



## DIPLOMARBEIT

# „Wirtschaftlichkeitsanalyse eines elektromechanischen Differenzialantriebs für Pumpen“

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Christian Bauer

E302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

Elisa Hohenberger

0631399

Porzellangasse 37, 1090 Wien

Wien, am \_\_\_\_\_

## **Erklärung**

Ich erkläre ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benutzt und die den benützten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Wien, im September 2013

---

Elisa Hehenberger

## **Danksagung**

Ich bedanke mich bei Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Christian Bauer und Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Käfer für die Betreuung und das Interesse an meiner Masterarbeit. Ihr fachlicher Beistand und ihre Anregungen waren eine unverzichtbare Stütze für meine Arbeit.

Ein besonderer Dank gilt der Andritz AG für die Beauftragung dieser Arbeit und Herrn Dipl.-Ing. Martin Unterkreuter für seine hilfreiche Betreuung und die Bereitstellung des benötigten Datenmaterials.

Weiters bedanke ich mich bei der SET Sustainable Energy Technologies GmbH und insbesondere bei Herrn Dipl.-Ing. Markus Waldner und Herrn Dipl.-Ing. Miha Erjavec für die Einführung in die für meine Arbeit wesentlichen Fachgebiete sowie ihrer Diskussionsbereitschaft.

Herrn Ao.Univ.Prof. Dr.techn. Thomas Wolbank danke ich für die Hilfe bei der Annahme der Wartungs- und Instandhaltungskosten.

Ein inniger Dank gilt meinem Freund, Mag. Georg Wielinger, für seine alltägliche Unterstützung und sein Verständnis. Vielen Dank auch für das Korrekturlesen dieser Arbeit.

Ich bedanke mich im Besonderen bei meinen Eltern, Mag. Daniela Stein und Dipl.-Ing. Gerald Hohenberger, für die Motivation zu einem technischen Studium sowie ihre ständige Unterstützung während dieses Studiums.

## **Kurzfassung**

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Wirtschaftlichkeitsoptimierung von Pumpensystemen durch drehzahlvariable Antriebe und entstand durch eine Kooperation der TU Wien, der Andritz AG und der SET Sustainable Energy Technologies GmbH (im Folgenden „**SET GmbH**“)).

Im Zuge dieser Arbeit wird ein Wirtschaftlichkeitsvergleich zwischen einem konventionellen drehzahlvariablen Pumpenantrieb mittels Frequenzumrichter (Vollumrichter) und einem elektromechanischen Differenzialantrieb, der von der SET GmbH entwickelt wurde, vorgenommen.

Zu Verständniszwecken wird zunächst ein Überblick über das Betriebsverhalten von Pumpen gegeben. Im Weiteren werden Möglichkeiten zur Leistungseinsparung dargelegt und Grundlagen der Antriebsmotorentechnologie erläutert.

Anschließend wird anhand von realen Beispielen der Andritz AG der Bedarf an drehzahlvariablen Pumpen aufgezeigt. In weiterer Folge kommt es zur technischen Beschreibung, der zu vergleichenden Antriebssysteme.

Ziel dieser Arbeit ist es, den elektromechanischen Pumpenantrieb in Abhängigkeit von einem geforderten Drehzahlbereich, sowie einer benötigten Pumpenleistung vorzudimensionieren und anschließend einen Kostenvergleich zwischen dem vorausgelegten Differenzialsystem und einem vergleichbaren Vollumrichtersystem durchzuführen.

Für die Anpassung an unterschiedliche Einsatzbedingungen war es Teil dieser Arbeit, ein Tool mit dem Softwareprogramm Microsoft Excel 2010 (Dateiname „*Pumpenantriebsanalyse*“) zu entwickeln, mit dem die Andritz AG einfach und schnell überprüfen kann, welches System das im jeweils konkreten Fall wirtschaftlichere ist.

Die Funktionsweise, die verwendeten Berechnungsschritte, sowie die Ergebnisse dieses Tools werden im Laufe dieser Arbeit dargelegt.

## **Abstract**

This master thesis is dealing with the economic efficiency optimization of pump systems through variable speed drives and arose out of a cooperation of TU Wien, Andritz AG and SET Sustainable Energy Technologies GmbH (hereafter “**SET GmbH**”).

This work compares a conventional variable speed drive with a frequency converter (full power converter) and an electro-mechanical differential drive, which was developed by the SET GmbH.

Firstly, an overview of the operating characteristics of pumps is given for the purpose of understanding and secondly various possibilities for power savings are shown. Furthermore the fundamentals of drive motor technologies are illustrated.

The need for variable drive pumps is clarified by showing examples of pump systems provided by Andritz AG, followed by a technical description of the two competitive drive systems.

Goal of this thesis is the pre-dimensioning of the electro-mechanical pump drive depending on the demanded speed variability as well as the required pump power. Finally a cost comparison of the pre-dimensioned differential system and a comparable full power converter system is implemented.

Part of this work was to develop a tool on Microsoft Excel 2010 (file name: “*Pumpantriebsanalyse*”) for the dynamic adaption for different operating conditions. On this basis Andritz AG can easily verify the most economic system for the relevant application.

The function, the utilized calculating steps and hence the resulting outcomes of this tool are shown in this thesis.

## Abkürzungsverzeichnis

a	Koeffizient einer polynomischen Funktion
A <sub>t</sub>	Ausgaben in einem Zeitpunkt t in [€]
b	Koeffizient einer polynomischen Funktion
c	Koeffizient einer polynomischen Funktion
C <sub>0</sub>	Barwert in [€]
C <sub>d</sub>	Außerbetriebnahmekosten
C <sub>e</sub>	Energiekosten
C <sub>env</sub>	Umweltkosten
C <sub>ic</sub>	Anschaffungskosten
C <sub>in</sub>	Installationskosten
C <sub>m</sub>	Wartungskosten
C <sub>o</sub>	Betriebskosten
C <sub>s</sub>	Ausfallzeit, Produktionsverlust
DS	Differenzialsystem
DS0	Differenzialstufe
E <sub>B_Lb</sub>	Betriebserlöse der gesamten Lebensdauer in [€]
E <sub>jB_1</sub>	Betriebserlöse im ersten Jahr in [€]
E <sub>jB_DS</sub>	jährliche Betriebserlöse des Differenzialsystems in [€/a]
E <sub>jB_t</sub>	Betriebserlöse im Jahr t in [€]
E <sub>jB_vus</sub>	jährliche Betriebserlöse des Vollumrichtersystems in [€/a]
E <sub>R</sub>	Reibungsverlustenergie
E <sub>t</sub>	Einnahmen in einem Zeitpunkt t in [€]
f	Netzfrequenz in [Hz]
f <sub>s</sub>	Feldschwächebereich in [%]
g	Erdbeschleunigung in [m/s <sup>2</sup> ]
H	Förderhöhe in [m]
H <sub>A</sub>	Spiegelhöhe am Ausgangsquerschnitt in [m]
H <sub>E</sub>	Spiegelhöhe am Eingangsquerschnitt in [m]
H <sub>stat</sub>	statische Teil der Förderhöhe in [m]
H <sub>v</sub>	dynamische Verlusthöhe
i	beliebiger Drehzahlpunkt
i <sub>DS0</sub>	Übersetzungsverhältnis des Differenzialsystems
i <sub>DS0vorl</sub>	vorläufiges Übersetzungsverhältnis des Differenzialsystems
i <sub>ss</sub>	Übersetzungsverhältnis der Stirnradstufe

$i_{vs}$	Übersetzungsverhältnis der Vorstufe
$K_{B\_Lb}$	Betriebskosten der gesamten Lebensdauer in [€]
$K_{jB\_1}$	Betriebskosten im ersten Jahr in [€]
$K_{jB\_DS}$	jährliche Betriebskosten des Differenzialsystems in [€/a]
$K_{jB\_t}$	Betriebskosten im Jahr t in [€]
$K_{jB\_vus}$	jährliche Betriebskosten des Volumrichtersystems in [€/a]
LA <sub>Servo</sub>	Leistungsübernahme des Servos in [%]
LCC	Lebenszykluskosten (Life Cycle Costs)
m	Masse in [kg]
M	Drehmoment in [Nm]
$M_{Motor\_i}$	Motordrehmoment in einem bestimmten Betriebspunkt in [Nm]
$M_{Output\_i}$	Differenzial-Outputdrehmoment in einem bestimmten Betriebspunkt in [Nm]
$M_{Pumpe\_i}$	Pumpendrehmoment in einem bestimmten Betriebspunkt in [Nm]
$M_{PumpeFeld}$	Pumpendrehmoment im Feldschwächebereich des Servos in [Nm]
$M_{PumpeMax}$	Maximales Pumpendrehmoment in [Nm]
$M_{Servo\_i}$	Servodrehmoment in einem bestimmten Betriebspunkt in [Nm]
n	Drehzahl in [U/min]
$\eta$	Pumpenwirkungsgrad in [%]
$n_A$	Drehzahl des Sonnenrades in [U/min]
$n_B$	Drehzahl des Hohlrades in [U/min]
$\eta_{DS\_i}$	Differenzialsystem-Gesamtwirkungsgrad in einem bestimmten Betriebspunkt [%]
$\eta_{FU\_i}$	Wirkungsgrad des Frequenzumrichters in einem bestimmten Betriebspunkt in [%]
$n_{max}$	maximale Pumpendrehzahl in [U/min]
$n_{min}$	minimale Pumpendrehzahl in [U/min]
$\eta_{Motor\_i}$	Motorwirkungsgrad in einem bestimmten Betriebspunkt in [%]
$n_{MotorSyn}$	Synchrondrehzahl des Motors in [U/min]
$n_{Output\_i}$	Differenzial-Outputdrehzahl in einem bestimmten Betriebspunkt in [U/min]
$\eta_{Output\_i}$	Differenzial-Outputwirkungsgrad in einem bestimmten Betriebspunkt in [%]
$n_{OutputFeld}$	Differenzial-Outputdrehzahl im Servo-Feldschwächebereich in [U/min]
$n_{OutputMax}$	Differenzial-Outputdrehzahl bei maximaler Servodrehzahl in [U/min]
$n_{OutputMin}$	Differenzial-Outputdrehzahl bei minimaler Servodrehzahl in [U/min]
$n_{OutputNull}$	Differenzial-Outputdrehzahl im Nullpunkt der Servodrehzahl in [U/min]
$\eta_{Planet\_Ring}$	Wirkungsgrad des Differentialgetriebes zwischen Planet und Hohlrad in [%]
NPSH	Net Positive Suction Head
NPSHA	anlagenspezifischer NPSH-Wert

NPSHR	pumpenspezifischer NPSH-Wert
$n_{\text{Pumpe\_i}}$	Pumpendrehzahl in einem bestimmten Betriebspunkt in [U/min]
$n_{\text{PumpeFeld}}$	Pumpendrehzahl im Servo-Feldschwächebereich in [U/min]
$n_{\text{PumpeMax}}$	Pumpendrehzahl bei maximaler Servodrehzahl in [U/min]
$n_{\text{PumpeMin}}$	Pumpendrehzahl bei minimaler Servodrehzahl in [U/min]
$n_{\text{PumpeNull}}$	Pumpendrehzahl im Nullpunkt der Servodrehzahl in [U/min]
$n_q$	spezifische Drehzahl in [U/min]
$n_s$	Drehzahl des Planetenträgers in [U/min]
$n_{\text{Servo}}$	Servodrehzahl in [U/min]
$n_{\text{Servo\_i}}$	Servodrehzahl in einem bestimmten Betriebspunkt in [U/min]
$\eta_{\text{Servo\_i}}$	Wirkungsgrad des Servos in einem bestimmten Betriebspunkt in [%]
$n_{\text{ServoFeld}}$	Servodrehzahl im Feldschwächebereich in [U/min]
$n_{\text{ServoMax}}$	Maximale Servodrehzahl in [U/min]
$n_{\text{ServoMin}}$	Minimale Servodrehzahl in [U/min]
$n_{\text{ServoNull}}$	Nulldrehzahl des Servos in [U/min]
$n_{\text{ServoSyn}}$	Synchrondrehzahl des Servos in [U/min]
$\eta_{ss}$	Wirkungsgrad der Stirnradstufe in [%]
$\eta_{\text{Sun\_Planet}}$	Wirkungsgrad des Differentialgetriebes zwischen Sonne und Planet in [%]
$n_{\text{syn}}$	Synchrondrehzahl in [U/min]
$\eta_{\text{Trafo}}$	fixer Transformatorwirkungsgrad in [%]
$\eta_{\text{Trafo\_i}}$	Transformatorwirkungsgrad in einem bestimmten Betriebspunkt in [%]
$\eta_{vs}$	Wirkungsgrad der Vorstufe in [%]
$\eta_{vus\_i}$	Vollumrichtersystem-Gesamtwirkungsgrad in einem bestimmten Betriebspunkt [%]
$p$	Polpaarzahl
$P$	Leistung
$P_0$	Leerlaufleistung in [kW]
$p_A$	Druck im Ausgangsquerschnitt in [Pa]
PAT	Pumpe als Turbine
$p_E$	Druck im Eingangsquerschnitt in [Pa]
$P_i$	Leistung in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
$P_K$	Kurzschlussleistung in [kW]
$P_{\text{Max}}$	Maximale Leistung in [kW]
$P_{\text{MotorMax}}$	maximale Leistung des Motors in [kW]
$P_{\text{Nenn}}$	geforderte Pumpennennleistung an das System in [kW]
$P_{\text{Output\_i}}$	Differential-Outputleistung in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]

$P_{\text{Pumpe\_i}}$	Pumpenleistung in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
$P_{\text{PumpeMax}}$	Maximale Pumpenleistung in [kW]
$P_{\text{Servo\_i}}$	Servoleistung in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
$P_{\text{ServoMax}}$	maximale Leistung des Servos in [kW]
$P_{\text{Trafo\_i}}$	Transformatorleistung in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
$P_{\text{TrafoMax}}$	Maximale Transformatorleistung in [kW]
$Q$	Fördermenge in [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
SET GmbH	SET Sustainable Energy Technologies GmbH
SS	Stirnradstufe
$t$	Laufparameter nach der Zeit
$T$	Lebensdauer
$v_A$	Geschwindigkeit im Ausgangsquerschnitt [m/s]
$v_E$	Geschwindigkeit im Eingangsquerschnitt in [m/s]
$V_{\text{FU\_i}}$	Frequenzumrichter-Leistungsverluste in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
$V_{\text{Motor\_i}}$	Motorleistungsverluste in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
$V_{\text{output\_i}}$	Differenzial-Output-Leistungsverluste in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
VS	Vorstufe
$V_{\text{Servo\_i}}$	Leistungsverluste des Servos in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
$V_{\text{Trafo\_i}}$	Leistungsverluste des Trafos in einem bestimmten Betriebspunkt in [kW]
VUS	Vollumrichtersystem
$x$	Nennleistung einer Komponente in [kW]
$y(x)$	Komponentenkosten in Abhängigkeit von der Komponenten-Nennleistung in [€]
$z$	Zinssatz in [%]
$Z_0$	Investitionskosten im Zeitpunkt 0 in [€]
$z_A$	Zähnezahl des Sonnenrades
$z_B$	Zähnezahl des Hohlrades
$z_B$	Zähnezahl des Hohlrades
$\Delta n_{\text{Pumpe}}$	Drehzahlbereich der Pumpe in [%]
$\Delta n_{\text{Servo}}$	Drehzahlbereich des Servos in [%]
$\rho$	Dichte in [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

Tabelle 1: Abkürzungsverzeichnis

## **Inhaltsverzeichnis**

Erklärung .....	II
Danksagung .....	III
Kurzfassung.....	IV
Abstract .....	V
Abkürzungsverzeichnis .....	VI
Inhaltsverzeichnis.....	X
1 Einleitung .....	1
2 Grundlagen/Stand der Technik.....	4
2.1 Pumpen .....	4
2.1.1 Kennlinien und Betriebspunkt.....	4
2.1.2 Betriebspunktregelung .....	9
2.2 Grundlagen Dreiphasen Antriebsmotoren (Sulzer Pumpen 1997) .....	16
2.2.1 Anlaufkennlinien von Dreiphasen Asynchronmotoren mit Käfigläufer .....	16
2.2.2 Anlaufkennlinien von Dreiphasen Schleifringläufermotoren .....	17
2.2.3 Anlaufkennlinien von Dreiphasen Synchronmotoren .....	18
2.2.4 Bewährte Anlaufverfahren (Randermann 2010) .....	18
2.2.5 Netzfrequenzen und Betriebsspannungen .....	21
2.2.6 Dimensionierung des Motors .....	22
3 Bedarfsanalyse der Drehzahlvariabilität von Pumpenantrieben .....	23
3.1 Standardpumpen .....	23
3.1.1 Beispiel Standardpumpe .....	23
3.1.2 Beispiel Mur-Wärmekraftwerk .....	24
3.2 (Standard-) Pumpe als Turbine .....	25
3.2.1 Allgemein (Baumgarten and Guder 2011) .....	25
3.2.2 Drehzahlregelung .....	27
3.2.3 Beispiel Pumpe als Turbine.....	28

3.3	Großpumpen .....	30
3.3.1	Großpumpe zur Wasserversorgung in Peking.....	30
3.3.2	Großpumpe in Kasachstan .....	31
3.3.3	Großpumpe für Wärmekraftwerk.....	32
3.4	Schlussfolgerung .....	33
4	Konventioneller Antrieb zur Erreichung variabler Drehzahl .....	34
5	Elektromechanischer Differenzialantrieb.....	36
6	Gegenüberstellung des Differential- und des Volumrichtersystems .....	44
7	Einsatzbereiche eines elektromechanischen Differenzialantriebs für Pumpen .....	45
8	Vordimensionierungstool .....	46
8.1	Eingangsgrößen .....	46
8.2	Berechnungen .....	48
8.2.1	Planetengetriebe .....	50
8.2.2	Die Pumpe .....	51
8.2.3	Übersetzungsverhältnisse und Differential-Output .....	52
8.2.4	Der Servo.....	54
8.2.5	Der Antriebsmotor.....	55
8.2.6	Auswirkungen auf das System .....	56
8.3	Ergebnisse.....	58
8.3.1	Beispiel Großpumpe in Kasachstan .....	58
8.3.2	Beispiel Großpumpe für Wärmekraftwerk.....	61
9	Wirtschaftlichkeitsanalyse.....	64
10	Wirtschaftlichkeits-Berechnungstools .....	66
10.1	Systemkosten .....	66
10.1.1	Kosten des Differentialgetriebes .....	67
10.1.2	Gesamt-Systemkosten .....	69
10.2	Betriebskosten/Betriebserlös.....	72
10.2.1	Berechnung Wirkungsgrade .....	73

10.2.2	Betriebskosten des Differenzialantriebs und des Vollumrichtersystems .....	76
10.2.3	Ergebnisse Betriebskosten.....	77
10.3	Instandhaltungskosten .....	77
10.4	Gesamtkosten/-erlöse .....	79
10.4.1	Ergebnis Großpumpe in Kasachstan .....	80
10.4.2	Ergebnis Großpumpe in Kasachstan bei erweitertem Drehzahlbereich.....	81
10.4.3	Ergebnis Pumpe als Turbine .....	83
11	Conclusio und Ausblick .....	85
12	Literaturverzeichnis.....	87
13	Abbildungsverzeichnis .....	89
14	Tabellenverzeichnis.....	91
15	Anhang .....	93

## **1 Einleitung**

In Zeiten steigender Bevölkerungsanzahl, Ressourcenknappheit und wachsendem Energieverbrauch ist das Thema Energie zu einem der wichtigsten des 21. Jahrhunderts geworden. Man spricht von einer Energiewende und subventioniert die Energiegewinnung aus erneuerbaren Ressourcen. Es wird jedoch nicht nur nach effizienten Möglichkeiten der sauberen Energiegewinnung gesucht, sondern es werden auch Industrie und Haushalte dazu aufgefordert Energie einzusparen. So wurde zum Beispiel von der Internationalen Organisation für Normung im Juni 2011 die Energieeffizienzrichtlinie ISO 50001 eingeführt, die Energiemanagementsysteme für Unternehmen vorsieht.

Ein immenses Potenzial für Energie- und in weiterer Folge Kosteneinsparungen liegt in Pumpensystemen, die weltweit täglich für den Betrieb in gewissermaßen jeder Industriesparte benötigt werden.

Studien haben ergeben, dass Pumpensysteme für 20% des weltweiten Energieverbrauchs (Frenning 2001) und für 25-50% des Energieverbrauchs in gewissen industriellen Anlagenbereichen (Tutterow, Hovstadius, and McKane 2002) verantwortlich sind. Laut einer Studie über die chemische Industrie (Jaberg 2003) gibt es in chemischen Unternehmen mehr installierte Pumpen als Mitarbeiter. Genauer gesagt fallen auf jeden Mitarbeiter 1,25 Pumpen.

Einzelberichte belegen, dass 75% aller Pumpensysteme überdimensioniert sind (Tutterow et al. 2002). Dies bedeutet, dass 75% der Pumpen zu groß gebaut werden und für Betriebspunkte ausgelegt werden, in denen sie nicht betrieben werden. Das Resultat ist ein geringer Wirkungsgrad, höhere Investitionskosten und ein größerer Energieverbrauch.

Zwei Drittel aller bestehenden Pumpensysteme haben einen bis zu 60% zu hohen Energieverbrauch (Almeida 2007; Grundfos Management A/S 2011). Erfahrungsgemäß müssten Pumpen größtenteils nur 5% ihrer Betriebszeit mit maximaler Leistung arbeiten (Grundfos Management A/S 2011).

Eine effiziente Möglichkeit zur Reduzierung des Pumpensystem-Energieverbrauchs existiert durch eine verbrauchsgesteuerte Drehzahlregelung des Pumpenantriebes. Diese kann den Energieverbrauch einer Pumpe zwischen 50% und 60% senken (Tutterow et al. 2002).

Bei Umstellung auf hocheffiziente Pumpensysteme innerhalb aller Branchen könnten weltweit 4% des weltweiten Gesamtstromverbrauchs eingespart werden, was dem

Stromverbrauch in privaten Haushalten von einer Milliarde Menschen entsprechen würde (Grundfos Management A/S 2011).

Für die meisten Unternehmen sind Energieeinsparungen jedoch nur ein positiver Nebeneffekt, denn im Vordergrund stehen die Kosten.

Die Zusammensetzung der Lebenszykluskosten LCC eines Pumpsystems wurden nach HI/Europump Guide (Hydraulic Institute and Europump 2001) definiert als:

$$LCC = C_{ic} + C_{im} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d \quad (1)$$

Wobei

$C_{ic}$	Anschaffungskosten (Pumpe, System, Verrohrung, Zusatz)
$C_{in}$	Installationskosten
$C_e$	Energiekosten
$C_o$	Betriebskosten (Arbeitskosten)
$C_m$	Wartungskosten
$C_s$	Ausfallzeit, Produktionsverlust
$C_{env}$	Umweltkosten
$C_d$	Außerbetriebnahmekosten

In Abbildung 1 ist ein Tortendiagramm der typischen Lebenszykluskosten für mittelgroße Pumpsysteme abgebildet. Es ist zu erkennen, dass die Anschaffungskosten im Vergleich zu den Energiekosten sehr gering sind. Wenn die Energiekosten verringert werden könnten, würde dies einen großen Effekt auf die Gesamtkosten des Pumpsystems haben.

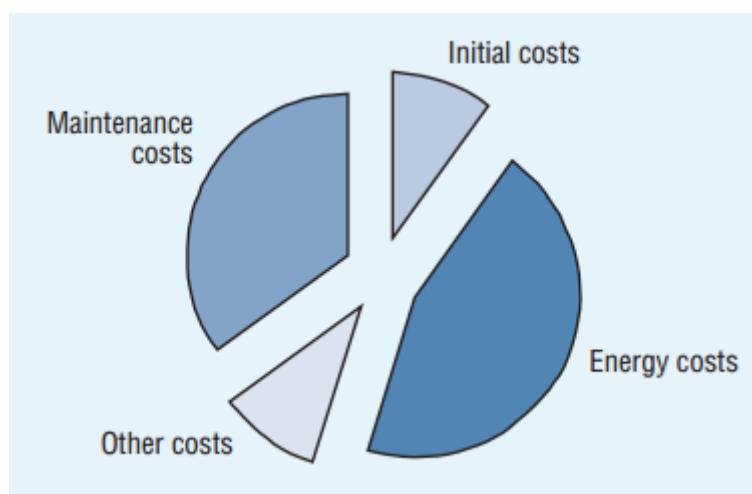


Abbildung 1: Typische Lebenszykluskosten von mittelgroßen Pumpsystemen  
(Hydraulic Institute and Europump 2004)

Es wurde schon mehrfach bewiesen, dass die Drehzahlregelung von Pumpen effektiv ist und es auch viele Anwendungen für die Drehzahlvariabilität gibt. Daher ist die Frage, ob eine Pumpe drehzahlvariabel betrieben werden sollte, in dieser Arbeit nicht von zentraler Bedeutung. Es geht vielmehr darum zu erkennen, welches drehzahlvariable System geeigneter für welche Anwendung ist.

Es existiert bereits ein drehzahlvariables Pumpenantriebssystem am Markt, das durch einen Frequenzumrichter geregelt wird und großes Potenzial hat, Energiekosten zu senken. Die Nachteile dieses Systems in Form von hohen Investitionskosten sowie des großen Platzbedarfs eines Frequenzumrichters und der Instandhaltung der aufwendig installierten Elektronik überwiegen jedoch bei einer Gesamtwirtschaftlichkeitsbetrachtung.

Als ein neues drehzahlvariables System wird in dieser Arbeit daher ein elektromechanisches Differenzialsystem vorgestellt, das platzsparender, effizienter und kostengünstiger ist – insbesondere bei Systemen mit kleinen Drehzahlbereichen.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, einen Vergleich von Kosten und Effizienz dieser beiden drehzahlvariablen Systeme für verschiedene Anwendungsfälle durchzuführen.

## **2 Grundlagen/Stand der Technik**

### **2.1 Pumpen**

Eine Pumpe ist eine Arbeitsmaschine, die ein Fluid auf ein höheres Niveau befördert und die mechanische Arbeit, die ihr zugeführt wird, in kinetische Energie und Druck umwandelt. (Böge 2009)

Eine Pumpe ist nicht für eine einzige Zusammensetzung von Betriebswerten wie Leistungsbedarf, Förderstrom, Wirkungsgrad, Förderhöhe, Drehzahl usw. dimensioniert, sondern kann in größeren Bereichen betrieben werden. Die Variabilität dieser Größen bzw. ihr funktionaler Zusammenhang kann durch Kennlinien dargestellt werden. Das Betriebsverhalten einer Pumpe wird demzufolge durch Kennlinien beschrieben. (Bohl 1979)

Da diese Arbeit die Betriebsbedingungsanpassung von Pumpen durch Drehzahlvariabilität behandelt, ist es essentiell, den Zusammenhang zwischen dem Pumpenbetriebsverhalten und seinen Kennlinien zu verstehen. Aus diesem Grund werden in diesem einleitenden Kapitel zunächst die Anlagen- und Pumpenkennlinien und in weiterer Folge deren Zusammensetzung zum Betriebspunkt beschrieben. Anschließend wird auf die Betriebspunktregelung und die daraus resultierende Leistungseinsparung eingegangen. Diese Arbeit beschreibt die Problematik anhand von Kreiselpumpen, wobei die Erkenntnisse daraus grundsätzlich für alle Pumpentypen und dergleichen gelten.

#### **2.1.1 Kennlinien und Betriebspunkt**

##### ***2.1.1.1 Pumpenkennlinie***

Kreiselpumpen weisen bei gleichbleibender Drehzahl einen mit steigender Förderhöhe sinkenden Förderstrom auf. Die sogenannte Drosselkurve bzw. Pumpenkennlinie stellt dieses Verhalten in Abhängigkeit von der Fördermenge  $Q$  und der Förderhöhe  $H$  dar. Bei stoßfreiem Eintritt der Flüssigkeit und unter der Annahme reibungsfreier Strömung ist diese Kennlinie eine horizontale Gerade. In Abbildung 2 ist zu sehen, dass die Gerade für rückwärts gebogene Schaufelenden mit steigendem  $Q$  ( $Q$  und  $H$  sind in Abbildung 2 und Abbildung 3  $\dot{V}$  und  $h$ ) abfällt. (Böge 2009)

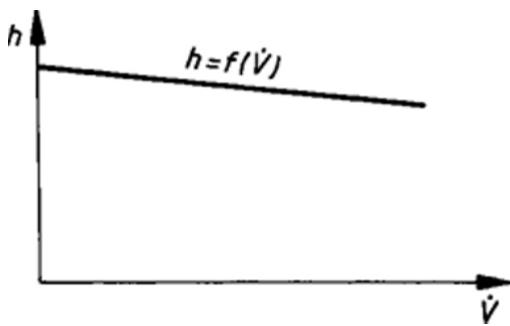


Abbildung 2: Förderhöhen in Abhängigkeit vom Förderstrom  $V$  bei rückwärts gekrümmten Schaufeln, stoßfreiem Laufrad-Eintritt und reibungsfreier Strömung (Böge 2009)

Berücksichtigt man die Kanalreibung, so sind die sich daraus ergebenden Verlusthöhen, in die Kennlinie mit einzubeziehen. Diese wachsen annähernd quadratisch mit der Menge des Förderstromes an (Abbildung 3). Lediglich bei tangentialem Eintritt der Flüssigkeit und einer gewissen Fördermenge  $Q$  wird das Laufrad stoßfrei angeströmt. Kommt es zur Abweichung dieses stoßfreien Fördermengenpunktes, wachsen die Stoßverluste auch quadratisch mit Änderung des Fluidstromes und die daraus erfolgenden Verlusthöhen müssen abgezogen werden. Die resultierende Drosselkurve stellt eine Parabel dar. (Böge 2009)

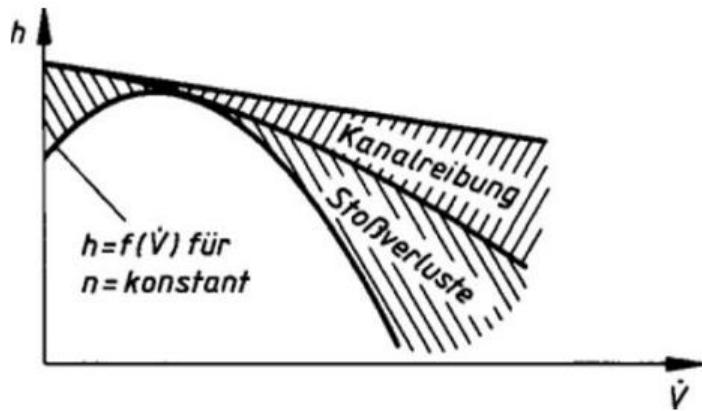


Abbildung 3: Entstehung der Drosselkurve (Böge 2009)

Die Bezeichnung „Drosselkurve“ für die Pumpenkennlinie röhrt aus ihrer Entstehung. Am Prüfstand wird der Zusammenhang zwischen Förderstrom und Förderhöhe durch stückweises Verengen der Pumpenaustrittsöffnung (Drosselung) ermittelt und daraus Kennlinien für die Förderhöhe  $H = f(Q)$  bestimmt. Diese Kennlinien ändern sich abhängig von der Drehzahl und sind den Leistungsaufnahme-Kennlinien  $P = f(Q)$  für den jeweiligen Förderstrom zugeordnet. Aus den Kennlinien der Förderhöhen und der Leistungsaufnahme ergibt sich das sogenannte „Kennfeld der Pumpe“ (Abbildung 4). (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995)

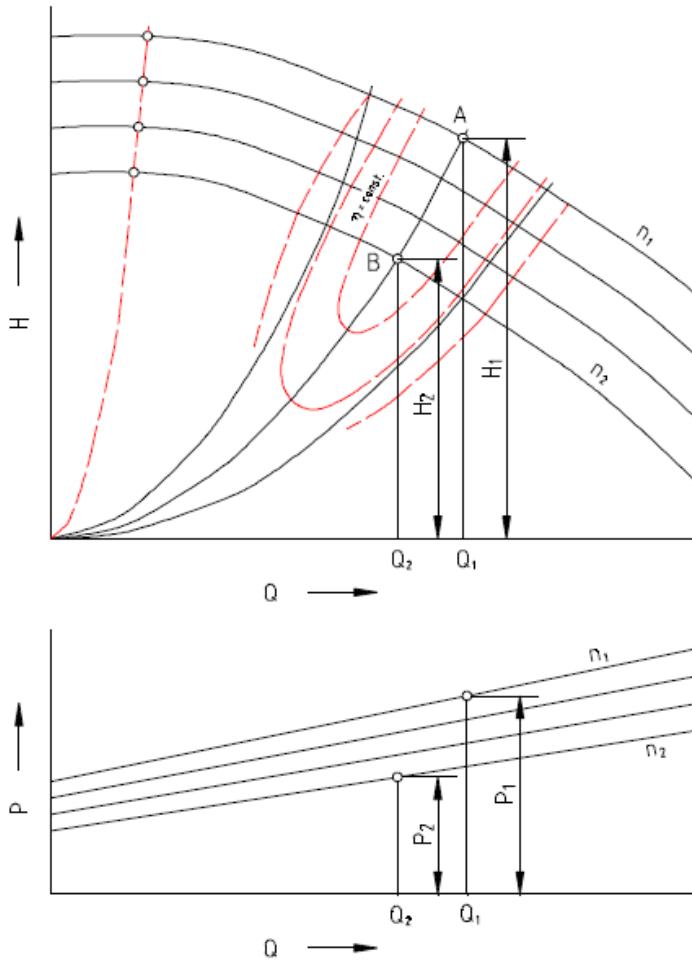


Abbildung 4: Kennfeld einer Kreiselpumpe (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995)

Für Fluide mit geringer Zähigkeit und in Bereichen, in denen keine Kavitation auftritt, folgen die Kennlinien einer Kreiselpumpe dem Affinitätsgesetz (Newton'sches Ähnlichkeitsgesetz) (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995). Mit  $Q$  als der Förderstrom,  $n$  als die Drehzahl,  $H$  als die Förderhöhe und  $P$  als die aufgenommene Leistung ergibt sich nach dem Affinitätsgesetz laut Bohl (1979):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad (2)$$

Diese Bezugnahmen gelten stets zugleich und erlauben bei Kenntnis über den Verlauf einer Kennlinie mit der Drehzahl  $n_1$  eine Schlussfolgerung über den Verlauf der Kennlinien anderer Drehzahlen ( $n_2, n_3$  usw.) (Bohl 1979). Dennoch sollte bei Verwendung des Affinitätsgesetzes zur Berechnung der Förderhöhe und des Förderstromes die Abweichung der abgeänderten Drehzahl von der Ausgangsdrehzahl nicht mehr als 25% überschreiten (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995).

Für die Wirkungsgradlinien ergeben sich Ellipsen (Abbildung 4), da sich, wie bereits erwähnt, Verluste durch die aufgenommene Leistung mit der dritten Potenz der Drehzahl ändern. Hohe Wirkungsgrade sind bei festgelegtem Förderstrom nur für einen gewissen Laufraddurchmesser zu erreichen. Je höher die Abweichung des optimalen Laufraddurchmessers insbesondere über dem Optimum, desto mehr sinkt der Wirkungsgrad. Aus diesem Grund sind Pumpen, deren Laufraddurchmesser nicht auf den Förderstrom abgestimmt sind, unwirtschaftlich. (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995)

### 2.1.1.2 Rohrleitungskennlinie

Die Rohrleitungskennlinie (Anlagenkennlinie) gibt den Zusammenhang zwischen dem Förderstrom Q und der Förderhöhe H an. Sie ergibt sich aus Bernoullis Energieerhaltungssatz (Bohl 1979):

$$m * \frac{v_E^2}{2} + m * g * H_E + m * \frac{p_E}{\rho} = m * \frac{v_A^2}{2} + m * g * H_A + m * \frac{p_A}{\rho} \quad (3)$$

Durch Anwendung dieser Energiegleichung auf ein System und Ergänzung der Reibungsverlustenergie  $E_R$  zwischen Eingang (Index E) und Ausgang (Index A) eines Leitungsquerschnitts, resultiert (Bohl 1979):

$$\frac{v_E^2}{2g} + H_1 + \frac{p_E}{\rho g} + H = \frac{v_A^2}{2g} + H_2 + \frac{p_A}{\rho g} + E_R \quad (4)$$

Die Förderhöhe H des Systems ergibt sich durch das Umschreiben der Gleichung zu:

$$H = \frac{p_A - p_E}{\rho g} + (H_A - H_E) + \frac{v_A^2 - v_E^2}{2g} + E_R \quad (5)$$

Das erste Glied auf der rechten Seite der Gleichung (5) berücksichtigt die Erhöhung des Druckes zwischen dem Saug- und dem Druckbehälter. Das zweite Glied berücksichtigt die Spiegeldifferenz zwischen den zwei Niveaus. Die beiden Terme sind von der Fördermenge unabhängig und sind der statische Teil der Förderhöhe  $H_{stat}$ . (Bohl 1990)

Der dritte Term der rechten Seite berücksichtigt die sich verändernde Geschwindigkeit und ist meist verschwindend klein. Das vierte Glied  $E_R$  enthält die Reibungsverluste in den Rohren und verhält sich näherungsweise als eine quadratische Gleichung des Förderstroms Q. Beide Ausdrücke werden zur dynamischen Verlsthöhe  $H_v$  zusammengefasst. (Bohl 1990)

Die Kennlinie der Anlage entsteht demnach aus einem von Q unabhängigen „statischen“ Teil, und einem von Q quadratisch abhängigen „dynamischen“ Teil (Abbildung 5) (Bohl 1990).

