumenstroms

Unter der Annahme, dass der Einfluss der Volumenstromvariation bei der Anregungsfrequenz aufgrund einer hinreichend hohen Frequenz vernachlässigt werden kann, lässt sich das Modell des Realteils P_{Re} der Leistungsaufnahme bei der Anregungsfrequenz nach Gleichung (4.3.6) umformen zu:

$$\underbrace{\frac{P_{Re} - P_{Re,d} - P_{Re,q}}{\omega_1}}_{\Xi_{Re,i}} = b_t Q_0^2 + 2 a_t Q_0 \omega_0 + 2 v_s \omega_0 + 3 v_i \omega_0^2 + \frac{3}{4} v_i \omega_1^2 + v_c. \quad (8.1.1)$$

Die linke Seite von Gleichung (8.1.1) entspricht dem in Kapitel 7.1 definierten Realteil $\Xi_{Re,i}$ des Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$, welcher um den Einfluss der stromabhängigen Leistungsaufnahme $P_{Re,d}$ und $P_{Re,q}$ bereinigt wurde.

Durch Anwendung eines Ansatzes zur Lösung quadratischer Gleichungen kann der Gleichanteil Q_0 des Volumenstroms bestimmt werden:

$$Q_0 = -\frac{a_t}{b_t} \omega_0 \pm \sqrt{\left(\frac{a_t}{b_t} \omega_0\right)^2 - \frac{2 v_s \omega_0 + 3 v_i \omega_0^2 + \frac{3}{4} v_i \omega_1^2 + v_c - \Xi_{\text{Re},i}}{b_t}}. \quad (8.1.2)$$

Durch das Lösen der quadratischen Gleichung ergibt sich eine Mehrdeutigkeit, da mathematisch betrachtet zwei Lösungen der Gleichung existieren. Das Pumpenaggregat generiert einen positiven Differenzdruck, so dass auch der Volumenstrom Q_0 ein positives Vorzeichen besitzt, solange keine weitere Komponente einen Differenzdruck in Gegenrichtung des Pumpenaggregates generiert. Dieser Fall stellt jedoch einen fehlerhaften Anlagenaufbau dar und wird daher im Folgenden nicht betrachtet. Wie im Rahmen der Modellbildung in Kapitel 3.1 erläutert wurde, ergeben sich durch die Modellidentifikation nur positive Modellkoeffizienten, so dass der erste Term der rechten Seite der Volumenstromgleichung (8.1.2) ein negatives Vorzeichen besitzt. Da der Volumenstrom Q_0 jedoch ein positives Vorzeichen besitzen muss, ist physikalisch nur die Addition des Wurzelterms möglich. Entsprechend kann anhand von Gleichung (8.1.2) eine eindeutige Volumenstrombestimmung durchgeführt werden.

Der neue Ansatz der modellbasierten Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation soll eine Verbesserung im Vergleich zu der Nutzung der stationären Leistungsaufnahme, welche bei hohen Volumenströmen eine Mehrdeutigkeit besitzt, darstellen. Daher wird im Folgenden dieser konventionelle Ansatz als Referenz zur Bewertung des neuen Verfahrens genutzt.

Um den Volumenstrom basierend auf dem konventionellen Ansatz, der Auswertung der stationären Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates, zu bestimmen, kann das in Kapitel 4.3 entwickelte Leistungsmodell genutzt werden.

Zur Bestimmung des Volumenstroms basierend auf dem Leistungsmodell des Pumpenaggregates gemäß Gleichung (4.3.1) werden die von den Strömen i_d und i_q und der mechanischen Kreisfrequenz ω abhängigen Terme, welche keine direkte Abhängigkeit von dem Volumenstrom Q aufweisen, zu dem Term $P_{N,i}$ zusammengefasst:

$$P_m = a_t \omega^2 Q + b_t \omega Q^2 - c_t Q^3 + P_{N,i}. \quad (8.1.3)$$

Diese Gleichung wird in eine Normalform mit den Koeffizienten a_n , b_n und c_n überführt:

$$Q^3 + \underbrace{\frac{-b_t}{c_t} \omega}_{a_n} Q^2 + \underbrace{\frac{-a_t}{c_t} \omega^2}_{b_n} Q + \underbrace{\frac{P_m - P_{N,i}}{c_t}}_{c_n} = 0. \quad (8.1.4)$$

Basierend auf dieser Normalform lässt sich der Volumenstrom mittels allgemeiner Ansätze zur Lösung kubischer Gleichungen bestimmen [Bew13]. Da Gleichung (8.1.4) bezüglich des Volumenstroms ein Polynom dritter Ordnung darstellt, ergeben sich mathematisch betrachtet drei mögliche Volumenströme als Lösung der Gleichung.

Um die verschiedenen Lösungen von Gleichung (8.1.4) aufzuzeigen, wird in Abbildung 8.1 exemplarisch die gemessene Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates Stratos MAXO 80/0,5-16 für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$ über dem Volumenstrom

dargestellt. Zur Darstellung der aufgrund des Leistungsmodells mathematisch möglichen Volumenströme wird zusätzlich die anhand des Leistungsmodells berechnete Leistungsaufnahme über einen erweiterten Volumenstrombereich dargestellt, welcher sich über den Messbereich hinaus erstreckt. Dabei wird der Einfluss der Ströme i_d und i_q vernachlässigt, da diese Eingangsgrößen des Modells nur innerhalb des Messbereichs als Messdaten vorliegen und folglich keine Extrapolation auf nicht gemessene Volumenstrombereiche, welche zu anderen Werten der Ströme führen, erlauben. Da die Ströme während des Betriebes bekannte Größen darstellen und die Leistungsaufnahme um diesen Einfluss bereinigt werden kann, ist diese Vernachlässigung für eine prinzipielle Betrachtung unerheblich.

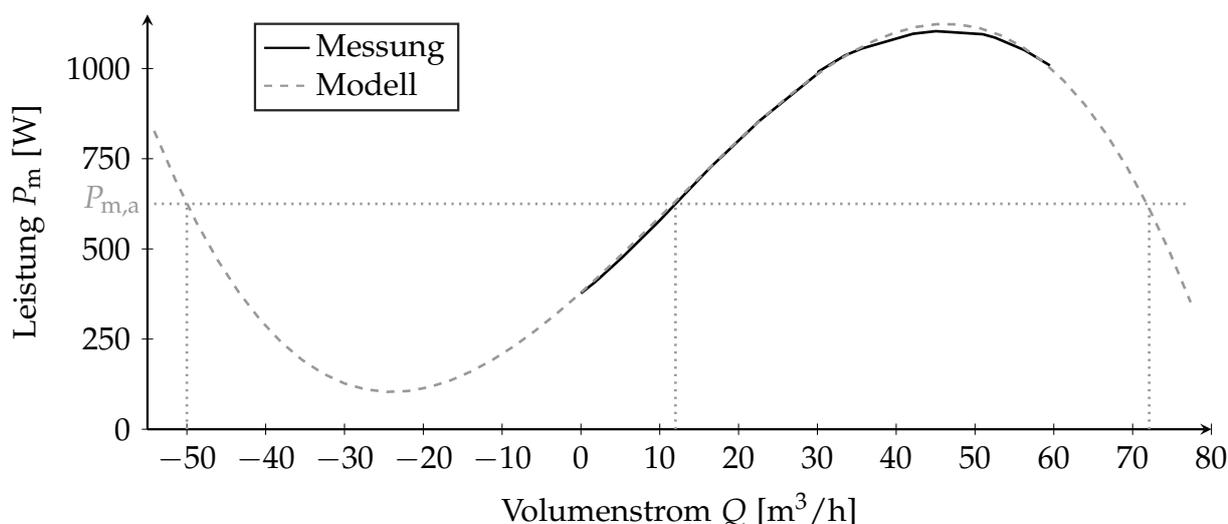


Abbildung 8.1.: Darstellung des Verlaufes der gemessenen und der modellierten Motoreingangsleistung des Pumpenaggregates Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit des Volumenstroms Q für die Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$

Wie ersichtlich ist, würde die exemplarische Leistungsaufnahme $P_{m,a}$ gemäß des Modells zu drei möglichen Volumenströmen führen. Einer der mathematisch möglichen Volumenströme ist jedoch negativ, so dass diese Lösung wie bereits bei dem Ansatz der Volumenstrombestimmung nach Gleichung (8.1.2) vernachlässigt werden kann. Entsprechend ergeben sich aufgrund der Mehrdeutigkeit der Leistungskennlinie zwei mögliche Volumenströme, welche betrachtet werden müssen. Da der Betriebsbereich des Pumpenaggregates sich größtenteils linksseitig der Rückkrümmung der gemessenen Leistungsaufnahme befindet, wird bei der Volumenstrombestimmung basierend auf der stationären Leistungsaufnahme im Folgenden immer der geringere Wert der beiden möglichen Volumenströme zu Grunde gelegt.

Zum Vergleich der Güte der Volumenstrombestimmung wird der Fehler $Q_e = \hat{Q} - Q$ zwischen dem modellbasiert berechneten Volumenstrom \hat{Q} und dem gemessenen Volumenstrom Q bestimmt. Der Fehler $Q_{e,E}$ der Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlanregung und der Fehler $Q_{e,P}$ der Volumenstrombestimmung anhand der stationären Leistungsaufnahme sind in Abbildung 8.2 exemplarisch für die Drehzahlen $N_a = 1120 \text{ min}^{-1}$, $N_b = 2010 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2620 \text{ min}^{-1}$ in Abhängigkeit des gemessenen Volumenstroms Q dargestellt. Die Messung erfolgte für jede Drehzahl jeweils

bei 20 verschiedenen Ventilstellungen zwischen geschlossenem und vollkommen geöffnetem Ventil. Der Messzeitraum beträgt $\Delta t = 60$ s bei einer Aufnahme der Messwerte pro Sekunde. Um den systematischen Fehler der Volumenstrombestimmung aufzuzeigen, wird in Abbildung 8.2 der gemittelte Fehler der Volumenstrombestimmung für jeden Arbeitspunkt dargestellt. In Kapitel 7.2 wurde gezeigt, dass bei einer Amplitude von $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ die Drehzahnregung keinen Einfluss auf die mittlere Leistungsaufnahme hat. Daher können zur Vergleichbarkeit der beiden Volumenstromansätze die Fehler beider Verfahren für die identische Messung mit einer Drehzahnregung mit der Amplitude $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ und der Frequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ durchgeführt werden.

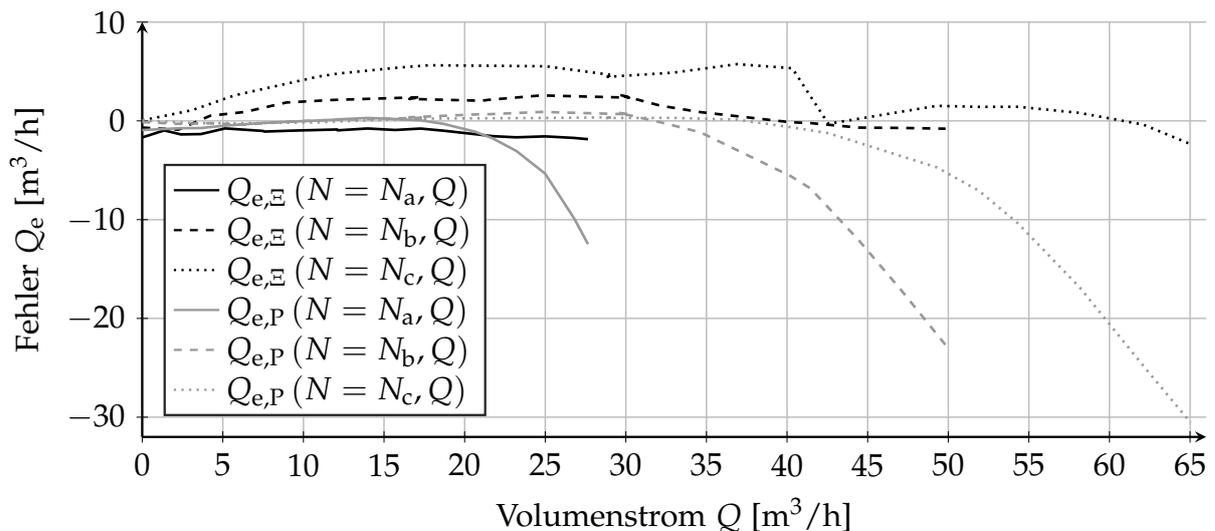


Abbildung 8.2.: Darstellung des Fehlers $Q_{e,P}$ der auf der stationären Leistungsaufnahme basierenden Volumenstrombestimmung und des Fehlers $Q_{e,\Xi}$ der auf der Drehzahlregelung basierenden Volumenstrombestimmung für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit des gemessenen Volumenstroms Q für die Drehzahlen $N_a = 1120 \text{ min}^{-1}$, $N_b = 2010 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2620 \text{ min}^{-1}$

Bei dem Vergleich des Fehlers Q_e der Volumenstrombestimmung der beiden Verfahren zeigt sich, dass der Fehler $Q_{e,P}$ bei für die jeweilige Drehzahl geringen und mittleren Volumenstromwerten nur geringe Werte aufweist. Der Fehler $Q_{e,\Xi}$ der Volumenstrombestimmung mittels Drehzahlvariation weist hingegen für geringe und mittlere Volumenströme betragsmäßig betrachtet deutlich höhere Werte auf. Dies ist dadurch zu begründen, dass bei der Anregungsfrequenz f_A , wie in Kapitel 7.1 gezeigt wurde, in diesem Volumenstrombereich erhöhte Abweichungen des Realteils $\Xi_{\text{Re},i}$ des Differenzenquotienten der Leistungsaufnahme bezüglich der Kreisfrequenz von dem idealen Wert $\Xi_{\text{Re},i\infty}$ bei unendlich hoher Anregungsfrequenz vorliegen, wodurch folglich auch die Volumenstrombestimmung dieses Ansatzes einen erhöhten Fehler aufweist. Wie jedoch erläutert wurde, kann in diesem Volumenstrombereich der konventionelle Ansatz der stationären Leistungsaufnahme genutzt werden, so dass der Fokus bei der Bewertung des neuen Ansatzes auf dem hohen Volumenstrombereich liegt. Bei hohen Volumenströmen ist der betragsmäßige Anstieg des Fehlers $Q_{e,P}$ des konventionellen Verfahrens bedingt durch die Mehrdeutigkeit der Leistungskennlinie deutlich erkennbar. Dieser Anstieg führt zu signifikant erhöhten Fehlern der Volumen-

strombestimmung, so dass bei einem gemessenen Volumenstrom von $Q = 65 \text{ m}^3/\text{h}$ bei der Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$ ein Fehler von $Q_{e,P} = -30,6 \text{ m}^3/\text{h}$ vorliegt, was einem vorzeichenbereinigten relativen Fehler von 47 % entspricht. Wie in Kapitel 7.1 gezeigt wurde, weist $\Xi_{\text{Re},i}$ bei hohen Volumenströmen nur geringe Abweichungen von dem idealen Verlauf auf, so dass der Ansatz basierend auf der Drehzahlanregung im Vergleich zum konventionellen Ansatz nur einen geringen Fehler bei hohen Volumenströmen besitzt und bei dem Volumenstrom $Q = 65 \text{ m}^3/\text{h}$ bei der Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$ nur ein Fehler von $Q_{e,\Xi} = -2,4 \text{ m}^3/\text{h}$ und damit ein vorzeichenbereinigter relativer Fehler von 3,7 % bezogen auf den gemessenen Wert vorliegt.