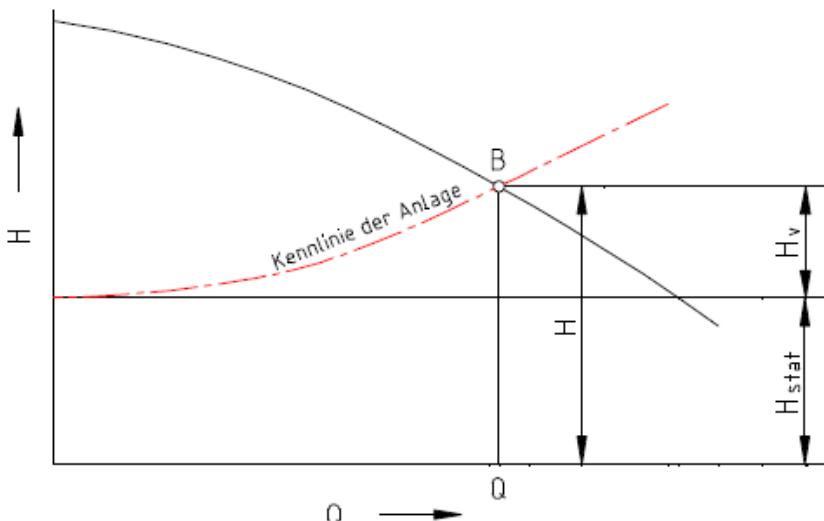


Abbildung 5: Anlagenkennlinie (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995)

Unter Verwendung der Beziehung

$$H_{V2} = H_{V1} * \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 \quad (6)$$

können die Verlusthöhen  $H_v$  für verschiedene Förderströme  $Q_i$  berechnet werden. Trägt man diese über den statischen Teil der Förderhöhe  $H_{stat}$  auf, kann der Verlauf der Rohrleitungskennlinie mit genügender Genauigkeit ermittelt werden. (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995)

### 2.1.1.3 Betriebspunkt

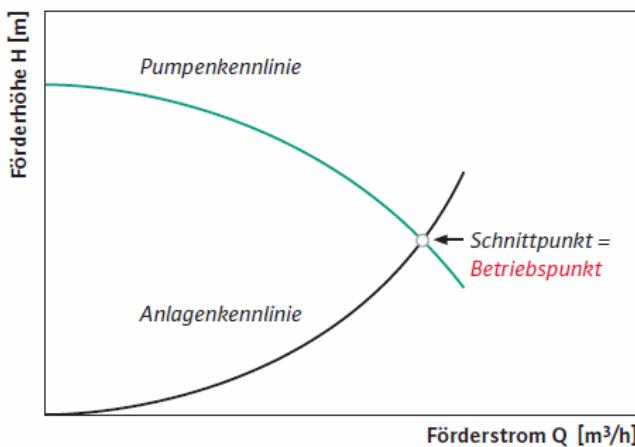


Abbildung 6: Betriebspunktbestimmung (WILO SE 2009)

Der Betriebspunkt ergibt sich aus dem Schnittpunkt von Pumpen- und Rohrleitungskennlinie (Abbildung 6) und gibt die Werte der Förderhöhe und des Förderstromes an, die sich beim Betrieb mit einer Drehzahl n einstellen. (Bohl 1979)

#### 2.1.1.4 Gesamtes Kennlinienblatt (Bohl 1990)

In Abbildung 7 ist das gesamte Kennlinienblatt einer Kreiselpumpe zu sehen. Darin sind die Förderhöhe  $H$ , der Pumpenwirkungsgrad  $\eta$ , der NPSHR-Wert und die Leistung  $P$  für eine spezifische Drehzahl über dem Volumenstrom aufgetragen.

Der NPSH-Wert („*Net Positive Suction Head*“) beschreibt die Netto Energiehöhe im Pumpeneintrittsquerschnitt. Man unterscheidet beim NPSH-Wert zwischen einem anlagenspezifischen Wert NPSHA und einem auf die Pumpe bezogenen Wert NPSHR, der in der Abbildung zu sehen ist. Um die auftretende Kavitation in einem zugelassenen Maß zu halten, muss der NPSHR-Wert kleiner als der NPSHA-Wert sein. Für weitere Informationen wird auf die Quelle Bohl (1990, S. 68 ff) verwiesen.

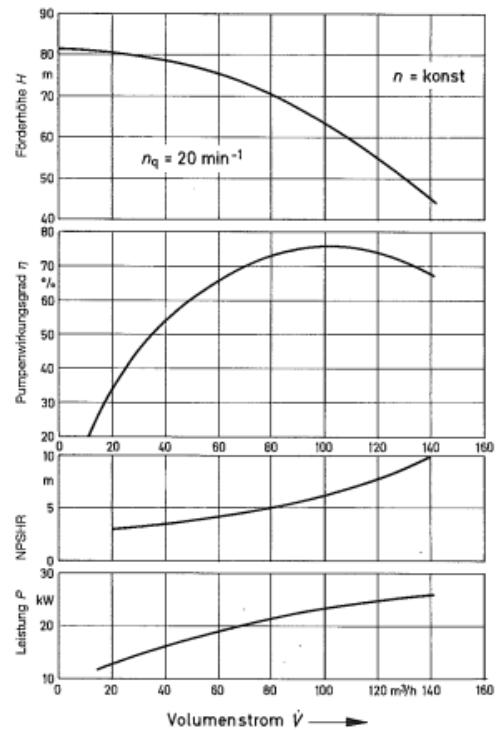


Abbildung 7: Gesamtes Kennfeld einer Kreiselpumpe (Bohl 1990)

In Abbildung 7 sind die Kennlinien einer Pumpe mit Radialrad und einer spezifischen Drehzahl  $n_q$  von 20 U/min abgebildet. Die Kennlinienblätter von Halbaxial- oder Axialrädern, haben sehr unterschiedliche Verläufe der NPSHR-Werte, Drosselkurven und Leistungskurven.

#### 2.1.2 Betriebspunktregelung

In der Praxis verändern sich die Betriebsbedingungen vielfach und der Förderstrom muss entweder an die unbeständigen Bedingungen angepasst werden oder bei schwankenden Drücken auf einem konstanten Wert gehalten werden (Kraume 2012), um Wirkungsgradeinbußen zu entgehen. Das bedeutet, dass entweder bei einer gewissen Förderhöhe der Förderdurchsatz oder bei einem gewissen Förderdurchsatz die Förderhöhe angepasst werden muss (Wesche 2012).

Will man eine Änderung des Betriebspunktes bewirken, müssen folglich entweder die Rohrleitungskennlinie, die Pumpenkennlinie oder beide verändert werden.

Im Folgenden werden verschiedene Regelungsmöglichkeiten und ihre Vor- sowie Nachteile aufgezeigt.

### 2.1.2.1 Drosselregelung

Die Rohrleitungskennlinie kann verändert werden, indem hinter der Pumpe eine Drossel angebracht wird (Abbildung 8). Durch die Querschnittsverengung ergeben sich

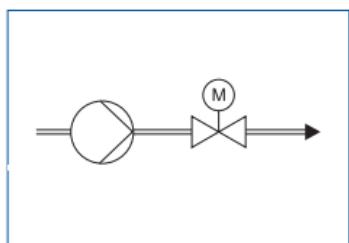


Abbildung 8: Schema der Drosselung (KSB AG 2010)

Strömungsverluste und der Strömungswiderstand steigt. Daraus folgt, dass sich der Durchsatz verkleinert und sich die Anlagenkennlinie und der Betriebspunkt zu geringeren Förderströmen hin verschieben (Abbildung 9). Der zu hohe, nicht geforderte Druck, wird somit abgedrosselt und eine Leistungseinsparung erzielt. (Kraume 2012)

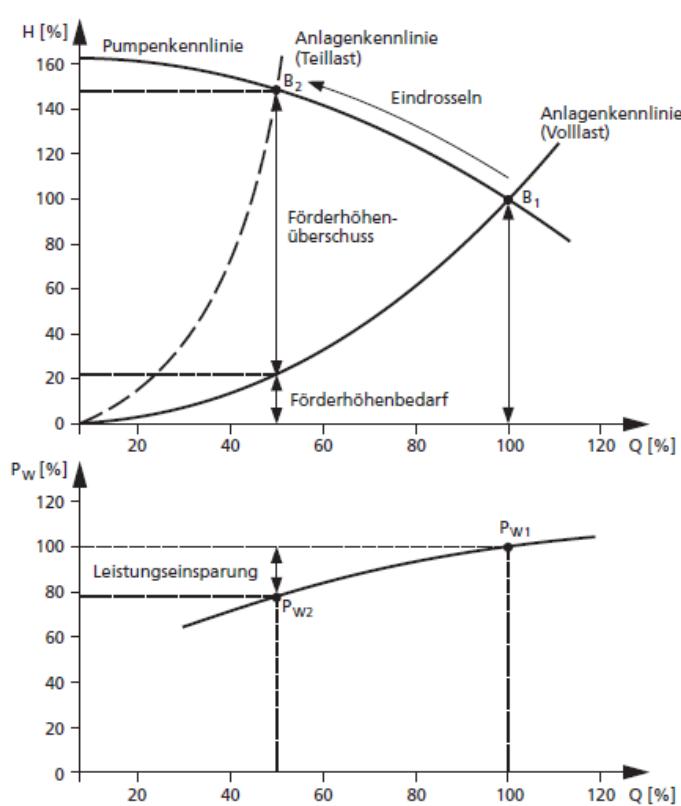


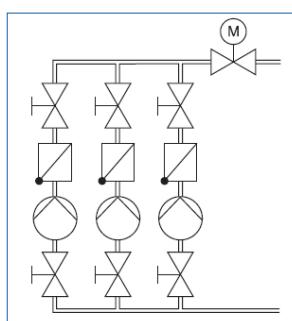
Abbildung 9: Pumpen- und Leistungskennlinie bei Drosselung (KSB AG 2010)

#### Bewertung (KSB AG 2010):

- + Regelungstechnischer Aufwand gering
- + Bei überwiegenderem Volllastbetrieb vorteilhaft
- + Für Anwendungen mit kurzer Betriebsdauer geeignet

- + Vorteilhaft bei flacher Pumpenkennlinie
- Pumpendruck zu hoch, besonders bei steiler Pumpenkennlinie
- Pumpenwirkungsgrad ist in Teillast schlecht
- Leistungseinsparung ist in Teillast gering
- Regelverhalten ist ungünstig bei großen Förderüberschüssen
- Drosselarmatur erforderlich
- Drosselarmaturen werden mechanische beansprucht

### **2.1.2.2 Förderstromanpassung durch Parallelschaltung von Pumpen**



**Abbildung 10: Schema Pumpenparallelschaltung (KSB AG 2010)**

Schaltet man Pumpen wie in Abbildung 10 parallel, so ergibt sich der Gesamtförderstrom aus der Addition der Tealförderströme. Die Tealförderströme aller integrierten Pumpen werden für die Bildung der Parallelarbeits-Kennlinien auf mehreren verschiedenen Druckniveaus (zwischen Null- und Mindestförderhöhe) addiert. Die Parallelkennlinie resultiert aus der Summation der Förderströme bei gleicher Förderhöhe. In der Praxis sollte beachtet werden, dass mit wachsendem Förderstrom die Anlagenwiderstände steigen und daher

der vorliegende Betriebspunkt im Parallelbetrieb auch auf dem höheren Druckniveau liegt. Daraus resultiert, dass der Zuwachs des Förderstroms geringer ausfällt als anfangs erwartet.  
(KSB AG 2010)

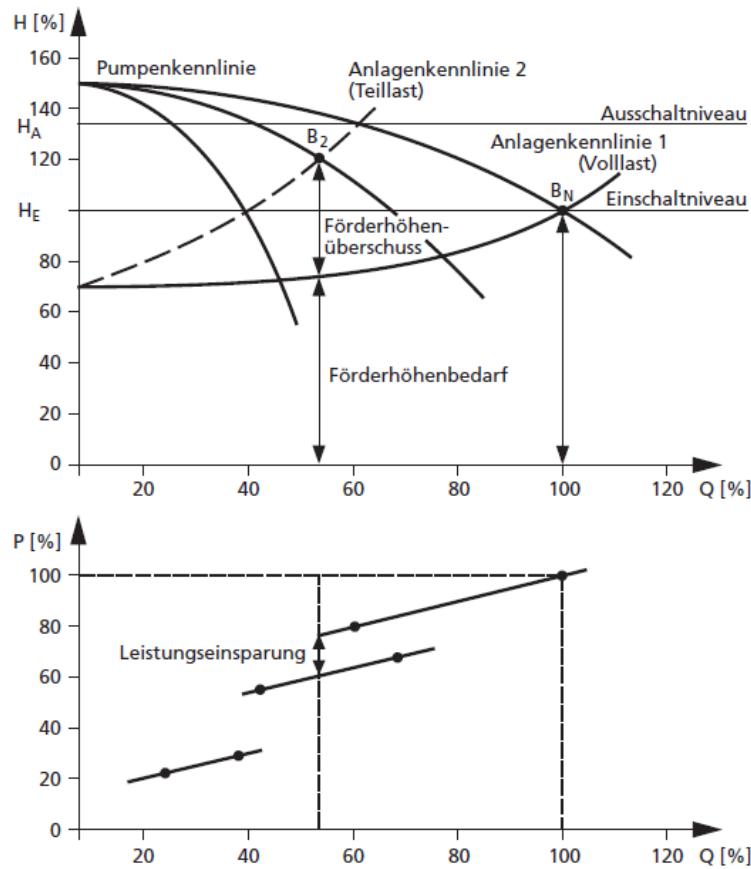


Abbildung 11: Pumpen- und Leistungskennlinie für eine, zwei und drei Pumpen im Parallelbetrieb (KSB AG 2010)

### Bewertung (KSB AG 2010):

- + Bei flacher Rohrleitungskennlinie mit großem statischen Anteil geeignet
- + Teillastanpassung gut
- + Anlagenwirkungsgrad hoch
- + Steuerungstechnischer Aufwand ist gering bei druckabhängiger Pumpenschaltung
- + Betriebssicherheit gewährleistet durch Einsatz mehrerer Pumpen (Redundanz)
- Baulicher Aufwand hoch (Platzbedarf, Armaturen, Rohrleitung und Pumpen)
- Bei unvorteilhafter Auslegung erhöhte Schalthäufigkeit
- Bei flacher Pumpen-/Rohrleitungskennlinie ist die Schaltung der Pumpe förderstromabhängig
- Bei großen Schwankungen des Vordruckes problematisch

### 2.1.2.3 Drehzahlregelung

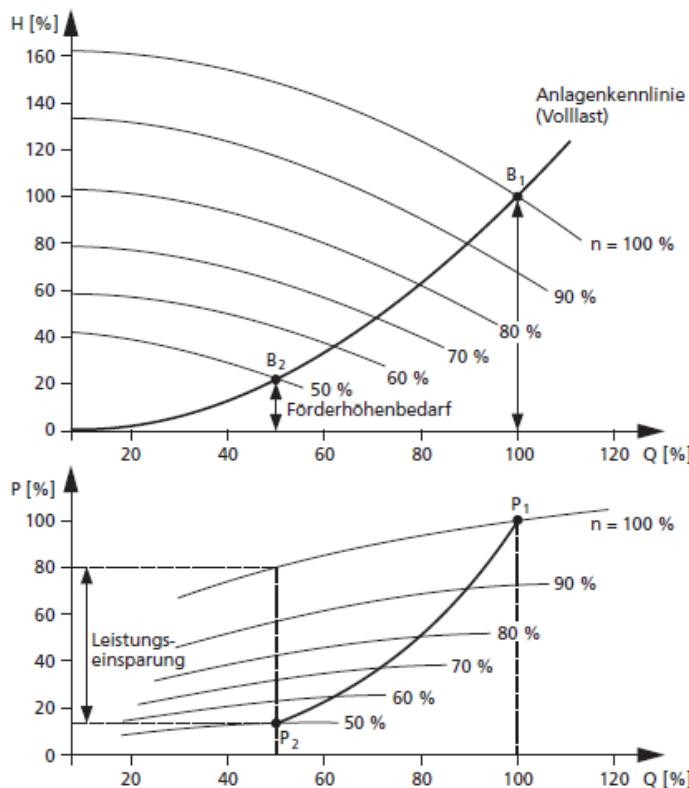


Abbildung 12: Pumpen- und Leistungskennlinie der Drehzahlregelung (KSB AG 2010)

Durch Drehzahländerung der Pumpe bzw. des Antriebes, kann die Pumpenkennlinie verschoben werden (Abbildung 12). Eine Erhöhung der Drehzahl verschiebt den Betriebspunkt bei gleichbleibender Rohrleitungskennlinie zu höheren Förderhöhen und Durchsätzen. (Kraume 2012)

Bei relativ kleinen Drehzahländerungen, kann bereits ein großer Arbeitsbereich abgedeckt werden (KSB AG 2010).

Die Änderung der Drehzahl ist der beste und energieeffizienteste Weg eine Pumpe zu regeln (Kraume 2012).

#### Bewertung (KSB AG 2010):

- + Drucküberschüsse werden vermieden
- + Sanftes Anfahren der Pumpe bei Einsatz eines Frequenzumrichters
- + Verschleißminderung mechanischer Bauteile
- + Verringerung hydraulischer Rückwirkungen
- + Leistungseinsparung
- + Reduzierte Anlaufströme bewirken geringere Netzbelastung
- + Verminderung der Lebenszykluskosten
- Größerer Regelungstechnischer Aufwand
- Anlagenkennlinie darf nur eine sehr geringe statische Höhe aufweisen

## 2.1.2.4 Förderstromanpassung durch Parallelschaltung in Kombination mit Drehzahlregelung

Die Förderstromaufteilung auf mehrere geregelte Pumpen (Abbildung 13) wird immer bei sich stark änderndem Verbrauch in Kombination mit den nachstehenden Anforderungen angewendet (KSB AG 2010):

- Reduzierung der Leistungsaufnahmen
- Verringerung der Anlagenkosten
- Einhalten des Mindestförderstroms der Pumpe

Durch den Parallelbetrieb der Pumpen erfolgt eine erste grobe Angleichung der Pumpenleistung an den Bedarf. Mittels stufenloser Drehzahlregelung einer oder mehrerer Pumpen wird die Feinanpassung erreicht.

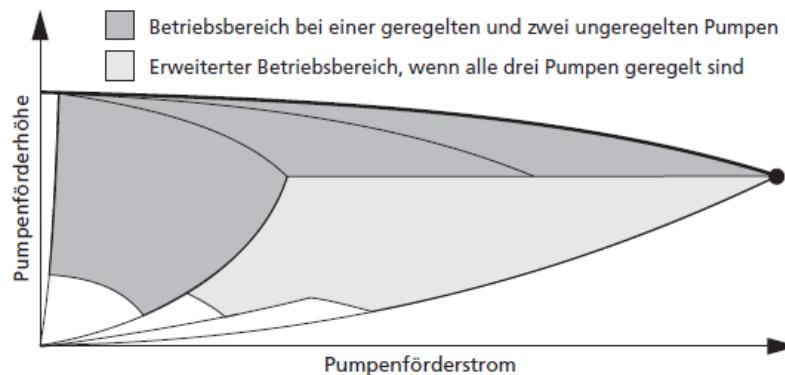


Abbildung 13: Erweiterter Betriebsbereich durch Kombination von Parallelschaltung (KSB AG 2010)

**Bewertung einer geregelten Pumpe (Abbildung 14) (KSB AG 2010):**

- + Großer Regelbereich bezüglich Förderstromanpassung
- + Hohe Regelgüte
- + Verminderte Schalthäufigkeit
- + Verminderte mechanische Belastung
- + Verminderte hydraulische Rückwirkung
- + Geringe Antriebs-Energiekosten
- + Tausch der geregelten Pumpe realisierbar
- Beschränkter Arbeitsbereich im Regelbetrieb
- Beschränkter Einsatz bei Vordruckschwankungen
- Mittelhohe Investitionskosten

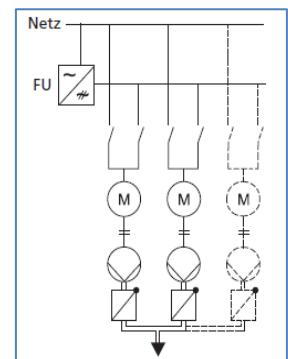


Abbildung 14: Eine geregelte Pumpe (KSB AG 2010)

## Bewertung mehrerer geregelter Pumpen (Abbildung 15) (KSB AG 2010):

- + Erweiterter Regelbereich bezüglich Förderhöhen und Förderstromanpassung
- + Einsetzbar bei hohen Vordruckschwankungen
- + bestmögliche Vordruckausnutzung, daher geringer Energieverbrauch
- + Große Veränderung des Sollwertbereiches
- + Höchste Regelgüte
- + Stark verminderte Schalthäufigkeit
- + Stark verminderte mechanische Belastung
- + Stark verminderte hydraulische Rückwirkung
- + Geringe Antriebsenergiekosten
- Hohe Investitionskosten

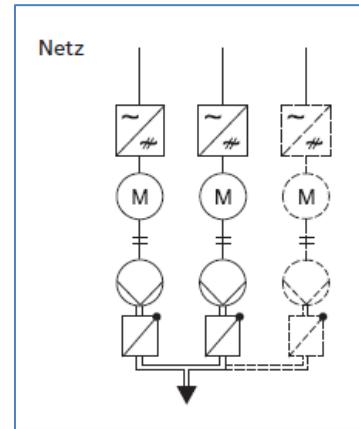


Abbildung 15: Mehrere geregelte Pumpen (KSB AG 2010)

### 2.1.2.5 Weitere Regelungsmöglichkeiten

Weitere Regelungsmöglichkeiten bieten die Bypass-Regelung, bei deren Anwendung der Durchsatz angepasst wird, die Vordrallregelung, bei der die Anströmung des Laufrades verändert wird sowie die Leit- und die Laufschaufelverstellung.

Da diese Regelungsmöglichkeiten für das Folgende nicht mehr relevant sind, wird hier nicht näher darauf eingegangen.

### 2.1.2.6 Wahl der Regelungsart

Abhängig vom Anwendungsfall (Kurz- oder Dauerbetrieb, Maschinengröße) und von den Energiekosten, kann entschieden werden, welche Regelungsart verwendet wird. Vor allem bei Dauerbetrieb zahlen sich teure aber energieeffiziente Regelungssysteme aus. (Kraume 2012)

Die Drehzahlregelung hat, wie in diesem Abschnitt gezeigt wurde, ein besonders großes Potential Leistungseinsparungen zu bewirken. Im Kapitel 2.2.6 werden Beispiele von Pumpensystemen aufgezeigt, bei denen eine Drehzahlvariabilität Sinn machen würde. Zuvor werden jedoch im folgenden Abschnitt die relevanten technischen Grundlagen von Antriebsmotoren erläutert.

## 2.2 Grundlagen Dreiphasen Antriebsmotoren (Sulzer Pumpen 1997)

Die Antriebsmaschine ist beim Pumpenantrieb das zentrale Element des Systems. Als Antriebsmaschinen werden in weiterer Folge Elektromotoren herangezogen.

Die Konstruktion von elektrischen Maschinen und die physikalischen Gesetze der Induktionserscheinungen werden in diesem Abschnitt als bekannt vorausgesetzt. Daher wird im Folgenden nur auf die Eigenschaften von elektrischen Motoren im Zusammenwirken mit Kreiselpumpen eingegangen.

Ein bekanntes Problem von Arbeitsmaschinen, wie Pumpen, ist das Anlaufen unter hoher Last, da elektrische Maschinen (Drehstrommaschinen wie z.B. Synchronmotoren und Asynchronmotoren) meist ein geringeres Anfahrmoment als ihr Auslegungsdrehmoment haben. Im Folgenden werden die Anlauf-Kennlinien und bewährte Anlaufmethoden von Dreiphasen-Motoren beleuchtet.

### 2.2.1 Anlaufkennlinien von Dreiphasen Asynchronmotoren mit Käfigläufer

Der Asynchronmotor mit Käfigläufer kann aufgrund seiner robusten Bauweise als Allzweckantriebsmaschine bezeichnet werden. Er wird in allen Industriesparten eingesetzt, da er für die meisten Arbeitsmaschinen als Antrieb geeignet ist.

Das Drehmoment des Käfigläufers verfährt während des Hochlaufens entlang einer Kennlinie, die durch folgende Punkte gekennzeichnet ist:

- Das Anzugsmoment im Stillstand  $T_A$
- Das Kippmoment als höchster Wert beim Anlaufen  $T_K$
- Das Sattelmoment als tiefster Wert beim Anlaufen, wenn  $T_S < T_A$

In Abbildung 16 sind typische Kennlinienverläufe für Käfigläufermotoren zu sehen. In Abhängigkeit von der Polzahl und der Motorgröße, befinden sich die Anlaufkennlinien im schraffierten Bereich. Der Gegenmomentverlauf stellt den Momentenverlauf der Pumpe dar. Bei ungefähr 80% der Hochlaufdrehzahl kann das Motordrehmoment auf das Drehmoment der Pumpe abfallen. Das Beschleunigungsmoment ist an diesem Punkt Null.

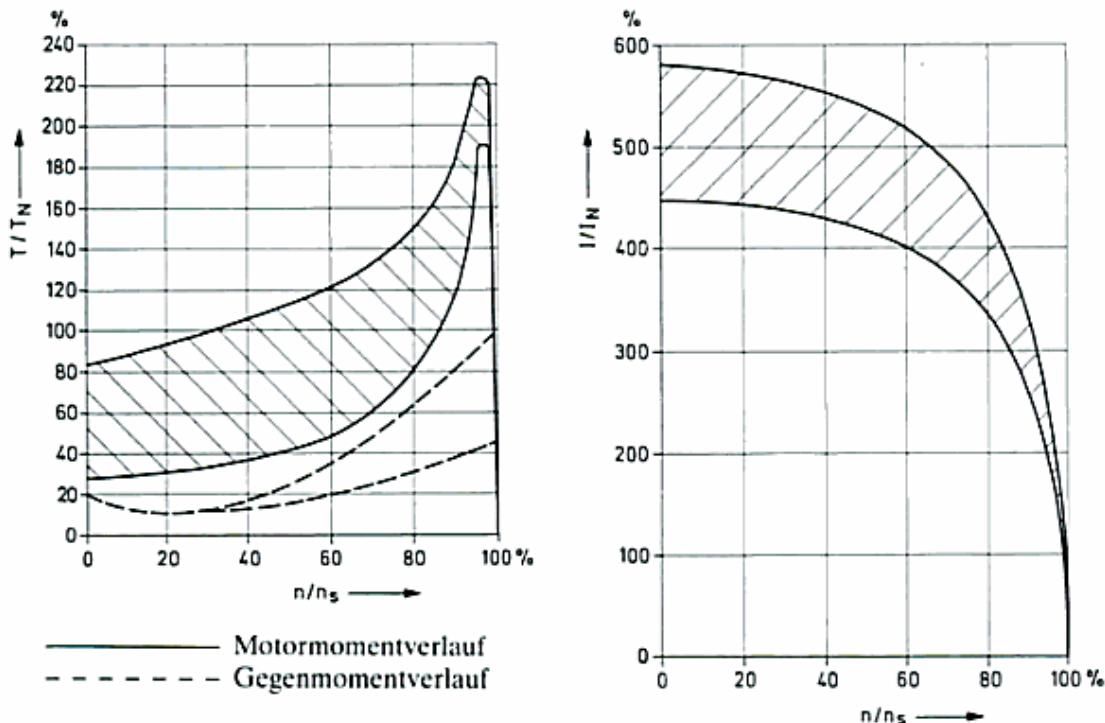


Abbildung 16: Charakteristische Drehmoment- und Anlaufstromverläufe für Dreiphasen Käfigläufermotoren  
(Sulzer Pumpen 1997)

Der Dreiphasen Käfigläufermotor nimmt dabei einen Anlaufstrom bei voller Netzspannung auf, der je nach Polzahl und Leistung vier bis sechsfach so groß wie der Nennstrom ist. Anschließend verringert sich der Strom entsprechend der Belastung wieder. Der Einschaltstrom kann durch spezielle Anlassverfahren vermindert werden.

## 2.2.2 Anlaufkennlinien von Dreiphasen Schleifringläufermotoren

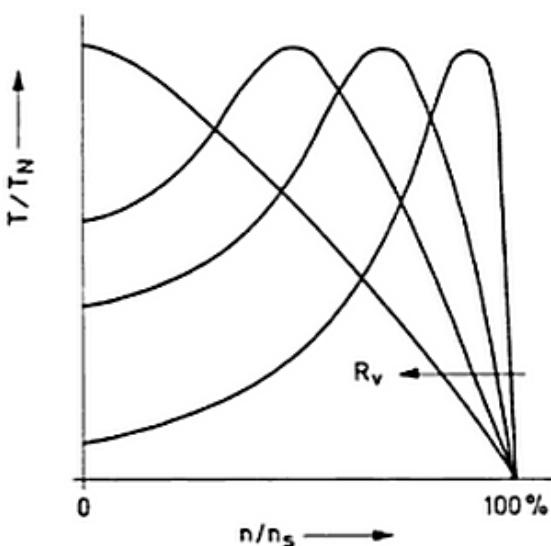


Abbildung 17: Anlaufkennlinien eines Dreiphasen Schleifringläufermotors (Sulzer Pumpen 1997)

Der Dreiphasen Schleifringläufermotor fordert im Betrieb und beim Erwerb einen größeren Aufwand (Wartung von Bürsten und Schleifringen) als der Käfigläufermotor. Er wird daher meistens nur eingesetzt, wenn der Käfigläufermotor die gegebenen Anforderungen nicht mehr erfüllen kann. Seine Vorteile liegen im kleinen Anlaufstrom, einem hohem Anzugsmoment und leichter Änderung der Drehzahl. Der Motor erlaubt darüber hinaus eine große Einschalthäufigkeit.

Die zusätzlichen Widerstände  $R_v$  im Rotorstromkreis des Schleifringläufermotors sind der Grund für die Vergrößerung des Anlaufdrehmomentes, die Erhöhung des Kippschlupfes und die Verringerung des Anlaufstromes. Die Widerstände werden normalerweise so gewählt, dass bei Drehzahl Null mit Nennmoment und etwa Nennstrom hochgefahren werden kann. Im extremen Fall ergibt sich bei Drehzahl Null das Kippmoment (Abbildung 17).

### 2.2.3 Anlaufkennlinien von Dreiphasen Synchronmotoren

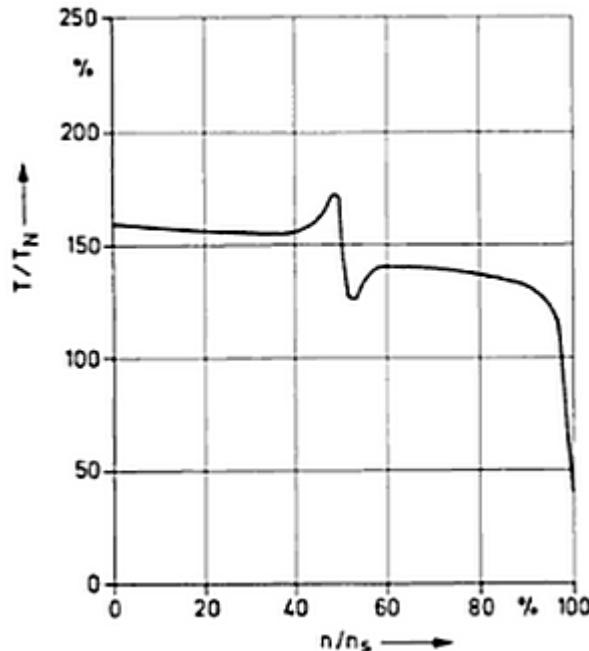


Abbildung 18: Typischer Drehmomentenverlauf von Dreiphasen Synchronmotoren mit massiven Polschuhen  
(Sulzer Pumpen 1997)

Der Synchronmotor wird für Antriebe mittlerer und hoher Leistung im Dauerbetrieb und bei fester Drehzahl eingesetzt.

Das Hochlaufen von Synchronmotoren erfolgt meist asynchron. Der Drehzahl/Drehmomenten-Kennlinienverlauf ist von der Ausführung der Dämpferwicklung und den Polschuhen abhängig. In Abbildung 18 ist ein typischer Verlauf des Hochfahrdrehmomentes zu sehen, das über den gesamten Drehzahlbereich beinahe konstant ist. Ähnlich wie bei den Asynchronmaschinen, tritt beim direkten Einschalten ein erhöhter

Strom auf. Falls es das Pumpen-Anlaufdrehmoment gestattet, kann der erhöhte Einschaltstrom durch spezielle Anlassverfahren herabgesetzt werden. Wird die Gleichstrom-Erregung eingeschaltet, geht die Drehzahl auf eine synchrone über.

### 2.2.4 Bewährte Anlaufverfahren (Randermann 2010)

Eine Charakteristik des Drehstrommotors ist die Problematik des Einschaltvorganges, der speziell bei großen Lasten zu hoher Strombelastung und im schlimmsten Fall zu Netzeinbrüchen führt.

Laut den technischen Anschlussbedingungen (TAB) ist der Anlaufstrom im öffentlichen Netz wie folgt beschränkt (Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft 2007):

*„Durch den Anlauf von Motoren dürfen keine störenden Spannungsänderungen im Netz verursacht werden. Folgende Scheinleistungs-Grenzwerte dürfen bei gelegentlich (zweimal täglich) anlaufenden Motoren nicht überschritten werden:*

- Wechselstrommotoren mit einer Scheinleistung von nicht mehr als 1,7 kVA oder
- Drehstrommotoren mit einer Scheinleistung von nicht mehr als 5,2 kVA oder
- bei höheren Scheinleistungen Motoren mit einem Anlaufstrom von nicht mehr als 60A“

Aus diesem Grund werden je nach Anwendungsfall verschiedene Anlassmethoden verwendet um einerseits Stromspitzen und andererseits die daraus resultierenden Spannungsänderungen im Netz zu vermeiden.

Bei geringen Lasten ist das direkte Anlassen des Motors die einfachste und kostengünstigste Variante. Jedoch wird durch häufiges direktes Anlaufen die Lebensdauer der Motorwicklungen (thermische Belastung, elektrodynamische Kräfte) vermindert.

Eine weitere Anlass-Variante des Motors gelingt durch die sogenannte Stern-Dreieck Schaltung, die eine Umschaltung der Motorwicklungen bewirkt.

Die Motorwicklungen sind im Betrieb im Dreieck geschaltet und die Spannung der Wicklungen ( $U_w$ ) ist dabei identisch mit der Phasenspannung des Netzes ( $U_{LN}$ ). Bei Umschaltung auf Sternschaltung verringert sich die Netzspannung ( $U_{LN}$ ) an den Motorwicklungen um  $1/\sqrt{3} \sim 0,58$  (z.B.:  $400V * 1/\sqrt{3} = 230V$ ). Dabei werden das Drehmoment und der Anlassstrom auf ungefähr ein Drittel der Dreieckschaltungs-Werte vermindert.

Wird die Schaltung von Stern auf Dreieck umgeschaltet wird der Strom Null und die Motordrehzahl verringert sich je nach Belastung. Danach bewirkt das Umschalten einen schlagartigen Stromanstieg, da nun die gesamte Netzspannung an den Wicklungen des Motors anliegt. Dies kann bei schwachen Netzen Spannungseinbrüche bewirken. Auch das Motormoment steigt beim Umschalten von Stern auf Dreieck sprunghaft und bewirkt dabei eine hohe mechanische Belastung auf den gesamten Antrieb. Ein mechanischer Schieber wird bei Pumpen meist zur Dämpfung eingesetzt, um einen „Wasserschlag“ zu vermeiden.

Der Betrieb mittels Frequenzumrichter ist für ein kontinuierliches und stufenloses Anlassen eines Motors die geeignete Methode. Erhöhte Stromspitzen und stoßartige mechanische Belastungen der Anlage werden durch die einstellbare Begrenzung des Stromes verhindert.

Abgesehen vom kontinuierlichen Einschaltvorgang gewährleistet der Frequenzumrichter zusätzlich eine stufenlose Drehzahl- (und Frequenz-) Steuerung des Antriebsmotors. Motoren

die direkt an das Versorgungsnetz angeschlossen sind, haben nur einen idealen Betriebspunkt. Frequenzgeregelte Motoren können im ganzen Stellbereich (z.B. von 4V und 0,5 Hz bis 400V und 50 Hz) betrieben werden. Das konstante Spannungs/Frequenz- ( $U/f$ ) Verhältnis sichert unabhängige Arbeitspunkte mit hohem Wirkungsgrad (siehe Kapitel *Drehzahlregelung*, Seite 13).

In Tabelle 2 ist ein Überblick der hier besprochenen Anlass-Verfahren zu sehen. Die Spannungs-, Strom-, und Drehmomentenverläufe sowie die wichtigsten Charakteristiken der Methoden sind aufgelistet.

	Direkter Motorstart	Stern-Dreieck Start	Frequenzumrichter
<b>Blockschaltbild</b>			
<b>Spannungsverlauf</b>			
<b>Netzbelastung beim Anlauf</b>	hoch	mittel	gering
<b>Stromverlauf</b>			
<b>Relativer Anlaufstrom</b>	$4 \dots 8 \times I_e$ (Motorabhängig)	$1,3 \dots 3 \times I_e (\sim 1/3$ gegenüber dem Direktstart)	$\leq 1 \dots 2 \times I_e$ (einstellbar)

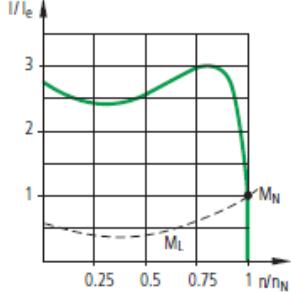
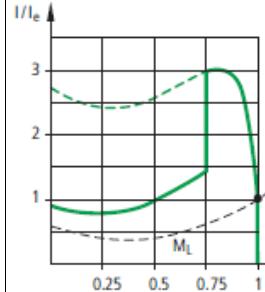
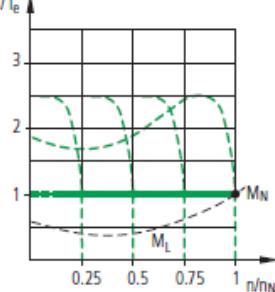
Drehmoment-verlauf			
Relatives Anlauf-moment	1,5 ... 3x $M_N$ (Motorabhängig)	0,5 ... 1x $M_N$ ( $\sim 1/3$ gegenüber dem Direktstart)	0,1 ... 2x $M_N$ ( $M \sim U/f$ , einstellbares Drehmoment)
Merkmale	Starke Beschleunigung bei hohem Anlaufstrom, hohe mechanische Belastung	Anlauf mit reduziertem Strom; Strom- und Momentenspitze beim Umschalten	hohes Moment bei geringem Strom, Anlaufcharakteristik einstellbar
Anwendungsbereich	Antriebe an starken Netzen, die hohe Anlaufströme (Moment) zulassen	Antriebe, die erst nach dem Hochlauf belastet werden	Antriebe, die einen geführten Sanftanlauf und eine stufenlose Drehzahlverstellung benötigen

Tabelle 2: Überblick über gängige Anlassverfahren (Randermann 2010)

Weitere Anfahrstrategien von Motoren sind das Einschalten über Anlasstrafos oder über Sanftanlasser. Beim Einschalten mittels Anlasstrafos, wird der Trafo während des Anfahrens mit dem Drehstrom-Motor in Reihe geschaltet. Dabei wird die Spannung in mehreren Stufen auf die Bemessungsspannung hochgeregelt. Der Sanftanlasser ist ein Gerät, das die Spannung in einem vorgegebenen Zeitraum gemächlich erhöht und somit einen sanften Motorstart ermöglicht. (Grundfos Management A/S 2004)

## 2.2.5 Netzfrequenzen und Betriebsspannungen

Die Netzfrequenz ist abhängig vom lokalen Versorgungsnetz und beträgt in Europa 50 Hz und in den meisten Teilen Nordamerikas 60 Hz. Es ist also darauf zu achten, wo das Pumpsystem eingesetzt wird und im Zweifelsfall ist eine Abklärung der vorhandenen Netzfrequenz immer notwendig.

Abhängig von der Frequenz sind Standard-Dreiphasenmotoren typischerweise für nachfolgende Betriebsspannungen ausgelegt:

Frequenz	Betriebsspannung U in V								
50 Hz	230	400	500	690					
60 Hz		440							

Betriebsspannung für Dreiphasen-Niederspannungsmotoren

Frequenz	Betriebsspannung U in kV									
50 Hz	3	3,3	5	5,5	6	6,6	10	11		
60 Hz	2,3		4,16			6,6		11	13,2	13,8

Betriebsspannung für Dreiphasen-Mittelspannungsmotoren

Abbildung 19: Betriebsspannungen und Netzfrequenzen (Sulzer Pumpen 1997)

## 2.2.6 Dimensionierung des Motors

In Abhängigkeit von der Drehzahl, dem Leistungsbedarf sowie den Antriebsverhältnissen der Kreiselpumpe wird der Motor ausgewählt und anschließend für die zur Verfügung stehende Spannung und Frequenz des Netzes dimensioniert. Darüber hinaus sind für die ordnungsgemäße Dimensionierung noch, vereinfacht ausgedrückt, nachfolgende Angaben bedeutend:

- Motoranforderungen der Kreiselpumpe (Typ der Kreiselpumpe, Drehmomentenverlauf, Regelbedingungen, Betriebsart, Leistung, Drehzahl, Drehrichtung, Drehzahl-Stellbereich, Anlauf mit oder ohne Last, Verlauf des Lastmomentes, Verlauf des Bremsmomentes, Aufbau, Befestigung etc.)
- Umgebungsbedingungen (Aufstellungshöhen, Umgebungstemperatur, Temperatur des Kühlmittels, Schutzart, Erschütterungen, Explosive Gasgemische, Aufstellung im Freien, etc.)
- Netzanschluss (Spannung, Schwankungen, Frequenz, zulässige Betriebswerte: Leistungsfaktor, Anlassstrom)
- Besondere Vorschriften (Landesvorschriften, klimatische Bedingungen, Sondervorschriften)

Für die Antriebsmotoren, die in Kapitel 8 und 10 für die Vordimensionierung und Wirtschaftlichkeitsanalyse herangezogen werden, können nur die wichtigsten typischen Anforderungen an einen Motor berücksichtigt werden. Die Beachtung aller zuvor genannten Kriterien würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Es sei hier nur festgehalten, dass prinzipiell, für die ordnungsgemäße Dimensionierung eines Motors, die zuvor erläuterten Anforderungen einbezogen werden müssen.

### 3 Bedarfsanalyse der Drehzahlvariabilität von Pumpantrieben

Im Kapitel 2.1.2.3 wurde gezeigt, dass die Drehzahlregelung von Pumpen zu großen Leistungseinsparungen führen kann, wenn diese im Teillastbereich betrieben werden.

Im Folgenden wird anhand konkreter Beispiel der Andritz AG eine Bedarfsanalyse der Drehzahlvariabilität für Standardpumpen, (Standard-) Pumpen als Turbinen und Großpumpen durchgeführt.

Anhand verschiedener Pumpenkennfelder mit gekennzeichneten Fahrbereichen wird gezeigt, mit welcher Drehzahlvariabilität die verschiedenen Pumpen betrieben werden müssen. Wie groß der Drehzahlbereich eines Systems ist, hat maßgeblichen Einfluss auf das Wirtschaftlichkeitsergebnis der in weiterer Folge zu untersuchenden drehzahlvariablen Antriebssysteme.

#### 3.1 Standardpumpen

##### 3.1.1 Beispiel Standardpumpe

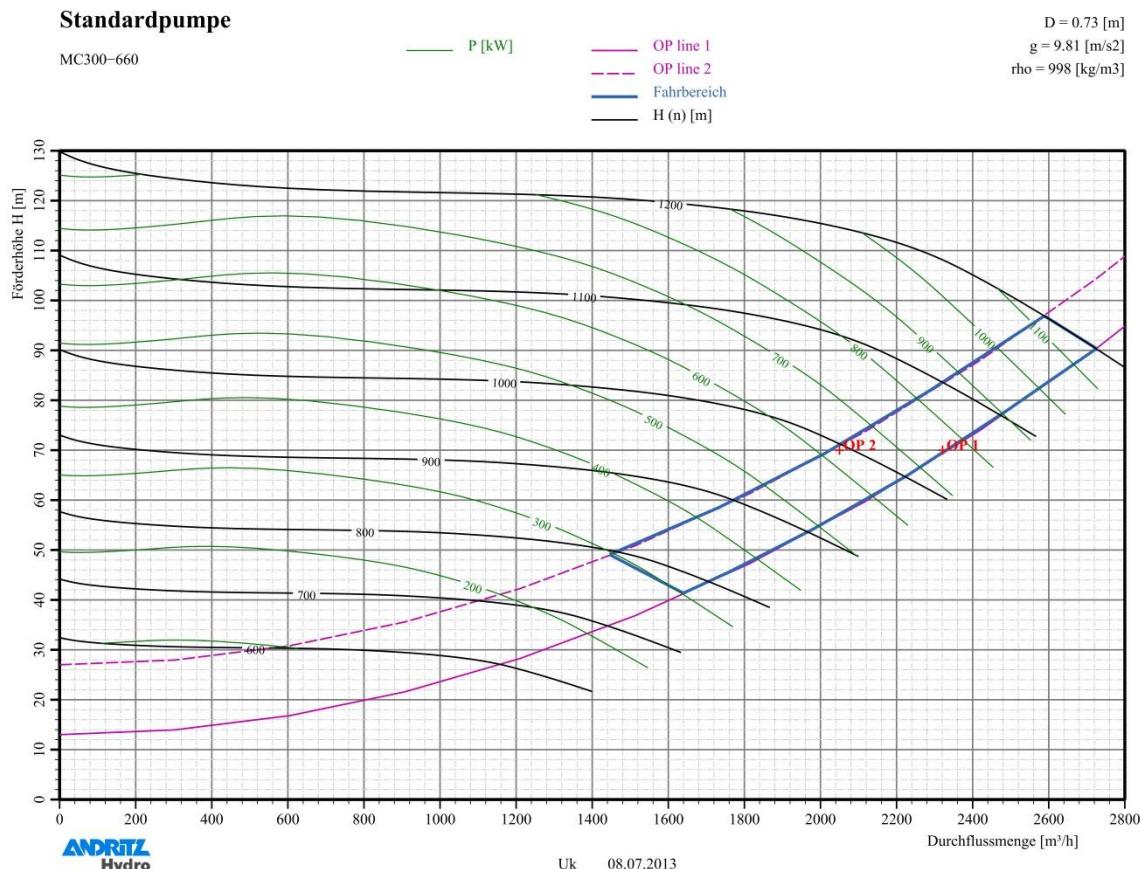


Abbildung 20: Beispiel Standardpumpe (Andritz AG 2013)

In Abbildung 20 ist das Kennfeld einer Standardpumpe der Andritz AG zu sehen. Die blaue Linie kennzeichnet den Fahrbereich der Pumpe. Die Pumpe soll eine Durchflussmenge zwischen 1.440 m<sup>3</sup>/h und 2.720 m<sup>3</sup>/h fördern. Die zu erzielende Förderhöhe liegt zwischen 42 m und 97 m. Um diese Anforderungen bei hohem Wirkungsgrad zu erfüllen, soll die Pumpe in einem Bereich zwischen 780 U/min bei einer Leistung von 300 kW und 1200 U/min bei einer maximalen Leistung von 1.150 kW betrieben werden. Bei einer Nenndrehzahl von 990 U/min führt dies zu einem Drehzahlbereich von  $\pm 21,21\%$ .

### 3.1.2 Beispiel Mur-Wärmekraftwerk

Ein weiteres Beispiel für die Notwendigkeit von Verbrauchsregelung ist ein Wärmekraftwerk an der Mur, das mit Flusswasser gekühlt wird. Die Wassertemperatur der Mur wurde, wie in Tabelle 3 zu sehen, monatlich angenähert. Österreichische Limits sind eine maximale Rücklauftemperatur des Wassers von 30°C in den Fluss und dass der Wasserrückfluss maximal eine Flusstemperaturerhöhung von 3°C bewirkt. Diese Parameter ergeben in Abhängigkeit von der monatlichen Flusstemperatur unterschiedliche Temperaturdifferenzen  $\Delta T$ . Da der übertragene Wärmestrom  $V$  aber monatlich konstant bleiben soll, ergibt sich als logische Schlussfolgerung der Formel

$$V = Q * c_p * \Delta T \quad (7)$$

mit  $c_p$  als die spezifische Wärmekapazität, dass sich der Förderstrom  $Q$  ändern muss.

Monat	Vorlauf	Rücklauf	$\Delta T$	$\Delta T_{min}$	$Q_{tot}$	$n_{PUtot}$	$n_{PUop}$	$V_{PU}$
	aus Hydrographie der Mur	Limit aus WR Bescheid			bei konstanter Last des KW			
	°C	°C	°C	°C	%			%
1	1,5	30	28,5	12,8	45	4	2	....
2	5	30	25	12,8	51	4	2	....
3	7,3	30	22,7	12,8	56	4	3	....
4	8,8	30	21,2	12,8	60	4	3	....
5	12,5	30	17,5	12,8	73	4	3	....
6	16,2	30	13,8	12,8	93	4	4	....
7	17,2	30	12,8	12,8	100	4	4	....
8	15,4	30	14,6	12,8	88	4	4	....
9	12,9	30	17,1	12,8	75	4	3	....
10	9,2	30	20,8	12,8	62	4	3	....
11	7	30	23	12,8	56	4	3	....
12	3,7	30	26,3	12,8	49	4	2	....

Tabelle 3: Monatlicher Kühlwasserbedarf Murkraftwerk (Andritz AG 1996)

In Tabelle 3 ist die monatliche prozentuelle Förderstromänderung ( $Q_{\text{tot}}$ ) zu sehen, die im Jänner nur 45% des maximalen Förderstroms im Juli beträgt. Nach dem Affinitätsgesetz aus Formel (2) gilt, dass das Drehzahlverhältnis gleich dem Förderstromverhältnis  $\left(\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}\right)$  zweier Kennlinienpunkte ist. Dies bedeutet, dass eine Drehzahländerung von ungefähr  $\pm 27,5\%$  gefordert wird, wenn nur eine Pumpe betrieben werden würde und deren Nennpunkt bei 72,5% der maximalen benötigten Durchflussmenge liegen würde. Im speziellen Fall des Murkraftwerks, werden zur Durchflussanpassung des Kühlwassers zwei bis vier Pumpen eingesetzt. Zur Optimierung des Systems müsste untersucht werden, ob es nicht von Vorteil wäre, zum Beispiel zwei konstante und zwei drehzahlvariable Pumpen einzusetzen.

Im Vergleich zu anderen Flüssen ist die Temperaturspannweite der Mur von 16,3°C (Jänner 1,5°C und Juli 17,2°C) und die sich daraus ergebende Durchflussänderung sehr hoch.

Pumpen werden nicht nur in Flüssen, sondern auch zum Beispiel zur Wasserentsalzung im Meer benötigt. In den mittleren Breiten beträgt die jährliche Schwankung im Atlantischen Ozean durchschnittlich 5°C (Autorenkollektiv 1888). Dies ergibt natürlich eine viel geringere Verbrauchsabweichung und würde eine Regelung in kleineren Bereichen bedeuten.

## 3.2 (Standard-) Pumpe als Turbine

### 3.2.1 Allgemein (Baumgarten and Guder 2011)

Der Rücklauf von Strömungsvorgängen ist nicht nur in der Theorie denkbar, sondern findet in der Praxis Anwendung. Die Strömungsumkehr hat speziell für hydraulische Strömungsmaschinen besondere Bedeutung. In modernen Pumpspeicherwerkwerken werden zum Beispiel reversible Maschinen, die im Pump- und auch im Turbinenbetrieb verwendet werden, eingesetzt. Ein weiteres Beispiel sind rückwärtslaufende Serienpumpen die für Wasserversorgungssysteme oder zur Energierückgewinnung in chemischen Prozessen eingesetzt werden. (Wesche 2012)

Wenn das Fördermedium gegen die Pumprichtung strömt, kehrt sich die Richtung, in die das Laufrad dreht, um. Das Losbrechmoment von Welle und Laufrad wird überwunden, wenn die Druckenergie am Druckstutzen groß genug ist. Mit dem resultierenden Drehmoment, das die Pumpe an der Welle abgibt, kann ein Generator angetrieben werden. Die Pumpe befindet sich in diesem Fall im „3. Quadranten“ ihres Kennfeldes und unterscheidet sich von

konventionellen Francis- oder Kaplanturbinen nur noch dadurch, dass ihre Wirkungsgrade ein wenig geringer sind.

Die Kennlinien für den Turbinen- und den Pumpenbetrieb sind in Abbildung 21 zu sehen.

Die „Leerlaufkennlinie“ wird durch die Kurve „ $M = 0$ “ dargestellt. Die Pumpe als Turbine („PAT“) dreht ohne Bremsung frei durch und gibt somit an der Welle kein Moment ab. Die sogenannte Festbrems- oder Widerstandskennlinie wird durch die Kurve „ $n = 0$ “ dargestellt. Die Maschine wird ohne Drehung der Welle zwangs durchströmt. Der ordentliche Turbinenbetrieb findet zwischen der Leerlauf- und der Widerstandskennlinie statt.

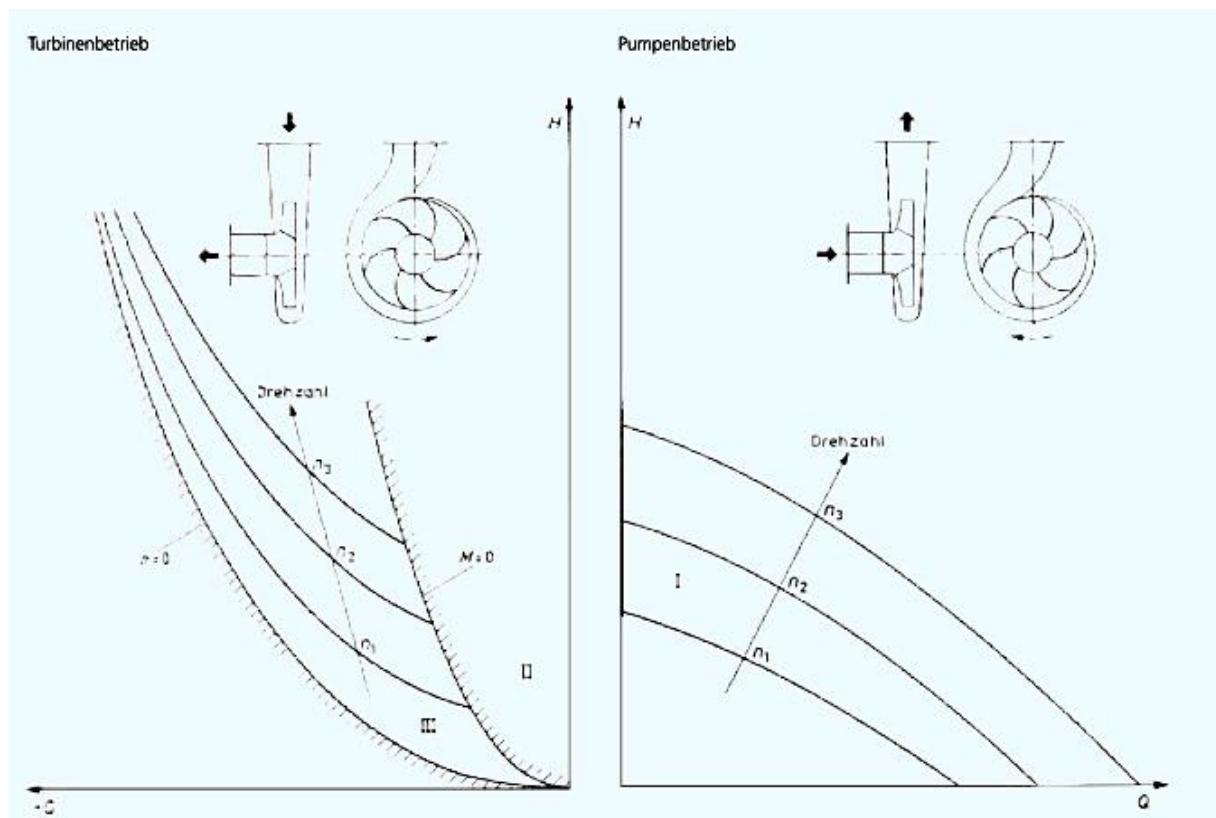


Abbildung 21: Kennlinien Turbinenbetrieb / Pumpenbetrieb (Baumgarten and Guder 2011)

Es kann auf zwei verschiedene Weisen zur Strömungsumkehr einer Pumpe kommen. Einerseits kann es durch den Schadensfall einer Pumpe und durch Fehlen eines Rückschlagventils oder einer Rücklaufsperrre zur unbeabsichtigten Strömungsumkehr kommen. Diese Situation sollte unbedingt vermieden werden, da es zu weiteren Schäden führen könnte. Andererseits werden in bestimmten Anwendungen Pumpen absichtlich als Turbinen verwendet. Dies hat meistens Kostengründe, da rückwärtslaufende Kreiselpumpen um einiges kostengünstiger im Anschaffungspreis als Wasserturbinen sind und sich die

höheren Kosten der „echten“ Turbine in einigen Anwendungsfällen nicht amortisieren würden. Der schlechtere Wirkungsgrad der rücklaufenden Pumpen wird in Kauf genommen.

### 3.2.2 Drehzahlregelung

Die häufigste Anwendung der Pumpe als Turbine ist die Kopplung mit einem Generator. Die elektrische Netzfrequenz gibt die Drehzahl vor. Wird eine Frequenz von 50 Hz gewünscht, muss bei Verwendung eines vierpoligen Drehstrom-Generators die Drehzahl genau 1.500 U/min betragen. Regelt man das System, so kann ein größerer Spielraum erreicht werden. (Baumgarten and Guder 2011)

Turbinen werden meistens mit verstellbaren Leitapparaten geregelt. Gerade für den klassischen Einsatz von Wasserturbinen mit relativ gleichbleibender Fallhöhe und starken Durchflussschwankungen, kann mit dieser Regelung in einem weiten Bereich ein guter Wirkungsgrad erzielt werden. Eine Laufschaufelverstellung mit variablen Schaufelaußendurchmessern und/oder variablen Schaufelwinkeln wäre für Pumpen eine annähernd wirksame Regelung. Sie wird jedoch aus konstruktiven Gründen nicht angewendet, da man durch Drehzahlregelung ungefähr denselben Effekt erzielen kann. Es sind jedoch nur limitierte Vorteile zu erwarten. (Wesche 2012)

In Abbildung 21 ist zu erkennen, dass die Kennlinien mit unterschiedlichen Drehzahlen im Turbinenbetrieb nicht über den gesamten Bereich den annähernd gleichen Abstand wie im Pumpenbetrieb zueinander haben. Mit steigender Fallhöhe, liegen die Kennlinien immer enger beieinander.

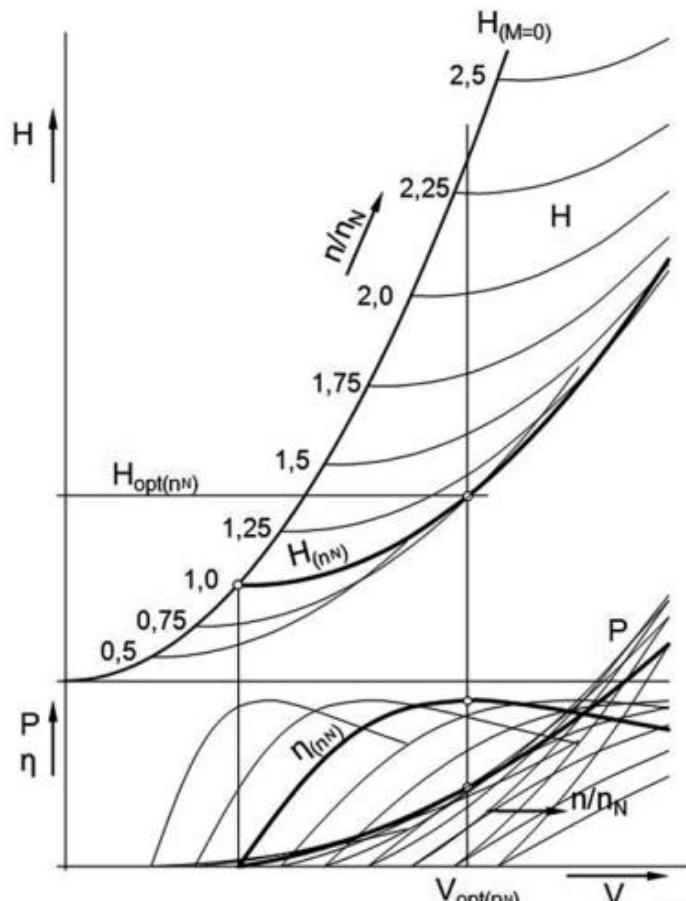


Abbildung 22: Drehzahlvariabilität für Pumpen als Turbinen  
(Wesche 2012)

In Abbildung 22 ist ein weiteres Kennlinienfeld für eine PAT zu sehen. Es ist ersichtlich, dass zur Durchflussreduzierung bei gleichbleibender Fallhöhe die Drehzahl erhöht werden muss.

Wird andererseits die Pumpe bei sich ändernder Drehzahl abgebremst, vergrößert sich der Durchfluss je nach Ausgangspunkt indessen nur sehr wenig bis gar nicht. (Wesche 2012)

Man kann daraus schlussfolgern, dass eine Drehzahlregelung im Turbinenbetrieb nur geringe Vorteile bringen würde. Nur bei gleichsinniger Durchfluss- und Fallhöhenänderung bietet die Regelung der Drehzahl einen Vorteil, wenn sich dadurch der Betriebspunkt nahe einer Affinitätsparabel ändert und die Anlage immer bei etwa gleich hohem Wirkungsgrad betrieben werden kann. (Wesche 2012)

Prinzipiell kann daher für Pumpen als Turbinen nur ein essentieller Vorteil in der Drehzahlregelung gesehen werden, wenn die Pumpe vom Pump- in den Turbinenbetrieb oder umgekehrt umgeschaltet wird und in beiden Betrieben arbeitet. Dies liegt daran, dass der optimale Betriebspunkt der PAT im Pumpbetrieb bei einer anderen Drehzahl als im Turbinenbetrieb liegt. Durch Drehzahlregelung kann die PAT in beiden Arbeitspunkten mit einem hohen Wirkungsgrad arbeiten.

### 3.2.3 Beispiel Pumpe als Turbine

Im Folgenden sind die Kennfelder einer Pumpe einerseits im Pump- und andererseits im Turbinenbetrieb zu sehen. Im Pumpbetrieb (Abbildung 23) soll ein Volumenstrom zwischen 5.800 m<sup>3</sup>/h und 8.500 m<sup>3</sup>/h gefördert werden. Die Förderhöhe liegt zwischen 26,3 m und 52,6 m. Um diese Anforderungen zu erfüllen, wird ein Drehzahlbereich zwischen 750 U/min und 1.050 U/min bei einer maximalen Leistung von 1.300 kW gefordert. Geht man von einer Nenndrehzahl von 900 U/min aus, ergibt sich ein Drehzahlbereich von  $\pm 17\%$ .

In Abbildung 24 ist der Turbinenbetrieb der Pumpe dargestellt. Die Drehzahl- und die Leistungslinie steigen im Gegensatz zum Pumpenbetrieb mit größerem Durchfluss. In diesem Anwendungsfall wird eine konstante Drehzahl von 750 U/min im Turbinenbetrieb benötigt.

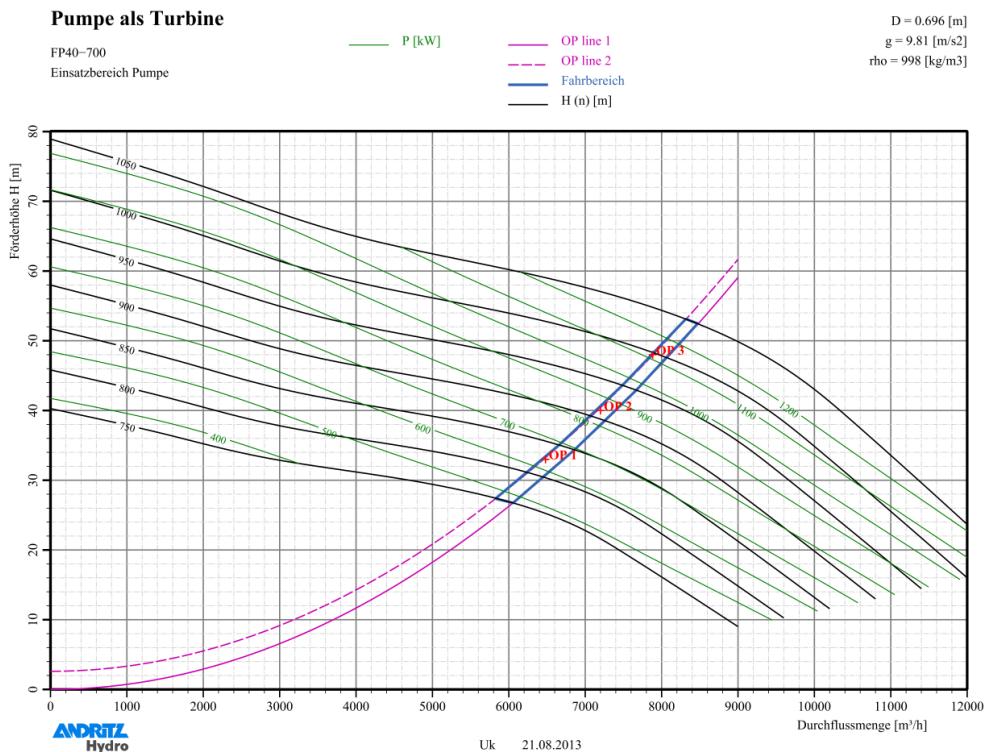


Abbildung 23: Beispiel PAT im Pumpenbetrieb (Andritz AG 2013)

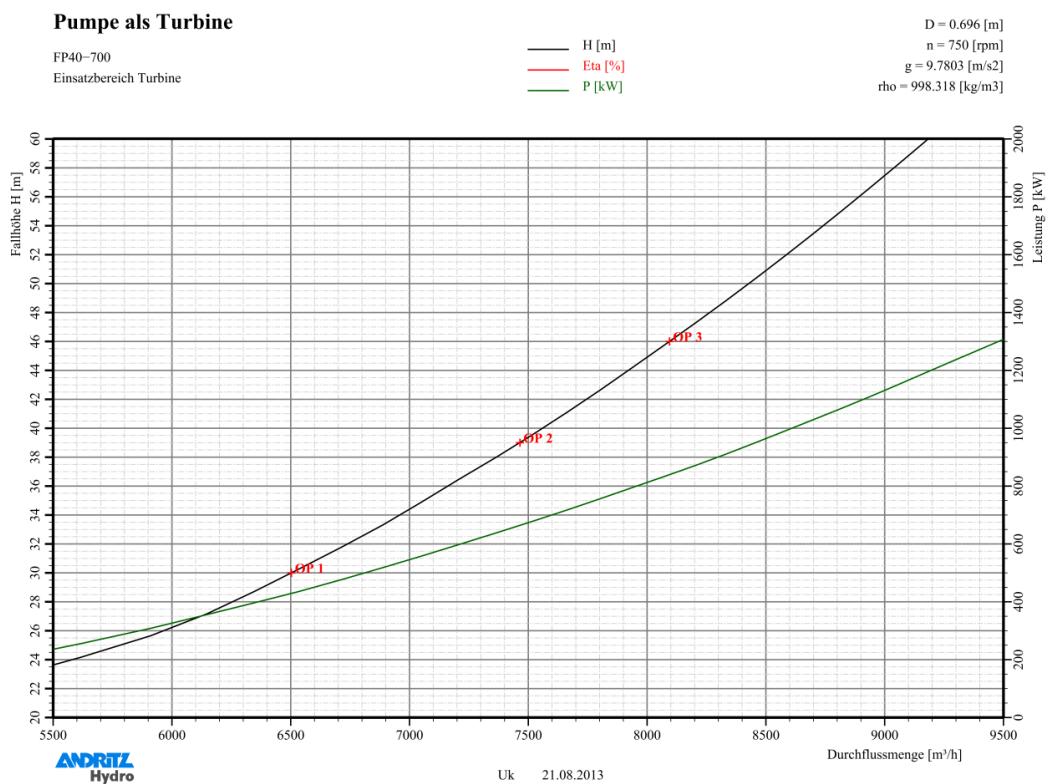


Abbildung 24: Beispiel PAT im Turbinenbetrieb (Andritz AG 2013)

### 3.3 Großpumpen

#### 3.3.1 Großpumpe zur Wasserversorgung in Peking

Die Pumpstation zur Wasserversorgung in Peking, die von der Andritz AG entwickelt wurde, ist mit acht Reihen einstufigen und doppelflutigen horizontalen Pumpen, von denen bis zu sechs gleichzeitig in zwei Druckrohrleitungen arbeiten, zwei unterstützen und insgesamt mit acht Asynchronmotoren und Umformern gekoppelt sind, ausgestattet.

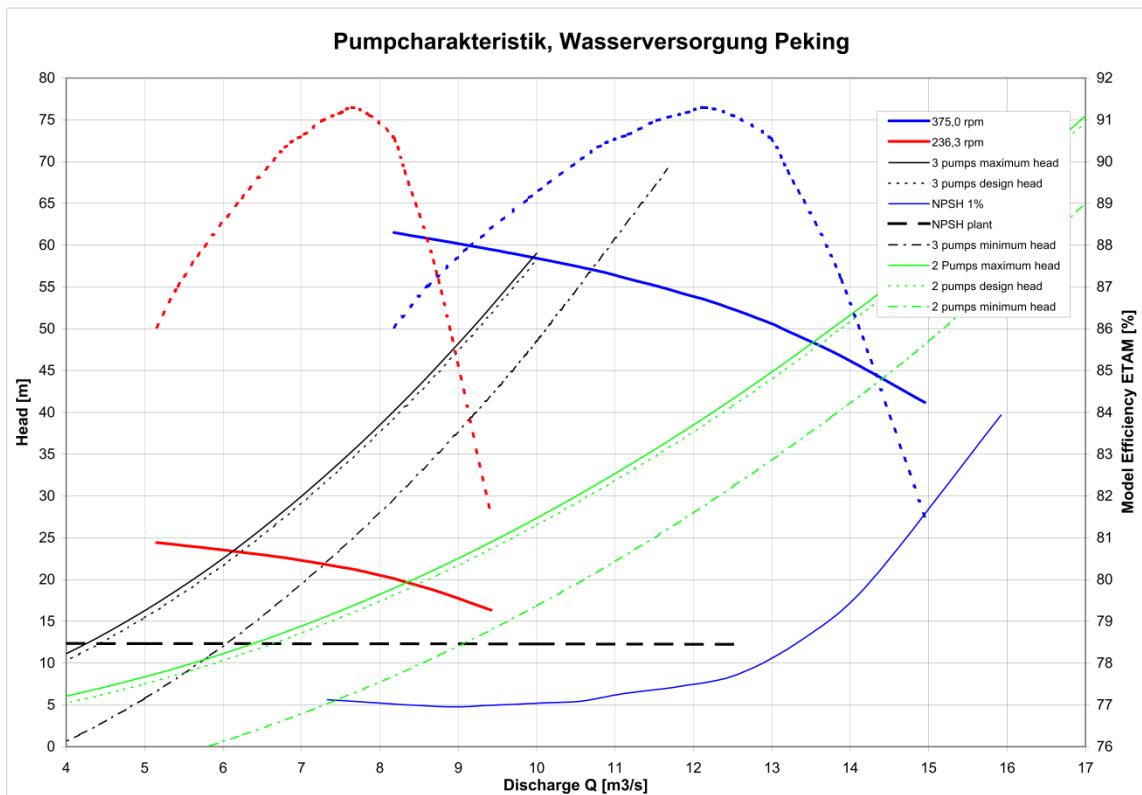


Abbildung 25: Projekt Wasserversorgung Peking, Pumpcharakteristik (Andritz AG 2013)

In Abbildung 25 sind die Betriebsbereiche der Pumpen zu sehen, für den Fall dass zwei oder drei Pumpen zusammengeschaltet in einem Drehzahlbereich von 236,3 U/min bis 375 U/min betrieben werden. Sie werden durch die maximalen und minimalen Anlagenkennlinien der zwei Pumpschaltungen (schwarz und grün gekennzeichnet) und dem Drehzahlbereich begrenzt.

Die Drehzahlvarianz liegt bei  $\pm 22,7\%$  wenn man von einer Nenndrehzahl von 305,7 Umdrehungen pro Minute ausgeht. Durch die Parallelschaltung von drei Pumpen kann bei gleicher Drehzahlvarianz insgesamt eine größere Fördermenge erreicht werden als bei der Zwei-Pumpen-Schaltung.

### 3.3.2 Großpumpe in Kasachstan

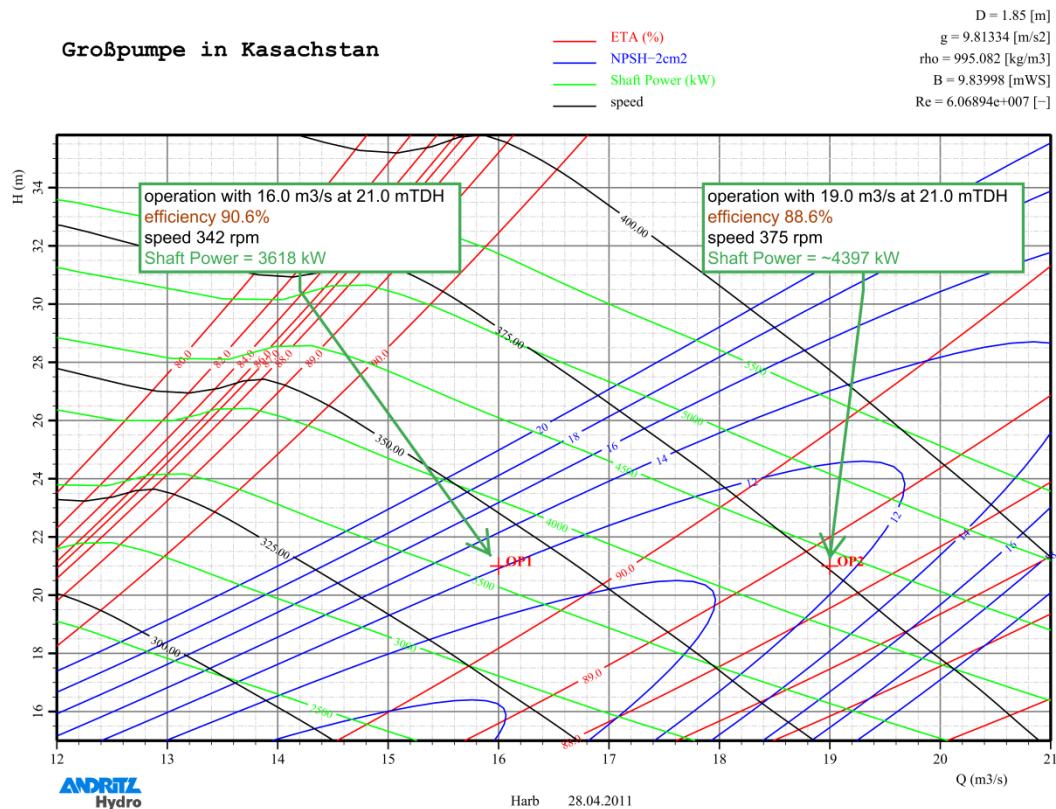


Abbildung 26: Projekt Großpumpe Kasachstan Pumpcharakteristiken (Andritz AG 2013)

Das Pumpenkennfeld in Abbildung 26 gehört zu einer Großpumpe in Kasachstan, die die Wasserversorgung für Landwirtschaft und Industrie in der Umgebung bereitstellt.