Da die stationäre Leistungsaufnahme eine höhere Güte der Volumenstrombestimmung bei niedrigen und mittleren Volumenströmen und der Ansatz der Drehzahlanregung eine höhere Güte der Volumenstrombestimmung bei hohen Volumenströmen liefert, liegt der Ansatz einer hybriden Volumenstrombestimmung zur Kombination beider Ansätze nahe. Zur Verdeutlichung der unterschiedlichen Güte und Grenzen der beiden Verfahren werden diese jedoch im Folgenden weiterhin separat voneinander betrachtet.

8.2. Modellbasierte Bestimmung der generierten Förderhöhe

Zur Bestimmung des hydraulischen Betriebspunktes des Pumpenaggregates muss neben dem Volumenstrom auch die von der Pumpe generierte Förderhöhe bestimmt werden.

Anhand des Förderhöhenmodells aus Gleichung (2.1.6) lässt sich durch Einsetzen des mit der Anregungsamplitude ω_1 überlagerten Gleichanteils ω_0 der Kreisfrequenz nach Gleichung (2.1.8) und des mit der Amplitude Q_1 überlagerten Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms nach Gleichung (2.1.9) die über eine Anregungsperiode gemittelte Förderhöhe $H_{P,0}$ bestimmen:

$$H_{P,0} = a_h \omega_0^2 + b_h \omega_0 Q_0 - c_h Q_0^2 + \frac{1}{2} \left(a_h \omega_1^2 + b_h Q_1 \omega_1 \cos(\varphi_Q) - c_h Q_1^2 \right). \quad (8.2.1)$$

Gleichung (8.2.1) lässt sich in Terme unterteilen, welche entweder ausschließlich von den Gleichgrößen ω_0 und Q_0 oder den Wechselgrößen ω_1 und Q_1 abhängen. Betrachtet man das Verhältnis $\frac{\omega_1^2}{\omega_0^2}$ beziehungsweise $\frac{N_1^2}{N_0^2}$ für die geringste gemessene Drehzahl $N_0 = 830 \text{ min}^{-1}$ und die Amplitude $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ liegt das Verhältnis bei $\frac{N_1^2}{N_0^2} = \frac{\omega_1^2}{\omega_0^2} = 0,0013$ beziehungsweise 0,13 %, so dass der Einfluss der Anregungsamplitude auf die mittlere Förderhöhe vernachlässigt werden kann. Da die Größenordnung der Volumenstromschwankung aufgrund der hinreichend hohen Anregungsfrequenz im Vergleich zu dem Gleichanteil des Volumenstroms gering ist, kann auch dieser Einfluss vernachlässigt werden. Entsprechend kann Gleichung (8.2.1) vereinfacht werden:

$$H_{P,0} = a_h \omega_0^2 + b_h \omega_0 Q_0 - c_h Q_0^2. \quad (8.2.2)$$

Zur Evaluierung der Güte der Förderhöhenbestimmung nach Gleichung (8.2.2) wird jeweils die Förderhöhe basierend auf dem ermittelten Volumenstrom des stationären

Leistungsansatzes beziehungsweise des Ansatzes der Drehzahlvariation berechnet und der Fehler $H_e = \hat{H}_P - H_P$ zwischen berechneter Förderhöhe \hat{H}_P und gemessener Förderhöhe H_P ausgewertet. Der Fehler $H_{e,\Xi}$ des Ansatzes der Drehzahlvariation und der Fehler $H_{e,P}$ des Ansatzes der stationären Leistungsaufnahme sind für die selben Drehzahlen wie die Bewertung der Volumenstrombestimmung in Abbildung 8.3 in Abhängigkeit des gemessenen Volumenstroms dargestellt, so dass eine Evaluierung der Fehlerfortpflanzung der Volumenstrombestimmung ermöglicht wird.

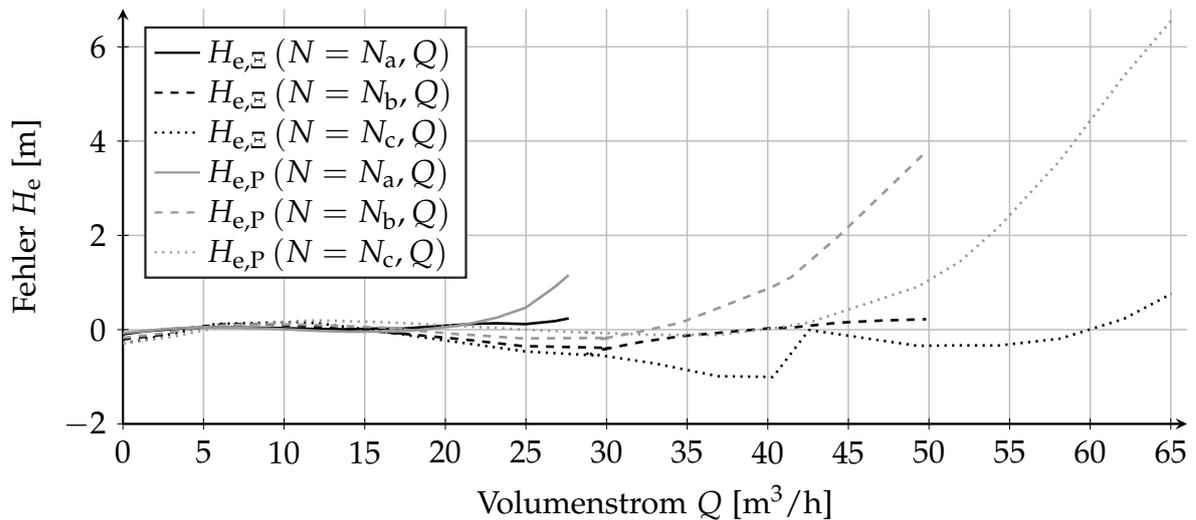


Abbildung 8.3.: Darstellung des Fehlers $H_{e,P}$ der auf der stationären Leistungsaufnahme basierenden Förderhöhenbestimmung und des Fehlers $H_{e,\Xi}$ der auf der Drehzahlregelung basierenden Förderhöhenbestimmung für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit des gemessenen Volumenstroms Q für die Drehzahlen $N_a = 1120 \text{ min}^{-1}$, $N_b = 2010 \text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2620 \text{ min}^{-1}$

Obwohl die Volumenstrombestimmung des Ansatzes basierend auf der Drehzahlregelung in Abbildung 8.2 bei für die jeweilige Drehzahl geringen und mittleren Volumenströmen einen im Vergleich zum Ansatz der stationären Leistungsaufnahme erhöhten Fehler aufwies, führen beide Ansätze bei der Förderhöhenbestimmung in diesem Volumenstrombereich nur zu geringen Fehlern. Bei höheren Volumenströmen besitzen beide Verfahren hingegen im Vergleich zu niedrigen Volumenströmen betragsmäßig erhöhte Fehler. Dies lässt auf eine erhöhte Sensitivität der Förderhöhenbestimmung bezüglich Volumenstromschätzfehlern im höheren Volumenstrombereich schließen. Insbesondere der Ansatz der stationären Leistungsaufnahme, welcher aufgrund der Mehrdeutigkeit der Leistungskurve bei hohen Volumenströmen signifikante Fehler bei der Volumenstrombestimmung hervorruft, weist aufgrund der Fehlerfortpflanzung der Abweichung der Volumenstrombestimmung hohe Förderhöhenfehler auf.

Wie in Abbildung 5.5 gezeigt wurde, sinkt die generierte Förderhöhe im Bereich hoher Volumenströme, so dass die betragsmäßig erhöhten Fehler sich noch signifikanter auf den relativen Fehler auswirken. Bei exemplarischer Betrachtung der Drehzahl $N_b = 2010 \text{ min}^{-1}$ für den bei dieser Drehzahl maximalen Volumenstrom $Q = 49,8 \text{ m}^3/\text{h}$ generiert das Pumpenaggregat eine Förderhöhe von $H_P = 2 \text{ m}$. Bei Vergleich des absoluten Fehlers $H_{e,\Xi} = 0,22 \text{ m}$ der Förderhöhenbestimmung anhand der Drehzahl-

regung mit dem Fehler $H_{e,P} = 3,8\text{ m}$ des konventionellen Verfahrens, ergibt sich ein relativer Fehler $H_{e,r} = \frac{\hat{H}_P - H_P}{H_P}$ von $H_{e,r} = 11\%$ beziehungsweise $H_{e,r} = 190\%$ bezogen auf die gemessene Förderhöhe, so dass die signifikante Verbesserung durch den in dieser Arbeit vorgestellten Ansatz ersichtlich wird.

Zur Analyse der Ursache des erhöhten Fehlers der Förderhöhenbestimmung kann die Sensitivität $\frac{dH_{P,0}}{dQ_0}$ des Gleichanteils $H_{P,0}$ der Förderhöhe bezüglich des Gleichanteils Q_0 des Volumenstroms betrachtet werden. Die Sensitivität $\frac{dH_{P,0}}{dQ_0}$ lässt sich durch Differentiation der Förderhöhengleichung (8.2.2) bezüglich des Volumenstroms Q_0 bestimmen:

$$\frac{dH_{P,0}}{dQ_0} = b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0. \quad (8.2.3)$$

Die Sensitivität $\frac{dH_{P,0}}{dQ_0}$ der Förderhöhe bezüglich Änderungen des Volumenstroms wird in Abbildung 8.4 für die identischen Drehzahlen der Darstellung des Fehlers der Förderhöhenbestimmung aus Abbildung 8.3 über den gemessenen Volumenstrom dargestellt.

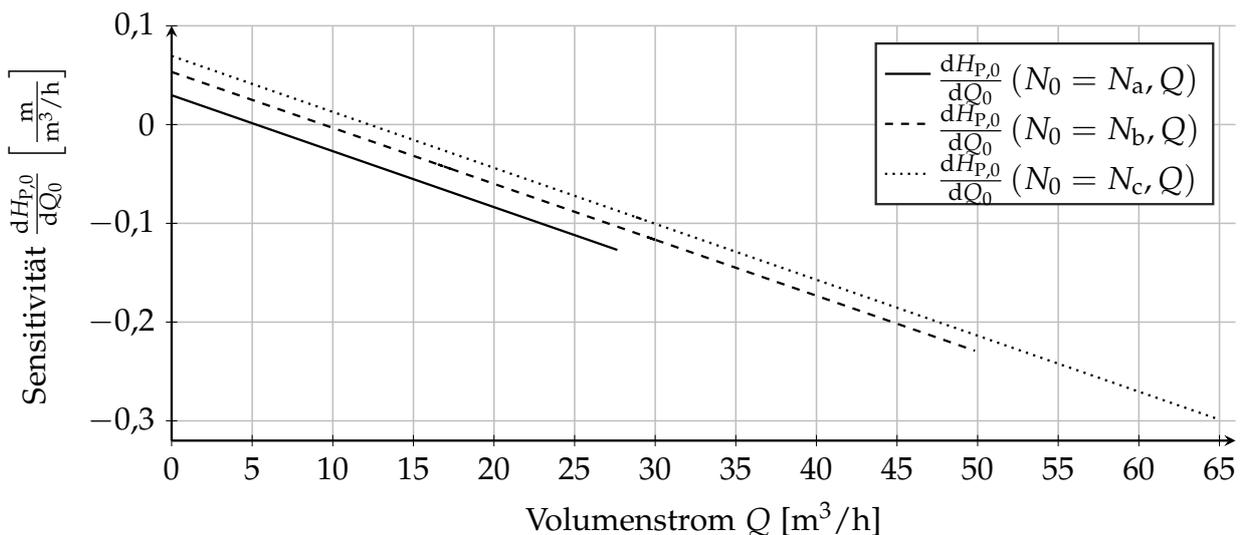


Abbildung 8.4.: Darstellung der Sensitivität $\frac{dH_{P,0}}{dQ_0}$ der Förderhöhenbestimmung für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit des Volumenstroms Q für die Drehzahlen $N_a = 1120\text{ min}^{-1}$, $N_b = 2010\text{ min}^{-1}$ und $N_c = 2620\text{ min}^{-1}$

Da die generierte Förderhöhe des betrachteten Prüflings bei geringen Volumenströmen initial einen Anstieg mit steigendem Volumenstrom verzeichnet, weist die Sensitivität $\frac{dH_{P,0}}{dQ_0}$ bei geringen Volumenströmen einen geringen positiven Wert auf. Aufgrund des Absinkens der Förderhöhe im mittleren und oberen Volumenstrombereich besitzt die Sensitivität in diesem Bereich ein negatives Vorzeichen. Der Nulldurchgang der Sensitivität kennzeichnet den Punkt an dem die Pumpe die maximale Förderhöhe bei der jeweiligen Drehzahl bereitstellt. Wie ersichtlich ist, weist die Sensitivität im Bereich maximaler Volumenströme betragsmäßig höhere Werte auf, so dass bei der Drehzahl $N_c = 2620\text{ min}^{-1}$ die Sensitivität bei geschlossenem Ventil

und $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ mit $\frac{dH_{P,0}}{dQ_0} = 0,07 \frac{\text{m}}{\text{m}^3/\text{h}}$ betragsmäßig einen weit geringeren Wert aufweist als die Sensitivität $\frac{dH_{P,0}}{dQ_0} = -0,3 \frac{\text{m}}{\text{m}^3/\text{h}}$ bei komplett geöffnetem Ventil und $Q = 65 \text{ m}^3/\text{h}$. Entsprechend haben Fehler der Volumenstrombestimmung im hohen Volumenstrombereich einen signifikant höheren absoluten Fehler der Förderhöhenbestimmung zur Folge.

Daher weist der Ansatz basierend auf der Drehzahlanregung, obwohl bei geringen Volumenströmen ein erhöhter Fehler der Volumenstrombestimmung vorliegt, bei der Förderhöhenbestimmung in diesem Volumenstrombereich keine nennenswerten Nachteile bezüglich der Genauigkeit im Vergleich zu dem konventionellen Verfahren auf. Der Vorteil des anregungsbasierten Ansatzes zeigt sich jedoch bei hohen Volumenströmen, wo ein weit geringerer Fehler als bei dem konventionellen Ansatz erzielt werden kann. Folglich würde ein hybrider Ansatz beider Verfahren, wie in Kapitel 8.1 vorgeschlagen wurde, im Gegensatz zur Volumenstrombestimmung bezüglich der Förderhöhenbestimmung keine Vorteile bieten.

8.3. Steuerung der generierten Förderhöhe

Nachdem in Kapitel 8.1 und Kapitel 8.2 ein Ansatz zur Bestimmung des Volumenstroms und der Förderhöhe basierend auf den in dieser Arbeit entwickelten Modellen vorgestellt wurde, wird in diesem Abschnitt abschließend ein Konzept zur Steuerung der von der Pumpe generierten Förderhöhe vorgestellt.