Die Pumpe soll mit einer konstanten Förderhöhe von 21 m und variablen Fördermengen von 16 m<sup>3</sup>/s und 19 m<sup>3</sup>/s betrieben werden. Um dies mit einem relativ guten Wirkungsgrad zu gewährleisten, wird eine variable Drehzahl zwischen 342 U/min und 375 U/min gefordert. Dies entspricht einer Drehzahldifferenz von  $\pm 4,6\%$  wenn man von einer Nenndrehzahl von 358,5 U/min ausgeht.

Das Beispiel der Großpumpe in Kasachstan wird in Laufe dieser Arbeit immer wieder herangezogen, um Berechnungsergebnisse darzustellen.

### 3.3.3 Großpumpe für Wärmekraftwerk

In den folgenden Abbildungen sind zwei Ausführungsvarianten eines Pumpensystems in einem kalorischen Kraftwerk zu sehen. In Abbildung 27 fördern zwei Kühlwasserpumpen 50% der gesamten Kühlwassermenge. Die geforderte Kühlwassermenge, die beide Pumpen fördern müssen, liegt zwischen  $6,6 \text{ m}^3/\text{s}$  und  $14,7 \text{ m}^3/\text{s}$ . Multipliziert man diese Fördermenge mit der Anzahl der Pumpen, so liegt der gesamte geforderte Durchfluss zwischen  $13,2 \text{ m}^3/\text{s}$  und  $29,4 \text{ m}^3/\text{s}$ . Die Drehzahlen, die durch den blau eingezeichneten Betriebsbereich begrenzt werden, liegen zwischen 175 U/min und knapp 400 U/min bei einer maximalen Leistung von 5.700 kW. Es ergibt sich bei einer Nenndrehzahl von 288 U/min ein Drehzahlbereich von  $\pm 39,9\%$  jeder Pumpe.

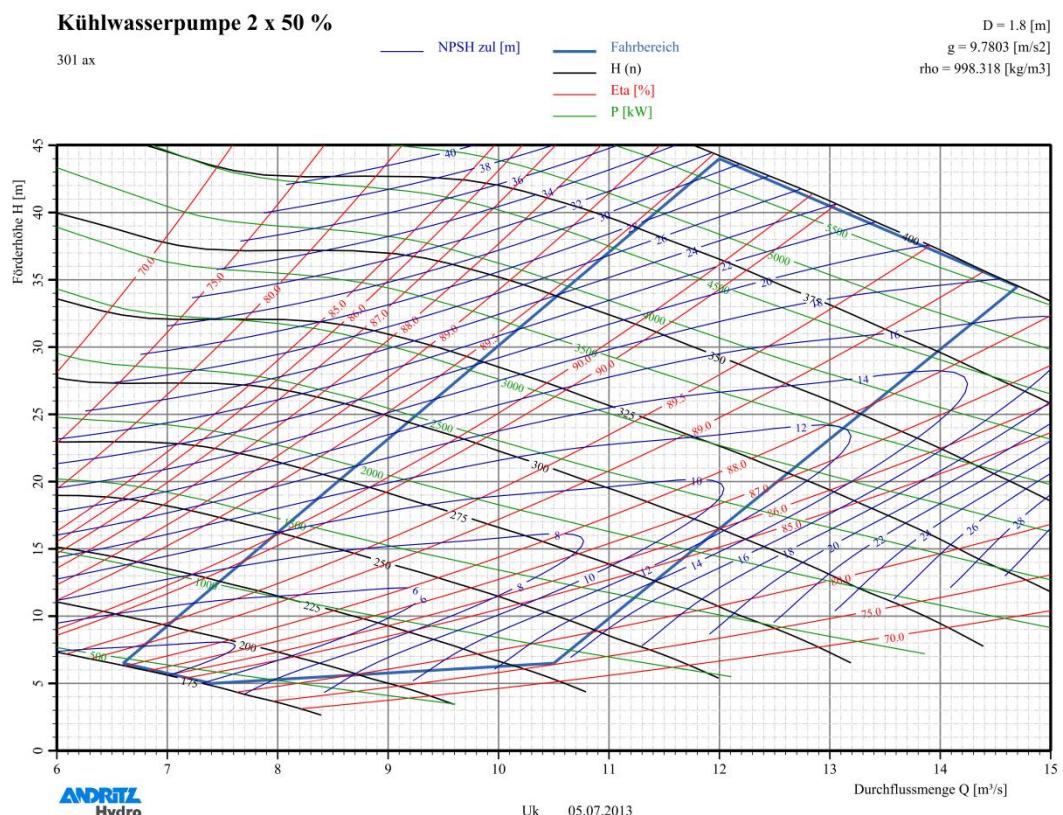


Abbildung 27: Pumpenkennlinie, Ausführungsvariante mit zwei Pumpen (Andritz AG 2013)

Wird das System mit drei Pumpen betrieben ergibt sich ein Fahrbereich nach Abbildung 28. Jede Pumpe fördert 33,3% der Kühlwassermenge, was zu einer gesamten Kühlwassermenge zwischen  $10 \text{ m}^3/\text{s}$  und  $28,5 \text{ m}^3/\text{s}$  führt. Jede Pumpe wird in einem Bereich zwischen 175 U/min und knapp 450 U/min bei einer maximalen Leistung von 3.300 kW betrieben. Ein relativ großer Drehzahlbereich von  $\pm 44,4\%$  bei einer Nenndrehzahl von 313 U/min wird für diese Ausführungsvariante gefordert. Prinzipiell müsste die Verwendung von drei Pumpen

einen geringeren Drehzahlbereich als beim Einsatz von zwei Pumpen ergeben. Es handelt sich jedoch in den zwei Abbildungen um verschiedene Pumpen, was an der Größe des Laufraddurchmessers ( $D=1,8\text{m}$  und  $D=1,5\text{ m}$ ) zu sehen ist.

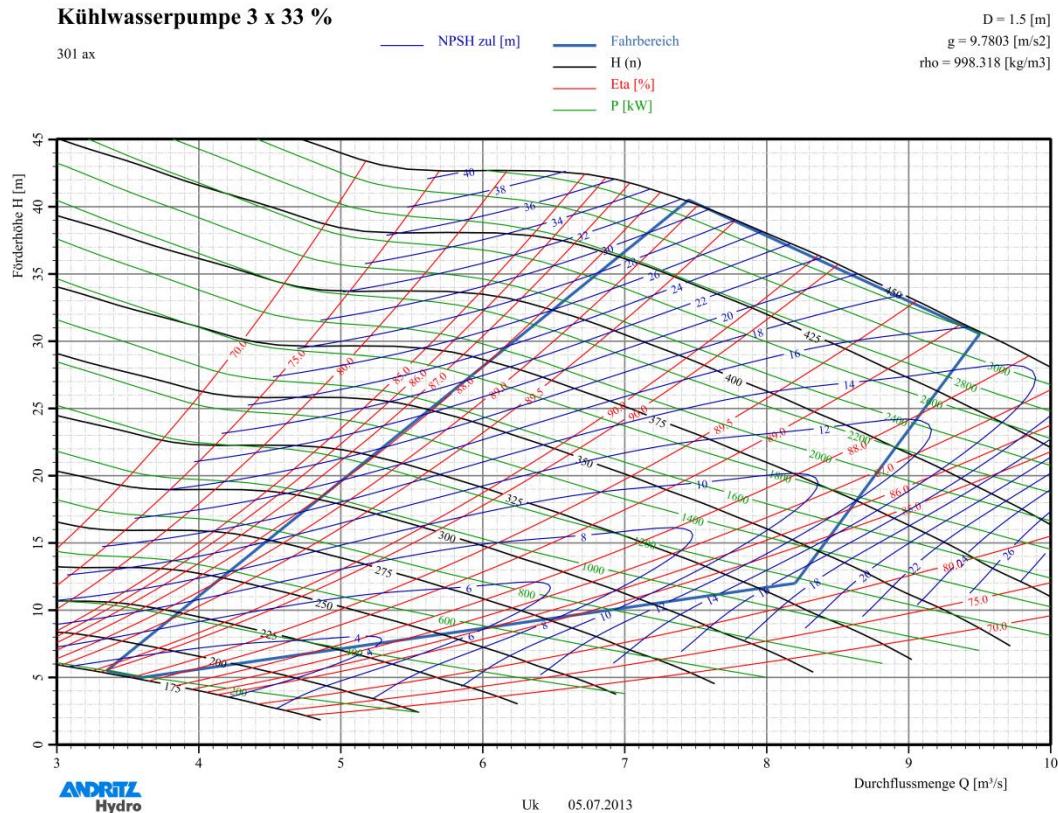


Abbildung 28: Pumpenkennfeld, Ausführungsvariante mit drei Pumpen (Andritz AG 2013)

### 3.4 Schlussfolgerung

In diesem Abschnitt wurde gezeigt, dass es sowohl für Standardpumpen, Pumpen als Turbinen als auch für Großpumpen Bedarf an Drehzahlregelung gibt. Die geforderten Drehzahlen in den gezeigten Beispielen variieren von sehr kleinen Drehzahlbereichen von  $\pm 4,6\%$  bis hin zu großen Drehzahlbereichen von  $\pm 44,4\%$  ausgehend von der Nenndrehzahl.

In den folgenden zwei Kapiteln werden die zwei Systeme vorgestellt, mit denen diese Drehzahlregelung realisiert werden soll. Anschließend wird anhand einiger Beispiele dargelegt, welches der beiden Systeme für welchen Anwendungsfall vorteilhaft ist.

## 4 Konventioneller Antrieb zur Erreichung variabler Drehzahl

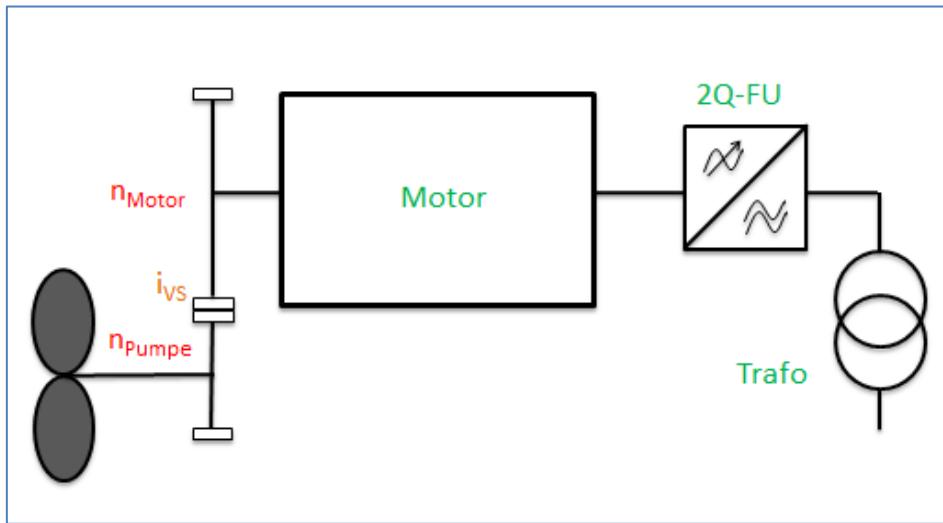
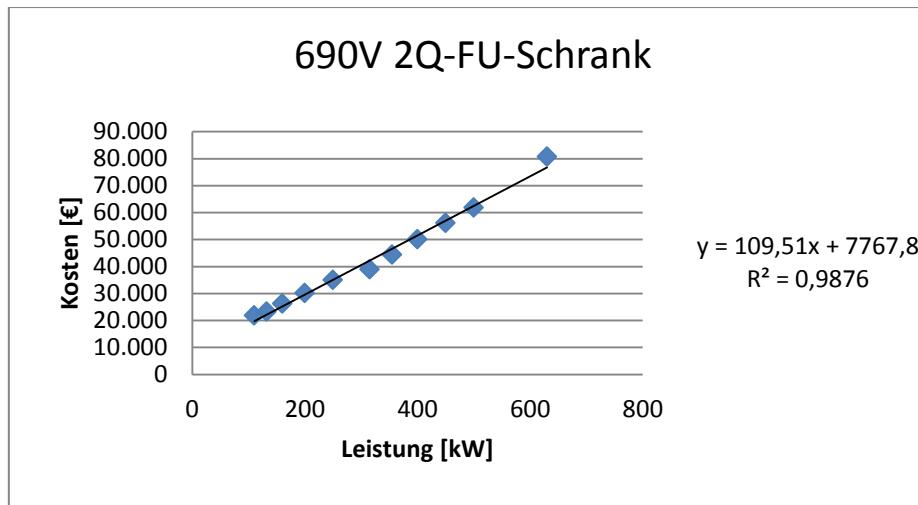


Abbildung 29: Anlagenschaltbild Vollumrichtersystem

Ein konventioneller Antrieb zur Erreichung variabler Drehzahl ist das sogenannte Vollumrichtersystem. In Abbildung 29 ist ein Anlagenschaltbild dieses Systems zu sehen. Die Hauptkomponenten des Systems sind ein Antriebsmotor (Synchron- oder Asynchronmaschine), ein Frequenzumrichter und ein Transformator. Wenn die Pumpen- und Motordrehzahlen nicht zusammenpassen wird eine Getriebe-Vorstufe vorgesehen.

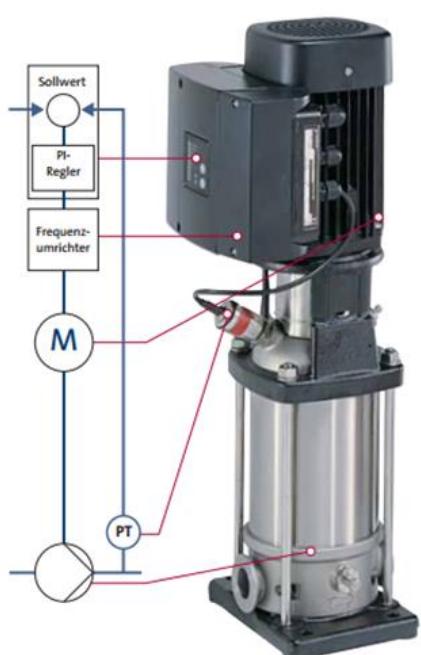
Der Antriebsmotor bringt die gesamte benötigte Leistung der Pumpe auf. Die Drehzahl des Antriebsmotors und somit auch die der Pumpe wird durch den Frequenzumrichter geregelt (Erklärung Kapitel 2.2.4). Der Frequenzumrichter wird in zwei Quadranten betrieben, da der Strom nur in eine Richtung fließt und sollte aus Kostengründen bei kleinen Leistungen im Niederspannungsbereich betrieben werden. Der Transformator bringt das Mittelspannungsnetz (bzw. das vorhandene Netz) auf die gewünschte Niederspannung des Frequenzumrichters (meistens 400 V, 480 V oder 690 V) mit der auch der Motor betrieben wird. Bei niedrigem Spannungsniveau des Motors ist es jedoch schwierig hohe Leistungen zu erreichen, bzw. steigt der Preis für solche Motoren. In diesem Fall muss auf Mittelspannungs-Frequenzumrichter zurückgegriffen werden, die sehr teuer sind. Der Preis des Frequenzumrichters, der das teuerste Element des Antriebssystems ist, steigt mit der Höhe der Nennleistung. In Abbildung 30 ist ein Beispiel für die Preisentwicklung eines 690 V Frequenzumrichters bei verschiedenen Leistungen zu sehen.



**Abbildung 30: Kostenregressionskurve eines 690 V Frequenzumrichters bei verschiedenen Leistungen**

Ein wesentlicher Vorteil dieses Systems ist, dass von Drehzahl Null bis zur Nenndrehzahl jeder Punkt mit hohem Drehmoment und ohne das Netz zu belasten, angefahren werden kann.

Als Nachteile des Systems können erhebliche Wirkungsgradeinbußen, großer Platzbedarf und Investitionskosten insbesondere durch den Frequenzumrichter genannt werden. Je höher die Leistung desto größer werden diese Nachteile.



Einige Unternehmen wie auch die Grundfos GmbH bieten Vollumrichtersysteme als kompakte Einheit von Pumpe, Frequenzumrichter, PI-Regler und ggf. Sensor/Druckgeber an (Abbildung 31).

Vor allem für Pumpen mit kleinen Antriebsleistungen und einem großen geforderten Drehzahlbereich ist dieses System vorteilhaft.

**Abbildung 31: Pumpeneinheit mit integriertem Frequenzumrichter und Druckgeber (Grundfos Management A/S 2004)**

## **5 Elektromechanischer Differenzialantrieb**

Eine im Vergleich zum Vollumrichtersystem kostengünstigere und in vielen Anwendungsfällen auch bezüglich des Wirkungsgrads bessere Lösung ist der Einsatz eines elektromechanischen Differenzialantriebs (Abbildung 32), der von der SET GmbH entwickelt wurde. Im Folgenden wird dieses System anhand des Patents mit der Anmeldungsnummer A418/2013 der SET GmbH beschrieben:

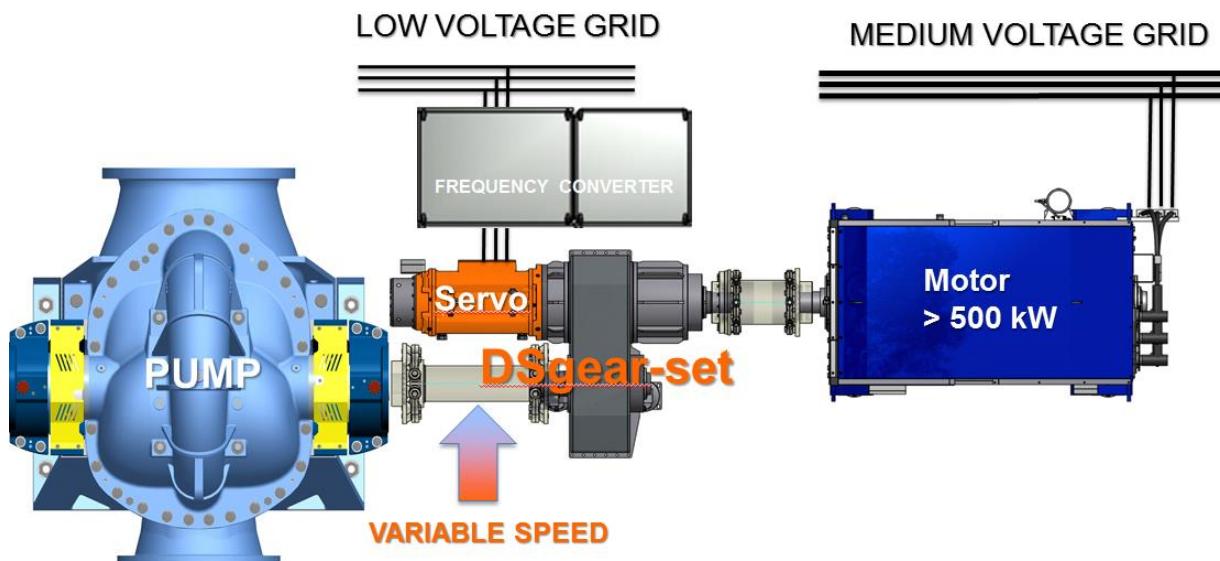


Abbildung 32: Elektromechanischer Differentialantrieb für Pumpen (SET GmbH 2013b)

Die Hauptkomponenten des elektromechanischen Differenzialsystems sind ein Antriebsmotor, ein Frequenzumrichter, ein Differenzialantrieb (Servomotor) und das in Abbildung 33 abgebildete Differenzialgetriebe. Es besteht aus einer einfachen Planetengetriebestufe mit drei Ab- bzw. Antrieben. Der Getriebeantrieb erfolgt einerseits konstant über den Antriebsmotor und andererseits variabel über den Differenzialantrieb. Ein Abtrieb des Planetengetriebes ist mit der Pumpenantriebswelle verbunden. Die Pumpe kann somit bei konstanter Drehzahl des Antriebsmotors drehzahlvariabel betrieben werden, da der Differenzialantrieb die Drehzahldifferenz ausgleicht.

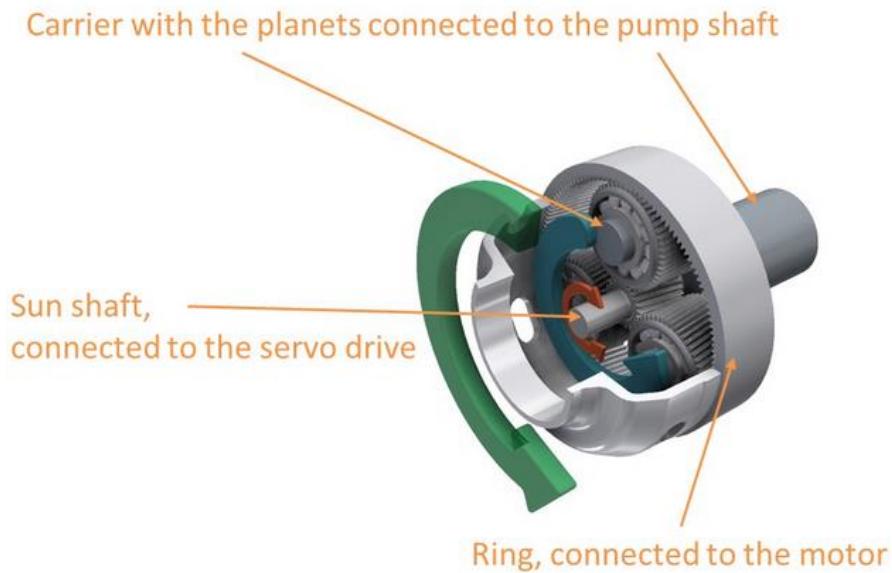


Abbildung 33: Differenzialgetriebe des elektromechanischen Differenzialantriebs (SET GmbH 2013b)

Im Folgenden wird das elektromechanische Differenzialsystem, das in Abbildung 34 zu sehen ist, genau beschrieben.

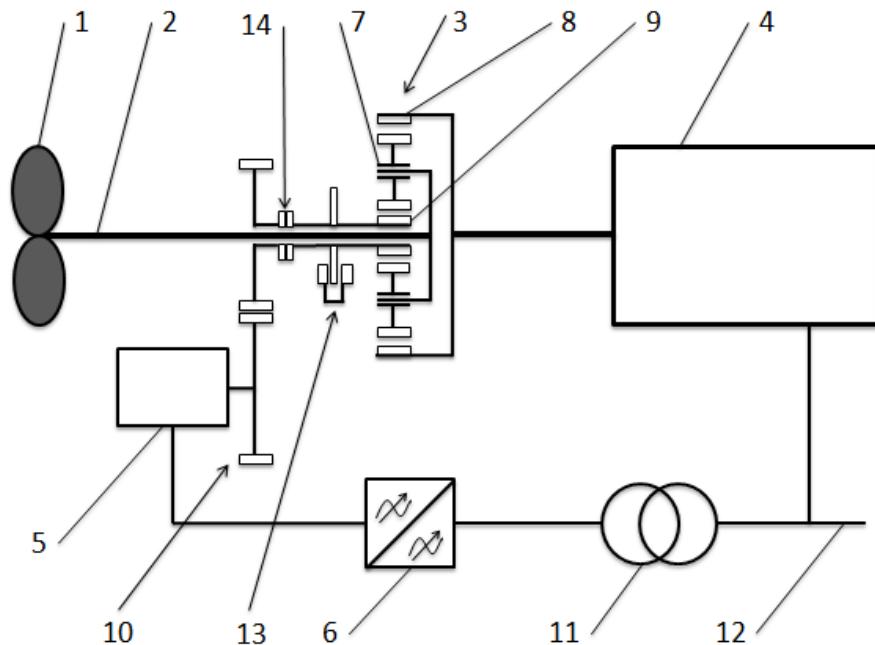


Abbildung 34: Prinzip eines Differenzialsystems für einen Antrieb einer Pumpe (SET GmbH 2013a)

- |                        |                           |
|------------------------|---------------------------|
| 1 Pumpenrotor          | 8 Hohlrad                 |
| 2 Antriebswelle        | 9 Sonnenrad               |
| 3 Differenzialgetriebe | 10 Stirnradstufe          |
| 4 Antriebsmaschine     | 11 Transformator          |
| 5 Differenzialantrieb  | 12 Netz                   |
| 6 Frequenzumrichter    | 13 Synchronisationsbremse |
| 7 Planetenträger       | 14 Kupplung               |

Der Pumpenrotor 1 (Arbeitsmaschine) wird über die Antriebswelle 2 und das Differentialgetriebe 3 von dem Antriebsmotor 4 angetrieben. Der Antriebsmotor 4 ist idealerweise eine Mittelspannungs-Drehstrommaschine und an das Netz 12 (in diesem Fall Mittelspannungsnetz) angeschlossen. Das Spannungsniveau ist jedoch vom Einsatzfall und vom Leistungsniveau des Antriebsmotors 4 abhängig und kann prinzipiell jedes Spannungsniveau haben. Die Polpaarzahl des Antriebsmotors 4 bestimmt dessen Synchrongeschwindigkeit. Die Antriebswelle 2 des Pumpenrotors ist mit dem Planetenträger 7, das Hohlrad 8 mit dem Antriebsmotor 4 und der Differentialantrieb (Servomotor) 5 mit dem Sonnenrad 9 verbunden. Das zentrale Element des Differenzialsystems ist wie zuvor schon erwähnt folglich eine Planetengetriebestufe, die durch den Antriebsmotor 4 und den Differentialantrieb 5 angetrieben wird. In weiterer Folge treibt der Abtrieb der Planetengetriebestufe über die Antriebswelle 2 den Pumpenrotor 1 an.

Für eine optimale Anpassung des Drehzahlbereichs des Differentialantriebs 5, wird zwischen dem Sonnenrad 9 und dem Differentialantrieb 5 eine Stirnradstufe 10 implementiert. Für eine weitere Anpassung des Drehzahlbereichs des Differenzialsystems an den Drehzahlbereich der Pumpe, wird im Bedarfsfall ein Anpassungsgetriebe (in weiterer Folge „Vorstufe“) zwischen dem Differential-Output und der Antriebswelle 2 (siehe System in Abbildung 36) integriert. Mit den Anpassungsgetrieben (Stirnrad- und Vorstufe) wird darüber hinaus ein Achsversatz des Pumpenrotors 1 und/oder des Differentialantriebs 5 realisiert werden, was aus konstruktiven Gründen vorteilhaft/notwendig ist.

Der Differentialantrieb 5 wird durch einen Frequenzumrichter 6 (vorzugsweise mit Niederspannung) geregelt, der aus einem motorseitigen und einem netzseitigen Wechselrichter besteht. Der Transformator 11 gleicht Spannungsdifferenzen zwischen dem netzseitigen Wechselrichter und dem Netz 12 aus und kann bei Spannungsgleichheit entfallen.

Der zentrale Vorteil dieses Systems ist, dass der die Hauptlast führende Antriebsmotor 4 ohne aufwändige Leistungselektronik direkt an das Netz 12 angeschlossen werden kann. Der leistungsmäßig wesentlich kleinere drehzahlvariable Differentialantrieb 5 ermöglicht den Ausgleich zwischen der konstanten Drehzahl des Antriebsmotors 4 und der variablen Pumpendrehzahl.

Die Drehmomentgleichung des Differenzialsystems lautet:

$$M_{\text{Differentialantrieb}} = M_{\text{Antriebswelle}} * \frac{y}{x} \quad (8)$$

Der Faktor  $\frac{y}{x}$  steht für das Übersetzungsverhältnis von Differenzialgetriebe und Stirnradstufe.

Die Leistung des Differenzialantriebs 5 ist proportional zum Produkt aus prozentueller Drehzahlabweichung der Pumpe von der Nulldrehzahl (des Differenzialantriebs) und der Antriebswellenleistung. Aus diesem Grund muss bei einem größeren Pumpendrehzahlbereich auch der Differenzialantrieb 5 größer dimensioniert werden. Dementsprechend sind Differenzialsysteme umso effizienter, je kleiner der Pumpendrehzahlbereich ist, wobei jedoch prinzipiell jeder Drehzahlbereich realisiert werden kann.

Da bei eingeschränktem Drehzahlbereich eine Drehzahl Null der Antriebswelle 2 im Differenzial-Mode nicht realisierbar ist, wird grundsätzlich folgende Anfahrstrategie verfolgt: Der Differenzialantrieb 5 wird vorzugsweise, bevor der Antriebsmotor 4 an das Netz 12 geschaltet wird, eingebremst. Damit kann der Antriebsmotor 4, wie im Kapitel 2.2.4 *Bewährte Anlaufverfahren* beschrieben, ans Netz geschaltet werden. Sobald der Antriebsmotor 4 mit dem Netz 12 verbunden ist, wird die Servobremse gelöst und der drehzahlvariable Betrieb des Systems kann gestartet werden. Mit dieser Anfahrstrategie sind natürlich auch die unter Kapitel 2.2.4 genannten Einschränkungen verbunden.

Um netzschonend mit hohem Drehmoment anfahren zu können, wurde daher von der SET GmbH ein spezielles, zum Patent angemeldetes Verfahren entwickelt: Im dargestellten Ausführungsbeispiel gemäß Abbildung 34 wurde eine Kupplung 15 zwischen der Stirnradstufe 10 und dem Differenzialgetriebe 3 implementiert. Auf das Sonnenrad 9 wirkt eine Synchronisationsbremse 14. Wird das System angefahren, so wird zunächst die Stirnradstufe 10 und der Differenzialantrieb 5 vom restlichen Triebstrang entkoppelt. Der Antriebsmotor 4 wird anschließend an das Netz 12 geschlossen und das Sonnenrad 9 dreht durch die Entkopplung frei mit. Im ganzen Triebstrang kann sich kein bedeutendes Drehmoment aufbauen. Der Pumpenrotor 1 verbleibt in einem Gebiet kleiner Drehzahl und die Synchronisation des Antriebsmotors 14 mit dem Netz 12 kann ohne großes Gegenmoment erfolgen. Zur Vermeidung eines hohen Anfahrstroms des Antriebsmotors 4 kann zum Beispiel eine Stern/Dreieck- Schaltung eingesetzt werden. Sobald die Drehzahl des Antriebsmotors 4 über einem bestimmten Wert liegt und sich der Pumpenrotor 1 gleichzeitig nur langsam dreht, ergibt sich in Abhängigkeit vom Differenzialgetriebe-Übersetzungsverhältnis am Sonnenrad 9 eine Drehzahl, die unter Rücksichtnahme der Stirnradstufe 10 nicht im spezifizierten Regeldrehzahlbereich des Differenzialantriebs 5 liegt. Der Regeldrehzahlbereich wird durch Drehzahl-, Spannungs- und Stromgrenzen vom Hersteller bestimmt. In weiterer Folge wird das Sonnenrad 9 mit der Synchronisationsbremse 14 soweit verzögert, dass die Drehzahl im

Arbeitsdrehzahlbereich (Regelbereich) des Differenzialantriebs (Servoantrieb) 5 liegt. Die zwei Drehzahlen werden miteinander synchronisiert und die Kupplung 15 kann geschlossen werden.

Durch Betätigen der Synchronisationsbremse 14 kommt es zwangsläufig zur Beschleunigung der Antriebswelle 2. Das sich einstellende Drehmoment an der Antriebswelle 2 der Pumpe wird durch das Bremsmoment der Synchronisationsbremse bestimmt. D.h. kann die Synchronisationsbremse zum Beispiel das doppelte Nenndrehmoment des Differenzialantriebs 5 (unter Berücksichtigung einer allfälligen Vorstufe) aufbringen, so wird auf die Antriebswelle 2 der Pumpe deren zweifaches Nenndrehmoment wirken. Dabei ist zu beachten, dass auch der Antriebsmotor ein zumindest zweifaches Nenndrehmoment als Kippmoment haben muss. Das bedeutet, dass hier unter Prämisse einer geringen Netzbelaistung, entgegen anderen Anfahrstrategien (siehe Kapitel 2.2.4), hier ein mehrfach größeres Nenndrehmoment als Anlaufmoment von Drehzahl Null realisiert werden kann. Der Grund dafür ist, dass das charakteristische Kippmoment eines Drehstrommotors das ca. dreifache seines Nenndrehmoments beträgt.

Die Synchronisationsbremse 14 ist beispielweise eine mechanische Bremse (Scheibenbremse) und fungiert somit auch als Sicherheits- und Betriebsbremse des Differenzialantriebs 5.

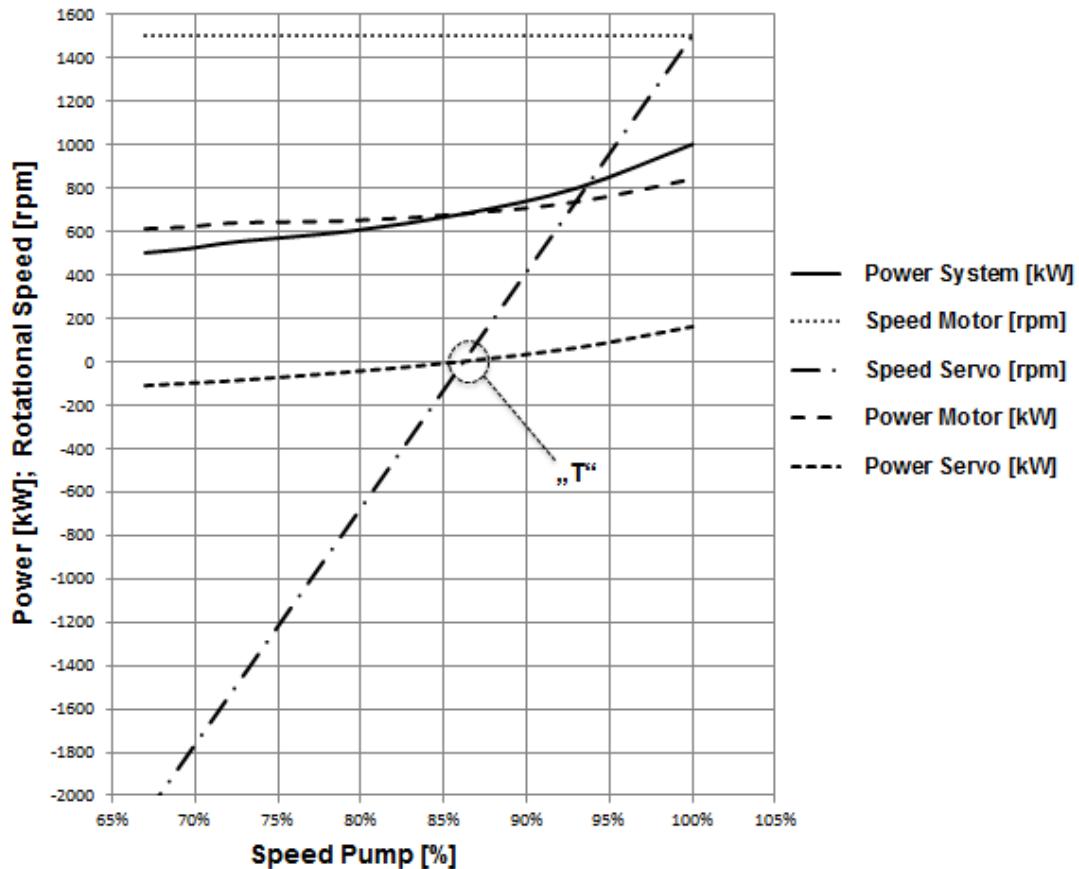


Abbildung 35: Drehzahl- und Leistungsparameter eines Differenzialsystems einer Pumpe (SET GmbH 2013a)

In Abbildung 35 sind die Leistungs- und Drehzahlparameter des elektromechanischen Differenzialsystems für einen Anwendungsfall zu sehen. Die Darstellung zeigt die Drehzahl- („Speed“) und Leistungswerte („Power“) für eine Pumpe 1 („Pump“), einen Differenzialantrieb 5 („Servo“) und einen Antriebsmotor 4 („Motor“), die über den prozentuellen Drehzahlwerten der Antriebswelle 2 („Speed Pump“) aufgetragen sind. Der Antriebsmotor 4 ist direkt an das Netz 12 angeschlossen und hat somit eine konstante Drehzahl („Speed Motor“). In dieser Darstellung handelt es sich um eine vierpolige Drehstrommaschine, das heißt die Drehzahl liegt bei 1.500 U/min bei einem 50 Hz Netz. Der Drehzahlbereich der Antriebswelle 2 liegt zwischen 68 % und 100 % (gewählter Maximalpunkt).

Entsprechend dem gewählten Differenzialübersetzungsverhältnis läuft der Differenzialantrieb 5 („Speed Servo“) mit einer Drehzahl von -2.000 U/min bis 1.500 U/min und wird demnach generatorisch ( - ) und motorisch ( + ) betrieben. Die maximale Leistung des Differenzialantriebes ist im generatorischen (ca. 110 kW) geringer als im motorischen Betrieb (ca. 160 kW). Daher kann im generatorischen Betrieb der sogenannte Feldschwächebereich ausgenutzt werden, in dem eine höhere Drehzahl nur mit geringerem Drehmoment realisiert

werden kann. Das heißt, dass durch Anpassung des Feldschwächebereichs bei gleicher Leistungsübernahme des Differentialantriebs 5 von der gesamten aufgebrachten Leistung (Leistung des Antriebsmotors und des Differentialantriebs) die Drehzahlvariabilität des Pumpenrotors 1 vergrößert werden kann. Zum Beispiel wird bei einer 20%-igen Leistungsübernahme des Differentialantriebs und unter einer 0%-igen Ausnützung des Feldschwächebereichs eine maximale Pumpendrehzahlvariabilität von  $\pm 25\%$  erreicht. Verfährt der Differentialantrieb zu 50% im Feldschwächebereich, kann bereits eine  $\pm 33\%$ -ige Drehzahlvariabilität des Pumpenantriebs erzielt werden. Die Ausnützung des Feldschwächebereichs sollte einerseits unter Berücksichtigung des maximal erlaubten Bereichs laut Herstellerangaben erfolgen und andererseits so gewählt werden, dass ein Betriebspunkt mit hohen Zeitanteilen zumindest nahe am Nullpunkt des Differentialantriebes liegt. Dieser Nullpunkt wird in Abbildung 35 mit „T“ gekennzeichnet. Darüber hinaus ist zu beachten, dass die Leistung des Servos im Feldschwächebereich nicht die Nennleistung des Servos überschreitet.

Im motorischen Betrieb wird die Leistung parallel von Antriebsmotor 4 und Differentialantrieb 5 bereitgestellt und ergibt in Summe die Systemgesamtleistung für die Pumpe – abzüglich der Systemverluste. Bei Drehzahlen unter dem Nullpunkt „T“, dreht sich die Drehzahlrichtung und somit der Leistungsfluss des Differentialantriebes 5 um und dieser wird generatorisch. Diese für den Antrieb der Pumpe nun fehlende Leistung wird durch den Antriebsmotor 4 „überkompensiert“. Das bedeutet in anderen Worten, dass die auf die Antriebswelle 2 wirkende Systemgesamtleistung im generatorischen Betrieb die Leistung des Antriebsmotors 4 abzüglich der Differentialantriebsleistung 5 ist. Der Wirkungsgrad im motorischen Betrieb ist demnach besser, da im generatorischen Betrieb die zu kompensierende Leistung zusätzlich über den Antriebsmotor fließen muss.

Grundsätzlich kann daraus geschlossen werden, dass je weniger Leistung über den Differentialantrieb fließt, d.h. je näher die Drehzahl der Pumpe beim Drehzahlpunkt „T“ liegt, desto höher ist der Gesamtwirkungsgrad des Systems.

Aus wirtschaftlicher Sicht ist jedoch nicht außer Acht zu lassen, dass bei zunehmendem Drehzahlbereich durch den Parallelbetrieb der zwei Antriebe die Größe des Antriebsmotors 4 um die des Differentialantriebs 5 reduziert wird.

Wie bereits erwähnt, könnte das Differenzialsystem auch prinzipiell für einen Regeldrehzahlbereich von Null bis 100% ausgeführt werden. Im Folgenden wird jedoch aus Wirtschaftlichkeitsgründen versucht die maximale Leistungsübernahme des

Differenzialantriebs so gering wie möglich zu halten, um Wirtschaftlichkeitsvorteile durch die geringere Nennleistung von Frequenzumrichter 6 und Transformator 11 zu erzielen. Da diese Komponenten und insbesondere der Frequenzumrichter neben hohen Investitionskosten auch relativ hohe Wirkungsgradeinbußen verursachen, ist die reduzierte Nennleistung der Leistungselektronik im Gegensatz zum Vollumrichtersystem der entscheidende Vorteil.

Da bei Systemleistungen größer 500 kW für industrielle Anwendungen üblicherweise Mittelspannung vorgeschrieben wird, ergibt sich bei Vollumrichtersystemen ab dieser genannten Systemleistung ein wesentlicher Kostensprung. Das liegt daran, dass Mittelspannungs-Frequenzumrichter bei gleicher Systemleistung ca. doppelt so teuer sind wie Niederspannungs-Frequenzumrichter. Im Umkehrschluss können unter der Annahme eines typischen Regeldrehzahlbereiches von +-15%, durch Einsatz eines Differenzialsystems (mit 50% Feldschwächebereich des Differenzialantriebs), Systemgesamtleistungen bis rund 5 MW mit Frequenzumrichtern in Niederspannungsausführung realisiert werden.

Die Formeln und Berechnungsschritte der Vordimensionierung des Differenzialsystems sind im Kapitel 8.2 zu finden. In Kapitel 10 werden die Kosten des Systems ermittelt.

## **6 Gegenüberstellung des Differenzial- und des Vollumrichtersystems**

In Tabelle 4 sind die wichtigsten Punkte der zu untersuchenden Pumpenantriebskonzepte zusammengefasst und einander gegenübergestellt.

	<b>Differenzialsystem</b>	<b>Vollumrichtersystem</b>
Drehzahlvariabilität	Prinzipiell jeder Drehzahlbereich möglich, jedoch umso wirtschaftlicher, je kleiner der Drehzahlbereich	Drehzahlvariabilität vom Nullpunkt bis zur Nenndrehzahl (100%) gewährleistet
Anfahrstrategie	mit Stern/Dreieck-Schaltung, Synchronisationsbremse und Kupplung; dadurch sehr hohes Anfahrmoment der Pumpe gewährleistet	Mittels Frequenzumrichter Anfahren mit Nenndrehmoment
Hauptkomponenten	System bestehend aus einem Antriebsmotor, einem Differenzialantrieb (Servomotor), einem Frequenzumrichter und einem Transformator	System bestehend aus einem Antriebsmotor, einem Frequenzumrichter und einem Transformator
Frequenzumrichter	Nennleistung des FUs ist umso kleiner, je kleiner der Drehzahlbereich (maximal 40% der Systemgesamtleistung bei 100% Drehzahlbereich)	Nennleistung des FUs ist Systemgesamtleistung, höhere Wirkungsgradeinbußen und Kosten
Transformator	Nennleistung des Transformators ist maximal 40% der Systemgesamtleistung (Servoleistung); eventuell (abhängig vom Netz) Transformator für Systemgesamtleistung mit zwei Anzapfungen (für Antriebsmotor und Servo) benötigt	Nennleistung des Transformators ist Systemgesamtleistung, höhere Wirkungsgradeinbußen und Kosten
Vorteile	Geringere System- und Betriebskosten; höherer Wirkungsgrad, geringerer Platzbedarf, kleinerer FU	Maximale Drehzahlvariabilität und Anfahren mit Nenndrehmoment
Nachteile	Bei kleinen Leistungen und hohen Drehzahlbereichen geringere Kostenvorteile zu erwarten	Hohe Kosten und Wirkungsgradeinbußen durch Frequenzumrichter
Bevorzugter Einsatz	Bei hohen Leistungen und/oder kleinerem Drehzahlbereich	Bei niedrigen Leistungen und großem Drehzahlbereich

**Tabelle 4: Gegenüberstellung des Differenzial- und des Vollumrichtersystems**

## **7 Einsatzbereiche eines elektromechanischen Differenzialantriebs für Pumpen**

In Kapitel 5 *Elektromechanischer Differenzialantrieb* wurde das zu untersuchende drehzahlvariable Pumpenantriebssystem beschrieben und es gilt nun zu untersuchen, für welche Anwendungsfälle aus Kapitel 3 *Bedarfsanalyse der Drehzahlvariabilität von Pumpantrieben* der Differenzialantrieb wirtschaftlich einsetzbar ist.

Prinzipiell ist festzulegen, dass der Einsatz des elektromechanischen Differenzialsystems für alle gezeigten Anwendungsfälle möglich ist, da durch den Differenzialantrieb jeder Drehzahlbereich erzielt und auch ein hohes Anlaufmoment gewährleistet werden kann. Je kleiner der Drehzahlbereich ist, desto größer werden jedoch die Vorteile dieses Systems gegenüber einem Vollumrichtersystem. Vor allem bei großen Leistungen und kleinen Drehzahlbereichen werden einerseits große Kosteneinsparungen und andererseits hohe Wirkungsgrade erzielt.

Bei Pumpsystemen mit kleineren Leistungen sind weniger Kostenvorteile zu erwarten, da Frequenzumrichter, die für die Wirtschaftlichkeit eines drehzahlvariablen Antriebs ausschlaggebend sind, im niedrigen Leistungsbereich bereits zu relativ niedrigen Preisen erhältlich sind, bzw. sogar günstige frequenzgesteuerte Komplettsysteme angeboten werden.

Für Pumpen als Turbinen ist vor allem beim Wechselbetrieb eine Drehzahlsteuerung um im optimalen Betriebspunkt im Turbinen- und Pumpbetrieb fahren zu können, vorteilhaft. Dabei handelt es sich meistens nur um geringe Drehzahlunterschiede, was wiederum günstig für den Differenzialantrieb ist.

Da die zuvor getätigten Aussagen keine klaren Grenzen für die Wirtschaftlichkeit des Systems setzen, wurde wie bereits erwähnt ein Tool für Microsoft Excel 2010 (Dateiname „*Pumpenantriebsanalyse*“) (im Weiteren das „**Excel Tool**“) entwickelt, durch das eine klare Aussage über die Wirtschaftlichkeit des Einsatzes eines Differenzialsystems für einen bestimmten Anwendungsfall, getroffen werden kann.

Das Excel-Tool beinhaltet eine Vordimensionierung des Systems und eine Wirtschaftlichkeitsanalyse bezüglich der Kosten und des Wirkungsgrades im Vergleich zu einem Vollumrichtersystem.

Im Folgenden werden die Berechnungsschritte und die Funktionsweise der Vordimensionierung und der Wirtschaftlichkeitsanalyse beschrieben.

## **8 Vordimensionierungstool**

Mit Hilfe eines Vorauslegungstools, soll ein elektromechanisches Differenzialantriebssystem in Abhängigkeit von der benötigten Antriebsleistung und eines geforderten Pumpendrehzahlbereichs vordimensioniert werden. Dabei werden die Drehmomente, die Drehzahlen und Leistungen des Differenzialsystems berechnet. Des Weiteren werden die Übersetzungsverhältnisse des Getriebes, der Vorstufe und der Stirnradstufe ermittelt.

Das Excel-Tool ermöglicht seinem Anwender einen Überblick über die Einsatzbreite des Differenzialsystems zu gewinnen und legt die Hauptkomponenten des Systems aus.

Im Folgenden werden die wichtigsten Berechnungsschritte des Excel-Tools erklärt und seine Funktionsweise dargestellt.

Wenn im Folgenden auf Tabellen („*Sheets*“) verwiesen wird, so sind diese in der Excel-Arbeitsmappe „*Pumptriebsanalyse*“ zu finden.

### **8.1 Eingangsgrößen**

Das Vordimensionierungstool wurde bewusst sehr einfach gestaltet, damit jeder Anwender schon nach einer kurzen Anleitung (siehe Anhang und Tabelle „*Anleitung*“ im Excel-Tool) zu einem Ergebnis für seinen Anwendungsfall kommt. Ein technisches Grundverständnis bzw. grundlegende Kenntnisse über Pumpen werden jedoch vorausgesetzt. Alle wichtigen Größen werden automatisch berechnet und es sind nur wenige Eingaben erforderlich:

- Frequenz des Netzes (Auswahlmöglichkeit zwischen 50 und 60 Hz, siehe Kapitel 2.2.5)
- Pumpennennleistung
- Drehzahlbereich der Pumpe (Minimale und maximale Pumpendrehzahl)
- Polzahl des Antriebsmotors (Auswahlmöglichkeit zwischen vier- und sechspolig)
- Synchrongdrehzahl des Servos (Standardgemäß bei 1.500 U/min, kann jedoch zwischen 500 U/min und 2.000 U/min verändert werden, Schlupf wird vernachlässigt)
- Feldschwächebereich des Servos (Maximaler Bereich laut Herstellerangaben)

Aus der Frequenz des Netzes  $f$  und der Polpaarzahl  $p$  einer Synchron- oder Asynchronmaschine ergibt sich die Synchrongdrehzahl  $n_{syn}$  wie folgt für den Motor:

$$n_{syn} = \frac{f * 60}{p} \quad (9)$$

Polpaarzahl [#]	Synchrongeschwindigkeit bei 50 Hz [U/min]	Synchrongeschwindigkeit bei 60 Hz [U/min]
2	1500	1800
3	1000	1200

Tabelle 5: Nenndrehzahlen in Abhängigkeit von Netzfrequenz und Polanzahl

Es sind standardgemäß Polpaarzahlen von eins bis acht für Synchron- und Asynchronmaschinen am Markt erhältlich, jedoch kommen für das Differentialsystem nur Maschinen mit einer Polpaarzahl von zwei oder drei in Frage (siehe Tabelle 5). Prinzipiell ist die Maschine mit vier Polen ( $p=2$ ) aus Kostengründen zu wählen, da der Maschinenpreis mit der Polzahl steigt. Darüber hinaus müsste der sechspolige Motor für die gleiche Leistung bei geringerer Drehzahl nach Formel (10) ein höheres Drehmoment als der vierpolige Motor aufbringen, was wiederum zur Kostensteigerung führen würde.

$$P = \frac{M * n * \pi}{30} \quad (10)$$

Bei großen Systemen vermehrt die hohe Drehzahl jedoch die Belastung, die durch die auftretenden Fliehkräfte in den Lagern entsteht. Sind keine geeigneten Lager verfügbar, muss die Drehzahl verringert werden, weshalb keine vierpolige Antriebsmaschine eingesetzt werden kann. Die relevante Drehzahlgrenze kann im Zuge dieser Arbeit nicht definiert werden, da hierzu genaue Analysen vorgenommen werden müssten. Im Rahmen eines Forschungsprojektes werden derzeit bei der SET GmbH weiterführende Untersuchungen durchgeführt. Daher gilt für die Vorauslegung, dass prinzipiell eine vierpolige Antriebsmaschine ausgewählt werden soll. Ein sechspoliger Motor wird nur gewählt, wenn die Verringerung der Antriebsdrehzahl zu günstigeren Übersetzungsverhältnissen der Getriebestufen führt (z.B. Wegfall der Stirnradstufe).

## 8.2 Berechnungen

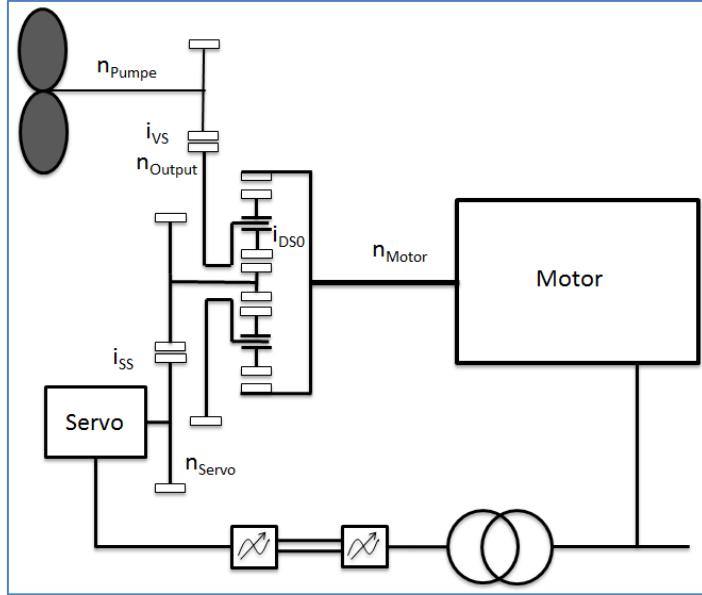


Abbildung 36: Differenzialpumpensystem

In Abbildung 36 ist das Differenzialantriebssystem, das vorausgelegt werden soll, zu sehen. Der Unterschied zur Abbildung 34 in der Systembeschreibung liegt darin, dass die bereits erwähnte Vorstufe zwischen Differenzial-Output und Pumpe integriert ist. Der Differenzialantrieb ist ein Servomotor. Ziel der Berechnungen ist es die Drehzahlen, Momente sowie Leistungen des Motors, des Servos, des Differenzial-Outputs sowie der Pumpe für eine optimale Auslegung zu ermitteln. Dies geschieht unter Berücksichtigung der Eingangsparameter und unter Anpassung bzw. Einstellung der Übersetzungsverhältnisse. Die Übersetzungsverhältnisse (Vorstufenübersetzung  $i_{vs}$ , Stirnradstufenübersetzung  $i_{ss}$  und Differenzialstufenübersetzung  $i_{DSO}$ ) werden unter Beachtung verschiedener Randbedingungen eingestellt.

In Abbildung 37 ist der geforderte Drehzahlbereich der Pumpe und der daraus resultierende Servodrehzahlbereich  $\Delta n_{Servo}$  unter Berücksichtigung des Feldschwächebereichs  $f_s$  zu sehen.

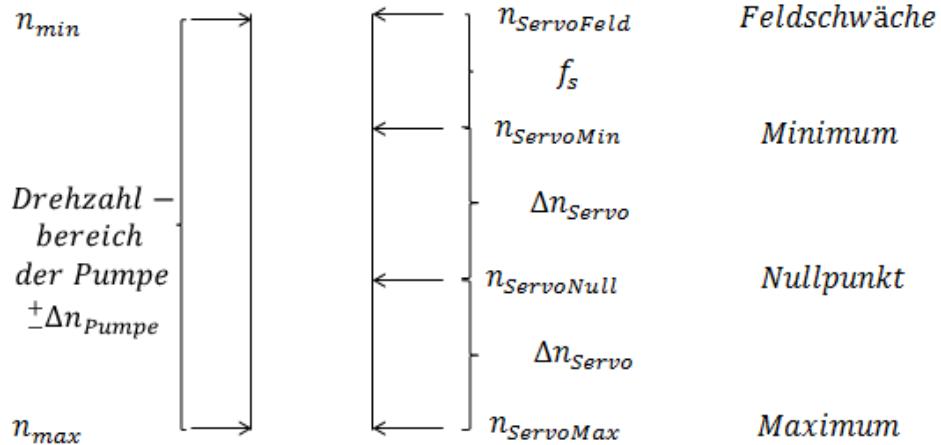


Abbildung 37: Drehzahlbereiche des Systems

Aus der minimalen Pumpendrehzahl  $n_{min}$ , der maximalen Pumpendrehzahl  $n_{max}$  und dem prozentuellen Feldschwächebereich  $f_s$  ergibt sich nach Formel (11) die prozentuelle Drehzahländerung des Servos  $\Delta n_{Servo}$ .

$$\Delta n_{Servo} = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{max} * (1 + f_s) + n_{min}} \quad (11)$$

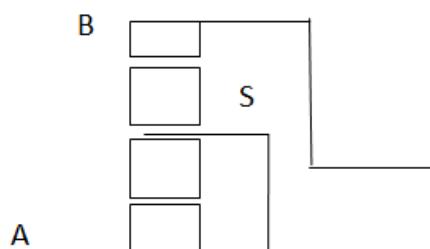
In dem gesamten Drehzahlbereich befinden sich vier relevante Punkte: Der maximale Feldschwächebereich, das Minimum, der Nullpunkt und das Maximum der Servodrehzahl. In diesen vier Punkten werden die Drehzahlen für die Pumpe, den Output und den Servo berechnet und werden an diesen Stellen mit den Indizes *Feld*, *Min*, *Null* und *Max* benannt. Die Bezeichnungen der Punkte beziehen sich immer auf den Servo und somit ist die Drehzahl  $n_{PumpeNull}$  nicht die Pumpendrehzahl im Nullpunkt der Pumpe sondern beim Nullpunkt der Servodrehzahl. Nur die Drehzahl des Motors  $n_{MotorSyn}$  bleibt in der ganzen Berechnung konstant. Der Index *i*, der in den weiteren Berechnungen ebenfalls verwendet wird, charakterisiert einen beliebigen Drehzahlpunkt.

Eine Bedingung für einen effizienten Betrieb an den Servo ist, dass  $n_{ServoMax}$  der festgelegten Eingangsgröße  $n_{ServoSyn}$  entspricht. Daraus resultiert automatisch, dass  $-n_{ServoMin} = n_{ServoMax}$ . Die Anforderungen und Randbedingungen der Vorauslegungsberechnung sind in Tabelle 6 zusammengefasst.

Randbedingungen	
Servo	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>n_{ServoNull} = 0</math></li> <li>• <math>n_{ServoSyn}</math> laut Eingabe</li> <li>• <math>n_{ServoMax} = -n_{ServoMin} = n_{ServoSyn}</math></li> <li>• Leistung im Feldschwächebereich darf nicht die Servonennleistung überschreiten</li> </ul>
Pumpe	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzielung eines Ergebnisses unter Einhaltung der festgelegten Pumpendrehzahlen</li> </ul>
Motor	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzielung eines Ergebnisses unter Einhaltung der festgelegten Motordrehzahl (<math>n_{MotorSyn}</math>)</li> </ul>
Differenzialstufen-übersetzung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>2,5 &lt; i_{DS0} &lt; 6</math> Siehe Kapitel 8.2.3</li> </ul>

Tabelle 6: Randbedingungen der Vorauslegungsberechnung

### 8.2.1 Planetengetriebe



Die Drehzahlen eines Planetengetriebes stehen laut Pickart et al. (1978) unter Berücksichtigung von Abbildung 38 im folgenden Zusammenhang:

$$n_A + \frac{z_B}{z_A} * n_B - \left(1 + \frac{z_B}{z_A}\right) * n_S = 0 \quad (12)$$

Abbildung 38: Getriebeschema (Pickart, Hänsgen, and Dehner 1978)

Legt man dieses Schema auf das hier behandelte Differenzialsystem um, entspricht  $n_A$  der Servodrehzahl (unter Vernachlässigung der Stirnradstufe),  $n_B$  der Motordrehzahl und  $n_S$  der Differenzial-Outputdrehzahl. Unter Berücksichtigung der folgenden Formeln für die Differenzialstufenübersetzung  $i_{DS0}$  und die Sonnendrehzahl  $n_A$  kann Formel (12) auf das hier behandelte System angepasst werden und ergibt Formel (15).

$$i_{DS0} = \frac{z_B}{z_A} \quad (13)$$

$$n_A = \frac{n_{Servo}}{i_{SS}} \quad (14)$$

$$\frac{n_{Servo\_i}}{i_{SS}} + i_{DS0} * n_{MotorSyn} + (1 + i_{DS0}) * n_{Output_i} = 0 \quad (15)$$

Durch Umformung der Gleichung (15) entsteht die Hauptgleichung dieses Systems (Formel (16)), die in jedem Betriebspunkt erfüllt sein muss:

$$n_{Servo\_i} = (-i_{DS0} * n_{MotorSyn} + (1 + i_{DS0}) * n_{Output_i}) * i_{SS} \quad (16)$$

Durch Berücksichtigung der Vorstufe in Formel (17) kann die Hauptgleichung gemäß Formel (18) erweitert werden.

$$n_{Output_i} = i_{VS} * n_{Pumpe_i} \quad (17)$$

$$n_{Servo\_i} = (-i_{DS0} * n_{MotorSyn} + (1 + i_{DS0}) * i_{VS} * n_{Pumpe_i}) * i_{SS} \quad (18)$$

## 8.2.2 Die Pumpe

Aus Abbildung 37 ist unter Veränderung der Indizes von *Servo* zu *Pumpe* zu erkennen, dass  $n_{PumpeMax} = n_{max}$  und  $n_{PumpeFeld} = n_{min}$  gilt. Die Pumpendrehzahlen bei Nulldrehzahl und minimaler Drehzahl des Servos berechnen sich wie folgt:

$$n_{PumpeNull} = \frac{n_{PumpeMax}}{1 + \Delta n_{Servo}} \quad (19)$$

$$n_{PumpeMin} = n_{PumpeNull} * (1 - \Delta n_{Servo}) \quad (20)$$

Die Pumpenleistung in einem beliebigen Betriebspunkt berechnet sich laut dem Affinitätsgesetz nach Formel (21). Je nach Pumpentyp kann der Leistungsverlauf von dieser Formel abweichen. Nach Rücksprache mit der Andritz AG wird jedoch zur Vereinfachung im Weiteren und im Vorauslegungstool diese Formel verwendet.

Die Berechnung des Drehmomentes in einem beliebigen Punkt des Kennfeldes erfolgt durch Formel (22).

$$P_{Pumpe\_i} = P_{PumpeMax} * \left( \frac{n_{Pumpe\_i}}{n_{PumpeMax}} \right)^3 \quad (21)$$

$$M_{Pumpe\_i} = \frac{30 * 1000 * P_{Pumpe\_i}}{n_{Pumpe\_i} * \pi} \quad (22)$$

### 8.2.3 Übersetzungsverhältnisse und Differenzial-Output

Die zu erreichenden Pumpen-, Servo- sowie Motordrehzahlen sind bekannt. Es gilt nun zu berechnen, welche Übersetzungsverhältnisse benötigt werden, um diese festgelegten Anforderungen zu erfüllen.

Das Differenzialsystem besitzt drei Übersetzungsstufen:

- Die Differenzialstufe DS0 (ist immer vorhanden)
- Die Vorstufe VS (kommt fast immer zum Einsatz)
- Die Stirnradstufe SS (kommt abhängig von den Eingangsparametern zum Einsatz)

Ziel wäre es keine Stirnradstufenübersetzung zu benötigen und die Anforderungen nur unter Anpassung der Differenzialstufen- und der Vorstufenübersetzung zu erfüllen, da der Einsatz eines Stirnrades einen konstruktiven Mehraufwand und somit auch höhere Kosten bewirken würde. Durch die Begrenzung der Differenzialstufenübersetzung mit  $2,5 \leq i_{DS0} \leq 6$  (siehe Tabelle 6) ist dies in der Praxis jedoch nicht für alle Anwendungsfälle möglich. Die Begrenzung wurde von der SET GmbH festgelegt, da bei Unterschreitung dieses Bereichs die Kräfte auf die Lager zu groß und bei Überschreitung das Ritzel des Getriebes zu klein werden würden. Aus diesem Grund wird zunächst eine vorläufige Differenzialstufenübersetzung  $i_{DS0vorl}$  berechnet und erst anschließend die tatsächliche Differenzialstufenübersetzung  $i_{DS0}$  festgelegt.

Für die Berechnung wird die Hauptgleichung des Systems (Formel (16)) herangezogen. Durch Einsetzen der Randbedingung im Nullpunkt  $n_{ServoNull}=0$  und unter Vernachlässigung der Stirnradstufenübersetzung ( $i_{SS}=1$ ) ergibt sich Formel (23). Formel (24) resultiert ebenfalls aus der Hauptgleichung bei Vernachlässigung der Stirnradstufe und gemäß den Randbedingungen bei maximaler Systemdrehzahl ( $n_{ServoMax}=n_{ServoSyn}$ ,  $n_{OutputMax}=n_{OutputNull}*(1+\Delta n_{Servo})$ ).

$$0 = -i_{DS0vorl} * n_{MotorSyn} + (1 + i_{DS0vorl}) * n_{OutputNull} \quad (23)$$

$$n_{ServoSyn} = -i_{DS0vorl} * n_{MotorSyn} + (1 + i_{DS0vorl}) * n_{OutputNull} * (1 + \Delta n_{Servo}) \quad (24)$$

Unter Umformung von Formel (23) auf  $n_{OutputNull}$  und anschließendem Einsetzen in Formel (24), ergibt sich für die vorläufige Differenzialstufenübersetzung:

$$i_{DS0vorl} = \frac{n_{ServoSyn}}{(n_{MotorSyn} - n_{MotorSyn} * (1 + \Delta n_{Servo}))} \quad (25)$$

Die Outputdrehzahl bei Servodrehzahl Null  $n_{OutputNull}$  wurde substituiert und somit sind alle Variablen bekannt. Die vorläufige Differentialstufenübersetzung erfüllt die festgesetzten Bedingungen.

Liegt  $i_{DS0vorl}$  in den vorgegebenen Grenzen (zwischen 2,5 und 6) so ist  $i_{DS0}$  gleich  $i_{DS0vorl}$ . Ergibt aber die Berechnung, dass  $i_{DS0vorl}$  außerhalb dieses Bereichs ist, wird  $i_{DS0}$  auf den Wert drei festgelegt, da dieser Wert einem optimalen Übersetzungsverhältnis für das Differentialgetriebe entspricht. Diese Festlegung des Wertes würde jedoch bewirken, dass  $n_{ServoMax}$  nicht mehr  $n_{ServoSyn}$  wäre (Randbedingung laut Tabelle 6). Es wird nun die Stirnradstufe eingesetzt und dessen Übersetzung mittels *GoalSeek*-Funktion im Excel-Tool eingestellt, sodass wieder  $n_{ServoMax}=n_{ServoSyn}$  gilt. Der zugehörige VBA Code ist in Abbildung 39 zu sehen.

```
If Not Application.Intersect(KeyCells, Range(Target.Address)) Is Nothing Then
    ' ISS ("B20") is reset before the right value for it is calculated

    Range("B20").Value = 1
    iDS0vorl = Range("B18").Value

    If iDS0vorl > 6 Or iDS0vorl < 2.5 Then
        ' if iDS0vorl is out of bounds (<2,5 or >6) change the
        ' value of iDS0 ("B19") to 3 and recalculate
        ' ISS ("B20") so that nMaxServo("E27") = nsynServo ("K9")
        nsynServo = Range("K9").Value
        Range("B19").Value = 3
        Range("E27").GoalSeek Goal:=nsynServo, ChangingCell:=Range("B20")
    Else
        ' if iDS0vorl("B18") is in bounds set the value of
        ' iDS0 ("B19") to the same as iDS0vorl
        Range("B19").Formula = "=B18"

    End If
```

Abbildung 39: VBA Code zur Anpassung der Differential- und Vorstufenübersetzung

Nach Bestimmung der Differentialstufenübersetzung bei festgelegten Eingangsrehzahlen, kann die Differential-Outputdrehzahl im Servo-Nullpunkt durch Umformung von Formel (23) berechnet werden:

$$n_{OutputNull} = \frac{n_{MotorSyn} * i_{DS0}}{1 + i_{DS0}} \quad (26)$$

Die Aufgabe der Vorstufe ist es nun, die sich durch die Eingaben und Randbedingungen ergebende Differential-Outputdrehzahl auf die geforderte Pumpendrehzahl zu übersetzen:

$$i_{VS} = \frac{n_{OutputNull}}{n_{PumpeNull}} \quad (27)$$

Nach Festlegung der Vorstufenübersetzung, kann die Output-Drehzahl in jedem Punkt i berechnet werden:

$$n_{Output\_i} = n_{Pumpe\_i} * i_{VS} \quad (28)$$

Das Moment und die Leistung des Differenzial-Outputs berechnen sich unter Anwendung der folgenden Formeln:

$$M_{Output\_i} = \frac{M_{Pumpe\_i}}{i_{VS}} \quad (29)$$

$$P_{Output\_i} = \frac{n_{Pumpe\_i} * i_{VS} * M_{Pumpe\_i} * \pi}{i_{VS} * 30 * 1000} \quad (30)$$

Die Leistung des Differenzial-Outputs entspricht unter Vernachlässigung von Verlusten immer der Pumpenleistung, da eine Übersetzungsstufe nur eine Veränderung der Drehzahlen und Momente bewirkt. In Formel (30) ist zu sehen, dass sich die Vorstufenübersetzung im Bruch herauskürzt.

Die Vorstufe kommt prinzipiell immer zum Einsatz, da nur in sehr seltenen Fällen die sich ergebende Differenzial-Outputdrehzahl genau der geforderten Pumpendrehzahl entspricht. Sollte dieser Fall jedoch eintreffen, ist  $i_{VS}=1$  und die Drehzahl- und Drehmomentwerte des Differenzial-Outputs entsprechen den Pumpenwerten.

Will man den VBA Code aus Abbildung 39 verändern, so muss in der Arbeitsmappe bei der Tabellenauswahl (links unten) die Tabelle *Vorauslegung* mit der rechten Maustaste angeklickt werden. Wählt man im aufscheinenden Menü „*Code anzeigen*“ aus, scheint automatisch die gesamte Code-Auflistung auf und es können Veränderungen vorgenommen werden.

#### 8.2.4 Der Servo

Unter Verwendung der Hauptgleichung des Systems (Formel (16)) kann nun, nachdem alle anderen Drehzahlen und Übersetzungsverhältnisse bestimmt wurden, die Servodrehzahl in jedem Punkt i berechnet werden. Das Moment und die Leistung an einem Drehzahlpunkt i berechnen sich wie folgt:

$$M_{Servo\_i} = \frac{M_{Output\_i}}{(1 + i_{DS0}) * i_{SS}} \quad (31)$$

$$P_{Servo\_i} = \frac{n_{Servo\_i} * M_{Servo\_i} * \pi}{30 * 1000} \quad (32)$$

Die Leistungsaufnahme  $LA_{Servo}$  gibt an, wie viel Leistung der Servo von der gesamten aufgebrachten Leistung übernimmt:

$$LA_{Servo} = \frac{P_{ServoMax}}{(P_{ServoMax} + P_{MotorMax})} \quad (33)$$

Das System ist umso wirtschaftlicher, desto kleiner die Leistungsaufnahme des Servos ist. Die Formel zur Leistungsberechnung des Motors wird im folgenden Kapitel bestimmt.

### 8.2.5 Der Antriebsmotor

Wie bereits erwähnt, wird für den Antriebsmotor eine vier oder sechspolige Drehstrommaschine eingesetzt. Die Synchrondrehzahlen ergeben sich aus Tabelle 5. Falls es sich um eine Asynchronmaschine handeln sollte, wird der Schlupf vernachlässigt, da er sich einerseits von Maschine zu Maschine ändert und andererseits nur kleine Veränderungen für das Gesamtsystem bewirkt. Es wird für die Berechnung also kein Unterschied zwischen Synchron- und Asynchronmaschine gemacht.

Die auftretenden Momente des Differenzialsystems gleichen sich immer aus. Es gilt:

$$M_{Output\_i} = M_{Motor\_i} + M_{Servo\_i} * i_{SS} \quad (34)$$

Die Momente des Differenzialsystem-Outputs, der Pumpe und des Servos sind bereits bekannt und das Moment des Antriebsmotors kann daher wie folgt berechnet werden:

$$M_{Motor\_i} = M_{Output\_i} - M_{Servo\_i} * i_{SS} = \frac{M_{Pumpe\_i}}{i_{VS}} - M_{Servo\_i} * i_{SS} \quad (35)$$

In Abbildung 40 ist ein Beispiel für die Momentenverläufe des Differenzialsystems zu sehen.

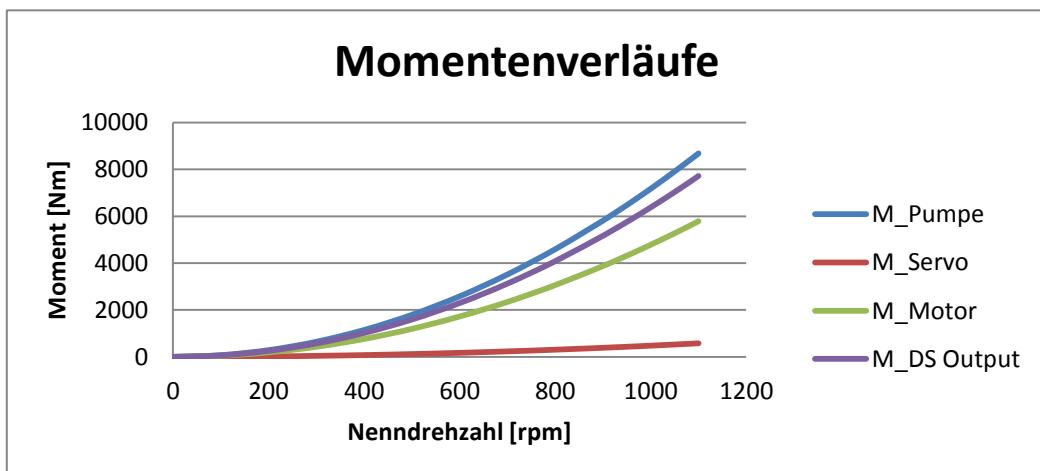


Abbildung 40: Momentenverläufe des Differenzialsystems

Die Leistung des Antriebsmotors wird mit der leicht abgeänderten aber bereits bekannten Formel

$$P_{Motor\_i} = \frac{n_{MotorSyn} * M_{Motor\_i} * \pi}{30 * 1000} \quad (36)$$

berechnet.

### 8.2.6 Auswirkungen auf das System

Aus den vorangegangenen Berechnungen der Drehzahlen und Übersetzungsverhältnisse ist zu schließen, dass abhängig von den Ergebnissen verschiedene Möglichkeiten bestehen, wie das System ausgelegt werden könnte. Es existieren vier Fälle, die für die Auslegung des Systems zu unterscheiden sind, wobei meistens mit Fall eins und zwei zu rechnen ist:

#### 1. Fall: $i_{VS}$ ungleich 1 und $i_{SS}=1$

Dieser Fall tritt ein, wenn die vorläufige Differenzialstufenübersetzung zwischen 2,5 und 6 liegt, da hier keine weitere Drehzahlanpassung zur Einhaltung der Randbedingungen durch die Stirnradstufe nötig ist. Das Schema des Systems entspricht Abbildung 41 mit der Vorstufenübersetzung  $i_{VS}$  und ohne Stirnradstufenübersetzung  $i_{SS}$ .