Da die Identifikation des hydraulischen Betriebspunktes des Pumpenaggregates während des Betriebs basierend auf den entwickelten Modellen durchgeführt wird, stehen dem Pumpenaggregat keine Messwerte zur Regelung des hydraulischen Betriebspunktes durch einen entsprechenden Sensor zur Verfügung. Daher wird im Folgenden auf Grundlage der in dieser Arbeit entwickelten Modelle ein Ansatz zur Steuerung der von der Pumpe generierten Förderhöhe hergeleitet, welcher eine direkte Berechnung der zur Bereitstellung der gewünschten Förderhöhe notwendigen Drehzahl ermöglicht.

Da der Förderhöhenabfall an dem Rohrnetz der von der Pumpe generierten Förderhöhe H_P entspricht, kann diese Förderhöhe in das Förderhöhenmodell des Rohrnetzes gemäß Gleichung (2.2.3) eingesetzt und die Gleichung nach dem Volumenstrom Q gelöst werden:

$$Q = \sqrt{\frac{H_P}{R_{H,t}}}. \quad (8.3.1)$$

Da dem Pumpenaggregat als Führungsgröße ein konstanter Förderhöhenwert übergeben wird und der Sollwert der Drehzahl für diesen stationären Arbeitspunkt berechnet wird, ist die Berücksichtigung der hydraulischen Induktivität des Rohrnetzes, welche nur bei transienten Vorgängen einen Einfluss besitzt, nicht notwendig.

Durch Einsetzen des Volumenstroms aus Gleichung (8.3.1) in das Förderhöhenmodell der Pumpe gemäß Gleichung (2.1.6) kann der Volumenstrom als Eingangsgröße eliminiert werden:

$$a_h \omega^2 + b_h \sqrt{\frac{H_P}{R_{H,t}}} \omega - c_h \frac{H_P}{R_{H,t}} - H_P = 0. \quad (8.3.2)$$

Die hydraulische Induktivität der Pumpe kann in diesem Fall analog zu der hydraulischen Induktivität der Rohrnetzes vernachlässigt werden.

Gleichung (8.3.2) kann bezüglich der mechanischen Kreisfrequenz ω gelöst werden:

$$\omega = -\frac{b_h}{2 a_h} \sqrt{\frac{H_P}{R_{H,t}}} \pm \sqrt{\left(\frac{b_h}{2 a_h}\right)^2 \frac{H_P}{R_{H,t}} + \frac{c_h + R_{H,t}}{a_h R_{H,t}} H_P}. \quad (8.3.3)$$

Gemäß Gleichung (8.3.3) ergeben sich mathematisch zwei mögliche Lösungen für die Kreisfrequenz ω . Aufgrund des negativen Vorzeichens des ersten Terms von Gleichung (8.3.3) muss das Vorzeichen des zweiten Terms jedoch positiv sein, da das Pumpenaggregat nur bei positiven Drehzahlen betrieben wird und sich andernfalls negative Drehzahlen als Lösung der Gleichung ergeben. Folglich kann eine der beiden Lösungen von Gleichung (8.3.3) eliminiert werden, so dass eine eindeutige Lösung vorliegt. Der hydraulische Widerstand $R_{H,t}$ der Anlage, dessen Kenntnis zur Berechnung der Kreisfrequenz notwendig ist, kann auf Grundlage des modellbasiert berechneten Volumenstroms und der Förderhöhe durch Umformung von Gleichung (8.3.1) bestimmt werden.

Durch Einsetzen des Sollwertes H_r statt der von der Pumpe generierten Förderhöhe H_P stellt die anhand von Gleichung (8.3.3) berechnete Kreisfrequenz die zum Erreichen der gewünschten Förderhöhe notwendige Kreisfrequenz dar, so dass dieser Wert an die in Kapitel 6 ausgelegte Drehzahlregelung als Sollwert ω_r der Kreisfrequenz übergeben werden kann. Entsprechend kann mit diesem modellbasierten Konzept eine direkte Berechnung der Kreisfrequenz, welche zum Erreichen des gewünschten stationären Arbeitspunktes notwendig ist, durchgeführt werden.

Zur Evaluierung des vorgestellten modellbasierten Konzeptes zur Steuerung der Förderhöhe wird eine Messung für verschiedene Sollwerte der Förderhöhe für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 durchgeführt. Der Sollwert H_r der Förderhöhe wird in Schritten von 1 m ausgehend von der gemäß Spezifikation maximalen Sollförderhöhe von $H_r = 16$ m bis auf die Sollförderhöhe $H_r = 1$ m abgesenkt. Zusätzlich wird abschließend die gemäß Spezifikation minimale Sollförderhöhe $H_r = 0,5$ m vorgegeben. Für jeden Sollwert der Förderhöhe wird eine Messung bei 20 verschiedenen Ventilstellungen zwischen geschlossenem Ventil und komplett geöffnetem Ventil durchgeführt. In jedem stationären Arbeitspunkt wird eine Messung über einen Zeitraum von $\Delta t = 60$ s durchgeführt, wobei in Abständen von einer Sekunde eine Messwerterfassung erfolgt.

Der Sollwert H_r der Förderhöhe, die anhand des drehzahlanregungsbasierten Ansatzes bestimmte Förderhöhe $\hat{H}_{P,\Xi}$ und die gemessene Förderhöhe H_P werden in Abbildung 8.5 für jeden Arbeitspunkt gemittelt über den Volumenstrom Q dargestellt.

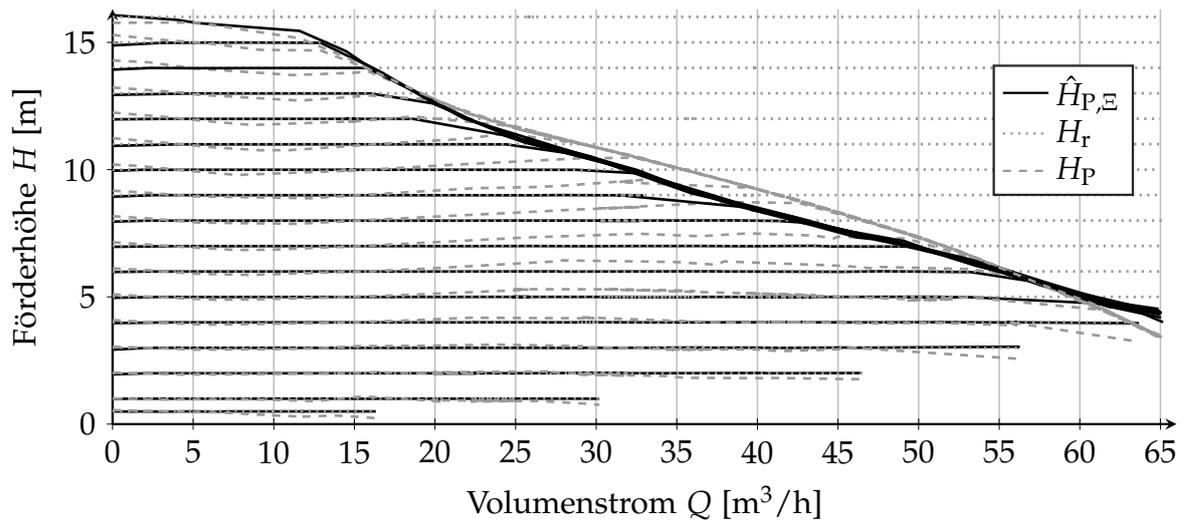


Abbildung 8.5.: Darstellung des Sollwertes H_r der Förderhöhe, der modellbasiert bestimmten Förderhöhe $\hat{H}_{P,\Xi}$ und der gemessenen Förderhöhe H_P der Stratos MAXO 80/0,5-16 für Sollwerte der Förderhöhe zwischen $H_r = 0,5$ m und $H_r = 16$ m über den Volumenstrom Q

Wie ersichtlich ist, entspricht die modellbasiert bestimmte Förderhöhe $\hat{H}_{P,\Xi}$ in jedem Arbeitspunkt des spezifizierten Kennfeldes des Prüflings dem Referenzwert H_r , so dass das modellbasierte Konzept zur Steuerung der Förderhöhe korrekt funktioniert. Größere Abweichungen zwischen $\hat{H}_{P,\Xi}$ und dem Referenzwert H_r liegen nur im Bereich hoher Volumenströme vor, da in diesem Bereich interne Begrenzungen des Pumpenaggregats aktiv werden, welche den internen Referenzwert der Förderhöhe in Abhängigkeit des Volumenstroms auf den spezifizierten Betriebsbereich des Pumpenaggregates begrenzen.

Da keine Regelung der Förderhöhe auf den gemessenen Wert stattfindet, sondern der modellbasierte Ansatz zur Bestimmung und Steuerung der Förderhöhe verwendet wird, liegen Abweichungen zwischen dem Referenzwert der Förderhöhe und der gemessenen Förderhöhe H_P vor. Bei einer qualitativen Betrachtung von Abbildung 8.6 liegt wie bei der Bewertung der Güte der Förderhöhenbestimmung in Kapitel 8.2 mit steigendem Volumenstrom eine erhöhte Abweichung zwischen dem modellbasiert bestimmten Wert $\hat{H}_{P,\Xi}$ und der gemessenen Förderhöhe H_P vor. Dies lässt sich durch die in Abbildung 8.4 bereits betrachtete erhöhte Sensitivität des Förderhöhenmodells bei hohen Volumenströmen begründen. Es sind jedoch keine signifikanten Abweichungen zwischen der berechneten Förderhöhe $\hat{H}_{P,\Xi}$ und der gemessenen Förderhöhe H_P ersichtlich. Der mittlere absolute Fehler zwischen $\hat{H}_{P,\Xi}$ und H_P liegt bei $MAE = 0,28$ m, was in Anbetracht der gemäß Spezifikation maximal generierten Förderhöhe des Pumpenaggregates von $H_P = 16$ m bezogen auf den Betriebsbereich einen akzeptablen Fehler darstellt.

Zur Bewertung der Dynamik des Ansatzes zur Steuerung der Förderhöhe wird ein Sprung des Sollwertes der Förderhöhe von $H_r = 0,5$ m auf $H_r = 4$ m bei komplett geöffnetem Ventil des Rohrnetzes durchgeführt. Diese Ventilstellung wurde gewählt, da aufgrund des hohen Volumenstroms die höchste Sensitivität des Förderhöhenmodells vorliegt. Des Weiteren führen die hohen Volumenströme zu einem erhöhten Maß an

Turbulenzen des Fördermediums, welche sich als Störungen bei der Steuerung der gewünschten Förderhöhe auswirken, so dass diese Ventilstellung den kritischsten Fall bei der Steuerung der Förderhöhe darstellt.

Der Verlauf des Sollwertes H_r der Förderhöhe, die gemessene Förderhöhe H_P , die anhand der Drehzahlanregung modellbasiert berechnete Förderhöhe $\hat{H}_{P,\Xi}$, der gemessene Volumenstrom Q_m und der anhand der Drehzahlanregung berechnete Volumenstrom \hat{Q}_Ξ werden in Abbildung 8.6 für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit der Zeit t dargestellt. Des Weiteren wird der anhand von Gleichung (8.3.3) berechnete Sollwert N_r der Drehzahl, der über eine Anregungsperiode gemittelte Wert N_0 der Drehzahl und der über $n_A = 64$ Perioden gemittelte Wert N_Q der Drehzahl, welcher als Eingangsgröße für die Volumenstrom- und Förderhöhenbestimmung verwendet wird, dargestellt.

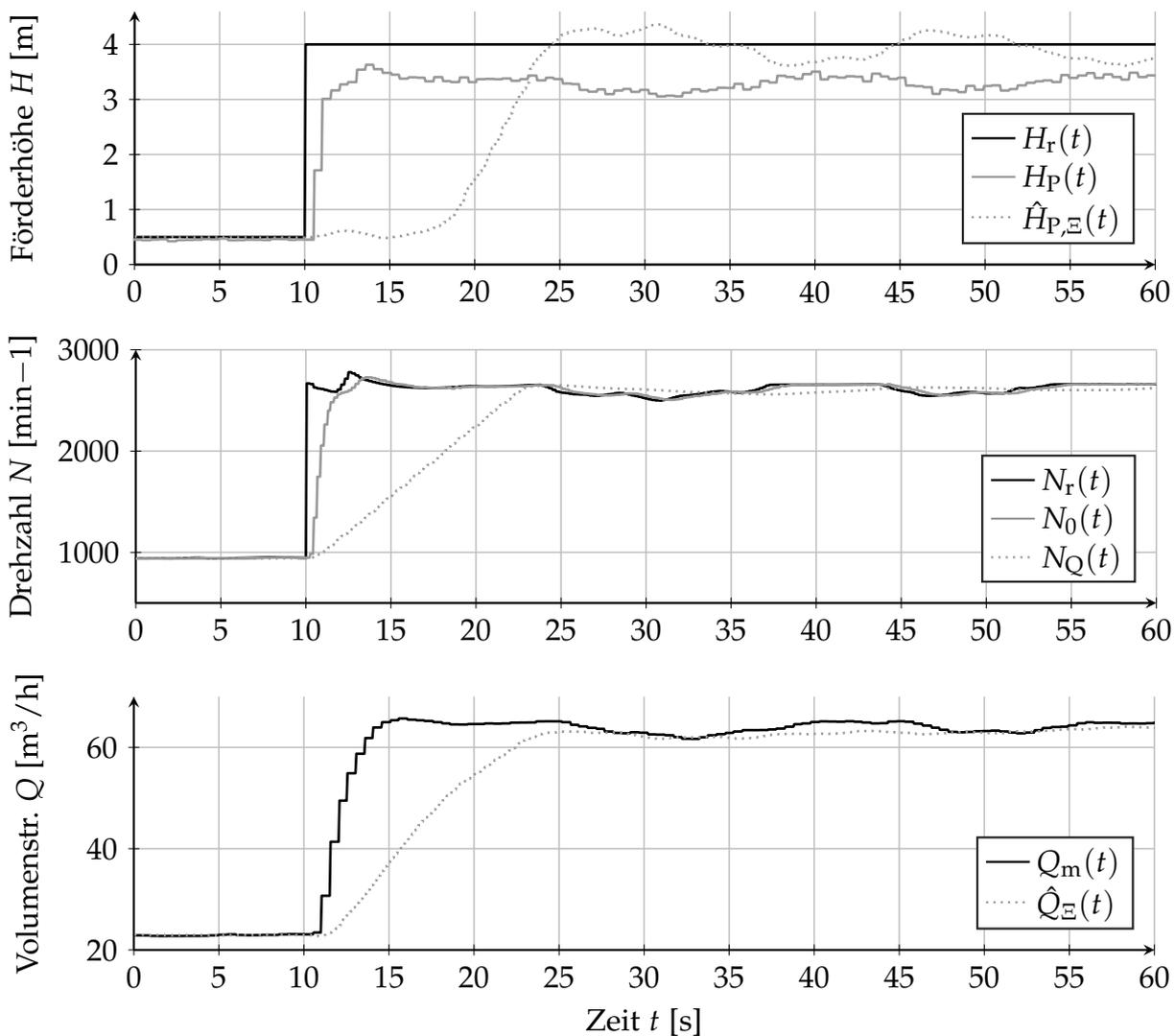


Abbildung 8.6.: Darstellung des zeitlichen Verlaufes der Förderhöhe H , der Drehzahl N und des Volumenstroms Q für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit der Zeit t bei Änderung des Sollwertes der Förderhöhensteuerung von $H_r = 0,5\text{ m}$ auf $H_r = 4\text{ m}$ bei komplett geöffnetem Ventil

Wie ersichtlich ist, erfolgt durch Änderung des Sollwertes H_r der Förderhöhe instantan eine Änderung des Sollwertes N_r der Drehzahl, um die gewünschte Förderhöhe bereitzustellen. Da in diesem Fall eine Steuerung statt einer Regelung der Förderhöhe eingesetzt wird, befindet sich die bei der Änderung des Sollwertes der Förderhöhe berechnete Referenzdrehzahl trotz der hohen Filterzeitkonstanten der modellbasiert bestimmten hydraulischen Größen \hat{Q}_E und $\hat{H}_{P,E}$ direkt im Bereich des stationären Endwertes. Entsprechend stellt die geringe Dynamik bei der Bestimmung der hydraulischen Größen keine Limitierung bezüglich des Führungsverhaltens der Förderhöhe dar, so dass die Zeitkonstante der unterlagerten Drehzahlregelung den dominanten Einfluss bezüglich der Dynamik bei einer Änderung des Sollwertes der Förderhöhe bildet. Da die über eine Anregungsperiode gemittelte Drehzahl N_0 in weniger als zwei Sekunden den Bereich der Referenzdrehzahl erreicht, reagiert die gemessene Förderhöhe H_P entsprechend schnell. Aufgrund der Fourier-Transformation der Eingangsgrößen der modellbasierten Volumenstrom- und Förderhöhenbestimmung über $n_A = 64$ Anregungsperioden beziehungsweise $\Delta t_A = 12,3$ s weisen die berechneten hydraulischen Größen einen deutlichen zeitlichen Verzug im Vergleich zu den Messwerten auf. Wie bereits erläutert, stellt dies aufgrund des Einsatzes der Förderhöhensteuerung jedoch keinen Nachteil bezüglich der Dynamik der realen Messgrößen dar.

Auffällig ist, dass eine dauerhafte Abweichung zwischen dem Referenzwert der Förderhöhe und der gemessenen Förderhöhe vorliegt. Diese lässt sich durch den Fehler der modellbasierten Förderhöhenbestimmung erklären, der sich auch in der modellbasierten Förderhöhensteuerung widerspiegelt. Des Weiteren ergibt sich kein dauerhaft stationärer Endwert der Förderhöhe, da beispielsweise aufgrund von Turbulenzen des Fördermediums kontinuierlich Störungen vorliegen, welche jeweils in Schwankungen der gemessenen Förderhöhe H_P und der berechneten Förderhöhe $\hat{H}_{P,E}$ um einen stationären Endwert resultieren.

Wie gezeigt wurde, stellt die hohe Filterzeitkonstante bei der Bestimmung der hydraulischen Größen aufgrund des Einsatzes des vorgestellten Steuerungskonzeptes keinen Nachteil bezüglich der Dynamik des Führungsverhaltens dar. Da bei der Berechnung der Referenzdrehzahl N_r nach Gleichung (8.3.3) die Kenntnis des hydraulischen Widerstands der Anlage notwendig ist, welcher auf Grundlage der modellbasiert bestimmten hydraulischen Größen berechnet wird, spiegelt sich die langsame Dynamik jedoch in dem Störverhalten der Steuerung bei einer Änderung der Ventilstellung des Rohrnetzes wider. Da in dieser Arbeit der Fokus auf der Anwendung des Verfahrens in Wärme- und Kältesystemen liegt, spielt die Dynamik des Störverhaltens jedoch eine untergeordnete Rolle. Denn beispielsweise im Bereich von Heizungsanlagen liegen im Vergleich zur Filterung der hydraulischen Größen hohe Zeitkonstanten vor. Daher erfolgt eine Änderung der Stellung der Thermostatventile innerhalb des Kreislaufs mit entsprechend geringer Dynamik und kann durch den vorgestellten Ansatz zur modellbasierten Bestimmung der hydraulischen Größen mit hinreichender Geschwindigkeit detektiert werden.

9

Zusammenfassung und Ausblick

Durch den Einsatz energieeffizienter Regelungskonzepte wie der Regelung der von dem Pumpenaggregat generierten Förderhöhe beziehungsweise des Differenzdrucks kann im Vergleich zu dem konventionellen Betrieb von Pumpenaggregaten bei konstanter Drehzahl eine signifikante Reduktion des Energieverbrauchs und damit eine erhöhte Energieeffizienz des Gesamtsystems erzielt werden.

Zur Anwendung dieser Regelungskonzepte ist die Kenntnis des von dem Pumpenaggregat geförderten Volumenstroms und der generierten Förderhöhe notwendig. Aus Kostengründen ist die entsprechende Sensorik zur Erfassung der hydraulischen Größen üblicherweise nicht vorhanden, so dass Verfahren zur indirekten Bestimmung der hydraulischen Größen genutzt werden müssen, um dennoch einen energieeffizienten Betrieb zu ermöglichen.

Der konventionelle Ansatz, den Volumenstrom anhand der stationären Leistungsaufnahme zu bestimmen, weist Einschränkungen auf, da Pumpenaggregate eine rückgekrümmte Leistungskennlinie und folglich eine Mehrdeutigkeit der Volumenstrombestimmung bei hohen Volumenströmen besitzen können. Infolgedessen ergibt sich ein eingeschränkter Betriebsbereich für den Einsatz des konventionellen Verfahrens.

Zusammenfassung

Um den Nachteil des beschränkten Einsatzbereiches des konventionellen Verfahrens zu vermeiden, wurde in dieser Arbeit der Ansatz durch Einprägung einer sinusförmigen Drehzahnregung und Auswertung der resultierenden Leistungsschwankung den Volumenstrom zu bestimmen weiterentwickelt, so dass eine modellbasierte Volumenstrombestimmung über den gesamten Betriebsbereich des Pumpenaggregates erlaubt wird.

Um eine theoretische Analyse des anregungsbasierten Ansatzes zu ermöglichen, wurden hydraulische Modelle der generierten Förderhöhe des Pumpenaggregates beziehungsweise des Förderhöhenabfalls des Rohrnetzes vorgestellt und anhand von Messungen validiert. Des Weiteren wurde ein Modell der Motoreingangsleistung von Nassläufer-Umwälzpumpenaggregaten entwickelt, welches an zwei Prüflingen mit unterschiedlichen Eigenschaften bezüglich der Volumenstromabhängigkeit der Leistungsaufnahme validiert wurde, so dass die Generalisierbarkeit des Modells aufgezeigt werden konnte.

Wie basierend auf einer anhand der entwickelten Modelle durchgeführten Analyse gezeigt wurde, besitzt der Drehzahlregler des Pumpenaggregates bezüglich der Einprägung der Drehzahlanregung eine Arbeitspunktabhängigkeit. Um diese Arbeitspunktabhängigkeit zu eliminieren, wurde der Drehzahlregler um einen Resonanzanteil erweitert, so dass eine Einprägung der gewünschten Amplitude bei der Anregungsfrequenz ermöglicht wird, während das ursprüngliche Verhalten des Drehzahlreglers über den Großteil des Frequenzbereichs erhalten bleibt.

Um die Parameter der Drehzahlanregung zu bestimmen, wurde basierend auf dem hydraulischen Modell und dem Leistungsmodell der Einfluss der Anregungsfrequenz auf den Differenzenquotienten der Leistungsaufnahme bezüglich der Drehzahl, welcher zur Volumenstrombestimmung genutzt wird, evaluiert. Es wurde gezeigt, dass durch eine hinreichend hohe Anregungsfrequenz der Einfluss der Eigenschaften des jeweiligen Rohrnetzes und der ungewünschte Einfluss der Volumenstromschwankung bei der Anregungsfrequenz minimiert werden kann, weshalb eine Anregungsfrequenz von $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ gewählt wurde. Des Weiteren wurde gezeigt, dass aufgrund der Nichtlinearität der Motoreingangsleistung des Pumpenaggregates bezüglich der Drehzahl ein Einfluss des Wertes der Anregungsamplitude auf die mittlere Leistungsaufnahme besteht. Daher wurde eine Anregungsamplitude von $N_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ gewählt, um eine Erhöhung der mittleren Leistungsaufnahme und damit eine Reduktion der Energieeffizienz des Pumpenaggregates zu vermeiden. Durch eine Analyse des Einflusses des Zeitraums der Fourier-Transformation zur Extraktion der Größen bei der Anregungsfrequenz konnte gezeigt werden, dass sich aufgrund des endlichen Zeitraums der Fourier-Transformation eine Verfälschung des extrahierten Nutzssignals durch andere Frequenzen ergibt. Da bei den im Fokus dieser Arbeit stehenden Wärme- und Kältesystemen aufgrund hoher thermischer Zeitkonstanten kein eklatanter Nachteil durch eine geringere Dynamik bei der Bestimmung der hydraulischen Größen vorliegt, wurde der Zeitraum der gleitenden Fourier-Transformation zu $n_A = 64$ Anregungsperioden bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ beziehungsweise $T_A = 12,3 \text{ s}$ gewählt. Dies ermöglicht eine hohe Unterdrückung des spektralen Leckeffekts bei der Extraktion des Nutzssignals, während eine hinreichende Dynamik der Detektion der hydraulischen Größen erzielt werden kann.

Basierend auf dem entwickelten Leistungsmodell wurde ein modellbasierter Ansatz zur Berechnung des Volumenstroms basierend auf der Leistungsschwankung bei der Anregungsfrequenz hergeleitet. Ein Vergleich des neuen modellbasierten Ansatzes mit dem konventionellen Verfahren basierend auf der stationären Leistungsaufnahme zeigte, dass im unteren Volumenstrombereich mit dem konventionellen Verfahren eine höhere Genauigkeit der Volumenstrombestimmung erzielt werden kann. Aufgrund der Mehrdeutigkeit der Leistungskennlinie führte das konventionelle Verfahren jedoch zu signifikanten Fehlern der Volumenstrombestimmung im Bereich hoher Volumenströme, so dass kein Einsatz des Verfahrens für diesen Betriebsbereich möglich ist. Der Ansatz basierend auf der Drehzahlanregung hingegen ermöglichte auch im oberen Volumenstrombereich einen Einsatz mit nur geringen Fehlern.

Auf Grundlage des berechneten Volumenstroms und des vorgestellten Förderhöhenmodells des Pumpenaggregates konnte ebenso eine modellbasierte Bestimmung der Förderhöhe durchgeführt werden. Durch eine Analyse der Sensitivität des Förderhö-

henmodells wurde aufgezeigt, dass geringe Fehler der Volumenstrombestimmung sich im unteren Volumenstrombereich nur marginal auf die Förderhöhenbestimmung auswirken. Entsprechend stellte der höhere Fehler des drehzahlanregungs-basierten Ansatzes im unteren Volumenstrombereich im Vergleich zu dem konventionellen Ansatz keinen Nachteil bezüglich der Förderhöhenbestimmung dar. Aufgrund der signifikant erhöhten Sensitivität der Förderhöhenbestimmung bezüglich Volumenstromfehlern im hohen Volumenstrombereich generierte das konventionelle Verfahren durch die hohen Abweichungen der Volumenstrombestimmung in diesem Bereich auch inakzeptable Abweichungen der Förderhöhenbestimmung. Der Einsatz des anregungs-basierten Ansatzes war auch in diesem Betriebsbereich des Kennfeldes mit geringen Fehlern möglich, so dass der Vorteil dieses Verfahrens im Vergleich zu dem konventionellen Ansatz eindeutig aufgezeigt werden konnte.

Abschließend wurde ein Ansatz zur Steuerung der von dem Pumpenaggregat generierten Förderhöhe auf Grundlage der in dieser Arbeit entwickelten Modelle vorgestellt. Dieser Ansatz ermöglichte es, dass trotz der hohen Filterzeitkonstanten bei der Extraktion der hydraulischen Größen eine hohe Dynamik bezüglich des Führungsverhaltens der generierten Förderhöhe der Pumpenaggregate erzielt wird. Des Weiteren bestätigte die Qualität der Steuerung die Güte der in dieser Arbeit entwickelten Modelle, auf denen das Konzept zur Steuerung der Förderhöhe basiert.

Ausblick

Da es sich bei dem entwickelten Ansatz zur Volumenstrombestimmung um ein modellbasiertes Verfahren handelt, liegt eine inhärente Fortpflanzung von Abweichungen zwischen dem Leistungsmodell und der realen Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates auf die Volumenstrombestimmung vor.

Daher sollte im Rahmen weiterführender Untersuchungen die Robustheit des Verfahrens bezüglich Abweichungen der Modellparameter beispielsweise aufgrund von Serienstreuung zwischen Pumpenaggregaten der selben Baureihe betrachtet werden. Des Weiteren ist eine Analyse von Einflüssen notwendig, welche zu Abweichungen der Modellparameter und damit zu erhöhten Fehlern des Leistungsmodells führen können. Als Beispiel für einen solchen Einfluss ist die Temperatur des Fördermediums zu nennen, da das Fördermedium als Schmiermittel für die hydrodynamischen Gleitlager der Nassläufer-Umwälzpumpe eingesetzt wird. Folglich führen Änderungen der Medientemperatur und eine damit zusammenhängende Änderung der Viskosität zu einer Abweichung der Reibungsverluste von den modellierten Werten und entsprechend zu erhöhten Fehlern des Leistungsmodells. In ersten messtechnischen Untersuchungen, welche Anhang A.2 zu entnehmen sind, wurde das Vorhandensein eines Einflusses der Medientemperatur auf die Leistungsaufnahme bereits bestätigt.

Nach der Analyse möglicher Einflüsse auf die Güte des Leistungsmodells, sollte die Kritikalität des jeweiligen Einflusses bewertet werden. Im Falle der Notwendigkeit zur Kompensation des jeweiligen Einflusses kann das Modell zur Berücksichtigung der Fehlerquelle beispielsweise durch eine Temperaturkompensation erweitert werden, so dass die Robustheit des entwickelten modellbasierten Ansatzes zur Volumenstrombestimmung basierend auf der Drehzahlanregung verbessert werden kann.

A

Weiterführende Betrachtungen

In diesem Kapitel werden weiterführende Betrachtungen behandelt, welche im Zusammenhang mit dieser Arbeit stehen.

In Kapitel A.1 wird der Einfluss der Wahl der Fensterfunktion der Fourier-Transformation auf die Filterwirkung bei der Extraktion der Signale bei der Anregungsfrequenz evaluiert. In Kapitel A.2 wird der Einfluss der Temperatur des Fördermediums auf die Leistungsaufnahme des Pumpenaggregats, welche die Grundlage der Volumenstrombestimmung darstellt, aufgezeigt.

A.1. Einfluss der Fensterfunktion auf die Fourier-Transformation

Eine Untersuchung des Einflusses des Zeitraums der Fourier-Transformation zur Extraktion der Signale bei der Anregungsfrequenz wurde bereits in Kapitel 7.2 durchgeführt, wobei eine Dauer der gleitenden Fourier-Transformation von $n_A = 64$ bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2$ Hz beziehungsweise eine Dauer von $T_A = 12,3$ s gewählt wurde.