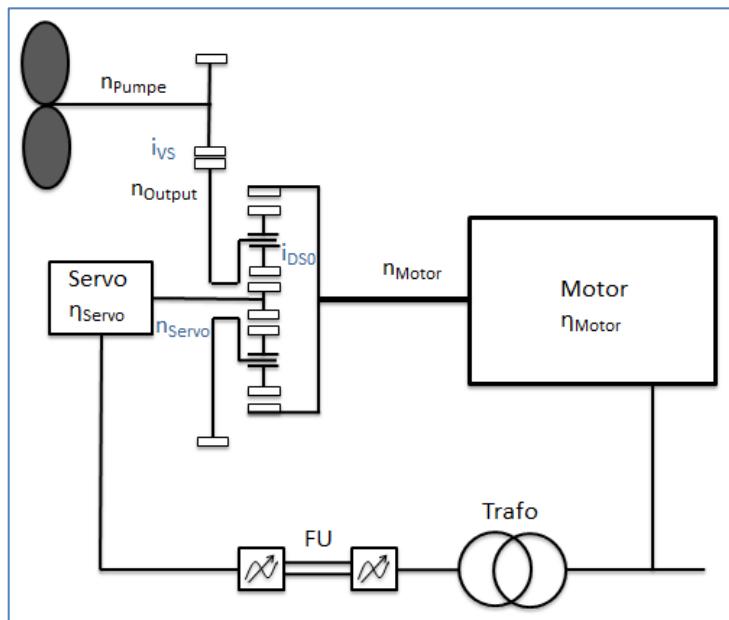


Abbildung 41: Differenzialsystem mit Vorstufe

#### 2. Fall: $i_{VS}$ und $i_{SS}$ ungleich 1

Bei Eintreten dieses Falles ( $i_{DS0vorl}$  ist nicht im Bereich zwischen 2,5 und 6) benötigt das Differenzialsystem, wie in Abbildung 42 zu sehen, eine Vorstufe und eine Stirnradstufe.

Diese Ausführung ist die technisch aufwendigste Variante, da zusätzlich zur Differenzialstufe zwei weitere Getriebestufen benötigt werden.

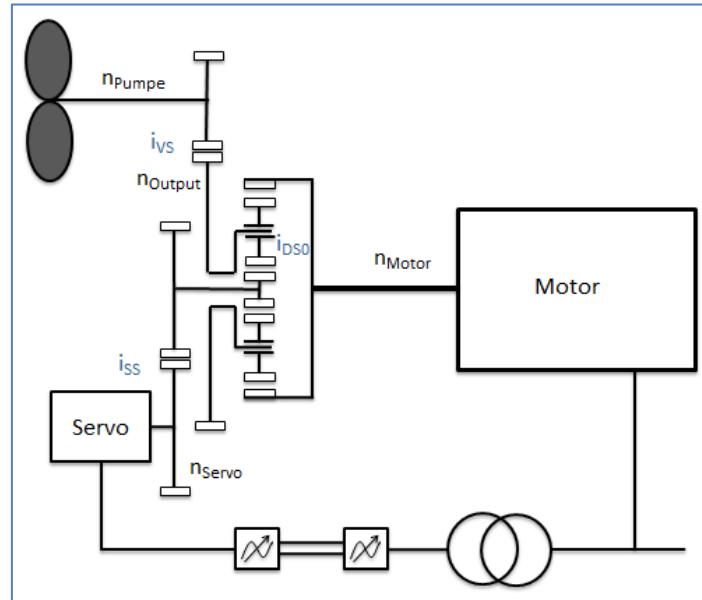


Abbildung 42: Differenzialsystem mit Vorstufe und Stirnradstufe

### 3. Fall: $i_{VS}=1$ und $i_{SS} \neq 1$

In diesem Fall liegt  $i_{DS0vorl}$  nicht im Bereich zwischen 2,5 und 6 und die geforderte Pumpendrehzahl entspricht genau der sich aus der Berechnung ergebenden Differenzial-Outputdrehzahl. Es ergibt sich nach Abbildung 43 ein Differenzialsystem mit Stirnradstufe (Übersetzungsverhältnis  $i_{SS}$ ). Eine Vorstufe wird nicht benötigt.

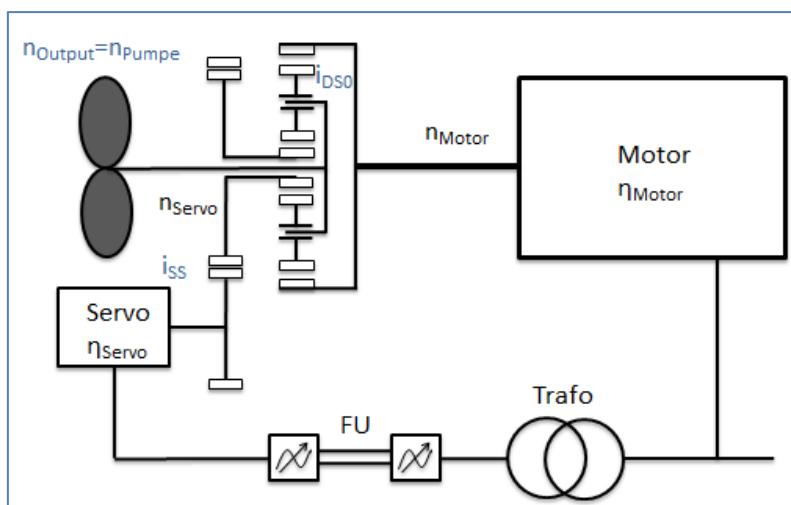


Abbildung 43: Differenzialsystem mit Stirnradstufe

#### **4. Fall: $i_{VS}=1$ und $i_{SS}=1$**

Auch in diesem Fall entspricht die geforderte Pumpendrehzahl genau der sich aus der Berechnung ergebenden Differenzial-Outputdrehzahl ( $i_{VS}=1$ ). Im Unterschied zum Fall 3 ist jedoch auch die Stirnradstufenübersetzung gleich eins, da  $i_{DS0vorl}$  im Bereich zwischen 2,5 und 6 liegt.

Prinzipiell müsste abgesehen von der Differenzialstufe keine weitere Stufe eingesetzt werden. Konstruktiv ist dies jedoch nur dann realisierbar, wenn entweder der Differenzialantrieb eine Hohlwelle für eine Durchführung der Antriebswelle 2 hat bzw. der Antriebsmotor eine Hohlwelle für die koaxiale Anbindung des Differenzialantriebs an der Hinterseite des Antriebsmotors vorsieht. Die SET GmbH hat diesbezüglich eine Serienlösung für den Einsatz bei Windkraftanlagen realisiert. In den meisten Fällen wird der Einbau einer Stirnradstufe jedoch die am einfachsten umzusetzende konstruktive Lösung sein. Deshalb entspricht das Schema bei Eintritt dieses Falles der Abbildung 43 aus Fall 3.

### **8.3 Ergebnisse**

Im Folgenden wird die Vorauslegung des Differenzialsystems für zwei Pumpanwendungen aus Kapitel 3 *Bedarfsanalyse der Drehzahlvariabilität von Pumpantrieben* durchgeführt. Dazu wurden Tabellen und Diagramme dem Vorauslegungstool (Excel-Arbeitsmappe „*Pumpantriebsanalyse*“) entnommen und hier dargestellt. Die Berechnungsergebnisse resultieren aus den zuvor erläuterten Formeln. Eine Anleitung zum Tool wurde wie bereits erwähnt dieser Arbeit angehängt.

#### **8.3.1 Beispiel Großpumpe in Kasachstan**

Unter Verwendung der Drehzahlen und der Pumpennennleistung des Kennfeldes in Kapitel 3.3.2 *Großpumpe in Kasachstan* auf Seite 31 und unter Berücksichtigung der Netzfrequenz in Kasachstan wurde das Differenzialsystem für diesen Anwendungsfall vorausgelegt. Abbildung 44, in der die Eingangsdaten des Systems zu sehen sind, wurde dem Excel-Tool entnommen. Die grau gekennzeichneten Felder wurden selbst eingetragen oder mittels Drop-Down Liste ausgewählt. Der Feldschwächebereich  $f_s$  wurde mit 20% festgelegt, da bei einem höheren Wert, die Servoleistung im Feldschwächebereich höher als die maximale Servoleistung werden würde (leuchtet im Excel-Tool auf). Es ergibt sich daraus eine Servo-Drehzahlvariabilität  $\Delta n_{Servo}$  und eine Servo-Leistungsaufnahme  $LA_{Servo}$  von 4%.

Eingabefeld		
Netz	50	Hz
<b>Pumpe</b>		
P <sub>Nenn</sub>	4.397	kW
n <sub>min</sub>	342	U/min
n <sub>max</sub>	375	U/min
Δn <sub>Pumpe</sub>	5%	±
<b>Motor</b>		
Pole	4	
n <sub>MotorSyn</sub>	1500	U/min
<b>Servo</b>		
n <sub>ServoSyn</sub>	1.500	U/min
Feldschwäche	20%	
Leistungsaufnahme	4%	
Δn <sub>Servo</sub>	4%	±

Abbildung 44: Eingabefeld des Vorauslegungstools, Großpumpe in Kasachstan

Tabelle 7 beinhaltet die sich aus diesen Eingaben einstellenden Übersetzungsverhältnisse des Differenzialsystems. Da die vorläufige Differentialstufenübersetzung  $i_{DSovorl}$  nicht im Bereich zwischen 2,5 und sechs liegt, wird die tatsächliche Differentialstufenübersetzung  $i_{DS0}$  auf den Wert drei festgesetzt und eine Stirnradstufe zur weiteren Drehzahlanpassung eingesetzt.

In Tabelle 8 sind die aus den Eingaben und den Übersetzungsverhältnissen resultierenden Drehzahlen für die Pumpe, den Differential-Output, den Antriebsmotor und den Servo zu sehen. Da die Drehzahlwerte des Differential-Outputs nicht denen der Pumpe entsprechen, wird eine Vorstufenübersetzung benötigt. Daraus resultiert das Schema nach Abbildung 42 für das Differenzialsystem.

Die Servodrehzahl ist im Nullpunkt, wie in den Anforderungen definiert, Null. Wüsste man, bei welchen Drehzahlen die Pumpe wie lange betrieben wird, könnte man den Feldschwächebereich  $f_s$  im Eingabebereich (Abbildung 44) (jedoch unter der Einschränkung  $P_{ServoMax} > P_{ServoFeld}$ ) so einstellen, dass der Nullpunkt des Servos bei einer häufig gefahrenen Drehzahl der Pumpe liegt. Ein zusätzlicher Vorteil wäre es den Servo in diesem Punkt mechanisch zu bremsen, womit der Frequenzumrichter abgeschaltet werden könnte und somit von dieser Seite kein Verschleiß und keine Verluste entstehen würden.

Übersetzungen	
i <sub>vs</sub>	3,13
i <sub>DSovorl</sub>	24
i <sub>DS0</sub>	3,0
i <sub>ss</sub>	8,0

Tabelle 7:  
Übersetzungsverhältnisse,  
Großpumpe, 4-polige  
Antriebsmaschine

Drehzahlen [U/min]				
	n <sub>Pumpe</sub>	n <sub>Output</sub>	n <sub>Motor</sub>	n <sub>Servo</sub>
Feldschwäche	342	1.069	1.500	-1.800
Minimum	345	1.078	1.500	-1.500
Nullpunkt	360	1.125	1.500	0
Maximum	375	1.172	1.500	1.500

Tabelle 8: Drehzahlen des Differenzialsystems für Großpumpe in Kasachstan,  
4-polige Antriebsmaschine

In Abbildung 45 sind unter Verwendung der Formeln (21), (32) sowie (36) und den Eingangsparametern der Großpumpe in Kasachstan die Leistungen auf die Pumpendrehzahl aufgetragen. Die Leistung des Differenzial-Outputs entspricht immer der Pumpenleistung und ist deshalb nicht eingezeichnet. Der Servo verfährt bis zu einer Drehzahl der Pumpe von 362 U/min im generatorischen Bereich und erreicht dort seinen Nullpunkt. Bei steigender Drehzahl wird er im motorischen Bereich betrieben und die Leistung der Pumpe übersteigt die des Antriebsmotors.

In Abbildung 46 sind die System-Momentenverläufe, die mit den Formeln (22), (29), (31) und (35) an verschiedenen Drehzahlpunkten berechnet wurden, in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl erkennbar.

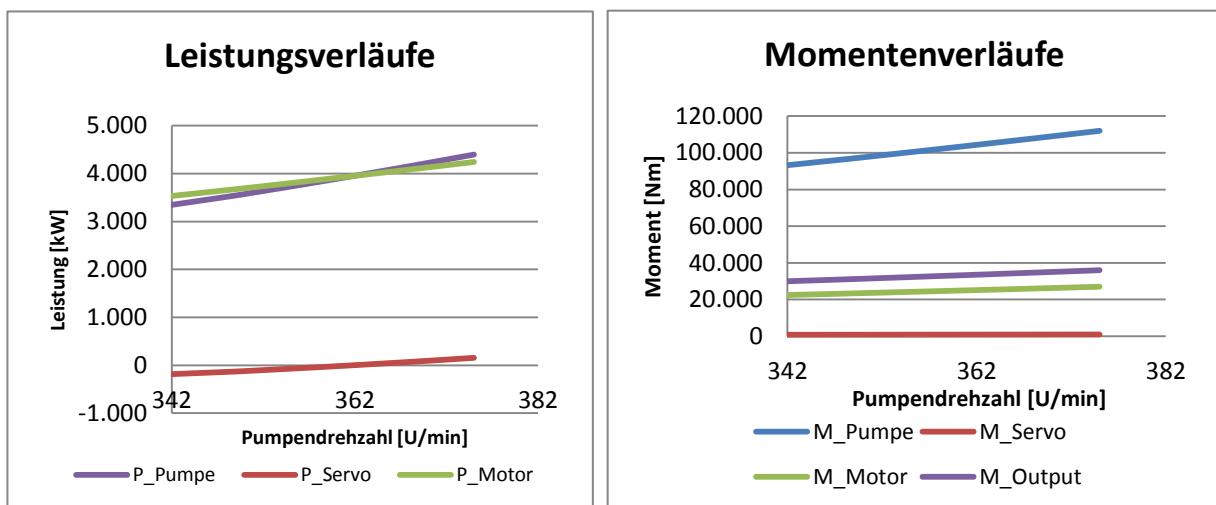


Abbildung 45: Leistungsverlauf Großpumpe Kasachstan, 4-polige Antriebsmaschine

Abbildung 46: Momentenverlauf Großpumpe Kasachstan, 4-polige Antriebsmaschine

Wie schon erwähnt, besteht auch die Möglichkeit anstatt eines vier- einen sechspoligen Antriebsmotor einzusetzen. Die Übersetzungsverhältnisse und Drehzahlen würden sich in diesem Fall nach Tabelle 9 und Tabelle 10 verändern.

Übersetzungen	
i <sub>vs</sub>	2,08
i <sub>Dsovorl</sub>	36,00
i <sub>Ds0</sub>	3,00
i <sub>ss</sub>	12,00

Tabelle 9:  
Übersetzungsverhältnisse  
Großpumpe, 6-polige  
Antriebsmaschine

Drehzahlen [U/min]				
	n <sub>Pumpe</sub>	n <sub>Output</sub>	n <sub>Motor</sub>	n <sub>Servo</sub>
Feldschwäche	342	713	1.000	-1.800
Minimum	345	719	1.000	-1.500
Nullpunkt	360	750	1.000	0
Maximum	375	781	1.000	1.500

Tabelle 10: Drehzahlen des Differenzialsystems für Großpumpe in Kasachstan,  
6-polige Antriebsmaschine

Für eine sechspolige Antriebsmaschine, im Vergleich zum vierpoligen Antriebsmotor, wird die Vorstufenübersetzung  $i_{VS}$  kleiner und die Stirnradstufenübersetzung  $i_{SS}$  größer. Der Leistungsverlauf ist für beide Antriebsmotoren gleich (Vergleich Abbildung 45 und Abbildung 47), da die Pumpe egal mit welchem Motor sie betrieben wird, immer die gleiche Leistung benötigt. Der sechspolige Antriebsmotor muss jedoch ein höheres Drehmoment aufbringen als der vierpolige (Vergleich Abbildung 46 und Abbildung 48). Je höher das aufzubringende Drehmoment der Antriebsmaschine, desto höher werden die Investitionskosten. Die Kosten von Motoren steigen wie schon erwähnt zusätzlich für höhere Polzahlen. Da durch Verwendung des sechspoligen Antriebsmotors die Stirnradstufe nicht entfällt und zusätzlich das Übersetzungsverhältnis größer als für den vierpoligen Antriebsmotor wird, ist es – sofern technisch umsetzbar – aus wirtschaftlicher Sicht besser einen vierpoligen Motor einzusetzen.

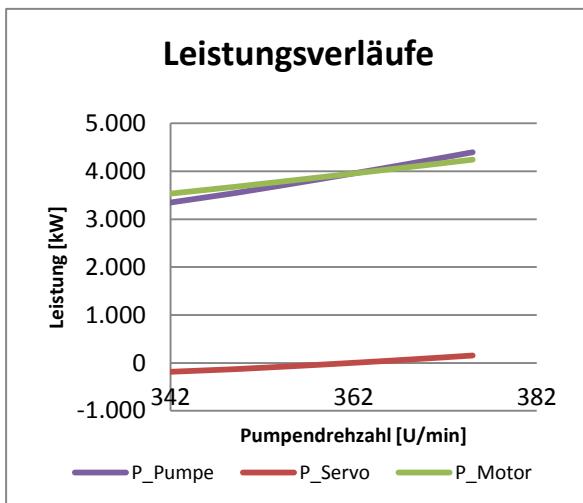


Abbildung 47: Leistungsverlauf Großpumpe  
Kasachstan, 6-polige Antriebsmaschine

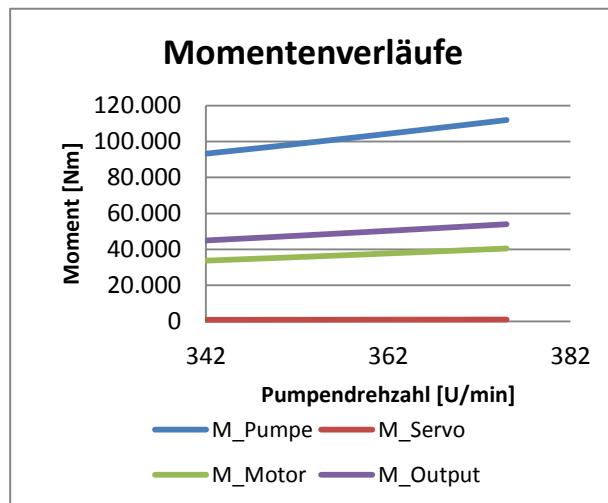


Abbildung 48: Momentenverlauf Großpumpe  
Kasachstan, 6-polige Antriebsmaschine

### 8.3.2 Beispiel Großpumpe für Wärmekraftwerk

Für das Beispiel aus Kapitel 3.3.3 *Großpumpe für Wärmekraftwerk* auf Seite 32 wird die Variante der zwei Kühlwasserpumpen, die 50% der gesamten Kühlwassermenge fördern, herangezogen. In Abbildung 49 sind die Eingabewerte zu sehen.

Eingabefeld		
Netz	50	Hz
<b>Pumpe</b>		
P <sub>Nenn</sub>	5.700	kW
n <sub>min</sub>	175	U/min
n <sub>max</sub>	400	U/min
Δn <sub>Pumpe</sub>	39%	±
<b>Motor</b>		
Pole	4	
n <sub>MotorSyn</sub>	1.500	U/min
<b>Servo</b>		
n <sub>ServoSyn</sub>	1.500	U/min
Feldschwäche	50%	
Leistungsaufnahme	23%	
Δn <sub>Servo</sub>	29%	±

Abbildung 49: Eingabefeld des Vorauslegungstool, Großpumpe für Wärmekraftwerk

Daraus ergeben sich die Übersetzungsverhältnisse nach Tabelle 11. Im Gegensatz zum vorigen Beispiel wird zur Erzielung der Randbedingungen keine Stirnradstufe benötigt, da  $i_{DS0vorl}$  im geforderten Bereich liegt. Für die Systemauslegung gilt demnach das Schema in Abbildung 41. In Tabelle 12 sind die Drehzahlwerte an den wichtigsten Punkten ersichtlich.

Übersetzungen	
i <sub>vs</sub>	3,75
i <sub>DS0vorl</sub>	3,44
i <sub>DS0</sub>	3,44
i <sub>ss</sub>	1,00

Tabelle 11:  
Übersetzungsverhältnisse,  
Großpumpe für  
Wärmekraftwerk

Drehzahlen [U/min]				
	n <sub>Pumpe</sub>	n <sub>Output</sub>	n <sub>Motor</sub>	n <sub>Servo</sub>
Feldschwäche	175	656	1.500	-2.250
Minimum	220	825	1.500	-1.500
Nullpunkt	310	1163	1.500	0
Maximum	400	1500	1.500	1.500

Tabelle 12: Drehzahlen des Differenzialsystems für Großpumpe in  
Wärmekraftwerk

In Abbildung 50 ist die Lastcharakteristik und der Betriebsbereich der Großpumpe, die ebenfalls dem Vorauslegungstool entnommen wurde, zu sehen. Der Betriebsbereich, in dem das maximale Moment gewährleistet werden kann, ist durch die Pumpendrehzahl von 220 U/min bei minimaler Servodrehzahl, der Pumpendrehzahl von 310 U/min bei Nulldrehzahl des Servos und durch die maximale Pumpendrehzahl von 400 U/min gekennzeichnet. Darüber hinaus ist der Feldschwächebereich f<sub>s</sub>, in dem die Pumpe mit abfallendem Moment bis zur minimalen geforderten Drehzahl (n<sub>min</sub>=175 U/min) betrieben wird, zu sehen. Das Moment der Pumpe berechnet sich an diesem Punkt zu:

$$M_{PumpeFeld} = \frac{M_{PumpeMax}}{(1 + f_s)} \quad (37)$$

## Lastcharakteristik und Betriebsbereich

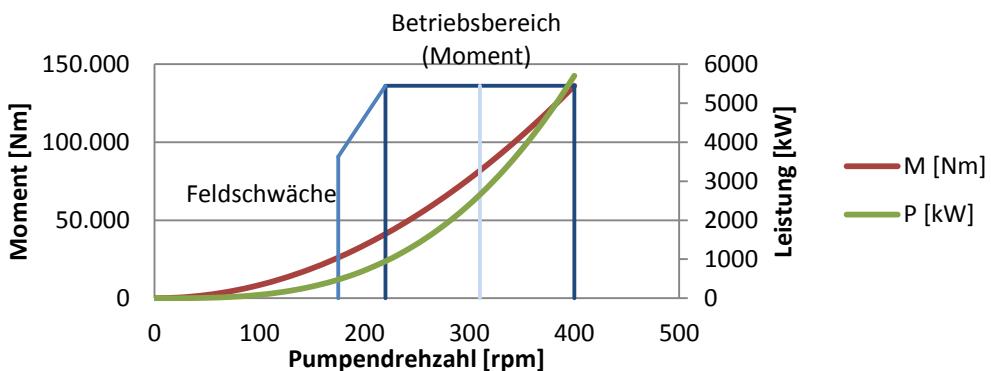


Abbildung 50: Lastcharakteristik und Betriebsbereich der Großpumpe

Die Momenten- und Leistungsverläufe der weiteren Komponenten können bei Bedarf direkt dem Vorauslegungstool entnommen werden.

## **9 Wirtschaftlichkeitsanalyse**

Im nächsten Abschnitt wird ein Wirtschaftlichkeitsvergleich von relevanten Pumpenantriebssystemen durchgeführt. Zuvor werden die wichtigsten Faktoren, die auf die Wirtschaftlichkeit (bzw. aufzubringende Förderleistung) eines Pumpsystems Einfluss haben, dargelegt (KSB AG 2010):

- Die Anlagenausführung
- Die zeitliche Lastverteilung
- Die Pumpe
- Die aufgenommene elektrische Pumpenleistung

### **Die Anlagenausführung**

Wie bereits in den Grundlagen erläutert, entsteht der Betriebspunkt einer Pumpe durch das Schneiden der Anlagenkennlinie mit der Pumpenkennlinie.

Die Anlagenkennlinie charakterisiert den Anlagen-Druckbedarf bei einer gewissen Fördermenge und ist abhängig von der Rohrleitung (Widerstände, Rauigkeit etc.).

### **Die zeitliche Lastverteilung**

Die Fördermenge  $Q$  eines Kreiselpumpensystems schwankt im äußersten Fall zwischen einem maximalen Wert und Null.

Die Jahresdauerlinie bzw. das Belastungsprofil einer Pumpe erhält man, indem man den Fördermengenbedarf für ein Jahr der Häufigkeit (z.B. Betriebsstunden) nach aufträgt (Abbildung 51). Der Verlauf des Belastungsprofils hängt von der Anlage ab und kann sich jedes Jahr verändern. In Abbildung 51 sind zwei verschiedene Belastungsprofile eingetragen. Die Pumpe wird nur sehr selten mit 100% der Fördermenge, für die sie ausgelegt ist, betrieben. Meistens fördert sie im Teillastbereich eine geringere Fördermenge. Das Einsparungspotenzial steigt je mehr Betriebsstunden erfüllt werden und je geringer die Fläche unter der Belastungskurve ist. Zur Anpassung an den Anlagenbedarf und zur Reduzierung der Pumpenantriebsleistung kann ein Regelsystem eingesetzt werden.

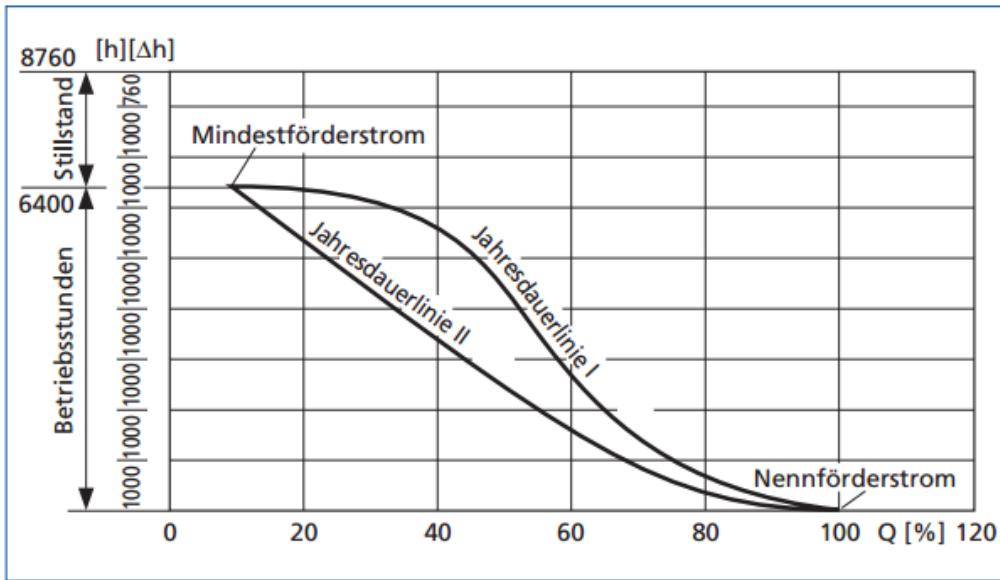


Abbildung 51: Belastungsprofil einer Pumpe (KSB AG 2010)

## Die Pumpe

Das Maß des erreichbaren wirtschaftlichen Regelungserfolgs, kann auf unterschiedliche Weise durch die Pumpe beeinflusst werden: durch den Kennlinienverlauf, durch den konstruktiven Aufbau der Pumpe und durch die benötigte Motorgröße. Der Pumpenwellenleistungsverlauf hängt von der Förderhöhensteigung und dem Pumpenwirkungsgradverlauf ab. Prinzipiell gilt, dass je höher die Steigung der Pumpenkennlinie ist, umso flacher ist die Leistungskennlinie. Die Motorgröße eines Pumpensystems hat Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit, da erfahrungsgemäß das Verhältnis von Investitionskosten zur Motorgröße ( $\text{€}/\text{kW}$ ) für größere Leistungen immer kleiner wird.

## Die aufgenommene elektrische Pumpenleistung

Die vom Netz gezogene elektrische Pumpenleistung ohne Regelungsbetrieb setzt sich aus der Pumpenwellenleistung und der Verlustleistung des Antriebsmotors zusammen. Im Regelbetrieb muss zusätzlich die Verlustleistung der Regelungseinrichtung (z.B. Verlustleistung des Frequenzumrichters) miteinberechnet werden.

## **10 Wirtschaftlichkeits-Berechnungstools**

In diesem Abschnitt wird die Wirtschaftlichkeit des bereits vorausgelegten Differenzialsystems der eines vergleichbaren Vollumrichtersystems gegenübergestellt. Für eine schnelle und übersichtliche Wirtschaftlichkeitsberechnung verschiedener Anwendungen, wurde nach den Anforderungen der Andritz AG in der gleichen Excel-Arbeitsmappe („Pumpantriebsanalyse“) in der sich das Vorauslegungstool befindet, ein Wirtschaftlichkeits-Berechnungstool entwickelt. Danach werden die verwendeten Formeln, die im Excel-Tool hinterlegt wurden sowie die vorgenommenen Berechnungsschritte dargelegt. Am Ende dieses Abschnittes werden die Wirtschaftlichkeitsergebnisse für verschiedene Beispiele gezeigt.

Da das Differenzialsystem sowohl für Pumpen, als auch für Pumpen als Turbinen eingesetzt werden kann, ist als erstes die Anwendungsart festzulegen. Im Excel-Sheet *Wirtschaftlichkeit* ist ein Auswahlfeld dafür vorgesehen.

Handelt es sich um ein Pumpsystem, werden die Gesamtkosten, die sich aus den System- und den Betriebskosten zusammensetzen für das Differenzial- und das Vollumrichtersystem berechnet und anschließend barwertmäßig verglichen.

Ist die Anwendung eine Pumpe als Turbine, wird der Gesamterlös, der sich aus den Systemkosten und den Betriebserlösen ergibt, für beide Systeme berechnet.

Im Folgenden werden die Berechnungsschritte der Kosten bzw. Erlöse für die Systeme ermittelt. Eine Anleitung zum Wirtschaftlichkeits-Berechnungstool ist einerseits im Anhang und andererseits im Excel-Sheet *Anleitung* zu finden.

### **10.1 Systemkosten**

Die Systemkosten setzen sich aus allen Komponentenkosten des jeweiligen Systems zusammen und variieren im Wesentlichen abhängig von der Nennleistung und dem Spannungsniveau jeder Komponente. Hier wird kein Unterschied zwischen dem Pump- und dem Turbinenbetrieb gemacht. Bei einer Pumpe als Turbine wird der Antriebsmotor durch einen Generator ersetzt, die Kosten dafür werden jedoch als gleich hoch angenommen.

Die Vollumrichtersystemkosten bestehen aus:

- den Kosten des Antriebsmotors/Generators (gleiche Spannung wie Frequenzumrichter);

- den Kosten des Frequenzumrichters (bei Leistung des Antriebsmotors/Generators) und
- den Kosten des Transformatoren (bei Leistung des Antriebsmotors/Generators und Spannungsdifferenz zwischen Netz und Frequenzumrichter).

Die Differenzialsystemkosten setzen sich zusammen aus:

- den Kosten des Antriebsmotors/Generators (bei Mittelspannung);
- den Kosten des Servomotors (gleiche Spannung wie Frequenzumrichter);
- den Kosten des Frequenzumrichters (bei Leistung des Servomotors und Niederspannung);
- den Kosten von einem oder zwei Transformatoren (bei Leistung des Servomotors und/oder des Antriebsmotors/Generators (abhängig vom vorhandenen Netz)) und
- den Kosten des Differenzialgetriebes.

Für eine genaue Berechnung der Komponentenkosten müsste eine große Datenmenge von verschiedenen Herstellerangeboten von Motoren, Generatoren, Frequenzumrichtern, Transformatoren und Getrieben für verschiedene Spannungsniveaus, Nennleistungen und weiteren Kriterien zugänglich sein und auch immer wieder aktualisiert werden. Da diese Daten nicht verfügbar sind, wurden einige vorhandene Komponentenkosten bei relevanten Spannungsniveaus und für verschiedene Nennleistungen der Andritz AG und der SET GmbH im Excel-Tool hinterlegt. Aus diesen Daten wurden im Excel-Tool in der Tabelle *Systemkosten* Regressionskurven und Funktionen gebildet. Gibt man in einer dieser Gleichungen die gewünschte Nennleistung der Komponente ein, so erhält man einen angenäherten Wert für die Kosten. Sind genaue Kosten gefordert, müssen für den speziellen Fall Herstellerangebote eingeholt werden. Diese können dann im Excel-Sheet in der Tabelle *Systemkosten* eingetragen werden.

Im Folgenden wird die Systemkostenermittlung des Differenzialgetriebes gezeigt. Die Systemkosten der anderen Komponenten werden auf die gleiche Weise ermittelt. Auf sie wird hier nicht weiter eingegangen, sondern auf die Tabelle *Systemkosten* verwiesen, in der die gesamte Kostenzusammensetzung ersichtlich ist.

### 10.1.1 Kosten des Differenzialgetriebes

Die Systemkosten des Differenzialgetriebes wurden von der SET GmbH für verschiedene Leistungen bereitgestellt. Auch in diesem Fall handelt es sich nur um angenäherte Kosten und für einen konkreten Fall müsste gesondert eine genaue Auslegung vorgenommen und ein

Angebot eingeholt werden. Die Kosten der Differentialgetriebe-Komponenten für verschiedene Systemleistungen sind in Tabelle 13 ersichtlich.

Leistung [kW]	Vorstufe	Differential	Stirnradstufe	System-regelung	Schmierung	Engineering, Proj.-Mgmt., FAT & Doku
500	€ 30.000	€ 20.000	€ 7.000	€ 11.000	€ 4.000	€ 25.000
2.000	€ 55.000	€ 35.000	€ 13.000	€ 13.000	€ 5.000	€ 30.000
3.000	€ 70.000	€ 40.000	€ 17.000	€ 14.000	€ 6.000	€ 40.000
4.000	€ 91.000	€ 48.000	€ 20.000	€ 15.000	€ 7.000	€ 50.000

Tabelle 13: Angenäherte Serienkosten der Differentialgetriebe-Komponenten

Aus diesen Kosten wurden, mit Hilfe von Excel, Regressionskurven durch polynomische Funktionen zweiten Grades erstellt (siehe Abbildung 52).

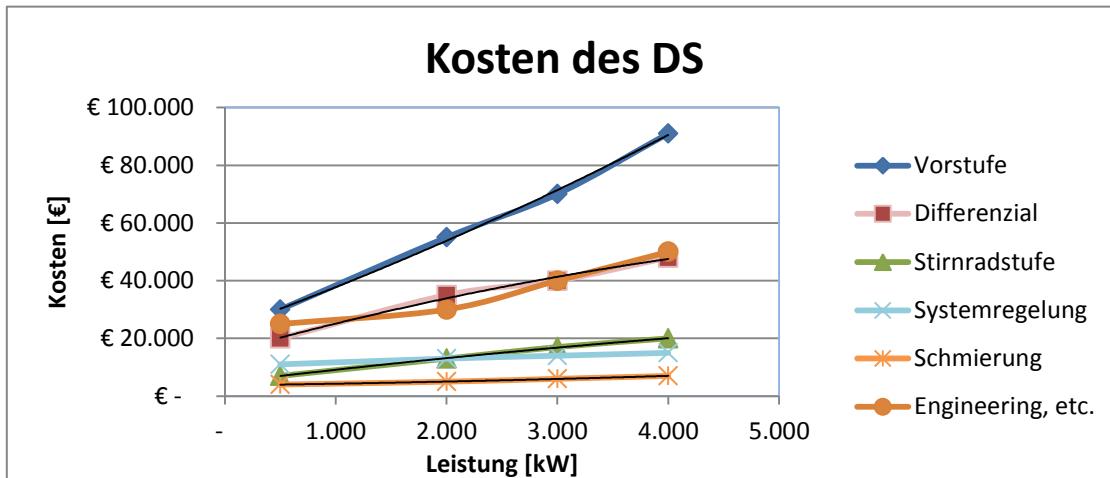


Abbildung 52: Regressionskurven der Differenzialsystemkosten

Unter Verwendung von Formel (38) für ein Polynom zweiten Grades, wobei y für die Kosten und x für die Systemleistung steht, sowie den Werten für a, b und c aus Tabelle 14, die mittels RGP-Funktion im Excel-Tool ermittelt wurden, ergeben sich die Kosten jeder Komponente für eine Leistung x.

$$y(x) = a * x^2 + b * x + c \quad (38)$$

Konstanten	Vorstufe	Differential	Stirnrad-stufe	System-regelung	Schmier-ung	Engineering, Proj.-Mgmt., FAT & Doku	
a	€ 0,0008	-€ 0,00065	-€ 0,00019	-€ 0,00008	€ 0,00008	€ 0,00164	
b	€ 13,8255	€ 10,70	€ 4,61	€ 1,50	€ 0,50	-€ 0,05	
c	€ 23.167,79	€ 15.069	€ 4.704	€ 10.279	€ 3.721	€ 24.423	
Kosten für x=						Summe=	
4.397	€ 98.491	€ 49.612	€ 21.256	€ 15.306	€ 7.488	€ 55.795	€ 247.949

Tabelle 14: Konstanten der Polynomfunktion zur Berechnung der Differentialgetriebe-Komponentenkosten und Ergebnisse für eine Leistung x

Die Kosten des Differenzialgetriebes werden den einzelnen Komponenten zugewiesen, damit nur die Kosten, die wirklich benötigt werden, herausgegriffen werden können. Kommt man im Vorauslegungstool beispielsweise zum Ergebnis, dass keine Stirnradstufe benötigt wird, so werden die Kosten der Stirnradstufe im Wirtschaftlichkeits-Berechnungstool nicht berücksichtigt.

### 10.1.2 Gesamt-Systemkosten

Wie bereits erwähnt, sind für die Höhe der Gesamtkosten, die Nennleistungen und Spannungsniveaus entscheidend. Die benötigten maximalen Leistungen wurden bereits in der Vorauslegung berechnet. Die Eingangsspannungen hängen immer vom vorhandenen Netz, bzw. von der vor Ort zur Verfügung stehende Spannung ab. Im Wirtschaftlichkeitsberechnungs-Tool können drei verschiedene Eingangsspannungen ausgewählt werden (siehe Tabelle 15). Es kann die verfügbare Netzspannung für den Frequenzumrichter des Differenzialsystems, die bestenfalls im Niederspannungsbereich liegt und die für den Differenzialsystem-Antriebsmotor, die im Mittelspannungsbereich sein sollte, ausgewählt werden. Welche Spannung jedoch in der Praxis vorhanden ist, ist von Standort zu Standort verschieden. Zusätzlich kann die verfügbare Netzspannung für das Vollumrichtersystem ausgewählt werden. Prinzipiell sollte sie auf Grund der hohen Kosten des Frequenzumrichters im Niederspannungsbereich liegen, bei größeren Leistungen (ab ca. 500 kW) ist jedoch Mittelspannung erforderlich.

Verfügbare Netzspannung für DS-FU	20.000	V
Verfügbare Netzspannung für DS-Antriebsmotor	4.160	V
Verfügbare Netzspannung für Vollumrichter	4.160	V

Tabelle 15: Eingangsspannungen der Systeme

Wurden die Eingangsspannungen festgelegt, muss für die Berechnung der Differenzialsystem-Komponentenkosten nur noch das Spannungsniveau des Frequenzumrichters und des Antriebsmotors in Tabelle 16 (grau gekennzeichnet), die dem Berechnungstool entnommen wurde, ausgewählt werden. Prinzipiell ist es vorteilhaft, wenn die Netzeingangsspannung für den Frequenzumrichter bzw. den Antriebsmotor gleich dessen Nennspannung ist, da in diesem Fall kein Transformator zwischen geschaltet werden muss. Für den Frequenzumrichter, der im Niederspannungsbereich betrieben wird, ist das meist nicht möglich, aber für den Antriebsmotor des Differenzialsystems, der für Mittelspannungen ausgelegt wird, ist dieser Fall unbedingt anzustreben.

Die Tabelle 16, die dem Berechnungstool entnommen wurde, passt sich automatisch an und entnimmt die Kosten für jede Komponente aus der Tabelle *Systemkosten* und berechnet sie für die jeweilige Wirkleistung (kW). Auf die bei Frequenzumrichtern und Motoren typischerweise spezifizierte Scheinleistung (kVA) wird hier nicht eingegangen, da diese motor- und netzabhängig ist und bei entsprechender Berücksichtigung einen zu komplexen Sachverhalt generieren würde. Die Leistungsverluste aller Komponenten werden auf Wirkleistungsbasis in Kapitel 10.2.1 berechnet und finden in der Systemauslegung in den entsprechenden Tabellen Berücksichtigung.

Wird kein Transformator (*Trafo für Antriebsmotor* oder *Trafo für Servo*) benötigt, weil die Netzeingangsspannung gleich der Nennspannung des Frequenzumrichters oder des Antriebsmotors ist, bleibt die Zeile für den Transformator leer. Ansonsten erkennt Microsoft Excel 2010 automatisch den Spannungsunterschied, trägt ihn in die Tabelle ein und sucht die dazu passenden Kosten in der Tabelle *Systemkosten*. Die zuvor durchgeführte Vorauslegung hat wie bereits erwähnt Einfluss auf die Komponentenkosten des Differenzialsystems („DS“). Kommt eine Vorstufe und eine Stirnradstufe zum Einsatz, steht im vorletzten linken Feld der Tabelle 16 „DS inkl. VS und SS“. Wird lediglich eine Vorstufe eingesetzt, erscheint „DS inkl. VS“, ansonsten „DS inkl. SS“. Abhängig davon, was in diesem Feld steht, werden die hinterlegten Komponentenkosten des Getriebes aus der Tabelle *Systemkosten* entnommen und berechnet. Der größte Kostenanteil des Differenzialsystems entfällt im unten dargestellten Beispiel auf das Getriebe.

Komponenten	Differenzialsystem			
	Spannung [V]	Leistung [kW]	Kosten [€]	Kostenanteil [%]
Frequenzumrichter	690	185	€ 33.965	8%
Antriebsmotor	4.160	4.269	€ 120.005	29%
Trafo für Antriebsmotor				
ASM Servo	690	177	€ 11.576	3%
Trafo für Servo	20 kV - 690 V	191	€ 7.432	2%
DS inkl. VS und SS		4.397	€ 247.949	59%
<b>Summe</b>			<b>€ 420.926</b>	<b>100%</b>

Tabelle 16: Systemkostenaufstellung des Differenzialsystems

Für die Berechnung der Komponentenkosten des Vollumrichtersystems muss ebenfalls das Spannungsniveau des Frequenzumrichters (siehe Tabelle 17 aus „Pumpantriebsanalyse“) eingetragen werden. Die Spannung des Antriebsmotors muss gleich der des Frequenzumrichters sein, da er an diesen angeschlossen ist. Die Leistung des

Frequenzumrichters ist in diesem Fall gleich der Systemgesamtleistung inklusive den auftretenden Verlusten. Der Frequenzumrichter verursacht im Vollumrichtersystem den größten Kostenanteil des Systems. Die Transformatorkosten berechnen sich durch automatischen Vergleich der Spannungsniveaus wie zuvor.

Komponenten	Vollumrichtersystem			
	Spannung [V]	Leistung [kW]	Kosten [€]	Kostenanteil [%]
Frequenzumrichter	4.160	4.614	€ 419.952	77%
Antriebsmotor	4.160	4.437	€ 123.539	23%
Trafo für Antriebsmotor				
Motordrehzahlanpassung		4.397	€ 133.877	25%
<b>Summe</b>			<b>€ 543.491</b>	<b>100%</b>

Tabelle 17: Systemkostenaufstellung des Vollumrichtersystems

Für den Antriebsmotor wird wie für das Vollumrichtersystem ein vier- oder sechspoliger Antriebsmotor gewählt. Die daraus resultierende Drehzahl für die Pumpenantriebswelle ist in vielen Fällen zu hoch und es muss für die Drehzahlanpassung eine Vorstufe eingesetzt werden. Die Grenzen für den Einbau einer Vorstufe wurden wie folgt festgelegt:

$$0,9 * n_{MotorSyn} > n_{max} > 1,1 * n_{MotorSyn} \quad (39)$$

Sofern niedrigere Drehzahlen gefordert sind, würde natürlich auch die Möglichkeit bestehen einen höherpoligen Motor einzusetzen. Die Mehrkosten für diesen sind jedoch in etwa vergleichbar mit den Kosten der Vorstufe, wobei im Gegensatz zur stufenmäßigen Anpassung durch Änderung der Polzahl mittels Vorstufe eine flexiblere Drehzahlanpassung möglich ist.

Im Excel Tool- werden bei Verwendung der Vorstufe für das Vollumrichtersystem, die Kosten der Vorstufe und der Schmierung der Tabelle *Systemkosten* entnommen und abhängig von der Systemleistung berechnet. In Tabelle 17 sind diese Kosten in der Zeile mit der Bezeichnung *Motordrehzahlanpassung* eingetragen.

Vergleicht man nun die Kosten der zwei Systeme, so ist auf den ersten Blick zu erkennen, dass obwohl das Vollumrichtersystem um einiges weniger Komponenten besitzt, die Systemkosten dafür sehr viel höher sind. Die Kosten des Frequenzumrichters für die höhere Leistung sind, wie schon anfangs erwähnt, ausschlaggebend.

Handelt es sich bei einer Anwendung nicht um eine Pumpe, sondern eine Pumpe als Turbine, ist der einzige Unterschied, dass es sich bei den Bezeichnungen des Antriebsmotors um einen Generator handelt.

## 10.2 Betriebskosten/Betriebserlös

In diesem Abschnitt werden die Betriebskosten- bzw. erlöse für das Differenzial- einerseits und für das Vollumrichtersystem andererseits berechnet und abschließend anhand des Beispiels der Großpumpe in Kasachstan gegenübergestellt. Handelt es sich um ein Pumpensystem, muss Strom eingesetzt werden um das System anzutreiben und es entstehen für den Betreiber die dafür nötigen Betriebskosten. Wird Strom durch eine PAT gewonnen, kann der gewonnene Strom verkauft werden und man erhält einen Betriebserlös. Die Berechnungsschritte sind prinzipiell die Gleichen, da für beide Anwendungen zunächst der Systemgesamtwirkungsgrad berechnet werden muss. Erst am Ende der Berechnungen in Kapitel 10.2.2 kommt es zum formelmäßigen Unterschied.

Da in den meisten Fällen Pumpen betrachtet werden, wird im Folgenden der Begriff Kosten und nicht Erlöse verwendet.

Um die Betriebskosten bestimmen zu können, werden wie zuvor erwähnt vorerst die Wirkungsgrade beider Systeme berechnet. Dafür werden wieder die Leistungen, deren Ermittlung bereits im Abschnitt 8.2 erläutert wurde, benötigt.

Für die Berechnung der Betriebskosten beider Systeme sind weiters einige Eingangsgrößen anzugeben (Beispiel dafür in Tabelle 18 und Tabelle 19; falls nicht anders angegeben, werden diese Werte bei Beispielen herangezogen):

- Prozentuelle Dauer der Betriebsdrehzahlen
- Strompreis (Stromverkaufspreis bei PAT) [€/kWh]
- Strompreiserhöhung pro Jahr [%]
- Betriebsstunden pro Jahr [h/a]
- Lebensdauer des Systems [a]

Strompreis	0,1	€/kWh
Jährliche Strompreiserhöhung	2%	
Betriebsstunden/Jahr	7.000	h/a
Lebensdauer	20	Jahre

Tabelle 18: Eingangsgrößen für Betriebskostenberechnung

Pumpe	
Drehzahl [U/min]	Häufigkeit [%]
342	25%
360	50%
375	25%

Tabelle 19: Prozentuelle Dauer der Betriebsdrehzahlen

Im Folgenden wird die Vorgehensweise zur Berechnung der Wirkungsgrade sowie der Betriebskosten des Differenzialantriebs und anschließend des Vollumrichters aufgezeigt.

### 10.2.1 Berechnung Wirkungsgrade

In Abbildung 53 sind die für das Differenzialsystem zu berücksichtigenden Wirkungsgrade eingezeichnet. Die Lagerverluste werden vernachlässigt, da diese maximal 8 kW betragen und somit prinzipiell keinen Einfluss auf das Gesamtsystem haben. Für das Vollumrichtersystem sind lediglich die Wirkungsgrade des Antriebsmotors, des Frequenzumrichters, des Trafos und gegebenenfalls der Vorstufe einzubeziehen.

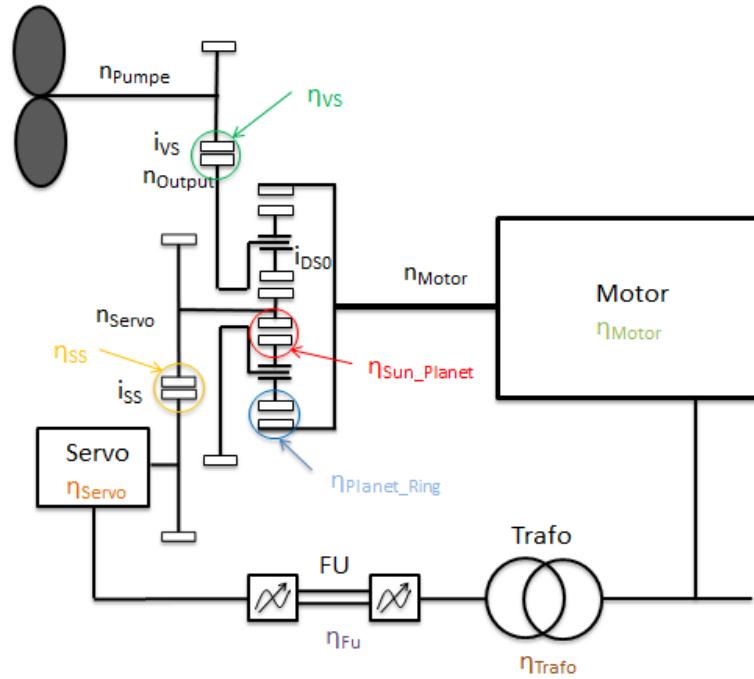


Abbildung 53: Zu berücksichtigende Wirkungsgrade des Differenzialsystems

#### 10.2.1.1 Wirkungsgrad des Antriebs- und des Servomotors

Die SET GmbH hat Wirkungsgradmessungen von Motoren durchgeführt und anschließend eine Gleichung erstellt, die dieser Messung nachkommt (Formel (40)). Diese Wirkungsgradformel wird einerseits für den Antriebsmotor und andererseits für den Servo verwendet. Die Verluste des Antriebs- bzw. Servomotors werden mit Formel (41) und (42) berechnet.

$$\eta_{Motor\_i} = \eta_{Servo\_i} = \frac{P_{Max} * 1,5\% + P_i * 2,5\%}{P_i} \quad (40)$$

$$V_{Motor\_i} = V_{Servo\_i} = (1 - \eta_{Motor\_i}) * P_{Motor\_i} \quad (41)$$

$$V_{Servo\_i} = (1 - \eta_{Servo\_i}) * P_{Servo\_i} \quad (42)$$

### 10.2.1.2 Wirkungsgrad des Frequenzumrichters

Für die Berechnung des Wirkungsgrades und die Verlustleistung des Frequenzumrichters bei einer Drehzahl  $i$  werden die Formeln (43) und (44) herangezogen. Im Falle des Differenzialantriebs müssen für  $P_{Max}$  und  $P_i$  die maximale und die aktuelle Leistung (bei aktueller Drehzahl) des Servoantriebs und im Falle des Vollumrichterantriebs die Leistungen des Antriebsmotors eingesetzt werden. Da die Leistung des Antriebsmotors um etliches höher ist als die des Servomotors, ist in diesem Fall der Wirkungsgrad geringer und die Verluste des Frequenzumrichters um einiges größer.

$$\eta_{FU\_i} = \frac{P_{Max} * 1,5\% + P_i * 1,5\%}{P_i} \quad (43)$$

$$V_{FU\_i} = (1 - \eta_{FU\_i}) * P_i \quad (44)$$

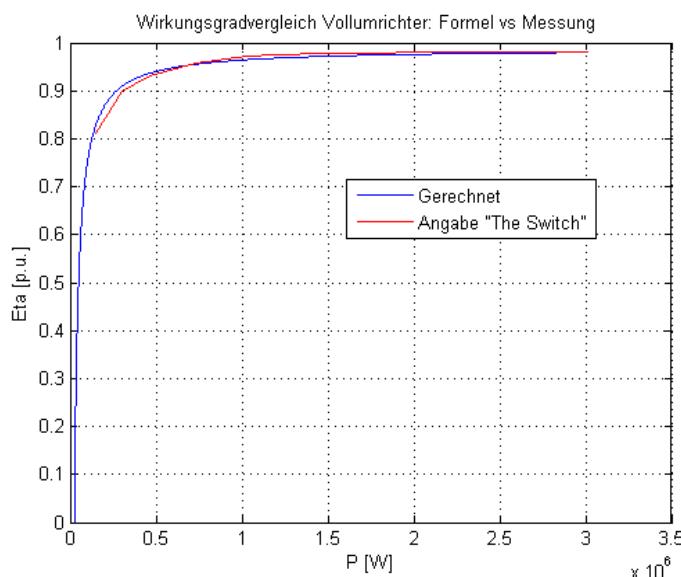


Abbildung 54: Wirkungsgradvergleich, Formel vs. Messung  
(SET GmbH 2013c)

In Abbildung 54 ist ein Vergleich zwischen dem Wirkungsgrad des Frequenzumrichters resultierend aus Formel (43) und der von der SET GmbH am Prüfstand durchgeführten Messung zu sehen. Es ist erkennbar, dass die Berechnung eine relativ gute Annäherung an den tatsächlichen Wirkungsgrad ergibt.

### 10.2.1.3 Wirkungsgrad des Transformators

Der Wirkungsgrad eines Transformators  $\eta_{Trafo}$  berechnet sich nach Formel (45).

$$\eta_{Trafo\_i} = 1 - \frac{P_0 + P_K * (\frac{P_{Trafo\_i}}{P_{TrafoMax}})^2}{P_{Trafo\_i}} \quad (45)$$

Da die Leerlaufleistung  $P_0$  und die Kurzschlussleistung  $P_K$  im Zuge der Wirtschaftlichkeitsberechnung nicht für jeden Transformator eingesetzt werden kann, wird

der Transformatorwirkungsgrad für die weiteren Berechnungen als ein fester Wert mit  $\eta_{Trafo} = 98,6\%$  angenommen. Die Verluste des Transformators berechnen sich mit Formel (46).

$$V_{Trafo\_i} = (1 - \eta_{Trafo}) * P_i \quad (46)$$

#### 10.2.1.4 Wirkungsgrad des Differenzialantriebs

$\eta_{Sun\_Planet}$	99,44%
$\eta_{Planet\_Ring}$	99,81%
$\eta_{SS}$	99,10%
$\eta_{VS}$	99,10%

Tabelle 20: Wirkungsgrade der Übersetzungsstufen

Die Wirkungsgrade der Übersetzungsstufen wurden von der SET GmbH in Messungen ermittelt und sind in Tabelle 20 aufgelistet. Der Wirkungsgrad des Differenzial-Outputs bei aktueller Drehzahl wird durch Formel (47) berechnet. Der Wirkungsgrad der Stirnradstufe  $\eta_{SS}$  ist in der Formel nur zu berücksichtigen, wenn eine Stirnradstufe existiert und ansonsten mit eins anzunehmen. Die sich daraus ergebenden Verluste sind mit Formel (48) zu berechnen.

$$\eta_{Output\_i} = \frac{P_{Output\_i}}{\frac{P_{Servo\_i}}{\eta_{Planet\_Ring} * \eta_{Servo\_i} * \eta_{SS}} + \frac{P_{Motor\_i}}{\eta_{Sun\_Planet} * \eta_{Motor\_i}}} \quad (47)$$

$$V_{Output\_i} = (1 - \eta_{Output\_i}) * P_{Output\_i} \quad (48)$$

#### 10.2.1.5 Systemgesamtwirkungsgrad des Differenzialsystems

Der Systemwirkungsgrad des Differenzialsystems (Formel (49)) berechnet sich aus der Ausgangsleistung (Pumpenleistung) dividiert durch die eingebrachte Leistung (Antriebsmotorleistung und Servoleistung) plus der Verluste des Differenzialsystems, des Frequenzumrichters und des Transformatoren. Falls eine Vorstufe vorhanden sein sollte, muss das Verhältnis der Leistungen noch mit dem Wirkungsgrad der Vorstufe  $\eta_{VS}$  multipliziert werden, ansonsten ist dieser mit eins anzusetzen.

$$\eta_{DS\_i} = \frac{P_{Pumpe\_i}}{P_{Motor\_i} + P_{Servo\_i} + V_{Output\_i} + V_{Output\_i} + V_{FU\_i} + V_{Trafo\_i}} * \eta_{VS} \quad (49)$$

#### 10.2.1.6 Systemwirkungsgrad des Vollumrichtersystems

Der Systemwirkungsgrad des Vollumrichtersystems berechnet sich nach Formel (50). Die Leistung des Motors des Vollumrichtersystems entspricht ohne Verluste der Leistung der

Pumpe, da in diesem System kein Servo vorhanden ist, der eine zusätzliche Leistung erbringt. Die Verluste des Frequenzumrichters und des Trafos entsprechen nicht denen des Differenzialsystems, da die zwei Komponenten bei viel höherer Leistung (Antriebsmotorleistung statt Servoleistung) betrieben werden. Der Wirkungsgrad der Vorstufe ist in der Formel nur zu berücksichtigen, wenn eine Drehzahlanpassung erforderlich ist.

$$\eta_{VUS\_i} = \frac{P_{Pumpe\_i}}{P_{Pumpe\_i} + V_{Motor\_i} + V_{FU\_i} + V_{Trafo\_i}} * \eta_{VS} \quad (50)$$

### 10.2.2 Betriebskosten des Differenzialantriebs und des Vollumrichtersystems

Die jährlichen Betriebskosten des Differenzialantriebs  $K_{jB\_DS}$  (Formel (51)) und des Vollumrichtersystems  $K_{jB\_VUS}$  (Formel(52)) für ein Pumpensystem berechnen sich wie folgt:

$$K_{jB\_DS} = \sum_{i=0}^n \frac{\text{Strompreis} * P_{Pumpe\_i} * \text{Häufigkeit}_i * \text{Betriebsstunden}}{\eta_{DS\_i}} \quad (51)$$

$$K_{jB\_VUS} = \sum_{i=0}^n \frac{\text{Strompreis} * P_{Pumpe\_i} * \text{Häufigkeit}_i * \text{Betriebsstunden}}{\eta_{VUS\_i}} \quad (52)$$

Der Index i steht für die Drehzahlpunkte, in denen die Pumpe betrieben wird (Tabelle 19).

Handelt es sich um ein PAT-System, ergeben sich nach folgenden Formeln die erzielten Erlöse für ein Jahr:

$$E_{jB\_DS} = \sum_{i=0}^n \text{Stromverkaufspreis} * P_{Pumpe\_i} * \text{Häufigkeit}_i * \text{Betriebsstunden} * \eta_{DS\_i} \quad (53)$$

$$E_{jB\_VUS} = \sum_{i=0}^n \text{Stromverkaufspreis} * P_{Pumpe\_i} * \text{Häufigkeit}_i * \text{Betriebsstunden} * \eta_{VUS\_i} \quad (54)$$

Bei der Berechnung der Betriebskosten/-erlöse für die gesamte Lebensdauer ( $K_{B\_Lb}$ ,  $E_{B\_Lb}$ ) wird eine jährliche Strompreiserhöhung ab dem zweiten Jahr berücksichtigt. Im Folgenden sind die Berechnungsformeln dafür zu sehen, wobei  $K_{jB\_1}$  und  $E_{jB\_1}$  die jährlichen Betriebskosten/-erlöse im ersten Jahr darstellen und der Laufparameter t von Jahr zwei bis zur Lebensdauer T läuft.

$$K_{B\_Lb} = K_{jB\_1} + \sum_{t=2}^T K_{jB\_t} * (1 + Strompreiserhöhung)^t \quad (55)$$

$$E_{B\_Lb} = E_{jB\_1} + \sum_{t=2}^T E_{jB\_t} * (1 + Strompreiserhöhung)^t \quad (56)$$

### 10.2.3 Ergebnisse Betriebskosten

Für das Beispiel Großpumpe in Kasachstan, den Eingangswerten aus Tabelle 18 und Tabelle 20 und den zuvor erläuterten Formeln, ergeben sich die Systemgesamtwirkungsgrade und Betriebskosten für ein Jahr nach Tabelle 21.

Pumpe			Differenzialsystem		Volumrichtersystem	
#	Drehzahl [U/min]	Häufigkeit [%]	System- gesamt- wirkungsgrad [%]	Stromkosten [€/a]	System- gesamt- wirkungsgrad [%]	Stromkosten [€/a]
1	342	25%	95,02%	€ 614.252	91,68%	€ 636.650
2	362	50%	95,16%	€ 1.430.789	92,18%	€ 1.477.152
3	375	25%	95,05%	€ 809.509	92,52%	€ 831.680
<b>Summe</b>		<b>100%</b>	<b>95,20%</b>	<b>€ 1.478.683</b>	<b>92,58%</b>	<b>€ 1.520.313</b>

Tabelle 21: Systemgesamtwirkungsgrade und Betriebskosten

Wie zu erwarten, sind auch die Betriebskosten des Differenzialsystems geringer als die des Volumrichtersystems, da die hohe geforderte Leistung des Frequenzumrichters zu hohen Wirkungsgradeinbußen führt.

Die Betriebskosten für die gesamte Lebensdauer ist in der Gesamtkostenaufstellung in Kapitel 10.4 zu sehen.

## 10.3 Instandhaltungskosten

Es werden im Folgenden einerseits die Wartungskosten und andererseits die Ausfallswahrscheinlichkeiten der Komponenten betrachtet.

Die Instandhaltungskosten genau zu ermitteln ist sehr schwierig, da wenig bis gar kein Datenmaterial über die Wartung jener Systeme, die Gegenstand dieser Arbeit sind, zugänglich ist. Des Weiteren sind Hersteller nicht bereit Informationen über die Ausfallswahrscheinlichkeiten ihrer Produkte bereitzustellen.

Ein Frequenzumrichter ist zwar wartungsarm, hat aber die höchste Ausfallwahrscheinlichkeit des Triebstranges in beiden Systemen.

Nennleistung FU [kW]	Ausfalls-wahrscheinlichkeit
1.000	2%
1.500	5%
2.000	10%
5.000	15%

Die Ausfallwahrscheinlichkeiten eines Frequenzumrichters bei verschiedenen Nennleistungen wurde laut Tabelle 22 unter Absprache mit dem Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe der Technischen Universität Wien angenommen.

**Tabelle 22: Ausfallwahrscheinlichkeiten eines Frequenzumrichters**

Die Ausfallwahrscheinlichkeit steigt demnach mit Erhöhung der Nennleistung. Da die Frequenzumrichternennleistung des Vollumrichtersystems in jedem Anwendungsfall um einiges höher als die des Differenzialsystems ist, kann von vermehrten Kosten für den Frequenzumrichterausfall des Vollumrichtersystems ausgegangen werden.

Auch die Ausfallwahrscheinlichkeiten von Antriebsmotoren wurden für eine Lebensdauer von unter und über zehn Jahren laut Tabelle 23 angenommen. Im Vergleich zum Frequenzumrichter sind die Ausfallwahrscheinlichkeiten um einiges geringer. Die

Nennleistung Motor [kW]	Ausfalls-wahrscheinlichkeit unter 10 Jahre	Ausfalls-wahrscheinlichkeit über 10 Jahre
1.000	0,8%	1,6%
10.000	2,0%	4,0%
20.000	5,0%	10,0%
50.000	10,0%	20,0%

**Tabelle 23: Ausfallwahrscheinlichkeit eines Motors**

Motornennleistung des Differenzialsystems ist je nach Anwendungsfall um die Leistung des Servos geringer als die des Vollumrichtersystems. Für die Ausfallwahrscheinlichkeit ist dieser Leistungsunterschied jedoch nicht relevant bzw. kann angenähert werden, dass die Ausfallwahrscheinlichkeit des Vollumrichtersystem Antriebsmotors ungefähr der Ausfallwahrscheinlichkeit des Antriebs- und des Servomotors des Differenzialsystems entspricht. Der Wartungsaufwand kann auch gleichgesetzt werden.

Die Ausfallwahrscheinlichkeit und der Wartungsaufwand eines Transformatoren sind in Relation zu den anderen Komponenten sehr gering. Der Unterschied, der sich durch die verschiedenen Transformator-Nennleistungen der zwei zu untersuchenden Systeme ergibt, kann vernachlässigt werden.

Der wartungstechnische Mehraufwand des Differenzialsystems entsteht durch das eingesetzte Getriebe. In Tabelle 24 ist eine Annäherung der Aufwände für Wartung und Inspektion des

gesamten Differentialgetriebes für verschiedene Jahresintervalle nach Angabe der SET GmbH zu sehen.

Instandhaltungsaufwände Differentialgetriebe			
		Intervall [Jahre]	
	1	3	6
Aufwände Wartung und Inspektion [h]	9,5	2,0	28,5
<b>Intervall:</b>	<b>Definition:</b>		
1	Regelmäßige Wartungstätigkeiten und Inspektionen nach einem Jahr		
3	Regelmäßige Wartungstätigkeiten und Inspektionen nach drei Jahren		
6	Regelmäßige Wartungstätigkeiten und Inspektionen nach sechs Jahren		

**Tabelle 24: Instandhaltungsaufwände Differenzialsystem**

Da es sich um ein mechanisches Element handelt, ist die Ausfallswahrscheinlichkeit relativ gering bzw. ist es weniger wahrscheinlich, dass die gesamte Komponente ausfällt, sondern dass Einzelteile ausgetauscht werden können.

Stellt man das Volumumrichter- dem Differenzialsystem gegenüber, so sind auf der Seite des Volumumrichters vermehrte Kosten durch die höhere Ausfallswahrscheinlichkeit des Frequenzumrichters zu erwarten und auf der Seite des Differenzialsystems ein wartungstechnischer Mehraufwand durch das Getriebe vorhanden. Zur Vereinfachung und aus Gründen von fehlendem zuverlässigerem Datenmaterial wird angenommen, dass sich diese Kosten ausgleichen, wobei in der Realität die Instandhaltungskosten des Volumumrichters höchstwahrscheinlich etwas höher als die des Differenzialsystems sein werden.

Da es sich beim Wirtschaftlichkeits-Berechnungstool um einen Wirtschaftlichkeitsvergleich der beiden Systeme handelt und sich die Instandhaltungskosten gegeneinander aufwiegen, werden sie für die weitere Berechnung vernachlässigt.

## 10.4 Gesamtkosten/-erlöse

Wie im vorigen Abschnitt erläutert, werden die Instandhaltungskosten nicht weiter berücksichtigt, weshalb sich die Gesamtkosten der Pumpenantriebssysteme in diesem Fall nur aus den System- und den Betriebskosten zusammensetzen. Um die jährlich anfallenden Betriebskosten mit den Investitionszahlungen zu Beginn vergleichbar zu machen, wird im Folgenden der Barwert (auch Kapitalwert oder NBW -Nettobarwert) berechnet. Die im Laufe der Lebensdauer anfallenden Zahlungen werden dabei auf den Anfang der Investition

(Barwert  $C_0$  bei Zeitpunkt  $t=0$ ) mit einem Zinssatz  $z$  abgezinst. Die Formel dafür ist tieferstehend abgebildet, wobei  $Z_0$  für die Investitionskosten (Systemkosten) im Zeitpunkt 0,  $E_t$  für die Einnahmen und  $A_t$  für die Ausgaben in einem Zeitpunkt  $t$  bis zum Ende der Betrachtungsdauer  $T$  (Lebensdauer des Systems) steht.

$$C_0(i) = -Z_0 + \sum_{t=1}^T \frac{E_t - A_t}{(1+z)^t} \quad (57)$$

In Microsoft Excel 2010 kann der Barwert sehr einfach mit der Funktion ( $=NBW(Zins, Wert1; [Wert2]; ...)$ ) berechnet werden. Die Werte für diese Funktion wurden in der Excel-Berechnung der Tabelle *Betriebskosten*, in der die Stromkosten abhängig von der Strompreiserhöhung für jedes Jahr aufgelistet sind, entnommen. Des Weiteren wurde festgelegt, dass in Abhängigkeit von der eingegebenen Lebensdauer (Summe der Jahre) des Systems, die innerhalb dieser Periode anfallenden Stromkosten berücksichtigt werden. Der Zinssatz, der in der Tabelle *Wirtschaftlichkeit* eingetragen ist und verändert werden kann, wird für die Berechnung herangezogen.

#### 10.4.1 Ergebnis Großpumpe in Kasachstan

In Tabelle 25 ist die Kostenzusammensetzung für das Beispiel der Großpumpe in Kasachstan zu sehen. Es ist mit einer Gesamtkostenersparnis durch Einsetzen eines Differenzialsystems anstatt eines Vollumrichtersystems von über 2,3 Millionen Euro zu rechnen. Der Barwert der Investition ist bei einer Verzinsung von 3% um rund 1,7 Million Euro geringer für das Differenzialsystem. In Abbildung 55 ist das dazugehörige Säulendiagramm zu sehen.

Kostenübersicht	Differenzial-system	Vollumrichter-system	Differenz [€]	Differenz [%]
<b>Kosten System</b>	€ 420.926	€ 543.491	-€ 122.565	-22,6%
<b>Betriebskosten/Lebensdauer</b>	€ 69.358.060	€ 71.567.449	-€ 2.209.389	-3,1%
<b>Gesamtkosten</b>	€ 69.778.986	€ 72.110.940	-€ 2.331.953	-3,2%
<b>Barwert</b>	€ 51.022.667	€ 52.757.141	-€ 1.734.474	-3,3%

Tabelle 25: Gesamtkostenübersicht Pumpantriebssysteme für Großpumpe in Kasachstan

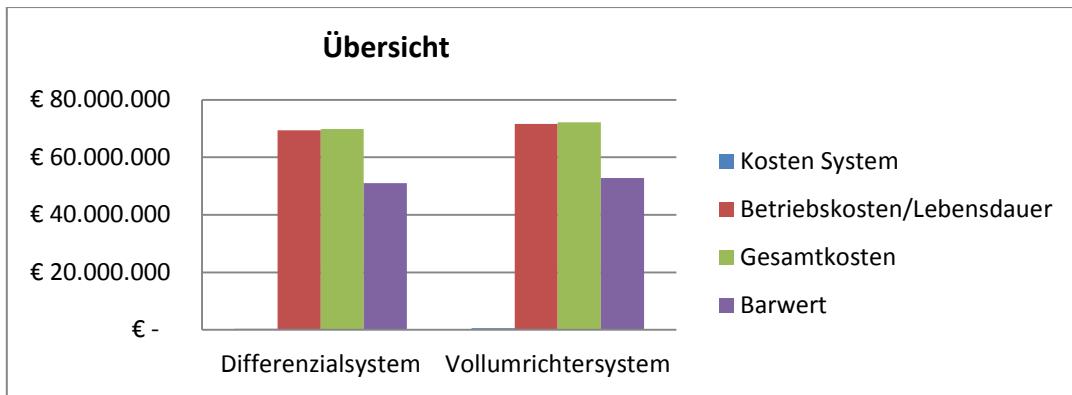


Abbildung 55: Kosten und Barwert der Großpumpe in Kasachstan

Das bei dem geringen geforderten Pumpendrehzahlbereich von 5% die Kostenersparnisse des Differenzialsystems sehr hoch sein werden, war zu erwarten. Von Interesse ist daher ein Ergebnis bei Erweiterung des Drehzahlbereichs.

#### 10.4.2 Ergebnis Großpumpe in Kasachstan bei erweitertem Drehzahlbereich

Im Folgenden Beispiel wird der Drehzahlbereich der Großpumpe in Kasachstan laut Tabelle 26 (200 U/min bis 375 U/min) erweitert und die geforderten Drehzahlpunkte (siehe Tabelle 27) verändert. Dies geschieht, um einen Vergleich zwischen den beiden Systemen für ungünstige Differenzialsystem-Verhältnisse zu sehen. Dabei wurde die technische Realisierbarkeit für die Pumpe vernachlässigt.

Eingabefeld		
Netz	50	Hz
<b>Pumpe</b>		
$P_{\text{Nenn}}$	4.397	kW
$n_{\min}$	200	U/min
$n_{\max}$	375	U/min
$\Delta n_{\text{Pumpe}}$	30%	$\pm$
<b>Motor</b>		
Pole	4	
$n_{\text{MotorSyn}}$	1500	U/min
<b>Servo</b>		
$n_{\text{ServoSyn}}$	1.500	U/min
Feldschwäche	50%	
Leistungsaufnahme	19%	
$\Delta n_{\text{Servo}}$	23%	$\pm$

Tabelle 26: Eingabefeld Drehzahlerweiterung

Pumpe			Differenzialsystem		Vollumrichtersystem	
#	Drehzahl [U/min]	Häufigkeit [%]	Systemgesamt- wirkungsgrad [%]	Stromkosten [€/a]	System- gesamt- wirkungsgrad [%]	Stromkosten [€/a]
1	200	10%	90,19%	€ 25.886	79,70%	€ 29.294
2	300	10%	94,46%	€ 83.412	90,05%	€ 87.500
3	310	10%	93,79%	€ 92.697	90,51%	€ 96.050
4	320	10%	93,93%	€ 101.803	90,93%	€ 105.170
5	330	10%	94,06%	€ 111.501	91,29%	€ 114.878
6	340	10%	94,16%	€ 121.810	91,62%	€ 125.193
7	350	10%	94,25%	€ 132.749	91,91%	€ 136.132
8	360	10%	94,33%	€ 144.337	92,18%	€ 147.715
9	370	10%	94,40%	€ 156.593	92,41%	€ 159.960
10	375	10%	94,40%	€ 156.593	92,41%	€ 159.960
<b>Summe</b>		<b>100%</b>	<b>93,80%</b>	<b>€ 1.127.381</b>	<b>90,31%</b>	<b>€ 1.161.851</b>

Tabelle 27: Betriebskostenberechnung bei Drehzahlerweiterung

In Tabelle 28 sind die aus den Eingaben resultierenden Ergebnisse für die Kosten zu sehen. Im Vergleich zum ersten Beispiel ist der Unterschied zwischen den Systemkosten des Differenzialsystems und des Vollumrichtersystems geringer. Dies liegt daran, dass der kostentreibende Frequenzumrichter des Differenzialsystems bereits für rund 20% der Gesamtleistung ausgelegt und zusätzlich ein Differentialgetriebe eingesetzt werden muss. Die Betriebskosten des Differenzialsystems sind trotz Erweiterung des Drehzahlbereichs um einiges geringer als die des Vollumrichtersystems, da der Differenzialsystem-Gesamtwirkungsgrad, egal wie hoch der Drehzahlbereich ist, durch den kleineren Frequenzumrichter immer größer sein wird. Der Kostenunterschied der beiden Systeme ist zwar nicht mehr so groß wie bei einem kleineren Drehzahlbereich, das Differenzialsystem bleibt aber auch bei größeren Drehzahlbereichen konkurrenzfähig gegenüber dem Vollumrichtersystem.