Eine weitere Reduktion des spektralen Leckeffektes kann durch die Wahl einer geeigneten Fensterfunktion erzielt werden [Hei+02]. In Abbildung A.1 erfolgt analog zu Abbildung 7.8 die Darstellung des Einflusses verschiedener Frequenzen auf die Extraktion des Nutzsignals mit der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2$ Hz für verschiedene Fensterfunktionen. Es werden exemplarisch das Hamming-Fenster [OS10], das Von-Hann-Fenster [Smi99] und das Gauß-Fenster [RM13] im Vergleich zu dem konventionellen Rechteck-Fenster dargestellt. Das Gauß-Fenster wird exemplarisch für den Parameter $\sigma_g = 1$ und $\sigma_g = 0,8$ dargestellt, welcher die Breite des Gauß-Fensters im Zeitbereich festlegt.

In Abbildung A.1 liegt das Maximum der Amplitudenverstärkung mit $A = 1$ nicht exakt bei $f_A = 5,2$ Hz. Dies resultiert daraus, dass die eingebettete Hardware des Pumpenaggregats aufgrund ihrer Taktfrequenz nur bestimmte Anregungsfrequenzen einprägen kann, so dass die exakte Frequenz bei der die Drehzahlanregung eingepreßt und die Wechselanteile extrahiert werden bei $f_A = 5,208$ Hz liegt. Dieser Umstand wurde bei den Analysen berücksichtigt, so dass theoretische Analysen ebenfalls für

die exakte Frequenz $f_A = 5,208 \text{ Hz}$ durchgeführt wurden.

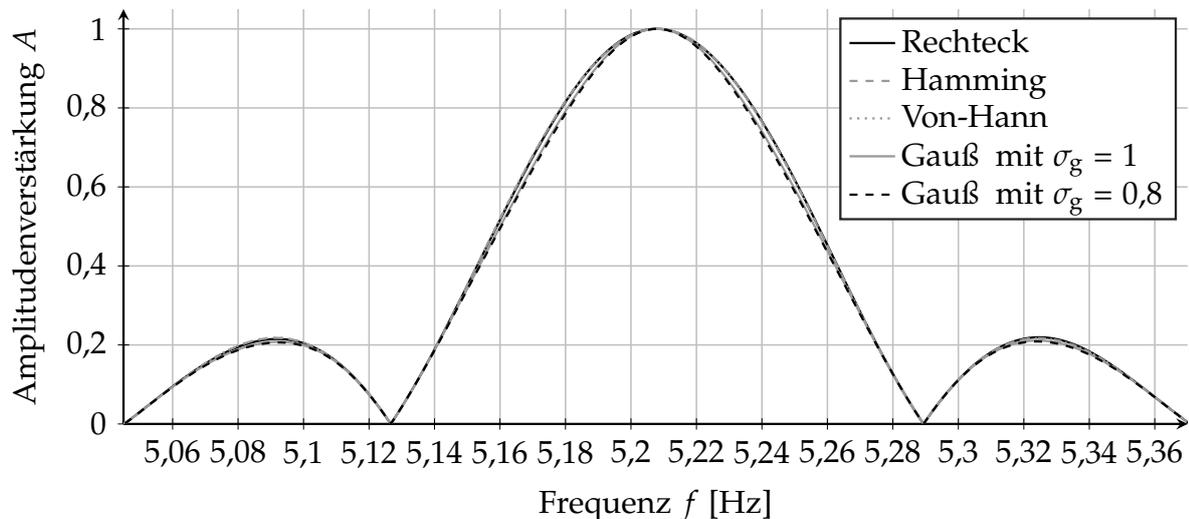


Abbildung A.1.: Darstellung des Einflusses unterschiedlicher Frequenzen auf das bei der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ extrahierte Signal in Abhängigkeit der Fensterfunktion für eine Dauer der Fourier-Transformation von $n_A = 64$ Anregungsperioden

Bei einer qualitativen Betrachtung von Abbildung A.1 ist bereits erkennbar, dass das Hamming-Fenster und das Von-Hann-Fenster in diesem Fall qualitativ betrachtet keine Verbesserung im Vergleich zu dem Rechteck-Fenster erzielen. Durch das Gauß-Fenster kann hingegen eine geringe Reduzierung des Verstärkungsfaktors von Frequenzen, welche von der Anregungsfrequenz $f_A = 5,2 \text{ Hz}$ abweichen, und somit eine verbesserte Störunterdrückung erzielt werden. Betrachtet man das Hauptmaximum der Amplitudenverstärkung, liegt die maximale Reduktion der Amplitudenverstärkung im Vergleich zu der Anwendung des Rechteck-Fensters bei 4,8 % bei der Frequenz $f = 5,25 \text{ Hz}$ bei Anwendung des Gauß-Fensters mit $\sigma_g = 0,8$ vor, so dass keine signifikante Verbesserung durch die Anwendung einer anderen Fensterfunktion erzielt werden kann. Des Weiteren kann für einen Großteil der Frequenzen nur eine marginale Verbesserung erzielt werden. Da die Berechnung der Fensterfunktion einen erhöhten Rechenaufwand auf einer eingebetteten Hardware bedeutet, aber, wie gezeigt wurde, nur marginale Verbesserungen der Filterwirkung erzielt werden können, wird in dieser Arbeit das Rechteck-Fenster verwendet.

A.2. Einfluss der Medieneigenschaften auf die Volumenstrombestimmung

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurden bei näherungsweise konstanter Temperatur T_m des Fördermediums durchgeführt. Abhängig von der jeweiligen Anwendung des Pumpenaggregats kann die Medientemperatur jedoch variieren.

Eine Änderung der Medientemperatur hat eine Änderung der Dichte und der Viskosität des Fördermediums zur Folge. Bei dem Einsatz von Wasser als Fördermedium und einer exemplarischen Änderung der Medientemperatur von $T_m = 20\text{ °C}$ auf $T_m = 90\text{ °C}$ bei einem statischen Druck von $p_{st} = 101,3\text{ kPa}$ findet eine Reduktion der Dichte des Fördermediums von $\rho_m = 998,2\text{ kg/m}^3$ auf $\rho_m = 965,3\text{ kg/m}^3$ statt [GB89], was einer relativen Änderung der Dichte von $-3,3\%$ entspricht.

Bezüglich der kinematischen Viskosität ν_m findet eine Änderung von $\nu_m = 1,005 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ auf $\nu_m = 0,326 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ statt [GB89], so dass eine signifikante relative Änderung der kinematischen Viskosität von $-67,6\%$ vorliegt.

Bei Nassläufer-Umwälzpumpen, welche in dieser Arbeit verwendet werden, wird das Fördermedium als Schmiermittel für die hydrodynamischen Gleitlager eingesetzt. Da die Stribeck-Kurve, welche das Reibungsverhalten charakterisiert, von dem Viskositäts-Temperatur-Verhalten des Schmiermittels abhängt [Wei12], resultiert aus einer Änderung der Medientemperatur auch eine Änderung der Leistungsaufnahme des Pumpenaggregats. Des Weiteren hängt der von dem Pumpenaggregat generierte Differenzdruck von der Dichte des Fördermediums ab [Fle15], so dass auch eine Änderung der hydraulischen Leistungsaufnahme und entsprechend der Motoreingangsleistung erfolgt.

Um den Einfluss der Medientemperatur aufzuzeigen, wird eine Kennfeldmessung mit dem Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 analog zu der Kennfeldmessung der Leistungsaufnahme aus Abbildung 5.6 durchgeführt. Während der Kennfeldmessung erfolgt die Einprägung einer sinusförmigen Drehzahlanregung mit der Frequenz $f_A = 5,2\text{ Hz}$ und der Amplitude $N_1 = 30\text{ min}^{-1}$. Die Kennfeldmessung wird an einem Prüfstand, welcher prinzipiell wie der Prüfstand aus Kapitel B.2 aufgebaut ist, durchgeführt. Der Prüfstand verfügt jedoch neben einer Heizung auch über eine Kühlvorrichtung, um die Medientemperatur reduzieren zu können, so dass jeweils eine Kennfeldmessung für die Medientemperaturen $T_m = 15\text{ °C}$, $T_m = 60\text{ °C}$ und $T_m = 110\text{ °C}$ durchgeführt wird.

Der gemessene Verlauf des Gleichanteils $P_{m,0}$ der Motoreingangsleistung wird exemplarisch für die Drehzahl $N_0 = 2620\text{ min}^{-1}$ in Abbildung A.2 für die unterschiedlichen Medientemperaturen in Abhängigkeit des Volumenstroms dargestellt. Eine analoge Darstellung des Einflusses der Medientemperatur auf den Differenzenquotienten Ξ_{Re} der Leistung bezüglich der mechanischen Kreisfrequenz des Pumpenaggregates ist Abbildung A.3 zu entnehmen.

Wie in Abbildung A.2 gezeigt wird, ist eine deutliche Änderung der Leistungsaufnahme mit der Medientemperatur erkennbar. Da in dem Leistungsmodell, welches im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde, keine Berücksichtigung der Medientem-

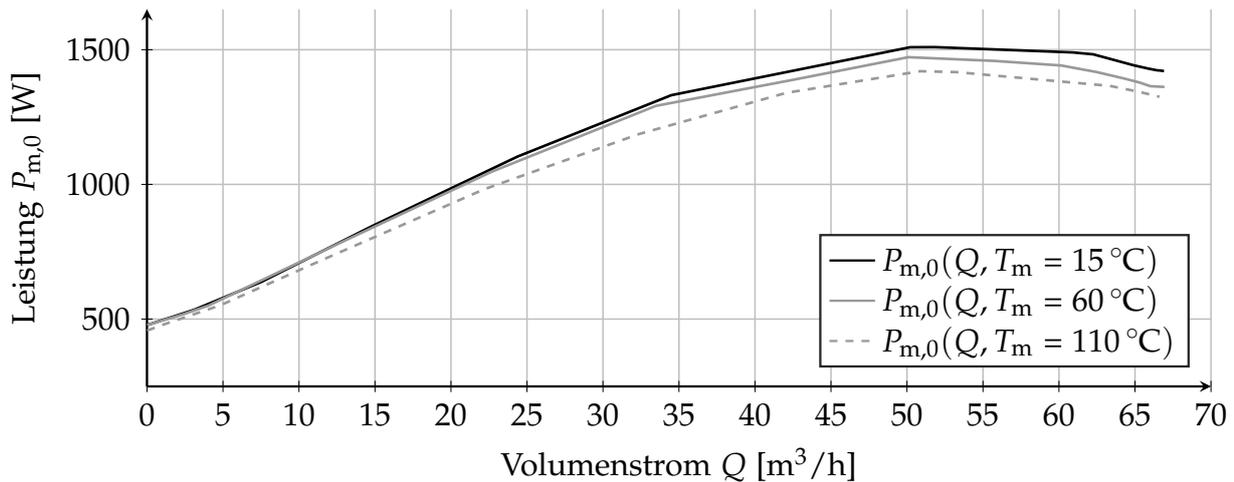


Abbildung A.2.: Darstellung des Gleichanteils $P_{m,0}$ der Motoreingangsleistung des Pumpenaggregates Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit des Volumenstroms Q für die Medientemperaturen $T_m = 15^\circ\text{C}$, $T_m = 60^\circ\text{C}$, $T_m = 110^\circ\text{C}$ bei der Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$

peratur stattfindet, führt eine Temperaturänderung zu Abweichungen zwischen dem Leistungsmodell und der realen Leistungsaufnahme des Pumpenaggregates.

Bei der Anwendung des konventionellen Ansatzes zur Volumenstrombestimmung basierend auf der stationären Leistungsaufnahme führt eine Änderung der Medientemperatur folglich auch zu einer Verfälschung der Volumenstrombestimmung.

Wie in Abbildung A.3 ersichtlich ist, führt eine Änderung der Medientemperatur ebenso zu einer Änderung des Differenzenquotienten Ξ_{Re} . Folglich besitzt die Medientemperatur auch einen Einfluss auf den in dieser Arbeit vorgestellten neuen modellbasierten Ansatz zur Volumenstrombestimmung basierend auf der Drehzahlanregung.

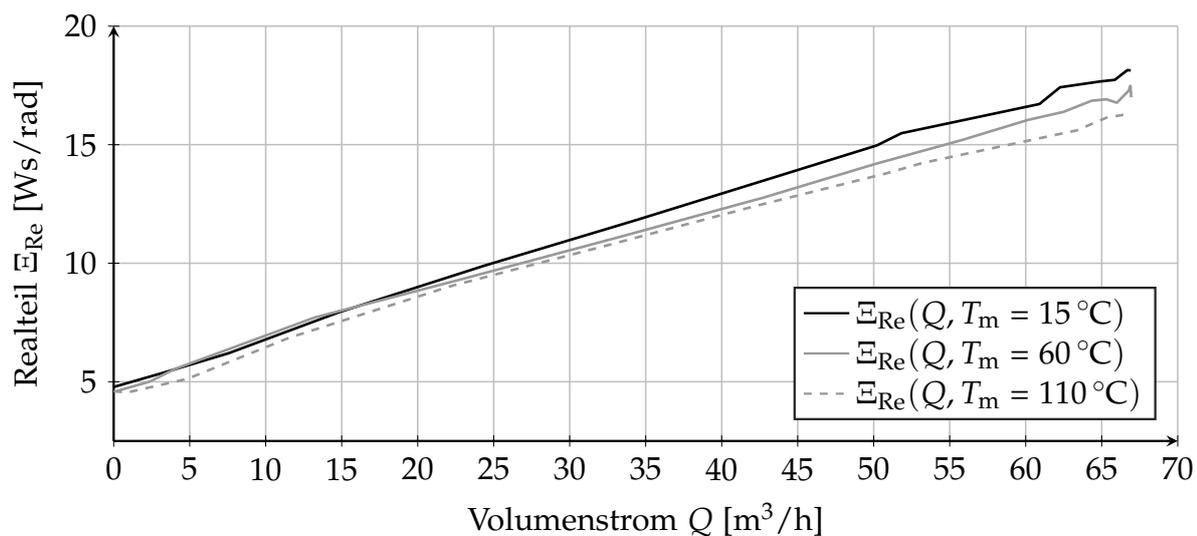


Abbildung A.3.: Darstellung des Realteils Ξ_{Re} des Differenzenquotienten $\frac{\Delta P_m}{\Delta \omega}$ des Pumpenaggregates Stratos MAXO 80/0,5-16 in Abhängigkeit des Volumenstroms Q für die Medientemperaturen $T_m = 15^\circ\text{C}$, $T_m = 60^\circ\text{C}$, $T_m = 110^\circ\text{C}$ bei der Drehzahl $N_0 = 2620 \text{ min}^{-1}$

Um den Einfluss der Medientemperatur zu kompensieren, kann in weiterführenden Betrachtungen, welche im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt werden, der Einfluss der Medientemperatur auf die Koeffizienten des Leistungsmodells untersucht werden. Durch Analyse des Einflusses der Medientemperatur auf die Modellkoeffizienten kann eine Kompensation beispielsweise durch den Einsatz medientemperaturabhängiger Modellkoeffizienten erfolgen.

B

Beschreibung verwendeter Prüflinge und Prüfstände

In diesem Kapitel werden die relevanten Daten der beiden verwendeten Prüflinge angegeben. Des Weiteren findet eine detaillierte Beschreibung der Prüfstände, in denen der jeweilige Prüfling verbaut ist, statt.