Kostenübersicht	Differenzial- system	Vollumrichter- system	Differenz [€]	Differenz [%]
<b>Kosten System</b>	€ 516.871	€ 543.491	-€ 26.620	-4,9%
<b>Betriebskosten/Lebensdauer</b>	€ 27.547.515	€ 28.384.857	-€ 837.342	-2,9%
<b>Gesamtkosten</b>	€ 28.064.386	€ 28.928.348	-€ 863.963	-3,0%
<b>Barwert</b>	€ 20.614.783	€ 21.252.306	-€ 637.522	-3,0%

Tabelle 28: Kostenübersicht bei Drehzahlerweiterung

Im Vergleich zum vorigen Beispiel, sind die Gesamtkosten beider Systeme um einiges kleiner, da geringere Drehzahlen gefordert sind. Je kleiner die Pumpendrehzahl, desto weniger Leistung wird vom Antrieb benötigt und desto geringer sind die absoluten Verluste der Komponenten. Die Höhe der Leistung ist somit direkt proportional zu den Stromkosten.

Die genaue Zusammensetzung der Systemkosten kann bei Interesse direkt dem Wirtschaftlichkeitstool entnommen werden.

#### 10.4.3 Ergebnis Pumpe als Turbine

Im folgenden Beispiel werden die Eingangsdaten des Beispiels Pumpe als Turbine aus Kapitel 3.2.3 herangezogen, wobei nur der Turbinenbetrieb betrachtet wird. In der Tabelle *Wirtschaftlichkeit* ist ein Feld angebracht, in dem die Anwendungsart ausgewählt werden kann. Verändert man dieses von „Pumpe“ auf „Pumpe als Turbine“ verändern sich die Ergebnisse, die für die Anwendungsänderung relevant sind, im Excel-Sheet mit. Steht in dem Feld „Pumpe“, werden zum Beispiel die Betriebskosten mit Formel (51) berechnet. Andernfalls wird Formel (53) zur Berechnung der Betriebserlöse verwendet.

Unter Eingabe der Daten die in Abbildung 56 zu sehen sind und unter Annahme, dass das System im Turbinenbetrieb zu 100% mit einer Drehzahl von 750 U/min betrieben wird, ergeben sich die Kosten für das System und die Erlöse für 3.500 Betriebsstunden im Jahr und einer Lebensdauer von 20 Jahren nach Tabelle 29.

Eingabefeld		
Netz	50	Hz
<b>Pumpe</b>		
P <sub>Nenn</sub>	1.300	kW
n <sub>min</sub>	750	U/min
n <sub>max</sub>	1050	U/min
Δn <sub>Pumpe</sub>	17%	±
<b>Motor</b>		
Pole	4	
n <sub>MotorSyn</sub>	1500	U/min
<b>Servo</b>		
n <sub>ServoSyn</sub>	1.500	U/min
f <sub>S</sub>	0%	
LA	14%	
Δn <sub>Servo</sub>	17%	±

Abbildung 56: Eingabefeld Beispiel Pumpe als Turbine

Übersicht	Differenzial-system	Volumrichter-system	Differenz [€]	Differenz [%]
<b>Kosten System</b>	-€ 205.392	-€ 209.276	€ 3.884	1,86%
<b>Stromerlös/Lebensdauer</b>	€ 3.772.924	€ 3.552.993	€ 219.932	6,19%
<b>Gesamterlös</b>	€ 3.567.532	€ 3.343.717	€ 223.816	6,69%
<b>Barwert</b>	€ 2.547.230	€ 2.382.890	€ 163.340	6,9%

Tabelle 29: Erlösübersicht einer PAT mit den Eingangswerten der Großpumpe in Kasachstan

Der Erlös des Differenzialantriebs ist höher als der des Vollumrichtersystems, obwohl es sich um einen nicht optimalen Einsatzbereich für den Differenzialantrieb handelt. Die Turbine wird zu 100% in einem Bereich schlechten Wirkungsgrades (generatorisch) des Differenzialantriebs betrieben und die geforderte Systemgesamtleistung mit 1.300 kW ist gering. Trotzdem erweist sich das Differenzialsystem als die wirtschaftlichere Pumpantriebswahl.

Alternativ zu dieser Lösung kann auch der  $\pm$  Drehzahlbereich für das Differenzialsystem erweitert und der Turbinenbetriebspunkt bei 750 U/min in den Nullpunkt des Servos gelegt werden. In diesem Betriebspunkt kann dann der Servo eingebremst werden und die Verluste des Servos, des Frequenzumrichters und des Trafos würden für den Turbinenbetrieb entfallen. Das System wird darüber hinaus im Pumpbetrieb nur noch im motorischen Bereich betrieben, was zur Steigerung des Wirkungsgrades führt.

In Tabelle 30 sind die Kosten für diese optionale Ausführungsvariante zu sehen. Die Systemkosten sind höher als im letzten Beispiel, da der Frequenzumrichter größer ausgelegt werden muss. Es handelt sich jedoch durch den reinen motorischen Betrieb um einen 2-Quadranten Frequenzumrichter. Der zusätzliche Stromerlös durch den höheren Wirkungsgrad gleicht die erhöhten Frequenzumrichterkosten wieder aus und der Gesamterlös dieser Ausführungsvariante entspricht etwa dem des letzten Beispiels (Tabelle 29). Bei höherer Betriebsstundenanzahl im Turbinenbetrieb würde diese Ausführungsvariante jedoch zu deutlich höheren Erlösen führen.

<b>Übersicht</b>	<b>Differenzial-system</b>	<b>Vollumrichter-system</b>	<b>Differenz [€]</b>	<b>Differenz [%]</b>
<b>Kosten System</b>	-€ 225.470	-€ 209.276	-€ 16.194	-12,5%
<b>Stromerlös/Lebensdauer</b>	€ 3.802.543	€ 3.552.993	€ 239.550	6,7%
<b>Gesamterlös</b>	€ 3.567.073	€ 3.343.717	€ 223.356	6,4%
<b>Barwert</b>	€ 2.541.465	€ 2.382.890	€ 158.575	6,2%

Tabelle 30: Erlösübersicht einer PAT mit den Eingangswerten der Großpumpe in Kasachstan, Variante 2

Ergänzend ist hier festzuhalten, dass im Falle einer Pumpturbine die Wirtschaftlichkeit des Pumpbetriebs in einer separaten Berechnung betrachtet werden muss. Das Wirtschaftlichkeitsgesamtergebnis setzt sich somit aus der Summe der Einzelergebnisse des Turbinen- und des Pumpbetriebs zusammen.

## **11 Conclusio und Ausblick**

In dieser Arbeit wurde ein neues drehzahlvariables Pumpantriebskonzept vorgestellt und einer konventionellen Methode zur Erreichung variabler Drehzahl mittels Vollumrichtersystem gegenübergestellt. Es wurde der Stand der Technik erläutert, der Bedarf an Drehzahlvariabilität von Pumpen aufgezeigt und die Antriebssysteme beschrieben, die diese Drehzahlvariabilität bereitstellen können.

Die Vorauslegung des elektromechanischen Differenzialantriebs zeigte einerseits die Einsatzbreite des Systems und war andererseits essentiell für die Ermittlung der benötigten Wirkungsgrade und Kosten der darauffolgenden Wirtschaftlichkeitsanalyse.

Schwierig war einerseits die Ermittlung der Wartungs- und Instandhaltungskosten, da wenig bis gar kein Datenmaterial dazu vorhanden ist und diese grob geschätzt werden mussten. Darüber hinaus wurden auch die Systemkosten der einzelnen Komponenten nur angenähert, da auch hierfür zu wenig Herstellerangebote vorhanden waren. Daraus ist zu schließen, dass höchstwahrscheinlich für beide Systeme eine Abweichung zwischen den berechneten und den tatsächlichen Kosten vorhanden ist, solange für den speziellen Fall keine genauen Herstellerangebote eingeholt und im Tool eingetragen werden. Die Relation der Abweichung beider Systeme wird jedoch ähnlich groß sein und daraus ist zu schließen, dass die Kostendifferenz der beiden Systeme für einen ersten Überblick mit ausreichend hoher Genauigkeit berechnet wurde und ein Vergleich gemacht werden kann.

Die Erkenntnis aus dieser Arbeit ist, dass der elektromechanische Differenzialantrieb großes Potenzial hat erfolgreich in den Pumpenantriebsmarkt einzusteigen und in vielen Anwendungsfällen das Vollumrichtersystem verdrängen könnte.

Die Berechnung des Beispiels der Großpumpe in Kasachstan mit einem sehr kleinem Drehzahlbereich ( $\pm 5\%$ ) und einer geforderten Antriebsleistung von knapp 4,4 MW ergab, dass der Einsatz des Differenzialsystem zu einer Kostensparnis von rund 2,3 Millionen Euro im Vergleich zum Vollumrichtersystem führen würde.

Bei maximalen Drehzahlbereichen ( $\pm 100\%$ ) können die Systemkosten des Differenzialantriebes die des Vollumrichters übersteigen, jedoch machen die Systemkosten nur einen geringen Anteil (etwa drei bis sechs Prozent) der Gesamtkosten aus. Durch den höheren Wirkungsgrad, den das Differenzialsystem bei jedem geforderten Drehzahlbereich besitzt und die sich daraus ergebenden geringeren Betriebskosten, gleichen sich die Kosten

wieder aus. Wenn die gesamten Kosten der Systeme ungefähr gleich hoch sind, ist wiederum dem Differenzialsystem der Vorzug zu geben, da die maximale Frequenzumrichter-Nennleistung des Systems noch immer nur 40% der des Vollumrichtersystems entspricht. Der Frequenzumrichter ist wie schon so oft erwähnt, die problematische Komponente beider Systeme. Durch seine relativ hohe Ausfallswahrscheinlichkeit, die sehr hohen Investitionskosten, Wirkungsgradeinbußen und den immensen Platzbedarf bei steigender Leistung ist jede Leistungseinsparung wünschenswert. Die Kosten eines 2-Quadranten-Frequenzumrichters, der im Vollumrichtersystem eingesetzt wird, sind zwar geringer als die eines 4-Quadranten-Frequenzumrichters im Differenzialsystem, die höhere Leistung ist jedoch letztendlich für die Kosten um einiges ausschlaggebender.

Zukünftig werden die Preise von Frequenzumrichtern sicherlich sinken und die Wirkungsgrade steigen. Dann wird sich der Einsatzbereich des Differentialantriebs zu höheren Leistungsbereichen verschieben, da die Kosten von Frequenzumrichtern immer mit der Leistung steigen werden und das Differentialantriebssystem in diesen hohen Bereichen konkurrenzlos zum Vollumrichtersystem bleiben wird.

Die theoretischen Annahmen wurden für einen 2 MW bzw. einen 3 MW Prototyp an einem 3 MW Prüfstand verifiziert. Dabei wurden sowohl die Wirkungsgrade als auch das dynamische Regelverhalten beider Systeme (Vollumrichter und Differenzialsystem) geprüft und exakt vermessen. Derzeit läuft auf diesem Prüfstand ein verkürzter Lebensdauertest, der den Betriebslasten eines 2 MW Differenzialsystems für den 20-jährigen Einsatz an einer Windkraftanlage entspricht.

## **12 Literaturverzeichnis**

- Almeida, Anibal. 2007. *EuP Lot 11 Motors Final Report*.
- Andritz AG. 1996. *Kühlwasserbedarf Murkraftwerk*. Graz.
- Andritz AG. 2013. *Pumpenkennfelder*. Graz.
- Autorenkollektiv. 1888. *Meyers Konversations-Lexikon*. 11th ed. Leipzig und Wien: Verlag des Bibliographischen Instituts.
- Baumgarten, Sven, and Wolfgang Guder. 2011. "Pumpen als Turbinen." *Technik Kompakt* (11):2–9.
- Böge, Alfred. 2009. "Pumpen." Pp. 895–907 in *Handbuch Maschinenbau*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- Bohl, Willi. 1979. *Pumpen und Pumpenanlagen*. Grafenau/Württ: Lexika-Verlag.
- Bohl, Willi. 1990. *Strömungsmaschinen 1*. Würzburg: Vogel Verlag und Druck KG.
- Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft. 2007. *Technische Anschlussbedingungen TAB 2007*.
- EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG. 1995. *Grundlagen für die Projektierung und den Betrieb von EDUR-Kreiselpumpenanlagen*.
- Frenning, Lars. 2001. *Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC for Pumping Systems*. New Jersey.
- Grundfos Management A/S. 2004. "Grundfos Industrie Pumpenhandbuch." 118–125.
- Grundfos Management A/S. 2011. "Fakten: Energie und Pumpen." Retrieved June 4, 2013 (<http://energy.grundfos.com/de/fakten-energie-u-pumpen/fakten-energie-u-pumpen>).
- Hydraulic Institute and Europump. 2001. *Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems*. Parsippany, N.J.
- Hydraulic Institute and Europump. 2004. *Variable speed pumping: A guide to successful applications*. Elsevier Ltd.
- Jaberg, Helmut. 2003. *Marketstudy potential for CRT in chemical industry*.
- Kraume, Matthias. 2012. *Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- KSB AG. 2010. *Pumpenregelung / Anlagenautomation*.

- Pickart, Jürgen, K Hänsgen, and E Dehner. 1978. *Planetengetriebe in der Praxis*. Württ: Expert-Verlag GmbH.
- Randermann, Jörg. 2010. *Starten und Steuern von Drehstrom-Asynchronmaschinen*. edited by Eaton Industries GmbH. Germany.
- SET GmbH. 2013a. “Anfahrhilfe.”
- SET GmbH. 2013b. “Systempräsentation.”
- SET GmbH. 2013c. “Wirkungsgradvergleich Frequenzumrichter.”
- Sulzer Pumpen. 1997. *Kreiselpumpen Handbuch*. 4th ed. Essen: Vulkan-Verlag.
- Tutterow, Vestal, G Hovstadius, and Aimee McKane. 2002. “Going with the flow: Life cycle costing for industrial pumping systems.” 1–5.
- Wesche, Wolfgang. 2012. *Radiale Kreiselpumpen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- WILO SE. 2009. *Grundlagen der Pumpentechnik*. 5th ed. Dortmund.

## **13 Abbildungsverzeichnis**

Abbildung 1: Typische Lebenszykluskosten von mittelgroßen Pumpensystemen .....	2
Abbildung 2: Förderhöhen in Abhängigkeit vom Förderstrom V bei rückwärts gekrümmten Schaufeln, stoßfreiem Laufrad-Eintritt und reibungsfreier Strömung (Böge 2009) .....	5
Abbildung 3: Entstehung der Drosselkurve (Böge 2009) .....	5
Abbildung 4: Kennfeld einer Kreiselpumpe (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995)..	6
Abbildung 5: Anlagenkennlinie (EDUR Pumpenfabrik GmbH & Co. KG 1995).....	8
Abbildung 6: Betriebspunktbestimmung (WILO SE 2009).....	8
Abbildung 7: Gesamtes Kennfeld einer Kreiselpumpe (Bohl 1990) .....	9
Abbildung 8: Schema der Drosselung (KSB AG 2010) .....	10
Abbildung 9: Pumpen- und Leistungskennlinie bei Drosselung (KSB AG 2010) .....	10
Abbildung 10: Schema Pumpenparallelschaltung (KSB AG 2010) .....	11
Abbildung 11: Pumpen- und Leistungskennlinie für eine, zwei und drei Pumpen im Parallelbetrieb (KSB AG 2010) .....	12
Abbildung 12: Pumpen- und Leistungskennlinie der Drehzahlregelung (KSB AG 2010).....	13
Abbildung 13: Erweiterter Betriebsbereich durch Kombination von Parallelschaltung (KSB AG 2010).....	14
Abbildung 14: Eine geregelte Pumpe (KSB AG 2010) .....	14
Abbildung 15: Mehrere geregelte Pumpen (KSB AG 2010) .....	15
Abbildung 16: Charakteristische Drehmoment- und Anlaufstromverläufe für Dreiphasen Käfigläufermotoren (Sulzer Pumpen 1997) .....	17
Abbildung 17: Anlaufkennlinien eines Dreiphasen Schleifringläufermotors (Sulzer Pumpen 1997).....	17
Abbildung 18: Typischer Drehmomentenverlauf von Dreiphasen Synchronmotoren mit massiven Polschuhen (Sulzer Pumpen 1997).....	18
Abbildung 19: Betriebsspannungen und Netzfrequenzen (Sulzer Pumpen 1997).....	22
Abbildung 20: Beispiel Standardpumpe (Andritz AG 2013).....	23

Abbildung 21: Kennlinien Turbinenbetrieb / Pumpenbetrieb (Baumgarten and Guder 2011)	26
Abbildung 22: Drehzahlvariabilität für Pumpen als Turbinen (Wesche 2012).....	27
Abbildung 23: Beispiel PAT im Pumpenbetrieb (Andritz AG 2013) .....	29
Abbildung 24: Beispiel PAT im Turbinenbetrieb (Andritz AG 2013) .....	29
Abbildung 25: Projekt Wasserversorgung Peking, Pumpcharakteristik (Andritz AG 2013) ..	30
Abbildung 26: Projekt Großpumpe Kasachstan Pumpcharakteristiken (Andritz AG 2013) ...	31
Abbildung 27: Pumpenkennlinie, Ausführungsvariante mit zwei Pumpen (Andritz AG 2013) .....	32
Abbildung 28: Pumpenkennfeld, Ausführungsvariante mit drei Pumpen (Andritz AG 2013) ..	33
Abbildung 29: Anlagenschaltbild Vollumrichtersystem.....	34
Abbildung 30: Kostenregressionskurve eines 690 V Frequenzumrichters bei verschiedenen Leistungen .....	35
Abbildung 31: Pumpeneinheit mit integriertem Frequenzumrichter und Druckgeber (Grundfos Management A/S 2004) .....	35
Abbildung 32: Elektromechanischer Differentialantrieb für Pumpen (SET GmbH 2013b)....	36
Abbildung 33: Differentialgetriebe des elektromechanischen Differentialantriebs (SET GmbH 2013b).....	37
Abbildung 34: Prinzip eines Differenzialsystems für einen Antrieb einer Pumpe (SET GmbH 2013a).....	37
Abbildung 35: Drehzahl- und Leistungsparameter eines Differenzialsystems einer Pumpe (SET GmbH 2013a) .....	41
Abbildung 36: Differentialpumpsystem .....	48
Abbildung 37: Drehzahlbereiche des Systems.....	49
Abbildung 38: Getriebeschema (Pickart, Hänsgen, and Dehner 1978) .....	50
Abbildung 39: VBA Code zur Anpassung der Differential- und Vorstufenübersetzung.....	53
Abbildung 40: Momentenverläufe des Differenzialsystems .....	55
Abbildung 41: Differenzialsystem mit Vorstufe .....	56
Abbildung 42: Differenzialsystem mit Vorstufe und Stirnradstufe .....	57

Abbildung 43: Differenzialsystem mit Stirnradstufe .....	57
Abbildung 44: Eingabefeld des Vorauslegungstools, Großpumpe in Kasachstan.....	59
Abbildung 45: Leistungsverlauf Großpumpe Kasachstan, 4-polige Antriebsmaschine .....	60
Abbildung 46: Momentenverlauf Großpumpe Kasachstan, 4-polige Antriebsmaschine .....	60
Abbildung 47: Leistungsverlauf Großpumpe Kasachstan, 6-polige Antriebsmaschine .....	61
Abbildung 48: Momentenverlauf Großpumpe Kasachstan, 6-polige Antriebsmaschine .....	61
Abbildung 49: Eingabefeld des Vorauslegungstool, Großpumpe für Wärmekraftwerk.....	62
Abbildung 50: Lastcharakteristik und Betriebsbereich der Großpumpe.....	63
Abbildung 51: Belastungsprofil einer Pumpe (KSB AG 2010) .....	65
Abbildung 52: Regressionskurven der Differenzialsystemkosten .....	68
Abbildung 53: Zu berücksichtigende Wirkungsgrade des Differenzialsystems .....	73
Abbildung 54: Wirkungsgradvergleich, Formel vs. Messung (SET GmbH 2013c).....	74
Abbildung 55: Kosten und Barwert der Großpumpe in Kasachstan .....	81
Abbildung 56: Eingabefeld Beispiel Pumpe als Turbine .....	83

## **14 Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Abkürzungsverzeichnis .....	IX
Tabelle 2: Überblick über gängige Anlassverfahren (Randermann 2010).....	21
Tabelle 3: Monatlicher Kühlwasserbedarf Murkraftwerk (Andritz AG 1996) .....	24
Tabelle 4: Gegenüberstellung des Differential- und des Vollumrichtersystems .....	44
Tabelle 5: Nenndrehzahlen in Abhängigkeit von Netzfrequenz und Polanzahl .....	47
Tabelle 6: Randbedingungen der Vorauslegungsberechnung .....	50
Tabelle 7: Übersetzungsverhältnisse, Großpumpe, 4-polige Antriebsmaschine.....	59
Tabelle 8: Drehzahlen des Differenzialsystems für Großpumpe in Kasachstan, 4-polige Antriebsmaschine .....	59
Tabelle 9: Übersetzungsverhältnisse Großpumpe, 6-polige Antriebsmaschine.....	60

Tabelle 10: Drehzahlen des Differenzialsystems für Großpumpe in Kasachstan, 6-polige Antriebsmaschine .....	60
Tabelle 11: Übersetzungsverhältnisse, Großpumpe für Wärmekraftwerk .....	62
Tabelle 12: Drehzahlen des Differenzialsystems für Großpumpe in Wärmekraftwerk .....	62
Tabelle 13: Angenäherte Serienkosten der Differentialgetriebe-Komponenten .....	68
Tabelle 14: Konstanten der Polynomfunktion zur Berechnung der Differentialgetriebe-Komponentenkosten und Ergebnisse für eine Leistung x .....	68
Tabelle 15: Eingangsspannungen der Systeme .....	69
Tabelle 16: Systemkostenaufstellung des Differenzialsystems .....	70
Tabelle 17: Systemkostenaufstellung des Vollumrichtersystems .....	71
Tabelle 18: Eingangsgrößen für Betriebskostenberechnung .....	72
Tabelle 19: Prozentuelle Dauer der Betriebsdrehzahlen .....	72
Tabelle 20: Wirkungsgrade der Übersetzungsstufen .....	75
Tabelle 21: Systemgesamtwirkungsgrade und Betriebskosten .....	77
Tabelle 22: Ausfallwahrscheinlichkeiten eines Frequenzumrichters .....	78
Tabelle 23: Ausfallswahrscheinlichkeit eines Motors .....	78
Tabelle 24: Instandhaltungsaufwände Differenzialsystem .....	79
Tabelle 25: Gesamtkostenübersicht Pumpenantriebssysteme für Großpumpe in Kasachstan....	80
Tabelle 26: Eingabefeld Drehzahlerweiterung .....	81
Tabelle 27: Betriebskostenberechnung bei Drehzahlerweiterung .....	82
Tabelle 28: Kostenübersicht bei Drehzahlerweiterung .....	82
Tabelle 29: Erlösübersicht einer PAT mit den Eingangswerten der Großpumpe in Kasachstan .....	83
Tabelle 30: Erlösübersicht einer PAT mit den Eingangswerten der Großpumpe in Kasachstan, Variante 2 .....	84

## **15 Anhang**

### **Anleitung (dem Excel-Tool „Pumptriebsanalyse“ entnommen)**

Diese Excel-Arbeitsmappe ist Teil der Masterarbeit "Wirtschaftlichkeitsanalyse eines elektromechanischen Differenzialantriebs für Pumpen". Im Folgenden wird eine kurze Anleitung zum Vordimensionierungs- und Wirtschaftlichkeitsberechnungstool gegeben. Für genauere Informationen, wird einerseits auf die Kommentare im Tool und andererseits auf die schriftliche Masterarbeit verwiesen.

#### **Vordimensionierungstool:**

Im Vordimensionierungstool wird das elektromechanische Differenzialsystem abhängig vom geforderten Drehzahlbereich und der Leistung der Pumpe optimal ausgelegt. Dafür werden die Übersetzungsverhältnisse des Systems angepasst.

Für die Vorauslegung ist wie folgt vorzugehen:

- Aktivieren Sie die Makros (Bearbeitung und Inhalte aktivieren).
- Klicken Sie die Tabelle *Vorauslegung* an.
- Verändern Sie je nach Anwendung die grau markierten Felder im Eingabefeld. In den Kommentaren zu den Zellen sind Informationen bzw. Einschränkungen für jedes Feld ersichtlich.
- Die Berechnung erfolgt automatisch. Die verwendeten Formeln für die Drehzahlen, Leistungen, Momente und Wirkungsgrade sind in den Kommentaren enthalten.
- Um nichts ungewollt zu löschen oder zu verändern, sind alle Felder, die nicht verändert werden sollen (alle außer die grau markierten Zellen) gesperrt. Falls Programmierungsänderungen oder andere Anpassungen vorgenommen werden müssen, kann der Blattschutz aufgehoben werden. Der Code lautet: 123
- Ist die Vorauslegung abgeschlossen, wechseln Sie zur Tabelle *Wirtschaftlichkeit*.

Zu Verständniszwecken werden die Randbedingungen und Berechnungsschritte der Drehzahlen und Übersetzungsverhältnisse kurz erläutert. Genauere Informationen und Zusammenhänge sind der Masterarbeit "Wirtschaftlichkeitsanalyse eines elektromechanischen Differenzialantriebs für Pumpen" zu entnehmen.

Randbedingungen	
Servo	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>n_{ServoNull} = 0</math></li> <li>• <math>n_{ServoSyn}</math> laut Eingabe</li> <li>• <math>n_{ServoMax} = -n_{ServoMin} = n_{ServoSyn}</math></li> <li>• <math>-P_{ServoFeld} &lt; P_{ServoMax}</math></li> </ul>
Pumpe	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzielung eines Ergebnisses unter Einhaltung der festgelegten Pumpendrehzahlen (<math>n_{min}, n_{max}</math>)</li> </ul>
Motor	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzielung eines Ergebnisses unter Einhaltung der festgelegten Motordrehzahl (<math>n_{MotorSyn}</math>)</li> </ul>
Differenzialstufen-übersetzung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>2,5 &lt; i_{DS0} &lt; 6</math></li> </ul>

### Berechnungsschritte:

- Eingaben werden vorgenommen: Pumpendrehzahlen, Motordrehzahlen sind dadurch fixiert, zu realisierende Servodrehzahlen sind laut Randbedingungen bekannt
- $i_{DS0vorl}$  ist die vorläufige Differenzialstufenübersetzung und wird berechnet, sodass Randbedingungen erfüllt sind ( $i_{DS0vorl} = \frac{n_{ServoSyn}}{(n_{MotorSyn} - n_{MotorSyn} * (1 + \Delta n_{Servo}))}$ ) => abhängig davon, ob  $2,5 < i_{DS0vorl} < 6$  oder nicht, ergeben sich  $i_{DS0}$  und  $i_{SS}$  (siehe Kommentar in Zelle „B16“ - Bestimmung erfolgt via VBA. Falls Veränderungen des VBA-Codes vorgenommen werden müssen: Rechter Mausklick auf *Vorauslegung* (Tabellenauswahl unten) -> Code anzeigen -> Veränderungen vornehmen)
- Bestimmung von  $n_{OutputNenn}$  ( $n_{OutputNenn} = \frac{n_{SynMotor} * i_{DS0}}{1 + i_{DS0}}$ ) => es ergibt sich  $i_{VS}$  ( $i_{VS} = \frac{n_{OutputNenn}}{n_{PumpeNenn}}$ )
- $i_{VS}$  und alle Pumpendrehzahlen sind bekannt => restliche Outputdrehzahlen können berechnet werden ( $n_{Output_i} = n_{Pumpe_i} * i_{VS}$ )
- Die Berechnung der Servodrehzahl in einem Punkt  $i$  berechnet sich wie folgt:  $n_{Servo_i} = (-i_{DS0} * n_{MotorSyn} + (1 + i_{DS0}) * n_{Output_i}) * i_{SS}$

## **Wirtschaftlichkeitsberechnungs-Tool:**

Im Wirtschaftlichkeitsberechnungs-Tool werden die angenäherten Kosten (Systemkosten, Betriebskosten) bzw. im Turbinenbetrieb die angenäherten Erlöse des im Vordimensionierungstool ausgelegten Differenzialsystems und eines vergleichbarem Vollumrichtersystems gegenübergestellt. Die Instandhaltungskosten werden vernachlässigt, da sie für beide Systeme als ungefähr gleich hoch angenommen werden und aus Mangel an Datenmaterial schwer ermittelt werden können. Weitere Informationen dazu und die detaillierten Berechnungsschritte sind wiederum in der Masterarbeit "*Wirtschaftlichkeitsanalyse eines elektromechanischen Differenzialsystems für Pumpentriebe*" zu finden.

Die Wirtschaftlichkeitsberechnung wird in Tabelle *Wirtschaftlichkeit* durchgeführt. Im Folgenden werden die Vorgehensschritte kurz aufgelistet.

- Klicken Sie auf die Tabelle *Wirtschaftlichkeit*.
- Anpassung der grau markierten Zellen je nach Anwendungsfall (E3:D9:D16;C24:C25;G24)
- Eingabe von bis zu zehn Betriebspunkten der Pumpe inklusive Zeitverteilung (Häufigkeit in %) (B43:C52)
- => Kostenübersicht (B48:I64)
- Bei Bedarf Ausdruck des Ergebnisses => Wechsel zu Tabelle *Druckversion*

Genauere Informationen sind in den Kommentaren, die den meisten Zellen hinzugefügt wurden, und in der folgenden Beschreibung enthalten:

### **1. Eingangsparameter**

Bevor die Wirtschaftlichkeit berechnet werden kann, müssen einige Eingangsparameter bestimmt werden. Als erstes ist festzulegen um welche Anwendung es sich handelt: eine Pumpe oder eine Pumpe als Turbine. In der Zelle "E3" der Tabelle *Wirtschaftlichkeit* ist diese Auswahl möglich. Die hinterlegten Formeln berücksichtigen diese Änderung bei der Berechnung der Kosten oder Erlöse.

Weiters können die grau markierten Zellen (D9:D16) im Eingabefeld in Abhängigkeit vom Einsatzstandort (Strompreis/Stromverkaufspreis, Strompreiserhöhung), vom Pumpensystem (Lebensdauer, Betriebsstunden) und vom Netzanschluss (verfügbare Netzspannungen) individuell verändert werden. Für weitere Informationen sind Kommentare eingefügt.

## 2. Systemkosten

In diesem Feld sind prinzipiell nur die Spannungen der Frequenzumrichter und des Differenzialsystem-Antriebsmotors auszuwählen. Zur Kostenoptimierung sind die Spannungen dieser beiden Komponenten mit den verfügbaren Netzeingangsspannungen aus dem Eingabefeld anzupassen bzw. zu ermitteln, welche Kombination (unter Berücksichtigung der Anforderungen vor Ort) zu den geringsten Kosten führen würde.

Die Komponentenkosten sind abhängig vom Spannungsniveau und der Nennleistung der jeweiligen Komponente. In der Tabelle *Systemkosten* wurden bei verschiedenen Spannungsniveaus und in Abhängigkeit von der Leistung für jede Komponente Kostenregressionskurven gebildet. Anhand dieser Regressionskurven und den Leistungen aus D24:D28 bzw. I24:I26 werden die Kosten jeder Komponente berechnet.

Für genaue Kosten (abhängig vom System und Randbedingungen) müssen Herstellerangebote eingeholt werden. Die angenäherten Kosten können dann durch exakte Kosten ersetzt (überschrieben) werden.

Anleitung zur Kostenanpassung in Tabelle *Systemkosten*:

### Anpassung der Systemkosten am Beispiel der 2Q-Frequenzumrichterkosten:

- Kosten überschreiben bei vorhandener Spannung und vorhandener Leistung:  
Falls sich die Kosten für eine bereits vorhandene Spannung und Leistung ändern sollten, kann man die alten Kosten durch die neuen überschreiben. Die Anpassung erfolgt automatisch.
- Neue Kosten bei vorhandener Spannung und noch nicht vorhandener Leistung (Beispiel 2Q FU bei 4,16 kV: 10.000kW => € xy):

Werden neue Kosten für eine in der Tabelle noch nicht vorhandene Leistung bei einer bereits eingetragenen Spannung hinzugefügt, muss vorerst eine neue Zeile eingefügt werden (Zellen einfügen, z.B.: Zeile 38). Die Regressionskurven werden in diesem Fall durch lineare Funktionen beschrieben und die Konstanten (a und b) mittels der Excel-Funktion *RGP* berechnet. Der in die *RGP*-Funktionen (B50:C50) eingegebene Bereich muss um die hinzugefügten Zellen (B38, C38) erweitert werden. Änderung von:  $=INDEX(RGP(C36:C38;B36:B38);1)$   $\Rightarrow =INDEX(RGP(C36:C39;B36:B39);1)$ ,  $=INDEX(RGP(C36:C38;B36:B38);2)$   $\Rightarrow =INDEX(RGP(C36:C39;B36:B39);2)$ . Im nebenstehenden Diagramm muss ebenfalls der Bereich um die hinzugefügte Zeile erweitert werden.

- [Neue Kosten bei noch nicht vorhandener Spannung und Leistung \(Beispiel 2Q FU 6,6 kV, Kosten bei unterschiedlichen Leistungen\)](#):

Ist das Spannungsniveau noch nicht vorhanden, muss eine neue Tabelle hinzugefügt werden. Am einfachsten ist es, abhängig von der Anzahl der eingegebenen Daten, neue Zellen einzufügen und das Format von der Kostenaufstellung der anderen Spannungsniveaus zu übernehmen. Nach Eingabe aller Daten, muss eine neue Zeile (z.B. Zeile 52) für die Bestimmung der Konstanten mittels *RGP*-Funktion eingefügt werden. In der Zelle A52 wird der Wert der Spannung eingetragen und in den Zellen B52 und C52 die *RGP*-Funktionen für die Bestimmung der ersten (z.B.: =INDEX(RGP(C49:C52;B49:B52);1) und der zweiten (=INDEX(RGP(C49:C52;B49:B52);2) Konstante. Die Bereiche in der Funktion müssen je nachdem welche Zellen für die Berechnung relevant sind, eingetragen werden.

Anschließend muss man in die Tabelle *Wirtschaftlichkeit* wechseln, in der die Kosten des Frequenzumrichters in Zelle I24, abhängig vom eingegebenen Spannungsniveau G24 und der Leistung H24 mittels *SVERWEIS*-Funktion, berechnet werden. Das Spannungsniveau in Zelle G24 wird mittels Drop-Down Menü ausgewählt. Die neue Spannung muss der Liste hinzugefügt werden (Klick Zelle I24; Daten => Datenüberprüfung => Zulassen: "Liste"; Quelle: =Systemkosten!\$A\$48:\$A\$52 bzw. je nachdem wie lange die Liste ist). Anschließend muss die hinterlegte Formel der Zelle I24 um den erweiterten Bereich verändert werden: Statt {=SVERWEIS(G24;Systemkosten!A48:C51;2)\*H24+SVERWEIS(G24;Systemkosten!A48:C51;3)} => {=SVERWEIS(G24;Systemkosten!A48:C52;2)\*H24+SVERWEIS(G24;Systemkosten!A48:C52;3)} (abhängig davon um wie viel die Liste verlängert wurde). Die geschwungenen Klammern dürfen nicht eingegeben werden, sondern erfolgen durch die Tastenkombination Strg+Shift+Enter (notwendig bei Matrixberechnungen).

Werden die Kosten einer anderen Komponente erweitert, ist prinzipiell gleich wie oben vorzugehen, wobei die hinterlegten Formeln etwas abweichen können. Wichtig ist, dass in den vorhandenen Formeln nur die Bereiche der *SVERWEIS*-Funktion verändert werden.

### **3. Betriebskosten/-erlöse**

Zur Berechnung der Betriebskosten sind die geforderten Drehzahlen (bis zu zehn Punkte) und die dazugehörigen prozentuellen Häufigkeiten in den grau markierten Feldern (Tabelle *Wirtschaftlichkeit* Zellen B42:C51) einzugeben. Vorteilhaft für die Wirtschaftlichkeit des Differenzialsystems ist, wenn ein Pumpen-Betriebspunkt mit hoher prozentueller Häufigkeit nahe oder im Nullpunkt des Servos liegt (siehe Tabelle *Vorauslegung* Zelle B26). In weiterer Folge werden unter anderem die Leistungen, Wirkungsgrade und Verluste aller Komponenten und die sich daraus ergebenden Stromkosten/-erlöse beider Systeme berechnet. In den Kommentaren sind die verwendeten Formeln ersichtlich.

### **4. Gesamtkosten/-erlöse**

Die Gesamtkosten/-erlöse und die Barwerte der zwei Systeme sind in den Zellen B63:I64 der Tabelle *Wirtschaftlichkeit* zu finden. Für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit ist im speziellen die Differenz der Kosten und Erlöse wichtig, da höchstwahrscheinlich für beide Systeme eine Abweichung zwischen den berechneten und den tatsächlichen Kosten vorhanden ist, solange für den speziellen Fall keine genauen Herstellerangebote eingeholt und im Tool eingetragen werden. Die Relation der Abweichung beider Systeme wird jedoch ähnlich groß sein und daraus ist zu schließen, dass die Kostendifferenz der beiden Systeme für einen ersten Überblick mit ausreichend hoher Genauigkeit berechnet wurde und ein Vergleich gemacht werden kann.

### **5. Druckversion**

In der Tabelle *Druckversion* wurden die wichtigsten Ergebnisse der Vordimensionierung und der Wirtschaftlichkeitsanalyse zusammengefasst und für einen Ausdruck formatiert. Die Tabelle wurde nicht gesperrt, damit man sie für den individuellen Bedarf anpassen kann.