B.1. Daten des Prüflings Stratos MAXO 25/0,5-12 und Beschreibung des verwendeten Prüfstandes

In diesem Abschnitt wird eine Übersicht der relevanten Daten des Prüflings Stratos MAXO 25/0,5-12 der Firma Wilo und des für diesen Prüfling verwendeten Prüfstands gegeben.

Daten des Prüflings Stratos MAXO 25/0,5-12

Eine Übersicht der hydraulischen Daten der Stratos MAXO 25/0,5-12 ist Tabelle B.1 zu entnehmen. Eine Übersicht der Motordaten des Pumpenaggregates ist in Tabelle B.2 zu finden.

Wie in Tabelle B.2 ersichtlich ist, besitzt der Prüfling eine minimale Drehzahl von $N = 450 \text{ min}^{-1}$. Bei den geringsten Drehzahlen des Pumpenaggregates besitzt auch die aus der Drehzahlanregung resultierende Leistungsschwankung im Vergleich zum übrigen Kennfeld ihre geringsten Werte, so dass sich bei geringen Drehzahlen nicht zu vernachlässigbare Messfehler zeigen. Daher erfolgten in dieser Arbeit für diesen Prüfling nur Messungen mit einer Drehzahl von mindestens $N = 1100 \text{ min}^{-1}$.

Tabelle B.1.: Hydraulische Daten der Stratos MAXO 25/0,5-12

Hydraulische Daten des Pumpenaggregats	Wert
Maximaler Betriebsdruck	10 bar
Maximale Förderhöhe	11 m
Maximaler Förderstrom	12 m ³ /h
Mindestzulaufhöhe bei 50°C	3 m
Mindestzulaufhöhe bei 95°C	10 m
Mindestzulaufhöhe bei 110°C	16 m
Minimale Medientemperatur	-10 °C
Maximale Medientemperatur	110 °C
Minimale Umgebungstemperatur	-10 °C
Maximale Umgebungstemperatur	40 °C

Tabelle B.2.: Motordaten Daten der Stratos MAXO 25/0,5-12

Motordaten des Pumpenaggregats	Wert
Energieeffizienzindex (EEI)	0,19
Motornennleistung	262,0 W
Minimale Drehzahl	450 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	4350 min ⁻¹
Minimale Leistungsaufnahme	7,0 W
Maximale Leistungsaufnahme	295,0 W
Störaussendung	EN 61800-3;2004+A1;2012 / Wohnbereich (C1)
Störfestigkeit	EN 61800-3;2004+A1;2012 / Industriebereich (C2)
Isolationsklasse	F
Schutzart	IPX4D

Beschreibung Prüfstand

Der für den Prüfling Stratos MAXO 25/0,5-12 eingesetzte Prüfstand wird schematisch in Abbildung B.1 dargestellt.

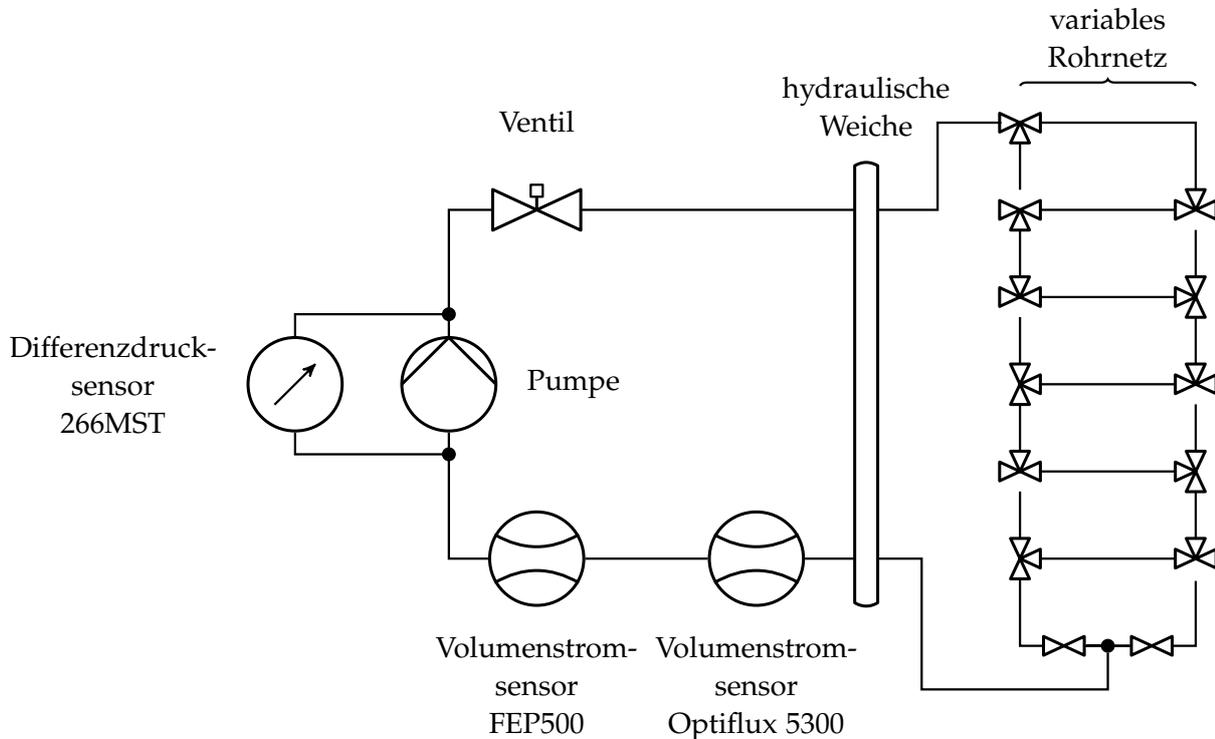


Abbildung B.1.: Darstellung des Aufbaus des für den Prüfling Stratos MAXO 25/0,5-12 verwendeten Prüfstands

Der Prüfstand besteht aus einem Rohrnetz mit Sensorik, welche auch transiente hydraulische Vorgänge erfassen kann. Der Prüfstand besitzt den Differenzdrucksensor 266MST der Firma ABB zur Erfassung des Differenzdrucks zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe bei stationären Messungen. Da kommerziell verfügbare Differenzdrucksensoren üblicherweise nicht für dynamische Messungen geeignet sind [Bak16], befindet sich zusätzlich auf der Saug- und Druckseite der Pumpe jeweils ein hochdynamischer Absolutdrucksensor des Typs XTM-190M der Firma Kulite Semi-Conductor. Anhand der Messwerte der Absolutdrücke p_S und p_D der Saug- und Druckseite ist somit auch eine Bestimmung des Differenzdrucks bei dynamischen Vorgängen möglich. Der Prüfstand besitzt zwei Volumenstromsensoren. Der Volumenstromsensor ProcessMaster FEP500 der Firma ABB wird zur Bestimmung des Volumenstroms bei stationären Messungen verwendet. Der Volumenstromsensor Optiflux 5300 der Firma Krohne wird zur Volumenstrombestimmung bei dynamischen Vorgängen verwendet. Des Weiteren ist ein Ventil in dem Prüfstand verbaut, so dass mittels der Ventilstellung der hydraulische Widerstand des Rohrnetzes variiert werden kann. An den Prüfstand sind eine hydraulische Weiche und ein variables Rohrnetz angeschlossen. Da die hydraulische Weiche einen geringen hydraulischen Widerstand besitzt, kann dieser Zweig verwendet werden, um möglichst hohe Volumenströme zu erreichen. Das

variable Rohrnetz besteht aus sechs Rohren, welche mittels 3-Wege-Ventilen in verschiedenen Kombinationen, wie Parallelschaltung oder Reihenschaltung, verschaltet werden können. Dies ermöglicht Untersuchungen bei verschiedenen Rohrnetzgeometrien. Der Systemdruck p_{st} innerhalb des Rohrnetzes, welcher während des Stillstands des Pumpenaggregates auf der Saugseite des Pumpenaggregates gemessen wurde, liegt bei etwa $p_{st} = 2$ bar. Die Temperatur T_m des Fördermediums liegt während der Messungen bei näherungsweise $T_m = 20^\circ\text{C}$.

Die Ermittlung der Motoreingangsleistung und der Drehzahl des Pumpenaggregats erfolgt anhand der internen Sensorik des Prüflings.

B.2. Daten des Prüflings Stratos MAXO 80/0,5-16 und Beschreibung des verwendeten Prüfstandes

In diesem Abschnitt wird eine Übersicht der relevanten Daten des Prüflings Stratos MAXO 80/0,5-16 der Firma Wilo und des für diesen Prüfling verwendeten Prüfstands gegeben.

Daten des Prüflings Stratos MAXO 80/0,5-16

Eine Übersicht der hydraulischen Daten der Stratos MAXO 80/0,5-16 ist Tabelle B.3 zu entnehmen. Eine Übersicht der Motordaten des Pumpenaggregates ist in Tabelle B.4 zu finden.

Wie in Tabelle B.4 ersichtlich ist, besitzt der Prüfling eine minimale Drehzahl von $N = 400 \text{ min}^{-1}$. Bei den geringsten Drehzahlen des Pumpenaggregates besitzt auch die aus der Drehzahlanregung resultierende Leistungsschwankung im Vergleich zum übrigen Kennfeld ihre geringsten Werte, so dass sich bei geringen Drehzahlen nicht zu vernachlässigbare Messfehler zeigen. Daher erfolgten in dieser Arbeit für diesen Prüfling nur Messungen mit einer Drehzahl von mindestens $N = 830 \text{ min}^{-1}$.

Tabelle B.3.: Hydraulische Daten der Stratos MAXO 80/0,5-16

Hydraulische Daten des Pumpenaggregats	Wert
Maximaler Betriebsdruck	6 bar
Maximale Förderhöhe	16 m
Maximaler Förderstrom	64,0 m ³ /h
Mindestzulaufhöhe bei 50°C	7 m
Mindestzulaufhöhe bei 95°C	15 m
Mindestzulaufhöhe bei 110°C	23 m
Minimale Medientemperatur	-10 °C
Maximale Medientemperatur	110 °C
Minimale Umgebungstemperatur	-10 °C
Maximale Umgebungstemperatur	40 °C

Tabelle B.4.: Motordaten Daten der Stratos MAXO 80/0,5-16

Motordaten des Pumpenaggregats	Wert
Energieeffizienzindex (EEI)	0,17
Motornennleistung	1520,0 W
Minimale Drehzahl	400 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	3200 min ⁻¹
Minimale Leistungsaufnahme	15,0 W
Maximale Leistungsaufnahme	1645,0 W
Störaussendung	EN 61800-3;2004+A1;2012 / Wohnbereich (C1)
Störfestigkeit	EN 61800-3;2004+A1;2012 / Industriebereich (C2)
Isolationsklasse	F
Schutzart	IPX4D

Beschreibung Prüfstand

Der für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 eingesetzte Prüfstand wird schematisch in Abbildung B.2 dargestellt.

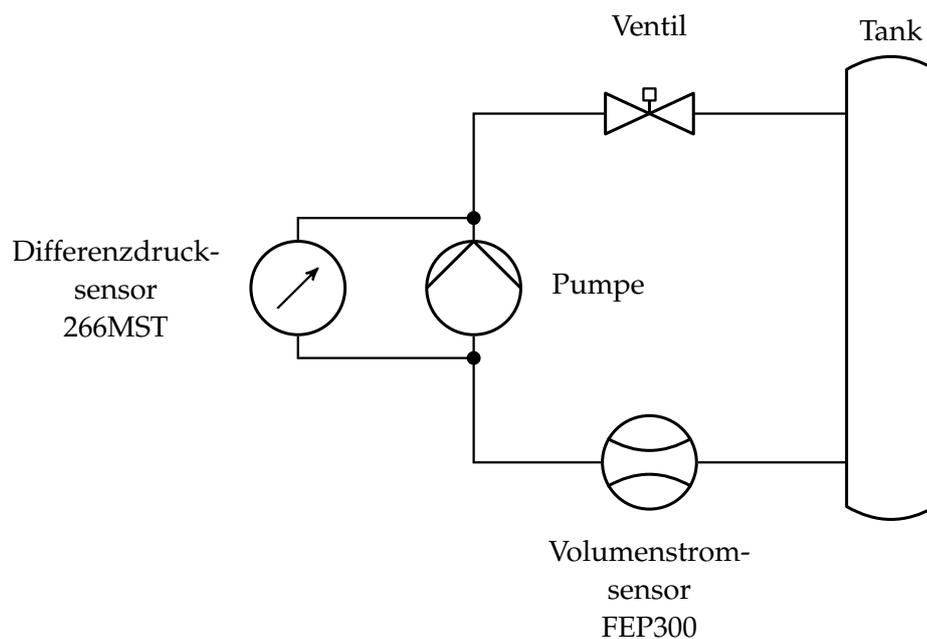


Abbildung B.2.: Darstellung des Aufbaus des für den Prüfling Stratos MAXO 80/0,5-16 verwendeten Prüfstands

Der Prüfstand besitzt den Differenzdrucksensor 266MST der Firma ABB zur Erfassung des Differenzdrucks zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe bei stationären Messungen. Zur Messung des Volumenstroms besitzt der Prüfstand den Volumenstromsensor ProcessMaster FEP300 der Firma ABB.

Des Weiteren ist ein Ventil in dem Prüfstand verbaut, so dass mittels der Ventilstellung der hydraulische Widerstand des Rohrnetzes variiert werden kann. Innerhalb des Rohrnetzes ist ein Tank verbaut. In diesem ist eine Heizung integriert, um die

Temperatur des Fördermediums erhöhen zu können.

Der Systemdruck p_{st} innerhalb des Rohrnetzes, welcher während des Stillstands des Pumpenaggregates auf der Saugseite des Pumpenaggregates gemessen wurde, liegt bei etwa $p_{st} = 3,3$ bar. Bei Betrieb des Prüflings im oberen Bereich seiner Leistungsaufnahme erfolgt eine erhöhte Wärmeabgabe an das Fördermedium, so dass das Fördermedium sich während des Betriebs des Pumpenaggregates erwärmt. Um eine Messung bei konstanter Medientemperatur durchführen zu können, wird das Fördermedium mittels der Heizung des Prüfstands vorgeheizt, so dass über den Zeitraum der Messung eine Temperatur des Fördermediums von näherungsweise $T_m = 60^\circ\text{C}$ vorliegt.

Die Ermittlung der Motoreingangsleistung und der Drehzahl des Pumpenaggregats erfolgt anhand der internen Sensorik des Prüflings.

C

Mathematische Herleitungen

In diesem Kapitel werden mathematische Herleitungen von Gleichungen, welche im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurden, beschrieben.

In Kapitel C.1 wird die Herleitung des Modells zur Berechnung der Volumenstromschwankung bei der Anregungsfrequenz der Drehzahlanregung vorgestellt. In Kapitel C.2 wird der Ansatz zur Bestimmung des Einflusses von Störsignalen in Abhängigkeit der Dauer der Fourier-Transformation erläutert.

C.1. Herleitung des Modells zu Berechnung der Volumenstromschwankung bei der Anregungsfrequenz

Realteil $H_{P,Re}$ und Imaginärteil $H_{P,Im}$ der von der Pumpe generierten Förderhöhe bei der Anregungsfrequenz f_A :

$$H_{P,Re}(\omega_0, \omega_1, Q_0, Q_1) = 2 a_h \omega_0 \omega_1 + b_h Q_0 \omega_1 + (b_h Q_1 \omega_0 - 2 c_h Q_0 Q_1) \cos(\varphi_Q) + 2 \pi f_A L_P Q_1 \sin(\varphi_Q), \quad (C.1.1)$$

$$H_{P,Im}(\omega_0, \omega_1, Q_0, Q_1) = (b_h Q_1 \omega_0 - 2 c_h Q_0 Q_1) \sin(\varphi_Q) - 2 \pi f_A L_P Q_1 \cos(\varphi_Q). \quad (C.1.2)$$

Kombination des Realteils $H_{P,Re}$ und des Imaginärteils $H_{P,Im}$ zu einer Gleichung:

$$H_{P,Re} + j H_{P,Im} = 2 a_h \omega_0 \omega_1 + b_h Q_0 \omega_1 + (b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) Q_1 \cos(\varphi_Q) + 2 \pi f_A L_P Q_1 \sin(\varphi_Q) + j [(b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) Q_1 \sin(\varphi_Q) - 2 \pi f_A L_P Q_1 \cos(\varphi_Q)]. \quad (C.1.3)$$

Umformung der Gleichung:

$$H_{P,Re} + j H_{P,Im} = 2 a_h \omega_0 \omega_1 + b_h Q_0 \omega_1 + \underbrace{[(b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) - j 2 \pi f_A L_P] Q_1 [\cos(\varphi_Q) + j \sin(\varphi_Q)]}_{Q_1}. \quad (C.1.4)$$

Einsetzen der komplexen Volumenstromschwankung \underline{Q}_1 :

$$H_{P,\text{Re}} + j H_{P,\text{Im}} = 2 a_h \omega_0 \omega_1 + b_h Q_0 \omega_1 + [(b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) - j 2 \pi f_A L_P] \underline{Q}_1. \quad (\text{C.1.5})$$

Gleichung der hydraulischen Impedanz \underline{Z}_H des Rohrnetzes:

$$\underline{Z}_H = \frac{H_1}{\underline{Q}_1} = 2 R_{H,t} Q_0 + j 2 \pi f_A L_H. \quad (\text{C.1.6})$$

Gleichung bezüglich der komplexen Förderhöhenanregung \underline{H}_1 lösen:

$$\underline{H}_1 = H_{\text{Re}} + j H_{\text{Im}} = \underline{Q}_1 (2 R_{H,t} Q_0 + j 2 \pi f_A L_H). \quad (\text{C.1.7})$$

Von der Pumpe generierte Förderhöhe nach Gleichung (C.1.5) und Förderhöhenabfall am Rohrnetz gemäß Gleichung (C.1.7) gleichsetzen:

$$\begin{aligned} \underline{Q}_1 (2 R_{H,t} Q_0 + j 2 \pi f_A L_H) &= 2 a_h \omega_0 \omega_1 + b_h Q_0 \omega_1 \\ &+ [(b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) - j 2 \pi f_A L_P] \underline{Q}_1. \end{aligned} \quad (\text{C.1.8})$$

Gleichung bezüglich \underline{Q}_1 lösen, um die Gleichung zur Berechnung der komplexen Volumenstromschwankung \underline{Q}_1 zu erhalten:

$$\underline{Q}_1 = \frac{2 a_h \omega_0 + b_h Q_0}{2 R_{H,t} Q_0 - (b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0) + j 2 \pi f_A (L_H + L_P)} \omega_1 \quad (\text{C.1.9})$$

Anhand von Gleichung (C.1.9) kann auch die Gleichung zur Berechnung des Phasenwinkels φ_Q der Volumenstromschwankung und die Gleichung zur Berechnung der Amplitude Q_1 der Volumenstromschwankung hergeleitet werden:

$$\tan(\varphi_Q) = \frac{2 \pi f_A (L_H + L_P)}{b_h \omega_0 - 2 c_h Q_0 - 2 R_{H,t} Q_0} \quad (\text{C.1.10})$$

$$Q_1 = \frac{2 a_h \omega_0 \omega_1 + b_h Q_0 \omega_1}{(2 R_{H,t} Q_0 - b_h \omega_0 + 2 c_h Q_0) \cos(\varphi_Q) - 2 \pi f_A (L_H + L_P) \sin(\varphi_Q)} \quad (\text{C.1.11})$$

C.2. Ansatz zur Bestimmung des Einflusses von Störsignalen auf die Fourier-Transformation

Da zur Extraktion der Wechselteile der Leistungsaufnahme und der Drehzahl des Pumpenaggregates bei der Anregungsfrequenz eine diskrete Fourier-Transformation eingesetzt wird, wird im Folgenden der Einfluss von Frequenzen, welche von der Anregungsfrequenz f_A abweichen, bei der Extraktion der Wechselteile mittels einer diskreten Fourier-Transformation analysiert.

Die Messwerte, welche der Fourier-Transformation unterzogen werden, werden mit der Frequenz $f_{N,R}$ abgetastet. Entsprechend gilt für die Anzahl der Abtastwerte n_s pro Anregungsperiode der Drehzahlanregung:

$$n_s = \frac{f_{N,R}}{f_A}. \quad (\text{C.2.1})$$

Der Wert der Funktion $g(k, f)$, welche ein synthetisches Signal mit der Frequenz f darstellt, kann für den Abtastschritt k wie folgt berechnet werden:

$$g(k, f) = \sin\left(2\pi \frac{k}{n_s} \frac{f}{f_A}\right). \quad (\text{C.2.2})$$

Der Realteil $\text{Re}\{g(k, f)\}$ und der Imaginärteil $\text{Im}\{g(k, f)\}$ des Signals $g(k, f)$ mit der Frequenz f , welche bei der Fourier-Transformation zur Extraktion des Signals bei der Anregungsfrequenz extrahiert werden, können in Abhängigkeit der Anzahl der Anregungsperioden n_A , über welche die Fourier-Transformation durchgeführt wird, wie folgt berechnet werden [Han14]:

$$\text{Re}\{g(k, f)\} = \frac{1}{n_A n_s} \sum_{k=0}^{n_A n_s - 1} g(k, f) \sin\left(2\pi \frac{k}{n_s}\right), \quad (\text{C.2.3})$$

$$\text{Im}\{g(k, f)\} = \frac{1}{n_A n_s} \sum_{k=0}^{n_A n_s - 1} g(k, f) \cos\left(2\pi \frac{k}{n_s}\right). \quad (\text{C.2.4})$$

Um den Einfluss einer Fensterfunktion zu berücksichtigen, kann der Wert der Funktion $g(k, f)$ in Gleichung (C.2.3) und Gleichung (C.2.4) für den jeweiligen Abtastschritt k mit dem Wert der jeweiligen Fensterfunktion zu diesem Zeitpunkt multipliziert werden.

Anhand des Realteils und des Imaginärteils kann die Amplitudenverstärkung A berechnet werden, mit welcher das Störsignal die Fourier-Transformation beeinflusst:

$$A(f, n_A) = |\text{Re}\{g(k, f)\} + j \text{Im}\{g(k, f)\}|. \quad (\text{C.2.5})$$

Bei idealer Filterwirkung würde der Verstärkungsfaktor für ein Signal bei der Anregungsfrequenz den Wert $A = 1$ und bei davon abweichenden Frequenzen den Wert $A = 0$ besitzen.

Literatur

- [Aho+10] T. Ahonen, J. Tamminen, J. Ahola, J. Viholainen, N. Aranto und J. Kestilä. „Estimation of pump operational state with model-based methods“. In: *Energy Conversion and Management* 51.6 (2010), S. 1319–1325.
- [Aho+12] T. Ahonen, J. Tamminen, J. Ahola und J. Kestila. „Frequency-Converter-Based Hybrid Estimation Method for the Centrifugal Pump Operational State“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 59.12 (2012), S. 4803–4809.
- [Aho11] T. Ahonen. „Monitoring of centrifugal pump operation by a frequency converter“. Dissertation. Lappeenranta: Lappeenranta University of Technology, 2011.
- [Ake+06] A. Akers, M. Gassman und R. J. Smith. *Hydraulic power system analysis. Fluid power and control*. Boca Raton, FL: CRC/Taylor & Francis, 2006.
- [Ale17] M. Alexander. „On Modeling, Analysis and Nonlinear Control of Hydraulic Systems“. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2017.
- [An14] J. An. „Bestimmung der Schmierungs- und Reibungsverhältnisse im Kontakt Kolbenring gegen Zylinderlaufbahn von Verbrennungsmotoren in einem Modelltribometer“. Dissertation. Bochum: Ruhr-Universität Bochum, 2014.
- [Bak16] R. C. Baker. *Flow measurement handbook: Industrial designs, operating principles, performance, and applications*. 2. Aufl. New York: Cambridge University Press, 2016.
- [BB14] H. P. Bloch und A. R. Budris. *Pump user's handbook: Life extension*. 4. Aufl. Lilburn, Ga. und Boca Raton, Fla.: Fairmont Press und CRC Press/Taylor & Francis, 2014.
- [Ber92] G. Bertotti. „Dynamic generalization of the scalar Preisach model of hysteresis“. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 28.5 (1992), S. 2599–2601.
- [Bew13] J. Bewersdorff. *Algebra für Einsteiger*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [But00] B. Buttkus. *Spectral Analysis and Filter Theory in Applied Geophysics*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2000.

- [Che+00] T. Chevalier, A. Kedous-Lebouc, B. Cornut und C. Cester. „A new dynamic hysteresis model for electrical steel sheet“. In: *Physica B: Condensed Matter* 275.1-3 (2000), S. 197–201.
- [CIB00] CIBSE. *Building Control Systems: CIBSE Guide H*. 1. Aufl. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.
- [DL98] M. W. Degner und R. D. Lorenz. „Using multiple saliencies for the estimation of flux, position, and velocity in AC machines“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 34.5 (1998), S. 1097–1104.
- [DR15] R. Du und P. Robertson. „Dynamic Jiles–Atherton Model for Determining the Magnetic Power Loss at High Frequency in Permanent Magnet Machines“. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 51.6 (2015), S. 1–10.
- [Due+51] W. C. Duesterhoeft, M. W. Schulz und E. Clarke. „Determination of Instantaneous Currents and Voltages by Means of Alpha, Beta, and Zero Components“. In: *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers* 70.2 (1951), S. 1248–1255.
- [EH11] S. Elaoud und E. Hadj-Taïeb. „Influence of pump starting times on transient flows in pipes“. In: *Nuclear Engineering and Design* 241.9 (2011), S. 3624–3631.
- [El-13] M. A. El-Naggar. „A One-Dimensional Flow Analysis for the Prediction of Centrifugal Pump Performance Characteristics“. In: *International Journal of Rotating Machinery* (2013), S. 1–19.
- [EM04] R. W. Erickson und D. Maksimović. *Fundamentals of Power Electronics*. 2. Aufl. Boston, MA: Kluwer Academic Publishers, 2004.
- [Esk06] M. Eskola. *Speed and position sensorless control of permanent magnet synchronous motors in matrix converter and voltage source converter applications*. Bd. 639. Publication / Tampere University of Technology. Tampere: Tampere University of Technology, 2006.
- [Eur09] Europäische Union. *Verordnung (EG) Nr. 641/2009 der Kommission vom 22. Juli 2009 zur Durchführung der Richtlinie 2005/32/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von externen Nassläufer-Umwälzpumpen und in Produkte integrierten Nassläufer-Umwälzpumpen*. 2009.
- [Eur12] Europäische Union. *Verordnung (EU) Nr. 622/2012 der Kommission vom 11. Juli 2012 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 641/2009 in Bezug auf die Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von externen Nassläufer-Umwälzpumpen und in Produkte integrierten Nassläufer-Umwälzpumpen*. 2012.
- [Fer+11] F. J. T. E. Ferreira, J. A. C. Fong und A. T. de Almeida. „Ecoanalysis of Variable-Speed Drives for Flow Regulation in Pumping Systems“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 58.6 (2011), S. 2117–2125.

- [Fle15] N. Fleischfresser. „Correlations for the prediction of the head curve of centrifugal pumps based on experimental data“. Dissertation. Campinas: University of Campinas, 2015.
- [FP14] S. Feuersanger und M. Pacas. „Initial rotor position detection in synchronous machines using low frequency pulses“. In: *IECON 2014 - 40th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. 2014, S. 675–681.
- [Fun+02] A. Funakubo, S. Ahmed, I. Sakuma und Y. Fukui. „Flow rate and pressure head estimation in a centrifugal blood pump“. In: *Artificial organs* 26.11 (2002), S. 985–990.
- [GB89] U. Grigull und W. Blanke. *Thermophysikalische Stoffgrößen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1989.
- [Gec+14] M. Gecic, D. Marcetic, V. Vasic, I. Krcmar und P. Matic. „Towards an improved energy efficiency of the interior permanent magnet synchronous motor drives“. In: *Serbian Journal of Electrical Engineering* 11.2 (2014), S. 257–268.
- [Gia+11] P. Giangrande, D. Ronchetto, G. Pellegrino, F. Cupertino, C. Gerada und M. Sumner. „Hybrid sensorless control of axial flux permanent magnet motor drives, including zero speed“. In: *Proceedings of the 2011-14th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE2011)*. IEEE, 2011, S. 1–8.
- [Gir+03] B. Girod, R. Rabenstein und A. Stenger. *Einführung in die Systemtheorie*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2003.
- [Gra+18a] D. Graurock, B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „A resonant speed controller for injection of a sinusoidal speed excitation in frequency response analysis of variable speed pump drives“. In: *2018 22nd International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC)*. 2018, S. 1–6.
- [Gri+03] M. J. Grimble, M. A. Johnson, M. Jelali und A. Kroll. *Hydraulic Servo-systems*. London: Springer London, 2003.
- [GRU] GRUNDFOS Management A/S. *The Centrifugal Pump*.
- [GRU04] GRUNDFOS Management A/S. *Pumpenhandbuch*. 2004.
- [Gül13] J. F. Gülich. *Kreiselpumpen*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [Han14] E. W. Hansen. *Fourier Transforms: Principles and Applications*. Hoboken: Wiley, 2014.
- [Har+01] L. Harnefors, K. Pietilainen und L. Gertmar. „Torque-maximizing field-weakening control: design, analysis, and parameter selection“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 48.1 (2001), S. 161–168.

- [Har78] F. J. Harris. „On the use of windows for harmonic analysis with the discrete Fourier transform“. In: *Proceedings of the IEEE* 66.1 (1978), S. 51–83.
- [Hei+02] G. Heinzel, A. Rüdiger und R. Schilling. *Spectrum and spectral density estimation by the Discrete Fourier transform (DFT), including a comprehensive list of window functions and some new at-top windows*. Hrsg. von Max-Planck-Institut für Gravitationsphysik. 2002.
- [Her+17] E. Hering, R. Martin und M. Stohrer. *Taschenbuch der Mathematik und Physik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017.
- [Hes93] W. Hess. *Digitale Filter*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 1993.
- [HN00] L. Harnefors und H.-P. Nee. „A general algorithm for speed and position estimation of AC motors“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 47.1 (2000), S. 77–83.
- [HV05] S. Hammo und J. Viholainen. „Testing the accuracy of pump flow calculation without metering“. In: *World Pumps* 2005.471 (2005), S. 36–39.
- [Ise08] R. Isermann. *Mechatronische Systeme*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [Ise11] R. Isermann. *Fault-Diagnosis Applications*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [Iwa+14] Y. Iwaji, R. Takahata, T. Suzuki und M. Hano. „All-speed-range drive for surface permanent magnet synchronous motors by combined use of two position sensorless methods“. In: *2014 IEEE 5th International Symposium on Sensorless Control for Electrical Drives*. 2014, S. 1–6.
- [JA86] D. C. Jiles und D. L. Atherton. „Theory of ferromagnetic hysteresis“. In: *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 61.1-2 (1986), S. 48–60.
- [Jar+15] R. K. Jordan, Z. Varga, P. Stumpf, I. Nagy, C. Endisch, P. Sipos und M. Simon. „Development of a dedicated laboratory system for measurement of iron losses in high speed PMSM“. In: *2015 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*. 2015, S. 708–713.
- [Jil94] D. C. Jiles. „Frequency dependence of hysteresis curves in conducting magnetic materials“. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 76.10 (1994), S. 5849–5855.
- [Kal05] C. S. Kallesøe. „Fault Detection and Isolation in Centrifugal Pumps“. Dissertation. Aalborg: Aalborg Universitet, 2005.
- [Kap+18] H. Kapeller, B. Plasnegger und J. V. Gragger. „Iron-Loss Modeling Based on a Loss-Separation Approach in Modelica“. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 54.3 (2018), S. 1–4.
- [Kie+09] U. Kiencke, M. Schwarz und T. Weickert. *Signalverarbeitung: Zeit-Frequenz-Analyse und Schätzverfahren*. München: Oldenbourg, 2009.

- [Kit+00] T. Kitamura, Y. Matsushima, T. Tokuyama, S. Kono, K. Nishimura, M. Komeda, M. Yanai, T. Kijima und C. Nojiri. „Physical model-based indirect measurements of blood pressure and flow using a centrifugal pump“. In: *Artificial organs* 24.8 (2000), S. 589–593.
- [KK02] K.-D. Kammeyer und K. Kroschel. *Digitale Signalverarbeitung*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2002.
- [Kri14] A. Krings. „Iron Losses in Electrical Machines - Influence of Material Properties, Manufacturing Processes, and Inverter Operation“. Dissertation. Stockholm: KTH School of Electrical Engineering, 2014.
- [KS10a] A. Krings und J. Soulard. „Overview and Comparison of Iron Loss Models“. In: *Journal of Electrical Engineering* 10.3 (2010), S. 162–169.
- [KS10b] A. Krings und J. Soulard. „Overview and Comparison of Iron Loss Models for Electrical Machines“. In: *5th International Conference and Exhibition on Ecological Vehicles and Renewable Energies*. 2010.
- [Leo16] S. Leonow. „Nutzung des Energiesparpotentials von Kreiselpumpen durch szenarienbasierte Regelung“. Dissertation. Bochum: Ruhr-Universität Bochum, 2016.
- [LH95] C. L. Lawson und R. J. Hanson. *Solving least squares problems*. Bd. 15. Classics in applied mathematics. Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, 1995.
- [Li+01] J. Li, T. Abdallah und C. R. Sullivan. „Improved Calculation of Core Loss With Nonsinusoidal Waveforms“. In: *IEEE Industry Applications Society Annual Meeting* (2001), S. 2203–2210.
- [Lin03] M. Linke. *Injektion alternierender Trägersignale zur sensorlosen Regelung von Drehfeldmaschinen*. Bd. 349. Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 21, Elektrotechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 2003.
- [LM08] R. Leidhold und P. Mutschler. „Improved method for higher dynamics in sensorless position detection“. In: *IECON 2008 - 34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics Society*. 2008, S. 1240–1245.
- [LM13] S. Leonow und M. Mönnigmann. „Soft sensor based dynamic flow rate estimation in low speed radial pumps“. In: *Proceedings of the 12th European Control Conference (ECC)*. Zürich, 2013, S. 778–783.
- [Mei+16a] B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „Enabling sensorless control of a permanent magnet synchronous machine in the low speed region using saturation“. In: *IECON 2016 - 42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. 2016, S. 2778–2783.
- [Mei+17a] B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „Geberlose Positionserkennung zur Regelung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen“. In: *Fachtagung Mechatronik 2017*. 2017, S. 209–214.

- [Mei+18a] B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „Power Consumption Model of a Circulating Wet Runner Pump“. In: *2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. 2018, S. 539–544.
- [Mei+19a] B. Meier, J. Fiedler, T. Sanders und T. Bertram. „Bestimmung des Volumensstroms von Nassläufer-Umwälzpumpen zur Ermöglichung des Einsatzes energieeffizienter Regelungskonzepte“. In: *Fachtagung Mechatronik 2019*. 2019, S. 55–60.
- [Moh+08] M. Mohitpour, K. K. Botros und T. van Hardeveld. *Pipeline pumping and compression systems: A practical approach*. New York: ASME Press, 2008.
- [Müh+12] J. Mühlethaler, J. Biela, J. W. Kolar und A. Ecklebe. „Core Losses Under the DC Bias Condition Based on Steinmetz Parameters“. In: *IEEE Transactions on Power Electronics* 27.2 (2012), S. 953–963.
- [Mun+09] B. R. Munson, D. F. Young, T. Okiishi und W. W. Huebsch. *Fundamentals of fluid mechanics*. 6. Aufl. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2009.
- [Myt+16] A. de Myttenaere, B. Golden, B. Le Grand und F. Rossi. „Mean Absolute Percentage Error for regression models“. In: *Neurocomputing* 192 (2016), S. 38–48.
- [Oet12] M. Oettmeier. „Stator-Flux-Oriented Control and Real-Time Emulation Techniques for Permanent-Magnet Synchronous Machines“. Dissertation. Bochum: Ruhr-Universität Bochum, 2012.
- [OL14] J.-R. Ohm und H. D. Lüke. *Signalübertragung: Grundlagen der digitalen und analogen Nachrichtenübertragungssysteme*. 12. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014.
- [OS10] A. V. Oppenheim und R. W. Schaffer. *Discrete-Time Signal Processing*. 3. Aufl. Prentice Hall signal processing series. Upper Saddle River, NJ [u.a.]: Pearson Higher Education, 2010.
- [Pai+10] C. N. Pai, T. Shinshi und A. Shimokohbe. „Sensorless measurement of pulsatile flow rate using a disturbance force observer in a magnetically levitated centrifugal blood pump during ventricular assistance“. In: *Flow Measurement and Instrumentation* 21.1 (2010), S. 33–39.
- [Pal03] R. Palgrave. *Troubleshooting centrifugal pumps and their systems*. Oxford: Elsevier Advanced Technology, 2003.
- [Par29] R. H. Park. „Two-reaction theory of synchronous machines generalized method of analysis-part I“. In: *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers* 48.3 (1929), S. 716–727.
- [Pau+11] D. Paulus, P. Landsmann und R. Kennel. „Sensorless field-oriented control for permanent magnet synchronous machines with an arbitrary injection scheme and direct angle calculation“. In: *2011 IEEE Symposium on Sensorless Control for Electrical Drives (SLED)*. 2011, S. 41–46.

- [Pau+13] D. Paulus, J.-F. Stumper und R. Kennel. „Sensorless Control of Synchronous Machines Based on Direct Speed and Position Estimation in Polar Stator-Current Coordinates“. In: *IEEE Transactions on Power Electronics* 28.5 (2013), S. 2503–2513.
- [Per07] H. D. Perassi. „Feldorientierte Regelung der permanenterregten Synchronmaschine ohne Lagegeber für den gesamten Drehzahlbereich bis zum Stillstand“. Dissertation. Ilmenau: Technische Universität Ilmenau, 2007.
- [Pfi76] J. Pfitzner. „Poiseuille and his law“. In: *Anaesthesia* 31.2 (1976), S. 273–275.
- [Pfl55] C. Pfleiderer. *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1955.
- [PJ15] F. Puente León und H. Jäkel. *Signale und Systeme*. 6., überarb. Aufl. De Gruyter Studium. Berlin: De Gruyter Oldenbourg, 2015.
- [PP05] C. Pfleiderer und H. Petermann. *Strömungsmaschinen*. 7. Aufl. Klassiker der Technik. Berlin u.a.: Springer, 2005.
- [Pre35] F. Preisach. „Über die magnetische Nachwirkung“. In: *Z. Physik (Zeitschrift für Physik)* 94.5-6 (1935), S. 277–302.
- [Rab09] M. G. Rabie. *Fluid power engineering*. McGraw-Hill's AccessEngineering. New York: McGraw-Hill, 2009.
- [RB13] M. Ruderman und T. Bertram. „Variable proportional-integral-resonant (PIR) control of actuators with harmonic disturbances“. In: *IEEE International Conference on Mechatronics*. 2013, S. 847–852.
- [RD11] S. A. Richter und R. W. de Doncker. „Digital proportional-resonant (PR) control with anti-windup applied to a voltage-source inverter“. In: *Proceedings of the 2011 14th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE 2011)*. 2011, S. 1–10.
- [Rei+01] J. Reinert, A. Brockmeyer und R. de Doncker. „Calculation of losses in ferro- and ferrimagnetic materials based on the modified Steinmetz equation“. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 37.4 (2001), S. 1055–1061.
- [RM13] T. K. Roy und M. Morshed. „Performance analysis of low pass FIR filters design using Kaiser, Gaussian and Tukey window function methods“. In: *2013 2nd International Conference on Advances in Electrical Engineering (ICAEE)*. IEEE, 2013, S. 1–6.
- [Rud12] M. Ruderman. „Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen“. Dissertation. Dortmund: Technische Universität Dortmund, 2012.

- [Sar15] I. Sarbu. „Improvement of water pumping energy efficiency in urban heating stations using pump speed control“. In: SGEM International Multi-disciplinary Scientific GeoConference EXPO Proceedings. 2015.
- [Sch09] D. Schröder. *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
- [Sch90] M. Schroedl. „Operation of the permanent magnet synchronous machine without a mechanical sensor“. In: *1990 Fourth International Conference on Power Electronics and Variable-Speed Drives*. 1990, S. 51–56.
- [SF15] T. Sanders und J. Fiedler. „Verfahren zur Bestimmung des hydraulischen Arbeitspunktes eines Pumpenaggregats“. DE102014004336A1. 2015.
- [Sig08] H. Sigloch. *Technische Fluidmechanik*. 6. Aufl. New York: Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [Smi99] S. W. Smith. *The scientist and engineer's guide to digital signal processing*. 2. Aufl. San Diego (Calif.): California Technical Publishing, 1999.
- [Sto15] B. Stoffel. *Assessing the Energy Efficiency of Pumps and Pump Units: Background and Methodology*. Amsterdam: Elsevier, 2015.
- [Tam+14] J. Tamminen, J. Viholainen, T. Ahonen, J. Ahola, S. Hammo und E. Vakkilainen. „Comparison of model-based flow rate estimation methods in frequency-converter-driven pumps and fans“. In: *Energy Efficiency* 7.3 (2014), S. 493–505.
- [Tan+03] A. Tanaka, M. Yoshizawa, K.-i. Abe, H. Takeda, T. Yambe und S.-i. Nitta. „In vivo test of pressure head and flow rate estimation in a continuous-flow artificial heart“. In: *Artificial organs* 27.1 (2003), S. 99–103.
- [Tsu+95] H. Tsukamoto, H. Yoneda und K. Sagara. „The Response of a Centrifugal Pump to Fluctuating Rotational Speed“. In: *Journal of Fluids Engineering* 117.3 (1995), S. 479–484.
- [Ven+02] K. Venkatachalam, C. R. Sullivan, T. Abdallah und H. Tacca. „Accurate prediction of ferrite core loss with nonsinusoidal waveforms using only Steinmetz parameters“. In: *COMPEL 2002. IEEE Workshop on Computers in Power Electronics*. 2002, S. 36–41.
- [Vih+13] J. Viholainen, J. Tamminen, T. Ahonen, J. Ahola, E. Vakkilainen und R. Soukka. „Energy-efficient control strategy for variable speed-driven parallel pumping systems“. In: *Energy Efficiency* 6.3 (2013), S. 495–509.
- [VK13] I. Virgala und M. Kelemen. „Experimental Friction Identification of a DC Motor“. In: *International Journal of Mechanics and Applications* 1.3 (2013), S. 26–30.
- [WB11] P. Waide und C. U. Brunner. *Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems*. Hrsg. von International Energy Agency. Paris, 2011.

- [Wei12] W. Weißbach. *Werkstoffkunde: Strukturen, Eigenschaften, Prüfung*. 18. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [Wie12] K. Wiedmann. „Positionsgeberloser Betrieb von permanenmagneterregten Synchronmaschinen“. Dissertation. Universität Hannover, 2012.
- [Wil09] Wilo SE. *Grundlagen der Pumpentechnik*. 5. Aufl. Dortmund, 2009.
- [Wol02] A. Wolfram. „Komponentenbasierte Fehlerdiagnose industrieller Anlagen am Beispiel frequenzumrichter gespeister Asynchronmaschinen und Kreiselpumpen“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2002.
- [Wu+14] C.-H. Wu, C.-W. Chen, L.-S. Kuo und P.-H. Chen. „A Novel Approach to Measure the Hydraulic Capacitance of a Microfluidic Membrane Pump“. In: *Advances in Materials Science and Engineering* 2014.1-2 (2014), S. 1–8.
- [Yue+18] S. Yue, Y. Li, Q. Yang, X. Yu und C. Zhang. „Comparative Analysis of Core Loss Calculation Methods for Magnetic Materials Under Nonsinusoidal Excitations“. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 54.11 (2018), S. 1–5.

Relevante wissenschaftliche Publikationen

Liste der Publikationen, die im Zusammenhang mit dieser Dissertation stehen:

B. Meier, J. Fiedler, T. Sanders und T. Bertram. „Bestimmung des Volumenstroms von Nassläufer-Umwälzpumpen zur Ermöglichung des Einsatzes energieeffizienter Regelungskonzepte“. In: *Fachtagung Mechatronik 2019*. 2019, S. 55–60.

B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „Power Consumption Model of a Circulating Wet Runner Pump“. In: *2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. 2018, S. 539–544.

B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „Geberlose Positionserkennung zur Regelung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen“. In: *Fachtagung Mechatronik 2017*. 2017, S. 209–214.

B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „Enabling sensorless control of a permanent magnet synchronous machine in the low speed region using saturation“. In: *IECON 2016 - 42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. 2016, S. 2778–2783.

D. Graurock, B. Meier, M. Oettmeier, J. O. Fiedler und T. Bertram. „A resonant speed controller for injection of a sinusoidal speed excitation in frequency response analysis of variable speed pump drives“. In: *2018 22nd International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC)*. 2018, S. 1–6.

Betreute Abschlussarbeiten

S. Kaschner. „Entwicklung einer adaptiven Regelung zur Anwendung in Wärme- und Kältesystemen“. Bachelorthesis. Dortmund: Technische Universität Dortmund, 2017.